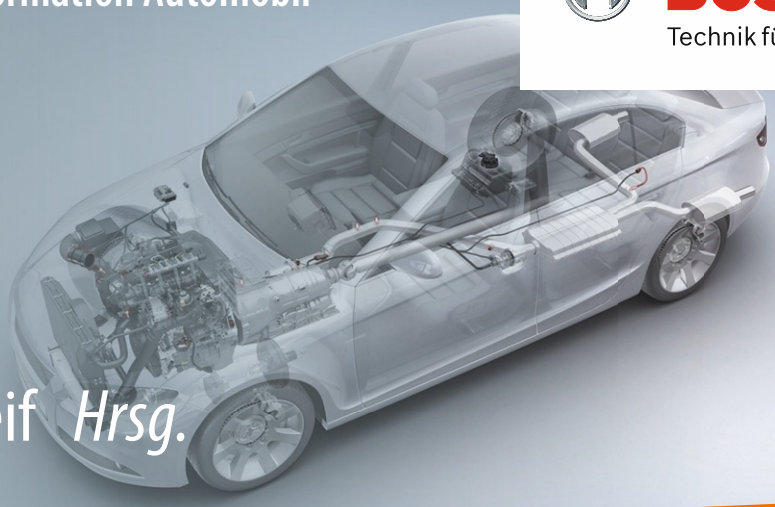
Bosch Fachinformation Automobil

BOSCH
Technik fürs Leben



Konrad Reif *Hrsg.*

Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik

Springer Vieweg

Bosch Fachinformation Automobil

Reihenherausgeber
K. Reif, Ravensburg, Campus Friedrichshafen, Duale Hochschule Baden-Württemberg, Friedrichshafen, Germany

BOSCH Fachinformation Automobil enthält das Basiswissen des weltweit größten Automobilzulieferers aus erster Hand. Anwendungsbezogene Darstellungen sind das Kennzeichen dieser Buchreihe. Ganz auf den Bedarf an praxisnahem Hintergrundwissen zugeschnitten, findet der Auto-Fachmann ausführliche Angaben, die zum Verständnis moderner Fahrzeuge benötigt werden. Sie eignet sich damit hervorragend für den Alltag des Entwicklungsingenieurs, für die berufliche Weiterbildung, für Lehrgänge, zum Selbststudium oder zum Nachschlagen in der Werkstatt. Alle Informationen sind so gestaltet, dass sich auch ein Leser zurechtfindet, für den das Thema neu ist. Die bedarfsgerechte Angebotspalette beginnt beim Kraftfahrtechnischen Taschenbuch, das als handliches Nachschlagewerk den kompakten Einblick in die aktuelle Fahrzeugtechnik bietet. Einen umfassenden Einblick in größere, zusammenhängende Themengebiete bieten die ausführlichen Fachbücher im gebundenen Hardcover-Umschlag. Anschauliche Detailinformationen mit deutlich reduziertem Umfang werden, im flexiblen Einband, zu konkreten Aufgabenstellungen erklärt. Kleinere Lernhefte zu thematisch abgegrenzten Wissensgebieten stehen in den Lernordnern „Automobilelektronik lernen“ und „Motorsteuerung lernen“ bereit.

Weitere Bände dieser Reihe finden Sie unter http://www.springer.com/series/12435

Konrad Reif
Herausgeber

Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik

Springer Vieweg

Herausgeber
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif
Duale Hochschule Baden-Württemberg
Ravensburg, Campus Friedrichshafen
Friedrichshafen, Deutschland
reif@dhbw-ravensburg.de

Bosch Fachinformation Automobil
ISBN 978-3-658-12635-3 ISBN 978-3-658-12636-0 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Springer Vieweg
© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.
Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.
Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Vieweg ist Teil von Springer Nature
Die eingetragene Gesellschaft ist Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Strasse 46, 65189 Wiesbaden, Germany

Vorwort

Die Technik im Kraftfahrzeug hat sich in den letzten Jahrzehnten stetig weiterentwickelt. Der Einzelne, der beruflich mit dem Thema beschäftigt ist, muss immer mehr tun, um mit diesen Neuerungen Schritt zu halten. Mittlerweile spielen viele neue Themen der Wissenschaft und Technik in Kraftfahrzeugen eine große Rolle. Dies sind nicht nur neue Themen aus der klassischen Fahrzeug- und Motorentechnik, sondern auch aus der Elektronik und aus der Informationstechnik. Diese Themen sind zwar für sich in unterschiedlichen Publikationen gedruckt oder im Internet dokumentiert, also prinzipiell für jeden verfügbar; jedoch ist für jemanden, der sich neu in ein Thema einarbeiten will, die Fülle der Literatur häufig weder überblickbar noch in der dafür verfügbaren Zeit lesbar. Aufgrund der verschiedenen beruflichen Tätigkeiten in der Automobil- und Zulieferindustrie sind zudem unterschiedlich detaillierte Ausführungen gefragt.

Gerade heute ist es so wichtig wie früher: Wer die Entwicklung mit gestalten will, muss sich mit den grundlegenden wichtigen Themen gut auskennen. Hierbei sind nicht nur die Hochschulen mit den Studienangeboten und die Arbeitgeber mit Weiterbildungsmaßnahmen in der Pflicht. Der rasche Technologiewechsel zwingt zum lebenslangen Lernen, auch in Form des Selbststudiums.

Hier setzt die Schriftenreihe „Bosch Fachinformation Automobil“ an. Sie bietet eine umfassende und einheitliche Darstellung wichtiger Themen aus der Kraftfahrzeugtechnik in kompakter, verständlicher und praxisrelevanter Form. Dies ist dadurch möglich, dass die Inhalte von Ingenieuren der Bosch-Entwicklungsabteilungen sowie von Mitarbeitern aus weiteren Unternehmen verfasst wurden, die genau an den dargestellten Themen arbeiten. „Grundlagen Fahrzeug und Motorentechnik“ ist als kompaktes Buch so gestaltet, dass sich auch ein Leser zurechtfindet, für den das Thema neu ist.

Das vorliegende Buch **„Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik“** enthält eine Zusammenstellung grundlegender Kapitel der Bücher „Dieselmotor-Management“, „Ottomotor-Management“, „Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe“, „Bremsen und Bremsregelsysteme“ sowie „Bosch Autoelektrik und Autoelektronik“ aus derselben Buchreihe.

Dabei werden Dieselmotoren, Ottomotoren, Getriebe und Hybridantriebe prinzipiell erklärt. Aber auch die Themen Fahrsicherheit, Bremssysteme, Energiebordnetze und Elektronik werden grundlegend behandelt. Für eine detailliertere Darstellung dieser Themen wird auf die oben genannten Bücher verwiesen.

Die hier vorliegende Auflage enthält die völlig neu bearbeiteten Versionen der Kapitel „Grundlagen des Ottomotors“ und „Zündung“ aus der 4. Auflage des Buchs „Ottomotor-Management“.

Das Buch eignet sich besonders gut für Studenten natur- und ingenieurwissenschaftlicher Fachrichtungen, die Fahrzeugtechnik als Nebenfach gewählt haben sowie für Ingenieure, insbesondere auch Wirtschaftsingenieure, die sich in das Gebiet der Fahrzeugtechnik neu einarbeiten.

Friedrichshafen, im März 2017 Konrad Reif

Inhaltsverzeichnis

Geschichte des Automobils ... 2
Entwicklungsgeschichte ... 2
Pioniere der Kfz-Technik ... 4

Geschichte des Dieselmotors ... 10
Rudolf Diesel ... 11
Gemischbildung der ersten Dieselmotoren ... 12
Einsatz der ersten Fahrzeug-Dieselmotoren ... 14
Bosch-Dieseleinspritzung ... 17

Einsatzgebiete der Dieselmotoren ... 22
Eigenschaftskriterien ... 22
Anwendungen ... 22
Motorkenndaten ... 25

Grundlagen des Dieselmotors ... 26
Arbeitsweise ... 26
Drehmoment und Leistung ... 29
Motorwirkungsgrad ... 30
Betriebszustände ... 33
Betriebsbedingungen ... 37
Einspritzsystem ... 39
Brennräume ... 40

Füllungssteuerung bei Dieselmotoren ... 44
Übersicht ... 44
Aufladung ... 45
Drallklappen ... 54
Motoransaugluftfilter ... 55

Grundlagen der Diesel-Einspritzung ... 58
Gemischverteilung ... 58
Parameter der Einspritzung ... 60
Düsen- und Düsenhalter-Ausführung ... 69

Diesel-Einspritzsysteme im Überblick ... 70
Bauarten ... 70

Systemübersicht der Verteilereinspritzpumpen ... 76
Anwendungsgebiete ... 76
Kantengesteuerte Systeme ... 78
Magnetventilgesteuerte Systeme ... 80

Systemübersicht der Einzelzylinder-Systeme ... 84
Einzeleinspritzpumpen PF ... 84
Unit Injector System UIS und
Unit Pump System UPS ... 86
Systembild UIS für Pkw ... 88
Systembild UIS/UPS für Nkw ... 90

Systemübersicht Common Rail ... 92
Aufbau ... 93
Arbeitsweise ... 94
Common Rail System für Pkw ... 98
Common Rail System für Nkw ... 103

Abgasnachbehandlung in Dieselmotoren ... 106
NOx-Speicherkatalysator ... 107
Selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden ... 109
Partikelfilter DPF ... 112
Diesel-Oxidationskatalysator ... 116

Grundlagen des Ottomotors ... 118
Arbeitsweise ... 118
Zylinderfüllung ... 123
Verbrennung ... 131
Drehmoment, Leistung und Verbrauch ... 135

Füllungssteuerung bei Ottomotoren ... 140
Elektronische
Motorleistungssteuerung ... 140
Dynamische Aufladung ... 143
Aufladung ... 146
Ladungsbewegung ... 154
Abgasrückführung ... 156

Benzin-Einspritzung ... 158
Saugrohreinspritzung ... 159
Benzin-Direkteinspritzung ... 175

Zündung ... 196
Magnetzündung ... 196
Batteriezündung ... 196
Induktive Zündanlage ... 198

Abgasnachbehandlung in Ottomotoren ... 204
Abgasemissionen und Schadstoffe ... 204
Katalytische Abgasreinigung ... 212

Getriebe für Kraftfahrzeuge ... 224
Getriebe im Triebstrang ... 224
Anforderungen an Getriebe ... 226
Handschaltgetriebe ... 227
Automatisierte Schaltgetriebe (AST) ... 228
Doppelkupplungsgetriebe (DKG) ... 232
Automatische Getriebe (AT) ... 234
Stufenlose Getriebe (CVT) ... 242
Toroidgetriebe ... 248

Hybridantriebe ... 250
Merkmale ... 250
Funktionalitäten ... 251
Funktionale Klassifikation ... 252
Antriebsstrukturen ... 253
Steuerung von Hybridfahrzeugen ... 259
Regeneratives Bremssystem ... 262

Fahrsicherheit im Kraftfahrzeug ... 264
Sicherheitssysteme ... 264
Grundlagen des Fahrens ... 266

Grundlagen der Fahrphysik ... 274
Reifen ... 274
Kräfte und Momente am Fahrzeug ... 277
Fahrzeuglängsdynamik ... 284
Fahrzeugquerdynamik ... 286
Definitionen ... 288

Bremssysteme in Personenkraftwagen ... 290
Übersicht ... 290
Geschichte der Bremse ... 292
Einteilung von Pkw-Bremsanlagen ... 298
Bestandteile einer Pkw-Bremsanlage ... 300
Bremskreisaufteilung ... 301

Energiebordnetze ... 302
Elektrische Energieversorgung ... 302
Bordnetzstrukturen ... 310
Elektrisches Energiemanagement (EEM) ... 313
Bordnetzkenngrößen ... 318
Bordnetzauslegung ... 321
Kabelbäume ... 323
Steckverbindungen ... 325

Übersicht über elektronische Systeme im Fahrzeug ... 328
Übersicht ... 328

Steuerung und Regelung von Ottomotoren ... 332
Übersicht ... 332
Betriebsdatenverarbeitung ... 334
Systembeispiele ... 337
Systemstruktur ... 342
Softwarestruktur ... 353
Steuergeräteapplikation ... 363

Steuerung und Regelung von Dieselmotoren ... 372
Systemübersicht ... 372
Common Rail System für Pkw ... 374
Common Rail System für Nkw ... 375
Unit Injector System UIS für Pkw ... 376
Unit Injector System UIS und
Unit Pump System UPS für Nkw ... 377
Datenverarbeitung ... 378
Regelung der Einspritzung ... 380
Lambda-Regelung für Pkw-Dieselmotoren ... 390
Momentengeführte EDC-Systeme ... 395
Datenaustausch mit anderen Systemen ... 398
Serielle Daten übertragung mit CAN ... 399
Regelung und Ansteuerung von Aktoren ... 400
Ersatzfunktionen ... 401

Lichttechnik ... 402
Übersicht ... 402

Antiblockiersystem ABS ... 416
Systemübersicht ... 416
Anforderungen an das ABS ... 418
Dynamik des gebremsten Rades ... 419
ABS-Regelkreis ... 420
Typische Regelzyklen ... 424
Raddrehzahlsensoren ... 432

Antriebsschlupfregelung ASR ... 436
Aufgaben ... 436
Funktionsbeschreibung ... 436
Struktur der ASR ... 438
Typische Regelsituationen ... 439
ASR für allradgetriebene Fahrzeuge ... 440

Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP 444
Anforderungen 444
Aufgaben und Arbeitsweise 445
Fahrmanöver 446
Gesamtregelkreis und Regelgrößen 454
Mikromechanische Drehratesensoren 460
Lenkradwinkelsensoren 462
Hall-Beschleunigungssensoren 464

Insassenschutzsysteme 466
Sicherheit am Kraftfahrzeug 466
Sicherheitsgurte, Gurtstraffer 466
Frontairbag 469
Seitenairbag 472
Komponenten 472
Überrollschutzsysteme 476
Ausblick 477
Piezoelektrische Beschleunigungssensoren 480
Oberflächenmikromechanische Beschleunigungssensoren 481
Sitzbelegungserkennung 483

Stichwortverzeichnis 486

Herausgeber

Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif

Autoren und Mitwirkende

Dipl.-Ing. Karl-Heinz Dietsche,
Dipl.-Ing. Dietrich Kuhlgatz,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Geschichte des Automobils)

Dipl.-Ing. Karl-Heinz Dietsche
(Geschichte des Dieselmotors)

Dipl.-Ing. (FH) Hermann Grieshaber,
Dipl.-Ing. Joachim Lackner,
Dr.-Ing. Herbert Schumacher.
(Einsatzgebiete der Dieselmotoren)

Dipl.-Ing. (FH) Hermann Grieshaber,
Dr.-Ing. Thorsten Raatz.
(Grundlagen des Dieselmotors)

Dipl.-Betriebsw. Meike Keller,
Dr.-Ing. Thomas Wintrich.
(Füllungssteuerung bei Dieselmotoren)

Dipl.-Ing. (FH) Hermann Grieshaber,
Dipl.-Ing. Jens Olaf Stein.
(Grundlagen der Dieseleinspritzung; Dieseleinspritzsysteme im Überblick)

Dipl.-Ing. (FH) Helmut Simon,
Dipl.-Ing. Johannes Feger,
Dr. rer. nat. Dietmar Ottenbacher.
(Systemübersicht der Verteilereinspritzpumpen)

Dr. tech. Theodor Stipek,
Dipl.-Ing. Joachim Lackner
(Systemübersicht der Einzelzylinder-Systeme)

Dipl.-Ing. Felix Landhäuser.
(Systemübersicht Common-Rail)

Dr. rer. nat. Norbert Breuer,
Dr. rer. nat. Thomas Hauber,
Priv.-Doz. Dr.-Ing. Johannes Schaller,
Dr. Ralf Schernewski,
Dipl.-Ing. Stefan Stein,
Dr.-Ing. Ralf Wirth.
(Abgasnachbehandlung in Dieselmotoren)

Dr.-Ing. David Lejsek,
Dr.-Ing. Andreas Kufferath,
Dr.-Ing. André Kulzer,
Dr. Ing. h.c.F. Porsche AG,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Grundlagen des Ottomotors)

Dr.-Ing. Martin Brandt,
Dr.-Ing. Alex Grossmann,
Dipl.-Ing. Markus Deissler,
Prof. Dr. Kurt Kirsten,
IDK GmbH,
Dipl.-Ing. Michael Bäuerle,
Dipl.-Ing. Martin Rauscher,
Dr.-Ing. Jochen Müller,
Bosch Mahle Turbo Systems GmbH & Co. KG,
Dr.-Ing. Wolfgang Samenfink,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Füllungssteuerung bei Ottomotoren)

Dipl.-Ing. Andreas Posselt,
Dipl.-Ing. Markus Gesk,
Dipl.-Ing. Anja Melsheimer,
Dipl.-Ing. (BA) Ferdinand Reiter,
Dipl.-Ing. (FH) Klaus Joos,
Dipl.-Ing. Peter Schenk,
Dr.-Ing. Andreas Kufferath,
Dr.-Ing. Wolfgang Samenfink,
Dipl.-Ing. Andreas Glaser,
Dr.-Ing. Tilo Landenfeld,
Dipl.-Ing. Uwe Müller,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Benzin-Einspritzung)

Dipl.-Ing. Walter Gollin,
Dipl.-Ing. (FH) Klaus Lerchenmüller,
Dr.-Ing Grit Vogt,

Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg
(Zündung)

Dipl.-Ing. Klaus Winkler,
Dr.-Ing. Wilfried Müller,
Umicore AG & Co. KG,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Abgasnachbehandlung in Ottomotoren)

Dipl.-Ing. Dieter Fornoff,
Dieter Graumann,
E. Hendriks,
Dipl.-Ing. Thomas Laux,
Dipl.-Ing. Thomas Müller,
Dipl.-Ing. A. Schreiber,
Dipl.-Ing. Steffen Schumacher,
Dipl.-Ing. W. Stroh.
(Getriebe für Kraftfahrzeuge)

Dipl.-Ing. Thomas Huber,
Dr.-Ing. Jan Lichtermann,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Hybridantriebe)

Dipl.-Ing. Friedrich Kost.
(Fahrsicherheit im Kraftfahrzeug)

Dipl.-Ing. Friedrich Kost.
(Grundlagen der Fahrphysik)

Dipl.-Ing. (FH) Jochen Wagner,
Dipl.-Ing. Bernhard Kant.
(Bremssysteme in Personenkraftwagen)

Dipl.-Ing. Clemens Schmucker,
Dipl.-Ing. Reinhard Meyer,
Dipl.-Ing. Markus Beck,
Dipl.-Ing. (FH) Bernd Moosmann,
Dipl.-Ing. Wolfgang Kircher,
Dipl.-Ing. Werner Hofmeister,
Dipl.-Ing. Andreas Simmel,
Dipl.-Ing. Ingo Koch,
Dr.-Ing. Wolfgang Pfaff.
(Energiebordnetze)

Dipl.-Ing. Bernhard Mencher,
Dipl.-Ing. (BA) Ferdinand Reiter,
Dipl.-Ing. Andreas Glaser,
Dipl.-Ing. Walter Gollin,
Dipl.-Ing. (FH) Klaus Lerchenmüller,
Dipl.-Ing. Felix Landhäußer,
Dipl.-Ing. Doris Boebel,
Automotive Lighting Reutlingen GmbH,
Dr.-Ing. Michael Hamm,
Automotive Lighting Reutlingen GmbH,
Dipl.-Ing. Tilman Spingler,
Automotive Lighting Reutlingen GmbH,
Dr.-Ing. Frank Niewels,
Dipl.-Ing. Thomas Ehret,
Dr.-Ing. Gero Nenninger,
Prof. Dr.-Ing. Peter Knoll,
Dr. rer. nat. Alfred Kuttenberger.
(Elektrische und elektronische Systeme im Kfz)

Dipl.-Ing. Stefan Schneider,
Dipl.-Ing. Andreas Blumenstock,
Dipl.-Ing. Oliver Pertler,
Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
(Elektronische Steuerung und Regelung)

Dipl.-Ing. Felix Landhäuser,
Dipl.-Ing. (FH) Mikel Lorente Susaeta,
Dipl.-Ing. Martin Grosser,
Dipl.-Ing. Andreas Michalske.
(Steuerung und Regelung von Dieselmotoren)

Dipl.-Ing. Heinz-Jürgen Koch-Dücker,
Dipl.-Ing (FH) Ulrich Papert.
(Antiblockiersystem ABS)

Dr.-Ing. Frank Niewels,
Dipl.-Ing. Jürgen Schuh.
(Antriebsschlupfregelung ASR)

Dipl.-Ing. Thomas Ehret.
(Elektronisches Stabilitäts-Programm)

Dipl.-Ing. Bernhard Mattes
(Insassenschutzsysteme)

Soweit nicht anders angegeben, handelt es sich um Mitarbeiter der Robert Bosch GmbH.

Geschichte des Automobils

Die Mobilität spielt für die Menschen seit jeher eine große Rolle. In fast jeder Epoche versuchte man Mittel zu finden, die Menschen über längere Strecken mit größtmöglicher Geschwindigkeit zu tragen vermochten. Mit der Entwicklung von zuverlässigen Verbrennungsmotoren, die mit flüssigen Kraftstoffen betrieben werden konnten, wurde der Traum des selbstfahrenden Automobils Wirklichkeit.

Entwicklungsgeschichte

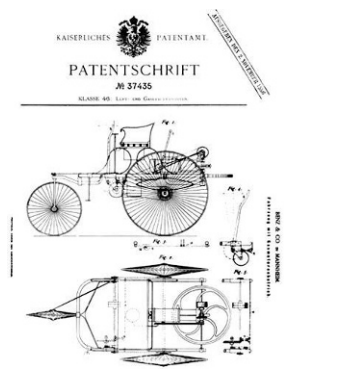
Für die Entstehung eines Gefährtes, das in unserem Zeitalter nicht mehr wegzudenken ist, waren viele Voraussetzungen nötig, ohne die ein solches Projekt nicht hätte umgesetzt werden können. Einige Daten sind an dieser Stelle vorangestellt, die einen wesentlichen Beitrag zur Entwicklung des Automobils beitrugen:

- Circa 3500 v. Chr.
  Entwicklung des Rades in Mittel- und Osteuropa sowie in Mesopotamien
- Circa 1300
  Weiterentwicklung der Kutsche mit Elementen wie Lenkung, Radaufhängung und Federung
- 1769
  Dampfwagen von Joseph Cugnot
- 1858
  Gasmotor von Étienne Lenoir
- 1860
  Viertakt-Verbrennungsmotor von Christian Reithmann, sowie später davon unabhängig von Alphonse Beau de Rochas und Nikolaus Otto

Viele heute noch zum Einsatz kommende Details im Verbrennungsmotor mit Fremdzündung wurden von Nikolaus Otto entwickelt, z. B. die Niederspannungszündung.

Carl Benz konstruierte den „Benz Patent-Motorwagen Nummer 1“ (Bild 1), auf den ihm 1886 das Patent erteilt wurde. Dieser Patent-Motorwagen Nummer 1 gilt als erstes praxistaugliches Kraftfahrzeug der Welt. Mit seinem Patent beginnt die rasante Entwicklung des Automobils mit Verbrennungsmotor. Die öffentliche Meinung war jedoch damals noch gespalten. Die Verfechter des neuen Zeitalters rühmten das Automobil als Inbegriff des Fortschritts, während der Großteil der Bevölkerung gegen die zunehmende Belästigung durch Staub, Lärm, Unfallgefahr und rücksichtslose Autofahrer protestierte. Dennoch war das Automobil

1


KAISERLICHES PATENTAMT.

PATENTSCHRIFT

№ 37435

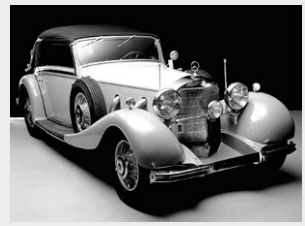
2 Daimler Motor-Kutsche von 1894 (Daimler)

Bild 1
Das Patent für den „Benz Patent-Motorwagen Nummer 1“, das Benz am 29. Januar 1886 erteilt wurde, basierte nicht auf einer umgebauten Kutsche, sondern stellte eine eigenständige ganzheitliche Konstruktion dar (Daimler)

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_1

3 Das T-Modell, „Tin Lizzie" genannt, wurde mehr als 15 Millionen Mal gebaut (Ford).

4 Mercedes-Benz 500 K Cabriolet C, Baujahr 1934 (Daimler)



nicht mehr aufzuhalten.

In den Anfängen stellte der Kauf eines Automobils eine Herausforderung dar. Es gab praktisch kein Straßennetz, an Reparaturwerkstätten war nicht zu denken, Treibstoff erwarb man in der Apotheke und Ersatzteile ließ man vor Ort schmieden. Umso erwähnenswerter ist die erste Fernfahrt von Bertha Benz im Jahr 1888. Sie war der erste Mensch am Steuer eines motorisierten Fahrzeugs, der sich über kürzere Versuchs- und Probefahrten hinauswagte. Die Bewältigung der damals enormen Distanz über 100 km von Mannheim nach Pforzheim bekräftigte die Zuverlässigkeit des Automobils.

Am Anfang konzentrierten sich – außer Benz – in Deutschland jedoch wenige Unternehmer auf die weltweite Bedeutung der motorgetriebenen Fahrzeuge. Die Franzosen sollten das Automobil groß machen. Panhard & Levassor nutzten Lizenzen für Daimler-Motoren zum Bau eigener Automobile. Panhard sind Konstruktionsmerkmale wie Lenkrad, geneigte Lenksäule, Kupplungspedal, Luftreifen und Röhrenkühler zu verdanken. In den folgenden Jahren entstanden Firmen wie Peugeot, Citroën, Renault, Fiat, Ford, Rolls-Royce, Austin und andere. Gottlieb Daimler, der seine Motoren nahezu weltweit vertrieb, hatte hierauf einen nicht unerheblichen Einfluss.

Die anfangs am Kutschenbau orientierten Wagen wurden sehr schnell zu Automobilen im heutigen Sinne weiterentwickelt. Allerdings wurde jedes Automobil einzeln in Handarbeit gefertigt. Das änderte sich grundlegend im Jahr 1913 mit der Einführung des Fließbandes durch Henry Ford. Mit dem T-Modell revolutionierte er die Automobilbranche in Amerika. Das Auto war ab diesem Zeitpunkt kein Luxusgut mehr. Höhere Stückzahlen machten eine rapide Senkung der Preise möglich, womit das Automobil den Massen zugänglich wurde. Citroën und Opel waren eine der ersten, die das Fließband nach Europa brachten, doch erst Mitte der 1920er-Jahre setzte es sich durch.

Die Automobilhersteller erkannten schnell, dass sie sich auf die Wünsche der Kunden einstellen mussten, um am Markt erfolgreich zu sein. Man nutzte Rennerfolge zu Werbemaßnahmen. Professionelle Fahrer prägten sich und ihre Automarke mit einem Geschwindigkeitsrekord in die Köpfe der Zuschauer ein. Weiterhin bemühte man sich um eine breitere Produktpalette. So entstand über die Jahrzehnte hinweg eine Vielfalt an Autoformen, die sich jeweils am Zeitgeist sowie den wirtschaftlichen und politischen Einflüssen orientierten. Zum Beispiel setzten sich Stromlinienfahrzeuge vor dem Zweiten Weltkrieg nicht durch; repräsentative Autos waren gefragt. Exklusivste Fahrzeuge wie der Mercedes-Benz 500 K, Rolls-Royce Phantom III, 855 Horch

5 VW-Käfer aus den 70er-Jahren

oder Bugatti Royale wurden entwickelt.

Der Zweite Weltkrieg hatte einen erheblichen Einfluss auf die Entwicklung von Kleinwagen. Der heute als Käfer bekannte Volkswagen wurde von Ferdinand Porsche konstruiert und in Wolfsburg produziert. Nach Ende des Krieges waren vor allem kleine, erschwingliche Wagen gefragt. Die Hersteller reagierten auf diese Nachfrage: So entstanden die Autos Goliath GP 700, Lloyd 300, Citroën 2CV, Trabant, Isetta oder Fiat 500 C. Autos wurden nun nach neuen Standards gebaut; man legte mehr Wert auf Technik, integriertes Zubehör und vor allem ein vernünftiges Preis-Leistungs-Verhältnis.

Heute wird ein hoher Standard der Insassensicherheit gewährt; Airbag, ABS, ESP und „intelligente" Sensoren sind wegen der steigenden Anzahl von Verkehrsteilnehmern und der im Vergleich zu früher hohen Geschwindigkeiten unerlässlich. Das Auto wurde durch die Arbeit der Automobilindustrie aufgrund der gestiegenen Marktanforderungen stetig weiterentwickelt. Es gibt jedoch Gebiete, die auch für die Zukunft eine Herausforderung darstellen. Ein Beispiel ist die weitere Reduzierung der Umweltbelastungen und alternative Energiequellen.

Eines wird sich in naher Zukunft wohl nicht ändern – der Begriff, für den das Auto seit mehr als 100 Jahren steht und schon dessen Urväter begeisterte: die individuelle Mobilität.

Pioniere der Kfz-Technik

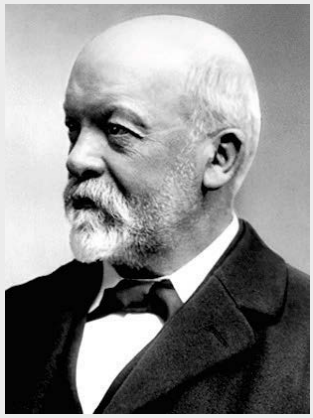
Aufgrund der Vielzahl an Personen, die sich mit der Entwicklung des Automobils beschäftigt haben, stellt diese Auflistung keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

6 Nikolaus August Otto (Deutz)

Nikolaus August Otto (1832–1891), gebürtig aus Holzhausen, entwickelte schon früh sein Interesse für Technik. Neben seiner Anstellung als Reisender für Lebensmittelgroßhandlungen beschäftigte er sich mit der Funktion von Gasmotoren.

Ab 1862 spezialisierte sich Otto vollends auf den Motorenbau. Es gelang ihm, einen Viertakt-Gasmotor zu entwickeln. Dafür erhielt er 1867 auf der Pariser Weltausstellung die Goldmedaille. 1884 erfand er die Niederspannungszündung, womit Motoren mit Benzin betrieben werden konnten. Diese Neuheit stellte die Grundlage für das spätere Lebenswerk von Robert Bosch dar. Ottos Verdienst liegt darin, dass er als Erster den Viertakt-Verbrennungsmotor gebaut und dessen Überlegenheit über alle Vorläufer demonstriert hat.

7 Gottlieb Daimler (Daimler)



8 Wilhelm Maybach (MTU Friedrichshafen GmbH)

Gottlieb Daimler (1834–1900) stammte aus Schorndorf und studierte Maschinenbau am Polytechnikum in Stuttgart. 1865 lernte er den hoch begabten Ingenieur Wilhelm Maybach kennen. Beide sollte fortan eine dauernde Zusammenarbeit verbinden. Neben der Erfindung des ersten Motorrads beschäftigte sich Daimler vor allem mit der Entwicklung eines für den Einsatz in Fahrzeugen geeigneten Ottomotors. 1889 stellten Daimler und Maybach in Paris den ersten „Stahlradwagen“ mit Zwei-Zylinder-V-Motor vor.

Schon ein Jahr später pflegte Daimler internationale Beziehungen mit der Vermarktung des schnell laufenden Daimler-Motors. So ließ 1891 Armand Peugeot einen von ihm konstruierten Wagen bei der Rad-Fernfahrt Paris – Brest – Paris erfolgreich mitfahren und stellte sowohl seine Konstruktion als auch die Zuverlässigkeit des verwendeten Daimler-Motors unter Beweis. Daimlers Verdienst resultiert aus der stetigen Weiterentwicklung des Ottomotors und dem Vertrieb in andere Länder.

Wilhelm Maybach (1846–1929), geboren in Heilbronn, absolvierte eine Ausbildung zum Technischen Zeichner. Bald darauf war er als Detailkonstrukteur unter anderem bei der Firma Gasmotoren Deutz AG (von Otto gegründet) tätig.

Maybach überarbeitete den Ottomotor und brachte ihn zur Serienreife. Er entwickelte unter anderem auch die Wasserkühlung, den Spritzdüsenvergaser und die Doppelzündung. Im Jahr 1900 konstruierte Maybach unter Verwendung von Leichtmetall einen revolutionären Rennwagen. Auf Anregung des österreichischen Geschäftsmannes Jellinek wurde dieses Fahrzeug entwickelt. Er bestellte 36 Wagen mit der Bedingung, das Modell nach seiner Tochter „Mercedes“ zu benennen.

9 Carl Friedrich Benz (Daimler)

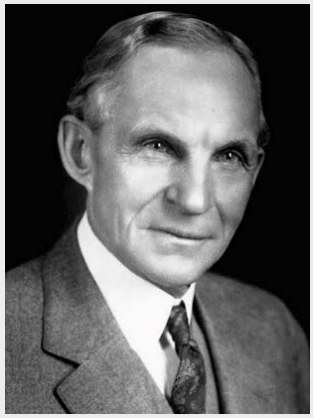
10 Cäcilie Bertha Benz, geborene Ringer, um 1871 (Daimler)

Carl Friedrich Benz (1844–1929), geboren in Karlsruhe, studierte Maschinenbau am Polytechnikum in Karlsruhe. 1871 gründete er seine erste Fabrik für Eisengießerei und Industriebauteile in Mannheim.

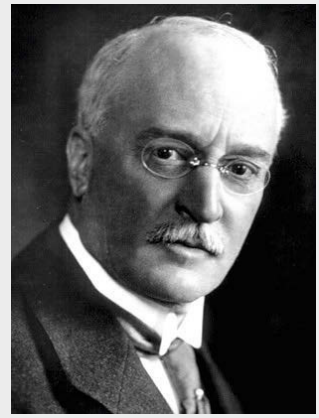
Unabhängig von Daimler und Maybach beschäftigte er sich ebenfalls mit dem Einbau von Motoren in Fahrzeugen. Nachdem die wichtigsten Ansprüche aus Ottos Viertaktpatent für nichtig erklärt worden waren, entwickelte Benz neben einem eigenen Viertaktmotor auch einen Oberflächenvergaser, die elektrische Zündung, die Kupplung, die Wasserkühlung sowie eine Gangschaltung. 1886 meldete er sein Patent an und stellte der Öffentlichkeit seinen Motorwagen vor. Er gründete die Benz & Cie. Rheinische Gasmotorenfabrik in Mannheim. In dieser Firma wurde in der Zeit von 1894 bis 1901 das „Velo“ gefertigt, das mit einer produzierten Gesamtstückzahl von ca. 1 200 Exemplaren als erstes Großserien-Automobil bezeichnet werden kann. Diese Firma fusionierte 1926 mit der Daimler-Motoren-Gesellschaft zur „Daimler-Benz AG“. Carl Benz stellte das erste Automobil vor und schuf die Voraussetzungen für die industrielle Fertigung von Serienfahrzeugen.

Cäcilie Bertha Benz (geborene Ringer; geboren am 3. Mai 1849 in Pforzheim; gestorben am 5. Mai 1944 in Ladenburg) war wesentlich daran beteiligt, das Automobil als allgemeines Fortbewegungsmittel zu etablieren. Sie ließ sich vorzeitig ihre Mitgift auszahlen, um mit diesem Kapital ihrem Ehemann Carl Benz die Weiterführung seines Unternehmens zu ermöglichen. Sie unternahm die erste erfolgreiche Fernfahrt mit einem Automobil von Mannheim nach Pforzheim. Sie war damit der erste Mensch, der sich über kürzere Versuchs- und Probefahrten hinauswagte. Ihre Fernfahrt trug wesentlich dazu bei, die noch bestehenden Vorbehalte der Kunden gegen das Fahrzeug zu zerstreuen, und ermöglichte in der Folge den wirtschaftlichen Erfolg der Firma.

11 Henry Ford (Ford)



12 Rudolf Christian Karl Diesel (MAN AG)



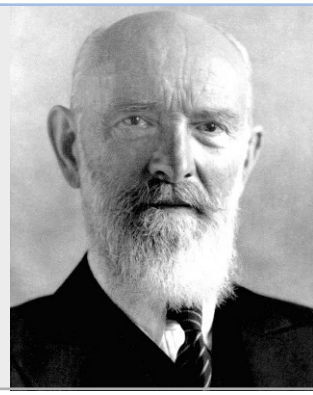
Henry Ford (1863–1947) stammte aus Dearborn, Michigan (USA). Ford erarbeitete sich 1891 als Ingenieur bei der Edison Illuminating Company eine sichere Position, widmete sich aber persönlich der Weiterentwicklung des Ottomotors.

Die Gebrüder Duryea bauten 1893 das erste Automobil in Amerika. Ford konnte 1896 mit seinem Wagen, dem „Quadricycle Runabout", nachziehen, der die Ausgangsbasis für zahlreiche Konstruktionen werden sollte. 1908 brachte Ford das „Model T" heraus, das ab 1913 am Fließband gefertigt wurde. Ford dominierte ab dem Jahr 1921 den Automarkt der USA mit einem Anteil von 55 % der gesamten Industrieproduktion. Der Name Henry Ford steht für die Motorisierung Amerikas. Dank seiner Ideen wurde das Automobil einer breiten Bevölkerungsschicht zugänglich.

Rudolf Christian Karl Diesel (1858–1913), gebürtig aus Paris, fasste mit 14 Jahren den Entschluss, Ingenieur zu werden. Er schloss sein Examen am Polytechnikum München mit der besten Leistung seit Bestehen der Anstalt ab.

1892 erhielt Diesel das Patent für den später nach ihm benannten „Diesel-Motor", der schnell seine Verbreitung als stationärer Motor und als Schiffsmotor fand. 1908 fuhr der erste Lastwagen mit einem Dieselmotor. Sein Einzug in die Pkw-Welt dauerte jedoch Jahrzehnte. Erst im Jahr 1936 wurde er im Mercedes 260 D in Serie eingebaut. Heute ist der Dieselmotor so weit entwickelt, dass er in vielen Ländern ebenso verbreitet ist wie der Ottomotor. Rudolf Diesel hat mit seiner Erfindung wesentlich zu einer wirtschaftlicheren Nutzung des Verbrennungsmotors beigetragen. Mit Lizenzvergaben konnte Diesel international tätig werden, erntete aber zu Lebzeiten nicht mehr die gebührende Anerkennung.

13 Robert Bosch

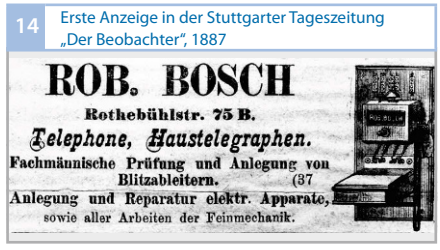


Das Lebenswerk von Robert Bosch

Robert Bosch, geboren am 23. September 1861 in Albeck bei Ulm, entstammte einer wohlhabenden Bauernfamilie. Nach seiner Ausbildung zum Feinmechaniker arbeitete er zeitweise in verschiedenen Unternehmen, wobei er seine technischen sowie kaufmännischen Fähigkeiten und Erfahrungen weiter ausbaute. Nach einem halben Jahr als Gasthörer im Fach Elektrotechnik an der TH Stuttgart reiste er in die USA um bei „Edison Illuminating" zu arbeiten. Später war er bei „Siemens Brothers" in England beschäftigt.

1886 entschloss er sich, eine „Werkstätte für Feinmechanik und Elektrotechnik" in einem Hinterhaus im Stuttgarter Westen zu eröffnen. Er beschäftigte einen weiteren Mechaniker sowie einen Lehrling. Am Anfang lag sein Arbeitsgebiet in der Installation und Reparatur von Telefonen, Telegrafen, Blitzableitern und anderen feinmechanischen Tätigkeiten. Sein Engagement in der schnellen Bearbeitung neuer Problemstellungen sollte ihm auch später stets einen Vorsprung verschaffen.

14 Erste Anzeige in der Stuttgarter Tageszeitung „Der Beobachter", 1887



Die von Bosch entwickelte Niederspannungs-Magnetzündung im Jahr 1897 stellte – im Gegensatz zu den unzuverlässigen Vorläufern – den Durchbruch für die Automobilindustrie dar. Dieses Produkt war der Ausgangspunkt für die rasche Expansion des Unternehmens von Robert Bosch. Er verstand es immer, die Zweckbestimmtheit der technisch-wirtschaftlichen Welt mit den humanen Erfordernissen in Einklang zu bringen. Auf sozialem Gebiet galt Bosch als Vorreiter.

Technische Pionierarbeit hat Bosch mit der Entwicklung und Ausreifung folgender Produkte geleistet:

- Niederspannungs-Magnetzünder,
- Hochspannungs-Magnetzünder für höhere Drehzahlen (konstruiert von seinem Mitarbeiter Gottlob Honold),
- Zündkerze,
- Zündverteiler,
- Batterie für Pkw und Motorrad,
- Anlasser (Starter),
- Lichtmaschine (Generator),
- Bosch-Licht, elektrische Beleuchtung für Pkw,
- Diesel-Einspritzpumpen,
- Autoradio (gefertigt bei den „Ideal-Werken", ab 1938 „Blaupunkt"),
- erste Lichtanlage für das Fahrrad,
- Bosch-Horn (elektrische Hupe),
- Batteriezündung,
- Bosch-Winker (damals als typisch für den deutschen Organisationsgeist belächelt – heute als Blinker unverzichtbar).

Viele weitere Entwicklungen, auch im gesellschaftlichen Bereich, könnte man hier aufzählen. Sie zeigen, dass Bosch seiner Zeit voraus war. Sein vorwärts strebender Geist hat die Automobilentwicklung stark

vorangetrieben. Mit der steigenden Zahl der selbstfahrenden „Automobilisten“ wuchs das Bedürfnis nach Werkstätten rasch an. In den 1920er-Jahren begann Robert Bosch mit dem systematischen Aufbau einer flächendeckenden Kundendienstorganisation. 1926 erhielten diese Werkstätten den einheitlichen, als Markenzeichen angemeldeten Namen „Bosch-Dienst“.

Einen ebenso hohen Anspruch hatte Bosch an die Umsetzung sozialer Ziele. Er führte 1906 den 8-Stunden-Tag ein und gewährte den Arbeitern hohe Löhne. 1910 stiftete er eine Million Mark zur Förderung der technischen Bildung. Die Fertigstellung des 500 000. Magnetzünders nahm er zum Anlass, den arbeitsfreien Samstagnachmittag einzuführen. Weitere Verbesserungen waren z. B. die Altersversorgung, Arbeitsplätze für Schwerbehinderte und die Urlaubsregelung. Boschs Aussage, „Beruf und Lehrpraxis sind ein kundigerer Erzieher als bloße Theorie“ führte 1913 zur Einrichtung einer Lehrwerkstatt, die 104 Lehrlingen Platz bot.

Mitte 1914 war der Name Bosch schon weltweit vertreten. Der Umsatzanteil der ins Ausland gelieferten Erzeugnisse stieg stetig und erreichte im Jahre 1913 88,7 %. Bosch konnte durch die großen Heereslieferungen weiterhin expandieren, doch missfielen ihm die Gewinne in Anbetracht der Gräuel dieser Jahre. Er spendete daraufhin im Jahre 1916 20 Mio. RM (Reichsmark) für soziale Zwecke.

Nach dem Ersten Weltkrieg war es schwer, im Ausland wieder Fuß zu fassen. Beispielsweise wurden in den USA die Bosch-Fabriken, Verkaufsniederlassungen sowie die Wort- und Bildmarke konfisziert und an ein US-Unternehmen verkauft. Das bedeutete unter anderem, dass Produkte unter dem Namen „Bosch“ erschienen, die nicht von ihm produziert waren. Erst Ende der 1920er-Jahre hatte Bosch alle Rechte zurückerworben und konnte sich wieder in den USA etablieren. Boschs unbeugsame Entschlossenheit, Schwierigkeiten zu meistern, brachte die Firma wieder auf den Weltmarkt und prägte den Mitarbeitern die internationale Bedeutung der Firma Bosch ins Bewusstsein ein.

15 Erstes Geschäftshaus in der Londoner Store Street

Zwei beispielhafte Daten stellen noch einmal den sozialen Einsatz Boschs heraus:

1936 stiftete er Mittel zum Bau eines Krankenhauses, das 1940 eingeweiht wurde. In der Eröffnungsrede hob Bosch sein Engagement für eine soziale Zusammenarbeit hervor: „Jede Arbeit ist wichtig, auch die kleinste. Es soll sich keiner einbilden, seine Arbeit sei über die seines Mitarbeiters erhaben.“

1942 starb mit Robert Bosch ein Unternehmer, der sowohl auf dem technisch-elektrischen als auch auf sozialem Gebiet ein Pionier war. Noch heute gilt er als Vorbild für vorandrängenden Zeitgeist, unermüdlichen Fleiß, soziale Verbesserungen, Unternehmensgeist und Bildungsförderung.

1964 wurde die Robert Bosch Stiftung GmbH gegründet, zu deren Aufgaben die Gesundheitspflege, Wohlfahrtspflege, Bildung, Erziehung, Förderung der Kunst, Kultur sowie Geistes- und Sozialwissenschaften zählen. Durch sie werden die Ideale von Robert Bosch bis in die heutige Zeit gepflegt.

Geschichte des Dieselmotors

Bereits im Jahr 1863 unternahm der Franzose Etienne Lenoir eine Versuchsfahrt mit einem Fahrzeug, das von einer von ihm entwickelten Gasmaschine angetrieben wurde. Dieser Antrieb erwies sich aber als untauglich für den Einbau und Antrieb von Fahrzeugen. Erst mit Nikolaus August Ottos Viertaktmotor mit Magnetzündung war der Betrieb mit flüssigem Kraftstoff und somit der mobile Einsatz möglich. Der Wirkungsgrad dieser Motoren war allerdings gering. Die Leistung des Rudolf Diesel bestand darin, einen Motor mit vergleichsweise sehr viel höherem Wirkungsgrad theoretisch zu entwickeln und seine Idee bis zur Serienreife zu verfolgen.

Rudolf Diesel baute 1897 in Zusammenarbeit mit der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN) den ersten funktionierenden Prototypen eines Verbrennungsmotors, der mit billigem Schweröl betrieben werden konnte. Das Gewicht dieses ersten Dieselmotors betrug allerdings rund 4,5 Tonnen bei einer Höhe von drei Metern. Deshalb war an einen Einsatz dieses Motors für Landfahrzeuge vorerst noch nicht zu denken.

Mit weiteren Verbesserungen im Bereich der Einspritzung und Gemischbildung setzte sich Diesels Erfindung aber bald durch und es gab für Schiffs- und Stationärmotoren keine Alternativen mehr.

„Es ist meine feste Überzeugung, dass der Automobilmotor kommen wird, und dann betrachte ich meine Lebensaufgabe als beendet."
(Zitat von Rudolf Diesel kurz vor seinem Tod)

2 Rudolf Diesel

1 Patenturkunde für den Dieselmotor und dessen erste Ausführung aus dem Jahr 1894

PATENT-URKUNDE

AUSZUG

AUF GRUND DER ANGEHEFTETEN BESCHREIBUNG UND ZEICHNUNG IST DURCH BESCHLUSS DES KAISERLICHEN PATENTAMTES

an Rudolf Diesel, Ingenieur, in Berlin

EIN PATENT ERTHEILT WORDEN.

GEGENSTAND DES PATENTES IST:

Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen.

ANFANG DES PATENTES: 23. Februar 1892.

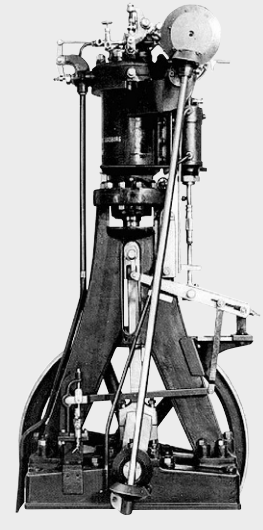
DIE RECHTE UND PFLICHTEN DES PATENTINHABERS SIND DURCH DAS PATENTGESETZ VOM 7. APRIL 1891 INNERHALB DES DEUTSCHEN REICHSGEBIETES FÜR DIE DAUER DES PATENTES BESTIMMT.

ZU URKUND DER ERTHEILUNG DES PATENTES IST DIESE AUSFERTIGUNG EXPEDIRT.

Berlin, den 23. Februar 1893.

KAISERLICHES PATENTAMT.

Bureau-Vorsteher des Kaiserlichen Patentamtes.



© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_2

Rudolf Diesel

Rudolf Diesel (1858–1913), gebürtig aus Paris, fasste mit 14 Jahren den Entschluss, Ingenieur zu werden. Er schloss sein Examen am Polytechnikum München als Bester der bis dahin Examinierten ab.

Idee eines neuen Motors

Die Idee Diesels war, eine Maschine mit einem wesentlich höheren Wirkungsgrad gegenüber der damals populären Dampfmaschine zu konstruieren. Eine Maschine, die sich am isothermischen Kreisprozess orientiert, sollte nach der Theorie des französischen Physiker Sadi Carnot mit einem hohen Wirkungsgrad von über 90 % betrieben werden können.

Diesel entwickelte seinen Motor zunächst auf dem Papier, basierend auf Carnots Vorlagen. Sein Ziel war, einen leistungsstarken Motor bei vergleichsweise kleinen Abmessungen zu entwerfen. Von der Funktion und der Leistungsfähigkeit seines Motors war Diesel absolut überzeugt.

Diesels Patent

Diesel schloss seine theoretischen Studien 1890 ab und meldet am 27. Februar 1892 beim Kaiserlichen Patentamt zu Berlin ein Patent auf „Neue rationelle Wärmekraftmaschinen“ an. Am 23. Februar 1893 erhielt er die Patenturkunde DRP 67207 mit dem Titel „Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungsmaschinen“, datiert auf den 28. Februar 1892.

Diesen neuen Motor gab es zunächst nur in der Theorie. Die Richtigkeit von Diesels Berechnungen wurde mehrfach bestätigt, an der technischen Realisierbarkeit bestanden bei den Motorenherstellern jedoch Zweifel.

Realisierung des Motors

Die im Motorbau erfahrenen Firmen wie die Gasmotoren-Fabrik Deutz AG schreckten vor dem Diesel-Projekt zurück. Die erforderlichen Kompressionsdrücke von 250 bar lagen jenseits dessen, was technisch realisierbar erschien. Nach langem Bemühen kam es schließlich 1893 zu einer Zusammenarbeit zwischen Diesel und der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN). Der abgeschlossene Vertrag enthielt allerdings Konzessionen Diesels an den Idealmotor. Der Höchstdruck wurde von 250 auf 90 bar, später dann auf 30 bar gesenkt. Diese aus mechanischen Gründen erforderliche Absenkung des Drucks beeinträchtigte natürlich die Zündfähigkeit beträchtlich. Der von Diesel zunächst vorgesehene Kohlestaub als Kraftstoff wurde allerdings verworfen.

Schließlich begann man im Frühjahr 1893, den ersten, ungekühlten Versuchsmotor zu bauen. Als Kraftstoff war zunächst Petroleum vorgesehen. Man verwendete aber Benzin, weil man der Meinung war, dass sich dieser Kraftstoff leichter selbst entzündet (das war ein Irrtum). Das Prinzip der Selbstzündung – d. h. Einspritzen des Kraftstoffs in die während der Kompression hoch verdichtete und erwärmte Verbrennungsluft – wurde bei diesem Motor bestätigt.

Beim zweiten Versuchsmotor wurde der Kraftstoff nicht direkt, sondern mithilfe von Druckluft eingespritzt und zerstäubt. Zudem erhielt er eine Wasserkühlung.

Doch erst mit dem dritten Versuchsmotor – einer Neukonstruktion mit einer einstufigen Luftpumpe zur Drucklufteinblasung – gelang der Durchbruch. Am 17. Februar 1897 führte Prof. Moritz Schröder von der Technischen Hochschule München die Abnahmeversuche durch. Die Messergebnisse bestätigten den für eine Verbrennungskraftmaschine seinerzeit hohen Wirkungsgrad von 26,2 %.

Patentstreitigkeiten und Auseinandersetzungen mit dem Diesel-Konsortium hinsichtlich der Entwicklungsstrategie sowie Misserfolge beanspruchten die geistigen und körperlichen Kräfte des genialen Erfinders. Vermutlich stürzte er sich auf einer Kanalüberfahrt nach England am 29. September 1913 in die Fluten.

Gemischbildung der ersten Dieselmotoren

Drucklufteinblasung

Rudolf Diesel hatte nicht die Möglichkeit, den Kraftstoff auf die für Strahlausbreitung, Strahlzerfall und Tropfenbildung erforderlichen Drücke zu verdichten. Der erste Dieselmotor aus dem Jahr 1897 arbeitete deshalb mit Drucklufteinblasung, bei der der Kraftstoff mithilfe von Druckluft in den Zylinder eingebracht wurde. Dieses Verfahren wandte später auch Daimler für seine Lkw-Dieselmotoren an.

Das Einspritzventil besaß einen Anschluss für die Druckluft (Bild 1, Pos. 1) sowie einen Anschluss für die Kraftstoffzuführung (2). Ein Kompressor erzeugte die Druckluft, die in das Ventil einströmte. Bei geöffneter Einspritzdüse (3) riss die in den Brennraum einströmende Luft den Kraftstoff mit und erzeugte in dieser Zweiphasenströmung die für eine schnelle Tropfenverdampfung und damit für die Selbstentzündung erforderlichen feinen Tröpfchen.

Ein Nocken sorgte für die kurbelwellensynchrone Betätigung der Einspritzdüse. Die einzuspritzende Kraftstoffmenge wurde über den Kraftstoffdruck gesteuert. Da der Einspritzdruck von der Druckluft erzeugt wurde, reichte als Kraftstoffdruck ein geringer Wert aus.

Das Problem bei diesem Verfahren war – aufgrund des niedrigen Drucks an der Einspritzdüse – die geringe Eindringtiefe des Luft-Kraftstoff-Gemischs in den Brennraum. Deshalb war diese Gemischbildung für höhere Einspritzmengen (höhere Motorlasten) und Drehzahlen nicht geeignet. Die eingeschränkte Strahlausbreitung verhinderte die zur Leistungssteigerung erforderliche Luftausnutzung und ergab mit zunehmender Einspritzmenge lokale Überfettungen mit

1 Einspritzventil für die Drucklufteinblasung aus der Entstehungszeit des Dieselmotors (1895)

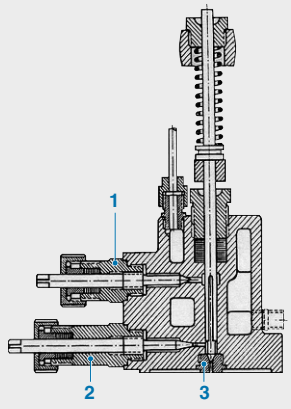


Bild 1
1 Druckluftzuführung
2 Kraftstoffzuführung
3 Einspritzdüse

2 Prinzip des Vorkammermotors

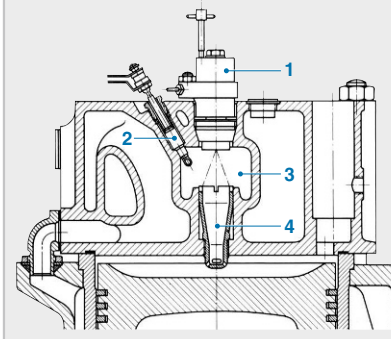


Bild 2
(Bildquelle: Daimler)
1 Brennstoffventil
2 Glühspirale zum Anwärmen der Vorkammer
3 Vorkammer
4 Zündeinsatz

drastischem Rauchanstieg. Die Verdampfungszeit der relativ großen Kraftstofftropfen ließ zudem eine nennenswerte Steigerung der Motordrehzahl nicht zu. Ein weiterer Nachteil dieses Motors war der enorme Platzbedarf des Kompressors. Trotzdem konnte dieses Prinzip damals in Lkw eingesetzt werden.

Vorkammermotor

Beim Benz-Diesel handelte es sich um einen Vorkammermotor. Bereits 1909 hatte Prosper L'Orange dieses Verfahren zum Patent angemeldet. Mit dem Vorkammerprinzip konnte auf die komplizierte und aufwändige Lufteinblasung verzichtet werden. Die Gemischbildung im Hauptbrennraum dieses bis in die gegenwärtige Zeit angewandten Verfahrens wird durch eine Teilverbrennung in der Nebenkammer sichergestellt. Der Vorkammermotor verfügt über einen speziell geformten Verbrennungsraum, der einen halbkugelförmigen Kopf aufweist. Vorkammer und Brennraum sind über kleine Bohrungen miteinander verbunden. Das Volumen der Vorkammer beträgt ungefähr ein Fünftel des Kompressionsraums.

Die gesamte Kraftstoffmenge wird mit ca. 230 bis 250 bar in die Vorkammer eingespritzt. Wegen des begrenzten Luftangebots in der Vorkammer kann nur ein geringer Teil des Kraftstoffs verbrennen. Infolge der durch die Teilverbrennung bedingten Druckerhöhung in der Vorkammer wird der unverbrannte bzw. teilweise gecrackte Kraftstoff in den Hauptbrennraum gedrückt, wo er sich mit der Luft im Hauptbrennraum vermischt, entzündet und verbrennt.

Die Vorkammer hat hier die Aufgabe des Gemischbildners. Dieses Verfahren – auch als indirekte Einspritzung bezeichnet – hat sich schließlich durchgesetzt und so lange behauptet, bis die Entwicklung der Einspritztechnik die zur Gemischbildung im Hauptbrennraum erforderliche Einspritzdrücke lieferte.

Direkteinspritzung

Der erste Dieselmotor der Firma MAN arbeitete mit Direkteinspritzung, bei der der Kraftstoff über eine Einspritzdüse direkt in den Brennraum gelangt. Als Kraftstoff wurde ein sehr leichtes Öl eingesetzt, das von einem Kompressor in den Brennraum eingespritzt wurde. Durch den Kompressor waren die Abmessungen des Motors beträchtlich.

Im Nutzfahrzeugbereich tauchten direkteinspritzende Motoren wieder in den 1960er-Jahren auf und verdrängten langsam die Vorkammermotoren. Im Pkw-Sektor konnten sich die Vorkammermotoren wegen ihres geringeren Verbrennungsgeräusch bis in die 1990er-Jahre behaupten und wurden dann aber in kurzer Zeit vom Direkteinspritzer verdrängt.

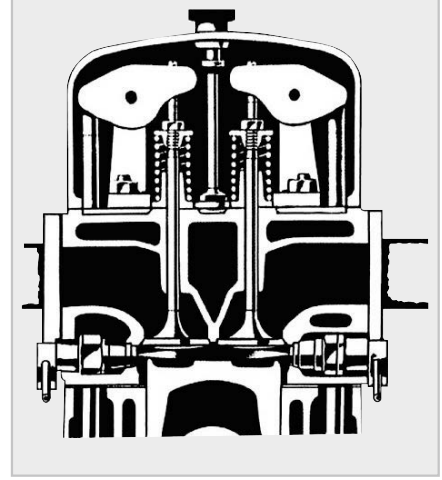
Einsatz der ersten Fahrzeug-Dieselmotoren

Dieselmotor in Nutzfahrzeugen

Die ersten Dieselmotoren waren aufgrund der hohen Zylinderdrücke große und schwere Aggregate und damit für den mobilen Einsatz in Fahrzeugen völlig ungeeignet. Erst Anfang der 1920er-Jahre konnten die ersten Dieselmotoren in Nutzfahrzeuge eingebaut werden.

Unterbrochen durch den Ersten Weltkrieg führte Prosper L'Orange – Vorstandsmitglied von Benz & Cie – die Entwicklungsarbeit am Dieselmotor weiter. Im Jahr 1923 wurden die ersten Dieselmotoren für Straßenfahrzeuge in Fünftonner-Lkw eingebaut. Diese Vierzylinder-Vorkammermotoren mit 8,8 *l* Hubraum leisteten 45...50 PS. Die erste Probefahrt mit dem Benz-Lkw fand am 10. September statt. Als Kraftstoff wurde Braunkohlenteeröl verwendet. Der Kraftstoffverbrauch lag gegenüber den Benzolmotoren um 25 % niedriger. Zudem kosteten Betriebsstoffe wie Braunkohlenteeröl weit weniger als das hoch besteuerte Benzol. Bereits vor dem Ersten Weltkrieg beschäftigte sich auch die Firma Daimler mit der Weiterentwicklung des Dieselmotors. Nach Kriegsende wurde an Dieselmotoren für Nutzfahrzeuge gearbeitet. Fast zeitgleich mit dem Benz-Lkw konnte am 23. August 1923

3 Erster Fahrzeugdiesel mit Direkteinspritzung (MAN, 1924)



4 Der stärkste Diesel-Lkw der Welt aus dem Jahr 1926 von MAN mit 150 PS (110 kW) für eine Nutzlast von 10 t

die erste Versuchsfahrt stattfinden. Ende September 1923 führte eine weitere Versuchsfahrt vom Berliner Daimler-Werk nach Stuttgart und zurück.

Die ersten Lkw-Serienmodelle mit Dieselmotor waren 1924 auf der Automobilausstellung in Berlin zu sehen. Drei Hersteller waren mit jeweils unterschiedlichen Systemen vertreten, sie hatten die Diesel-Entwicklung mit eigenen Ideen vorangetrieben.

- Der Dieselmotor von Daimler mit Drucklufteinblasung,
- der Benz-Diesel mit Vorkammer,
- der Dieselmotor der Firma MAN mit Direkteinspritzung.

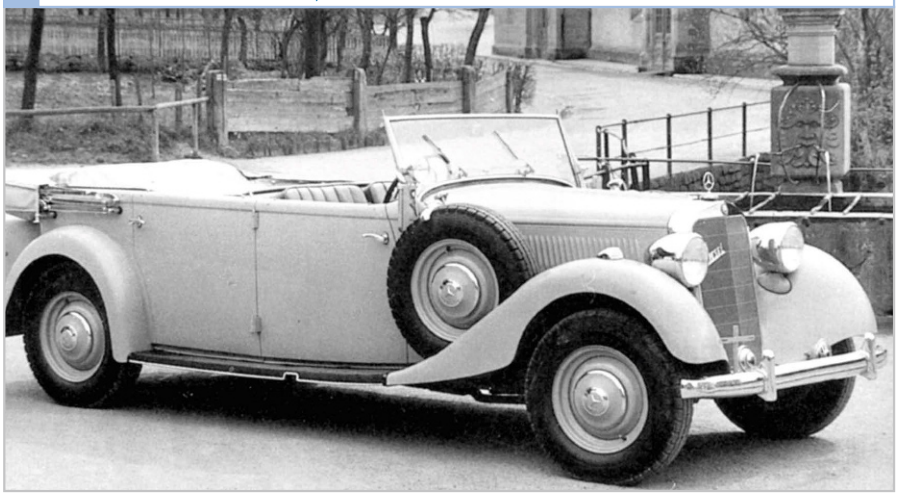
Im Laufe der Zeit wurden die Dieselmotoren immer leistungsfähiger. Die ersten Typen waren Vierzylinderaggregate mit einer Leistung von 40 PS. Bereits 1928 waren Motorleistungen von mehr als 60 PS keine Seltenheit mehr. Schließlich wurden für schwere Nutzfahrzeuge noch leistungsstärkere Motoren mit sechs und acht Zylindern gefertigt.

Im Jahr 1932 reichte das Leistungsspektrum bis 140 PS.

Der Durchbruch des Dieselmotors kam 1932 mit einem Lastwagenprogramm der Firma Daimler-Benz, die 1926 aus der Fusion der Automobilhersteller Daimler und Benz hervorging. Angeführt wurde dieses Programm vom Modell Lo2000 mit einer Nutzlast von 2 t und einem Gesamtgewicht von knapp 5 t. In ihm war der Vierzylindermotor OM59 mit 3,8 *l* Hubraum und 55 PS eingebaut. Das Programm reichte bis zum L5000 (Nutzlast 5 t, Gesamtgewicht 10,8 t). Alle Fahrzeuge waren auch mit Ottomotor gleicher Leistung lieferbar, der gegen den wirtschaftlichen Dieselmotor aber nicht bestehen konnte.

Bis heute hat der Dieselmotor im Nutzfahrzeugbereich weltweit aufgrund seiner Wirtschaftlichkeit seine dominierende Stellung beibehalten. Nahezu alle schweren Nutzfahrzeuge werden von einem Dieselmotor angetrieben. Dabei handelt es sich in Japan fast

5 Erster Diesel-Pkw: Mercedes-Benz 260D aus dem Jahr 1936 mit einer Motorleistung von 45 PS (33 kW) und einem Kraftstoffverbrauch von 9,5 *l*/100 km



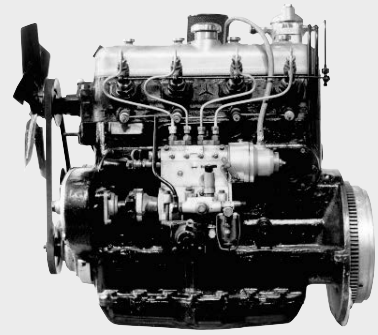
ausschließlich um großvolumige Saugmotoren. In den USA und Europa haben sich dagegen die hoch aufgeladenen Motoren mit Ladeluftkühlung durchgesetzt.

Dieselmotor in Pkw

Bis der Dieselmotor im Pkw Einzug halten konnte, sollten noch einige Jahre vergehen. 1936 war es so weit – der Mercedes 260D wurde mit einem Vierzylinder-Dieselmotor und einer Leistung von 45 PS ausgeliefert.

Als Antriebsaggregat für Pkw führte der Dieselmotor lange Zeit ein Schattendasein. Im Vergleich zum Ottomotor war er zu „lahm". Erst in den 1990er-Jahren änderte sich das Erscheinungsbild. Mit der Abgasturboaufladung und neuen Hochdruck-Einspritzsystemen ist der Dieselmotor dem Ottomotor mittlerweile gleichwertig. Leistung und Umweltverhalten sind vergleichbar. Da der Dieselmotor im Gegensatz zum Ottomotor nicht klopft, kann er auch im unteren Drehzahlbereich hoch aufgeladen werden, was ein hohes Drehmoment und sehr gutes Fahrverhalten bedingt. Ein weiterer Vorteil des Dieselmotors ist natürlich sein guter Wirkungsgrad. Das führt auch zu einer wachsenden Akzeptanz beim Autofahrer – in Europa ist mittlerweile rund jeder zweite neu zugelassene Pkw ein Diesel.

6 Bosch-Reiheneinspritzpumpe am Motor des Mercedes 260D



Weitere Einsatzgebiete

Mit dem Ende der Ära von Dampf- und Segelschiffen auf den Weltmeeren Anfang des 20. Jahrhunderts trat der Dieselmotor auch als Antriebsquelle für diese Verkehrsmittel in Erscheinung. Das erste mit einem 25-PS-Dieselmotor ausgerüstete Schiff ging 1903 in Betrieb. Die erste von einem Dieselmotor angetriebene Lokomotive wurde 1913 vorgestellt. Die Motorleistung betrug 1000 PS. Aber auch die Luftfahrtpioniere zeigten Interesse am Dieselmotor. An Bord der Graf Zeppelin sorgten Dieselmotoren für den Vortrieb.

Bosch-Dieseleinspritzung

Boschs Einstieg in die Dieseltechnik

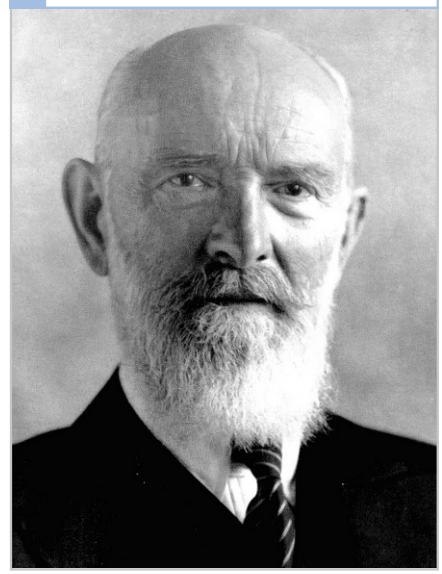
Robert Bosch (1861–1942) eröffnete 1886 in Stuttgart eine „Werkstätte für Feinmechanik und Elektrotechnik". Er beschäftigte einen weiteren Mechaniker und einen Lehrling. Am Anfang lag sein Arbeitsgebiet in der Installation und Reparatur von Telefonen, Telegrafen, Blitzableitern und anderen feinmechanischen Tätigkeiten.

Die von Bosch entwickelte Niederspannungs-Magnetzündung sorgte seit 1897 für die zuverlässige Zündung im Benzinmotor. Dieses Produkt war der Ausgangspunkt für die rasche Expansion des Unternehmens von Robert Bosch. 1902 folgte dann die Hochspannungs-Magnetzündung mit Zündkerze. Der Anker dieser Zündanlage ist noch heute im Logo der Firma Robert Bosch GmbH enthalten.

1922 wandte sich Robert Bosch dem Dieselmotor zu. Er glaubte, dass bestimmte Zubehörteile für diese Motoren einmal in ähnlicher Weise geeignete Gegenstände für die Bosch-Präzisionsmengenfertigung abgeben könnten wie die Magnetzünder und Zündkerzen. Die Zubehörteile für Dieselmotoren waren Einspritzpumpen und Einspritzdüsen.

Schon Rudolf Diesel wollte den Kraftstoff unmittelbar einspritzen, konnte es aber nicht durchführen, weil die hierfür erforderlichen Einspritzpumpen und -düsen nicht zur Verfügung standen. Diese Einspritzpumpen mussten, im Gegensatz zu der bei der Drucklufteinblasung verwendeten Kraftstoffpumpen, für Gegendrücke bis zu mehreren hundert Atmosphären geeignet sein. Die Einspritzdüsen mussten ganz feine Austrittsöffnungen erhalten, weil jetzt der Pumpe und der Düse allein die Aufgabe zufiel, den Kraftstoff zu dosieren und zu zerstäuben.

1 Robert Bosch



Die Einspritzpumpen, die Bosch entwickeln wollte, sollten nicht nur den Anforderungen aller damals bestehenden Schweröl-Kleinmotoren mit unmittelbarer Kraftstoffeinspritzung, sondern auch künftigen Kraftfahrzeug-Dieselmotoren gewachsen sein. Am 28. Dezember 1922 wurde der Beschluss zur Aufnahme dieser Entwicklung gefasst.

Anforderungen an die Einspritzpumpen

Die zu entwickelnde Einspritzpumpe sollte imstande sein, auch kleine Mengen Kraftstoff mit nur ganz geringen Unterschieden bei den einzelnen Pumpenelementen einzuspritzen. Damit war ein runder und gleichförmiger Motorlauf auch bei niedrigen Leerlaufdrehzahlen möglich. Für den Volllastbedarf musste sich die Fördermenge auf das Vier- oder Fünffache steigern lassen. Die erforderlichen Einspritzdrücke betrugen damals schon über 100 bar. Bosch forderte, dass diese Eigenschaften der Pumpe über 2000 Betriebsstunden gewährleistet sein soll-

ten. Das waren für den damaligen Stand der Technik hohe Anforderungen. Nicht nur strömungstechnisch war einiges zu leisten, auch für die Fertigungs- und Werkstofftechnik war diese Vorgabe eine Herausforderung.

Entwicklung der Einspritzpumpe

Zunächst wurden verschiedene Pumpenbauarten erprobt. Die Pumpen hatten teils Schieber-, teils Ventilsteuerung. Die Einspritzmenge wurde durch Verändern des Kolbenhubs geregelt. Bereits Ende 1924 stand eine Pumpenbauart zur Verfügung, die in Bezug auf ihre Förderleistung, ihre Dauerhaftigkeit und ihren geringen Raumbedarf den Ansprüchen sowohl des auf der Berliner Automobilausstellung vorgestellten Vorkammermotors der Benz-Werke als auch des MAN-Direkteinspritzers genügte.

Im März 1925 sicherte sich Bosch durch Verträge mit der Acro AG die Übernahme der Verwertung der Acro-Patente auf ein Dieselmotorsystem mit Luftspeicher und der dazugehörigen Einspritzpumpe und -düse. Die Acro-Pumpe, von Franz Lang in München entwickelt, war eine Einspritzpumpe an sich bekannter Art. Sie hatte aber einen besonderen Steuerschieber mit Schrägkante, der zum Regeln der Fördermenge gedreht wurde. Später verlagerte Lang diese Steuerkante an den Pumpenkolben.

Die Fördereigenschaften der Acro-Einspritzpumpe entsprachen zwar nicht dem, was Boschs eigene Versuchspumpen geboten hatten. Bosch wollte aber mit dem Acro-Motor mit einem für kleine Zylindereinheiten und hohe Drehzahlen besonders geeig-

2 Ausführung einer Bosch-Einspritzpumpe von 1923/1924

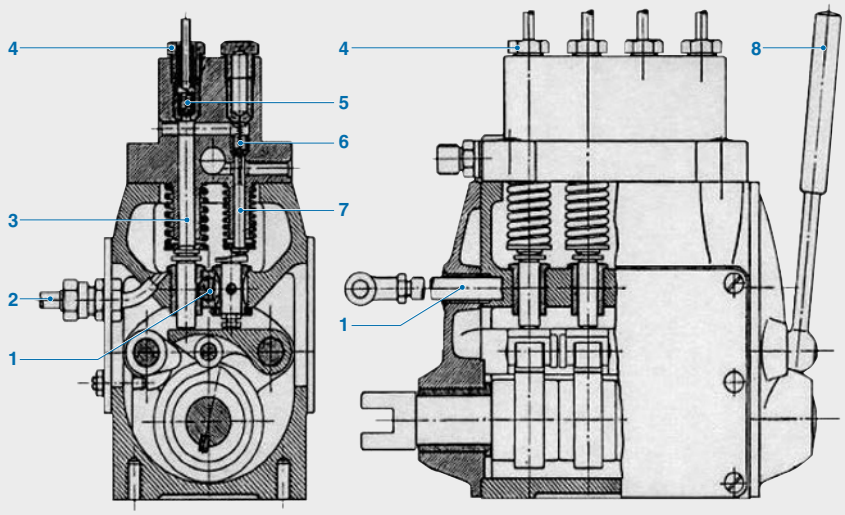


Bild 2
1 Regelstange
2 Zulaufanschluss
3 Pumpenkolben
4 Druckleitungsanschluss
5 Druckventil
6 Saugventil
7 Ventilstößel
8 Abstell- und Aufpumphebel

neten Dieselmotor in Berührung kommen und auf diese Weise einen festen Boden für die Weiterentwicklung von Einspritzpumpen und -düsen gewinnen. Daneben hatte Bosch der Gedanke geleitet, durch Vergabe von Lizenzen auf die Acro-Patente an Motorfabriken die Ausbreitung des Fahrzeug-Dieselmotors zu fördern und damit zur Motorisierung des Verkehrs beizutragen.

Nach dem Ausscheiden Langs aus der Firma im Oktober 1926 verschob sich der Schwerpunkt der Tätigkeit im Hause Bosch wieder hin zur Pumpenentwicklung. Bald darauf entstand die erste serienreife Bosch-Dieseleinspritzpumpe.

Serienreife Bosch-Dieseleinspritzpumpe

Die Bosch-Einspritzpumpe hatte wie schon dem Plan des Konstrukteurs von 1925 entsprechend und wie die abgeänderte Acro-Pumpe eine schräg verlaufende Steuerkante am Pumpenkolben. Sonst unterschied sie sich aber wesentlich von all ihren Vorgängern.

Anstelle des außen liegenden Hebelwerks der Acro-Pumpe zum Verdrehen der Pumpenkolben trat die gezahnte Regelstange, die in Ritzel auf Regelhülsen der Pumpenelemente eingreift.

Um die Druckleitung am Ende der Einspritzung zu entlasten und ein Nachtropfen von Kraftstoff zu verhindern, wurde das Druckventil der Pumpe mit einem saugend in die Ventilführung eingepassten Kölbchen

3 Erste Serien-Dieseleinspritzpumpe von Bosch (1927)

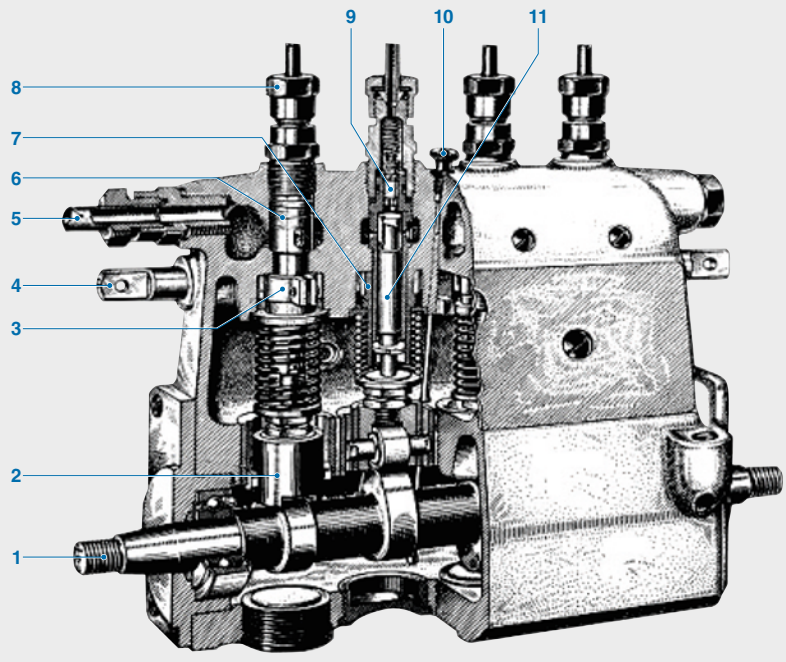
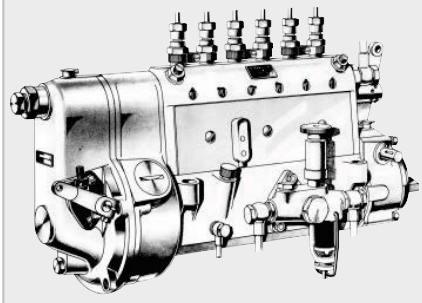


Bild 3
1 Nockenwelle
2 Rollenstößel
3 Zahnsegment
4 Regelstange
5 Zulaufanschluss
6 Pumpenzylinder
7 Regelhülse
8 Druckleitungsanschluss
9 Druckventil mit Kölbchen
10 Ölpegel
11 Pumpenkolben

4 Bosch-Einspritzpumpe mit angebautem Fliehkraftregler



versehen. Dadurch wurde im Gegensatz zu den früher angewendeten Entlastungsmitteln eine große Stetigkeit der Förderung bei verschiedenen Drehzahlen und Mengeneinstellungen erreicht und das Einstellen von Mehrzylinderpumpen auf gleiche Förderung aller Elemente wesentlich erleichtert und verkürzt.

Der einfache und klare Aufbau ermöglichte ein einfaches Zusammensetzen und Prüfen der Einspritzpumpe. Zudem wurde der Ersatz von Teilen gegenüber früheren Bauarten wesentlich erleichtert. Das Ge-häuse entsprach in erster Linie den Anforderungen der Gießerei und der übrigen Fertigung. Die ersten Muster dieser wirklich für Mengenfertigung geeigneten Bosch-Einspritzpumpe wurden im April 1927 hergestellt. Die Freigabe für die Fertigung in größerer Stückzahl und in Ausführungen für Zwei-, Vier- und Sechszylindermotoren erfolgte am 30. November 1927, nachdem sich die Muster in der scharfen Prüfung im Hause und im praktischen Betrieb ausgezeichnet bewährt hatten.

Düsen und Düsenhalter

Die Entwicklung der Einspritzdüsen und Düsenhalter verlief parallel zur Pumpenentwicklung. Zunächst wurden Zapfendüsen für Vorkammermotoren eingesetzt. Mit dem Einsatz der Bosch-Pumpe für den direkteinspritzenden Dieselmotor kamen Anfang 1929 die Lochdüsen hinzu.

Düsen und Düsenhalter wurden in ihrer Größe immer sofort den neu aufgenommenen Pumpengrößen angepasst. Die Motorenhersteller wünschten dann bald auch, dass der Düsenhalter mit der Düse in gleicher Weise in den Zylinderkopf eingeschraubt werden kann wie die Zündkerze beim Ottomotor. Bosch stellte sich auf diesen Wunsch ein und fertigte einschraubbare Düsenhalter.

5 Werbeplakat für die Bosch-Dieseleinspritzung

Regler für die Einspritzpumpe

Da der Dieselmotor nicht wie der Ottomotor selbstregelnd ist, sondern zum Aufrechterhalten einer bestimmten Drehzahl und zum Schutz vor dem Überdrehen mit Selbstzerstörung einen Regler benötigt, mussten die Fahrzeug-Dieselmotoren von Anfang an mit solch einer Vorrichtung ausgestattet werden. Die Motorenfabriken stellten diese Regler zunächst selbst her. Bald kam jedoch der Wunsch auf, den Antrieb für den Regler, der durchweg ein Fliehkraftregler war, einzusparen und diesen mit der Einspritzpumpe zusammenzubauen. Dieser Forderung kam Bosch im Jahr 1931 mit dem Bosch-Regler nach.

Verbreitung der Bosch-Dieseleinspritztechnik

Bis August 1928 waren schon tausend Bosch-Einspritzpumpen ausgeliefert. Als der Aufschwung des Fahrzeug-Dieselmotors begann, stand Bosch gut vorbereitet da und konnte die Motorenfabriken mit einer ausgereiften Einspritzausrüstung bedienen.
Als sich die Bosch-Pumpen und -Düsen be-währt hatten, verzichteten die meisten Firmen ganz auf die Eigenherstellung dieses Zubehörs.

Bosch kam bei der Entwicklung der Dieseleinspritzpumpen seine Erfahrung in der Feinmechanik (z. B. bei der Fertigung von Schmierpumpen) zugute. Seine Produkte konnten nicht „nach den reinen Grundsätzen des Maschinenbaus“ hergestellt werden. Das verhalf ihm zu einem Marktvorteil. Bosch hatte damit einen wesentlichen Anteil daran, dass sich der Dieselmotor zu dem entwickeln konnte, was er heute ist.

Einsatzgebiete der Dieselmotoren

Kein anderer Verbrennungsmotor wird so vielfältig eingesetzt wie der Dieselmotor [1]). Dies ist vor allem auf seinen hohen Wirkungsgrad und der damit verbundenen Wirtschaftlichkeit zurückzuführen.

Die wesentlichen Einsatzgebiete für Dieselmotoren sind:
- Stationärmotoren,
- Pkw und leichte Nkw,
- schwere Nkw,
- Bau- und Landmaschinen,
- Lokomotiven und
- Schiffe.

Dieselmotoren werden als Reihenmotoren und V-Motoren gebaut. Sie eignen sich grundsätzlich sehr gut für die Aufladung, da bei ihnen im Gegensatz zum Ottomotor kein Klopfen auftritt.

[1]) Benannt nach Rudolf Diesel (1858 bis 1913), der 1892 sein erstes Patent auf „Neue rationelle Wärmekraftmaschinen“ anmeldete. Es erforderte jedoch noch viel Entwicklungsarbeit, bis 1897 der erste Dieselmotor bei MAN in Augsburg lief.

Eigenschaftskriterien

Folgende Merkmale und Eigenschaften sind für den Einsatz eines Dieselmotors von Bedeutung (Beispiele):
- Motorleistung,
- spezifische Leistung,
- Betriebssicherheit,
- Herstellungskosten,
- Wirtschaftlichkeit im Betrieb,
- Zuverlässigkeit,
- Umweltverträglichkeit,
- Komfort und
- Gefälligkeit (z. B. Motorraumdesign).

Je nach Anwendungsbereich ergeben sich für die Auslegung des Dieselmotors unterschiedlich Schwerpunkte.

Anwendungen

Stationärmotoren

Stationärmotoren (z. B. für Stromerzeuger) werden oft mit einer festen Drehzahl betrieben. Motor und Einspritzsystem können somit optimal auf diese Drehzahl abgestimmt werden. Ein Drehzahlregler verändert die Einspritzmenge entsprechend der geforderten Last. Für diese An-

1 Pkw-Dieselmotor mit Unit Injector Einspritzsystem (Beispiel)

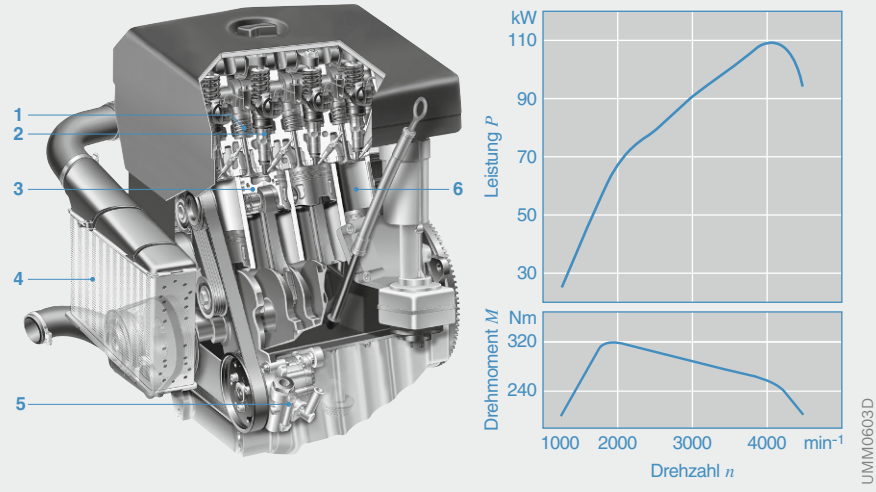


Bild 1
1 Ventiltrieb
2 Injektor
3 Kolben mit Bolzen und Pleuel
4 Ladeluftkühler
5 Kühlmittelpumpe
6 Zylinder

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_3

wendungen werden weiterhin auch Einspritzanlagen mit mechanischer Regelung eingesetzt.

Auch Pkw- und Nkw-Motoren können als Stationärmotoren eingesetzt werden. Die Regelung des Motors muss jedoch ggf. den veränderten Bedingungen angepasst sein.

Pkw und leichte Nkw

Besonders von Pkw-Motoren (Bild 1) wird ein hohes Maß an Durchzugskraft und Laufruhe erwartet. Auf diesem Gebiet wurden durch weiterentwickelte Motoren und neue Einspritzsysteme mit Elektronischer Dieselregelung (Electronic Diesel Control, EDC) große Fortschritte erzielt. Das Leistungs- und Drehmomentverhalten konnte auf diese Weise seit Beginn der 1990er- Jahre wesentlich verbessert werden. Deshalb hat der „Diesel“ unter anderem auch den Einzug in die Pkw-Oberklasse geschafft.

In Pkw werden Schnellläufer mit Drehzahlen bis 5500 min^{-1} eingesetzt. Das Spektrum reicht vom 10-Zylinder mit 5000 cm^3 in Limousinen bis zum 3-Zylinder 800 cm^3-Motor in Kleinwagen.

Neue Pkw-Dieselmotoren werden in Europa nur noch mit Direkteinspritzung (DI, Direct Injection engine) entwickelt, da der Kraftstoffverbrauch bei DI-Motoren ca. 15...20 % geringer ist als bei Kammermotoren. Diese heute fast ausschließlich mit einem Abgasturbolader ausgerüsteten Motoren bieten deutlich höhere Drehmomente als vergleichbare Ottomotoren. Das im Fahrzeug maximal mögliche Drehmoment wird meist von den zur Verfügung stehenden Getrieben und nicht vom Motor bestimmt.

Die immer schärfer werdenden Abgasgrenzwerte und die gestiegenen Leistungsanforderungen erfordern Einspritzsysteme mit sehr hohen Einspritzdrücken. Die steigenden Anforderungen an das Abgasverhalten bilden auch zukünftig eine Herausforderung für die Entwickler von Dieselmotoren. Deshalb wird es in Zukunft besonders auf dem Gebiet der Abgasnachbehandlung zu weiteren Veränderungen kommen.

2 Nkw-Dieselmotor mit Common Rail System (Beispiel)

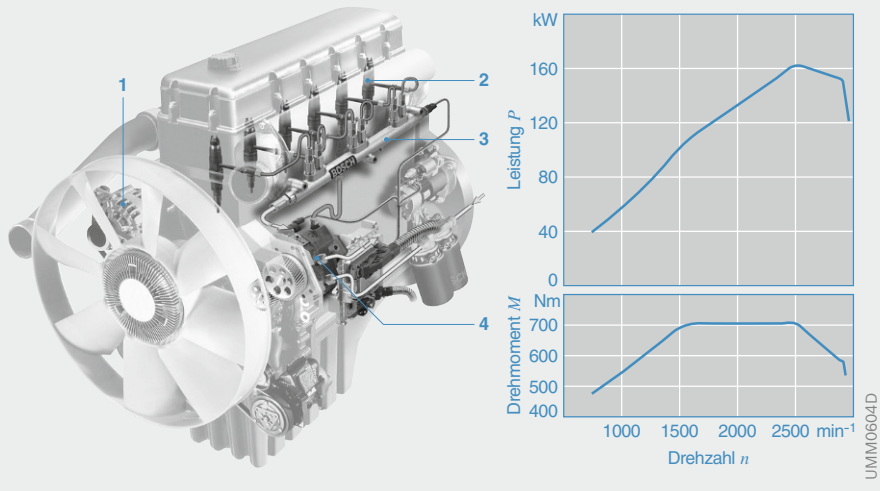


Bild 2
1 Generator
2 Injektor
3 Rail
4 Hochdruckpumpe

Schwere Nkw

Motoren für schwere Nkw (Bild 2) müssen vor allem wirtschaftlich sein. Deshalb sind in diesem Anwendungsbereich nur Dieselmotoren mit Direkteinspritzung (DI) zu finden. Der Drehzahlbereich dieser Mittelschnellläufer reicht bis ca. 3500 min^{-1}.

Auch die Abgasgrenzwerte für Nkw werden immer weiter herabgesetzt. Dies bedeutet hohe Anforderungen auch an das jeweilige Einspritzsystem und die Entwicklung von neuen Systemen zur Abgasnachbehandlung.

Bau- und Landmaschinen

Im Bereich der Bau- und Landmaschinen hat der Dieselmotor seinen klassischen Einsatzbereich. Bei der Auslegung dieser Motoren wird außer auf die Wirtschaftlichkeit besonders hoher Wert auf Robustheit, Zuverlässigkeit und Servicefreundlichkeit gelegt. Die maximale Leistungsausbeute und die Geräuschoptimierung haben einen geringeren Stellenwert als zum Beispiel bei Pkw-Motoren. Bei dieser Anwendung werden Motoren mit Leistungen ab ca. 3 kW bis hin zu Leistungen schwerer Nkw eingesetzt.

Bei Bau- und Landmaschinen kommen vielfach noch Einspritzsysteme mit mechanischer Regelung zum Einsatz. Im Gegensatz zu allen anderen Einsatzbereichen, in denen vorwiegend wassergekühlte Motoren verwendet werden, hat bei den Bau- und Landmaschinen die robuste und einfach realisierbare Luftkühlung noch große Bedeutung.

Lokomotiven

Lokomotivmotoren sind, ähnlich wie größere Schiffsdieselmotoren, besonders auf Dauerbetrieb ausgelegt. Außerdem müssen sie gegebenenfalls auch mit schlechteren Dieselkraftstoff-Qualitäten zurechtkommen. Ihre Baugröße umfasst den Bereich großer Nkw-Motoren bis zu mittleren Schiffsmotoren.

Schiffe

Die Anforderungen an Schiffsmotoren sind je nach Einsatzbereich sehr unterschiedlich. Es gibt ausgesprochene Hochleistungsmotoren für z. B. Marine- oder Sportboote. Für diese Anwendung werden 4-Takt-Mittelschnellläufer mit einem Drehzahlbereich zwischen 400...1500 min^{-1} und bis zu 24 Zylindern eingesetzt (Bild 3).

3 Schiffsdiesel mit Einzeleinspritzpumpen (Beispiel)

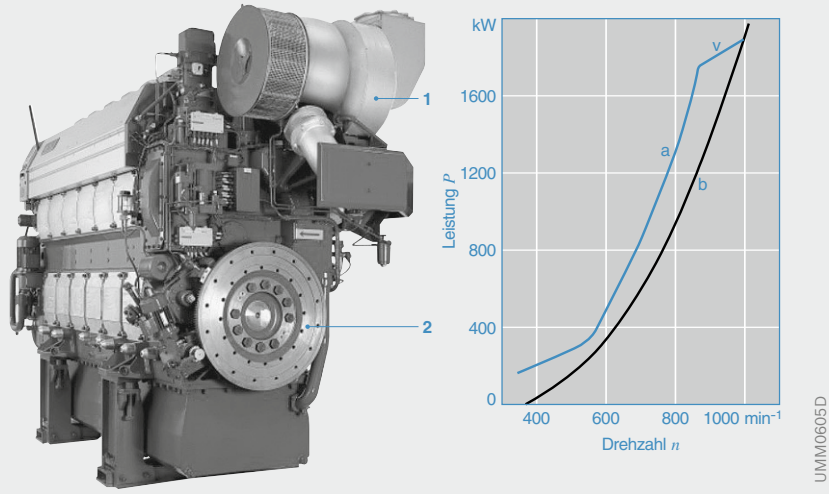


Bild 3
1 Lader
2 Schwungmasse

a Motorleistung
b Fahrwiderstandskurve
v Bereich der Volllastbegrenzung

Andererseits finden auf äußerste Wirtschaftlichkeit im Dauerbetrieb ausgelegte 2-Takt-Großmotoren Verwendung. Mit diesen Langsamläufern ($n < 300\ min^{-1}$) werden auch die höchsten mit Kolbenmotoren erreichbaren effektiven Wirkungsgrade von bis zu 55 % erreicht.

Großmotoren werden meist mit preiswertem Schweröl betrieben. Dazu ist eine aufwändige Kraftstoff-Aufbereitung an Bord erforderlich. Der Kraftstoff muss je nach Qualität auf bis zu 160 °C aufgeheizt werden. Erst dadurch wird seine Viskosität auf einen Wert gesenkt, der ein Filtern und Pumpen ermöglicht.

Für kleinere Schiffe werden oft Motoren eingesetzt, die eigentlich für schwere Nkw bestimmt sind. Damit steht ein wirtschaftlicher Antrieb mit niedrigen Entwicklungskosten zur Verfügung. Auch bei diesen Anwendungen muss die Regelung an das veränderte Einsatzprofil angepasst sein.

Mehr- oder Vielstoffmotoren

Für Sonderanwendungen (z. B. Einsatz in Gebieten mit sehr schlechter Infrastruktur und Militäranwendungen) wurden Dieselmotoren mit der Eignung für wechselweisen Betrieb mit Diesel-, Otto- und ähnlichen Kraftstoffen entwickelt. Sie haben zurzeit nahezu keine Bedeutung, da mit solchen Motoren die heutigen Anforderungen an das Emissions- und Leistungsverhalten nicht zu erfüllen sind.

Motorkenndaten

Tabelle 1 zeigt die wichtigsten Vergleichsdaten verschiedener Diesel- und Ottomotoren.

Bei Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung (BDE) liegt der Mitteldruck um ca. 10 % höher als bei den in der Tabelle angegebenen Motoren mit Saugrohreinspritzung. Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist dabei um bis zu 25 % geringer. Das Verdichtungsverhältnis bei diesen Motoren geht bis $\varepsilon = 13$.

1 Vergleichsdaten für Diesel- und Ottomotoren

Einspritzsystem	Nenndrehzahl n_{Nenn} [min^{-1}]	Verdichtungsverhältnis ε	Mitteldruck [1] p_e [bar]	spezifische Leistung $p_{e,spez.}$ [kW/l]	Leistungsgewicht $m_{spez.}$ [kg/kW]	spez. Kraftstoffverbrauch [2] b_e [g/kWh]
Dieselmotoren						
IDI [3] Pkw Saugmotoren	3500...5000	20...24	7...9	20...35	5...3	320...240
IDI [3] Pkw mit Aufladung	3500...4500	20...24	9...12	30...45	4...2	290...240
DI [4] Pkw Saugmotoren	3500...4200	19...21	7...9	20...35	5...3	240...220
DI [4] Pkw mit Aufladung u. LLK [5]	3600...4400	16...20	8...22	30...60	4...2	210...195
DI [4] Nkw Saugmotoren	2000...3500	16...18	7...10	10...18	9...4	260...210
DI [4] Nkw mit Aufladung	2000...3200	15...18	15...20	15...25	8...3	230...205
DI [4] Nkw mit Aufladung u. LLK [5]	1800...2600	16...18	15...25	25...35	5...2	225...190
Bau- und Landmaschinen	1000...3600	16...20	7...23	6...28	10...1	280...190
Lokomotiven	750...1000	12...15	17...23	20...23	10...5	210...200
Schiffe (4-Takt)	400...1500	13...17	18...26	10...26	16...13	210...190
Schiffe (2-Takt)	50...250	6...8	14...18	3...8	32...16	180...160
Ottomotoren						
Pkw Saugmotoren	4500...7500	10...11	12...15	50...75	2...1	350...250
Pkw mit Aufladung	5000...7000	7...9	11...15	85...105	2...1	380...250
Nkw	2500...5000	7...9	8...10	20...30	6...3	380...270

Tabelle 1

1) Aus dem Mitteldruck p_e kann das mit folgender Formel spezifische Drehmoment $M_{spez.}$ [Nm] ermittelt werden:

$$M_{spez.} = \frac{25}{\pi \cdot p_e}$$

2) Bestverbrauch

3) IDI Indirect Injection (Kammermotoren)

4) DI Direct Injection (Direkteinspritzer)

5) Ladeluftkühlung

Grundlagen des Dieselmotors

Der Dieselmotor ist ein Selbstzündungsmotor mit innerer Gemischbildung. Die für die Verbrennung benötigte Luft wird im Brennraum hoch verdichtet. Dabei entstehen hohe Temperaturen, bei denen sich der eingespritzte Dieselkraftstoff selbst entzündet. Die im Dieselkraftstoff enthaltene chemische Energie wird vom Dieselmotor über Wärme in mechanische Arbeit umgesetzt.

Der Dieselmotor ist die Verbrennungskraftmaschine mit dem höchsten effektiven Wirkungsgrad (bei großen langsam laufenden Motoren mehr als 50 %). Der damit verbundene niedrige Kraftstoffverbrauch, die vergleichsweise schadstoffarmen Abgase und das vor allem durch Voreinspritzung verminderte Geräusch verhalfen dem Dieselmotor zu großer Verbreitung.

Der Dieselmotor eignet sich besonders für die Aufladung. Sie erhöht nicht nur die Leistungsausbeute und verbessert den Wirkungsgrad, sondern vermindert zudem die Schadstoffe im Abgas und das Verbrennungsgeräusch.

Zur Reduzierung der NO_X-Emission bei Pkw und Nkw wird ein Teil des Abgases in den Ansaugtrakt des Motors zurückgeleitet (Abgasrückführung). Um noch niedrigere NO_X-Emissionen zu erhalten, kann das zurückgeführte Abgas gekühlt werden.

Dieselmotoren können sowohl nach dem Zweitakt- als auch nach dem Viertakt-Prinzip arbeiten. Im Kraftfahrzeug kommen hauptsächlich Viertakt-Motoren zum Einsatz.

Arbeitsweise

Ein Dieselmotor enthält einen oder mehrere Zylinder. Angetrieben durch die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs führt ein Kolben (Bild 1, Pos. 3) je Zylinder (5) eine periodische Auf- und Abwärtsbewegung aus. Dieses Funktionsprinzip gab dem Motor den Namen „Hubkolbenmotor“.

Die Pleuelstange (11) setzt diese Hubbewegungen der Kolben in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle (14) um. Eine Schwungmasse (15) an der Kurbelwelle hält die Bewegung aufrecht und vermindert die Drehungleichförmigkeit, die durch die Verbrennungen in den einzelnen Kolben entsteht. Die Kurbelwellendrehzahl wird auch Motordrehzahl genannt.

1 Vierzylinder-Dieselmotor ohne Hilfsaggregate (Schema)

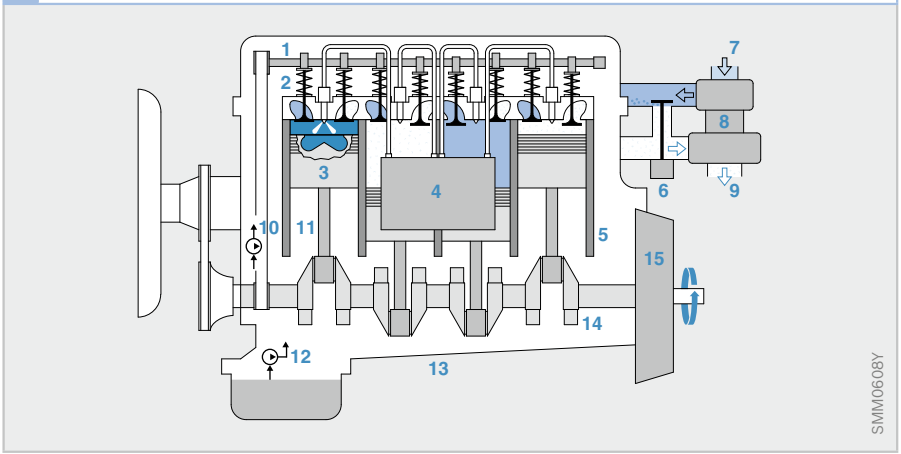


Bild 1
1 Nockenwelle
2 Ventile
3 Kolben
4 Einspritzsystem
5 Zylinder
6 Abgasrückführung
7 Ansaugrohr
8 Lader (hier Abgasturbolader)
9 Abgasrohr
10 Kühlsystem
11 Pleuelstange
12 Schmiersystem
13 Motorblock
14 Kurbelwelle
15 Schwungmasse

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_4

2 Arbeitsspiel eines Viertakt-Dieselmotors

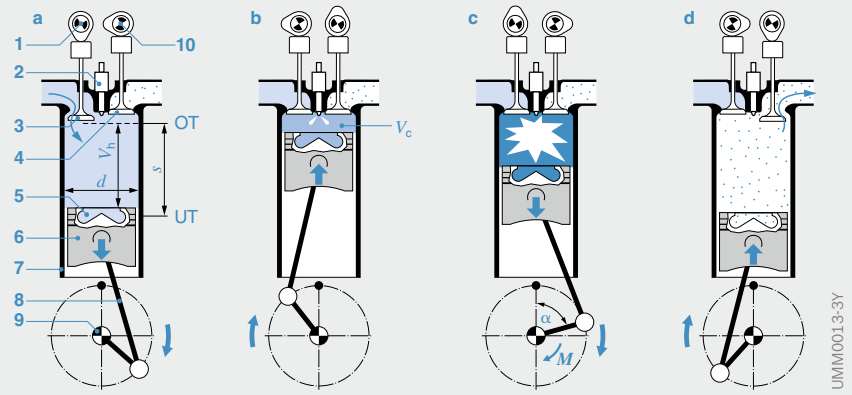


Bild 2
a Ansaugtakt
b Verdichtungstakt
c Arbeitstakt
d Ausstoßtakt

1 Einlassnockenwelle
2 Einspritzdüse
3 Einlassventil
4 Auslassventil
5 Brennraum
6 Kolben
7 Zylinderwand
8 Pleuelstange
9 Kurbelwelle
10 Auslassnockenwelle

α Kurbelwellenwinkel
d Bohrung
M Drehmoment
s Kolbenhub
V_c Kompressionsvolumen
V_h Hubvolumen (Hubraum)
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

Viertakt-Verfahren

Beim Viertakt-Dieselmotor (Bild 2) steuern Gaswechselventile den Gaswechsel von Frischluft und Abgas. Sie öffnen oder schließen die Ein- und Auslasskanäle zu den Zylindern. Je Ein- bzw. Auslasskanal können ein oder zwei Ventile eingebaut sein.

1. Takt: Ansaugtakt (a)

Ausgehend vom oberen Totpunkt (OT) bewegt sich der Kolben (6) abwärts und vergrößert das Volumen im Zylinder. Durch das geöffnete Einlassventil (3) strömt Luft ohne vorgeschaltete Drosselklappe in den Zylinder ein. Im unteren Totpunkt (UT) hat das Zylindervolumen seine maximale Größe erreicht (V_h+V_c).

2. Takt: Verdichtungstakt (b)

Die Gaswechselventile sind nun geschlossen. Der aufwärts gehende Kolben verdichtet (komprimiert) die im Zylinder eingeschlossene Luft entsprechend dem ausgeführten Verdichtungsverhältnis (von 6:1 bei Großmotoren bis 24:1 bei Pkw). Sie erwärmt sich dabei auf Temperaturen bis zu 900 °C. Gegen Ende des Verdichtungsvorgangs spritzt die Einspritzdüse (2) den Kraftstoff unter hohem Druck (derzeit bis zu 2200 bar) in die erhitzte Luft ein. Im oberen Totpunkt ist das minimale Volumen erreicht (Kompressionsvolumen V_c).

3. Takt: Arbeitstakt (c)

Nach Verstreichen des Zündverzugs (einige Grad Kurbelwellenwinkel) beginnt der Arbeitstakt. Der fein zerstäubte zündwillige Dieselkraftstoff entzündet sich selbst an der hoch verdichteten heißen Luft im Brennraum (5) und verbrennt. Dadurch erhitzt sich die Zylinderladung weiter und der Druck im Zylinder steigt nochmals an. Die durch die Verbrennung frei gewordene Energie ist im Wesentlichen durch die eingespritzte Kraftstoffmasse bestimmt (Qualitätsregelung). Der Druck treibt den Kolben nach unten, die chemische Energie wird in Bewegungsenergie umgewandelt. Ein Kurbeltrieb übersetzt die Bewegungsenergie des Kolbens in ein an der Kurbelwelle zur Verfügung stehendes Drehmoment.

4. Takt: Ausstoßtakt (d)

Bereits kurz vor dem unteren Totpunkt öffnet das Auslassventil (4). Die unter Druck stehenden heißen Gase strömen aus dem Zylinder. Der aufwärts gehende Kolben stößt die restlichen Abgase aus.

Nach jeweils zwei Kurbelwellenumdrehungen beginnt ein neues Arbeitsspiel mit dem Ansaugtakt.

Ventilsteuerzeiten

Die Nocken auf der Einlass- und Auslassnockenwelle öffnen und schließen die Gaswechselventile. Bei Motoren mit nur einer Nockenwelle überträgt ein Hebelmechanismus die Hubbewegung der Nocken auf die Gaswechselventile. Die Steuerzeiten geben die Schließ- und Öffnungszeiten der Ventile bezogen auf die Kurbelwellenstellung an (Bild 4). Sie werden deshalb in „Grad Kurbelwellenwinkel“ angegeben.

Die Kurbelwelle treibt die Nockenwelle über einen Zahnriemen (bzw. eine Kette oder Zahnräder) an. Ein Arbeitsspiel umfasst beim Viertakt-Verfahren zwei Kurbelwellenumdrehungen. Die Nockenwellendrehzahl ist deshalb nur halb so groß wie die Kurbelwellendrehzahl. Das Untersetzungsverhältnis zwischen Kurbel- und Nockenwelle beträgt somit 2:1.

Beim Übergang zwischen Ausstoß- und Ansaugtakt sind über einen bestimmten Bereich Auslass- und Einlassventil gleichzeitig geöffnet. Durch diese Ventilüberschneidung wird das restliche Abgas ausgespült und gleichzeitig der Zylinder gekühlt.

3 Temperaturanstieg bei der Verdichtung

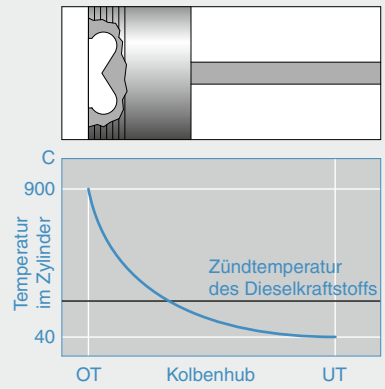


Bild 3
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

4 Ventilsteuerzeiten in Grad Kurbelwellenwinkel eines Viertakt-Dieselmotors

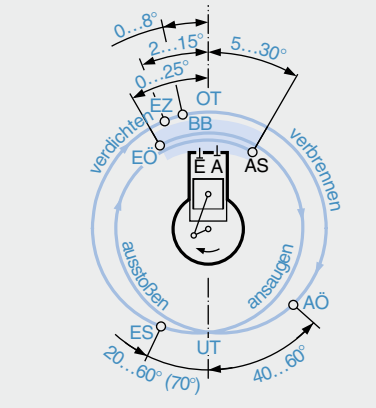


Bild 4
AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
EZ Einspritzzeitpunkt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

Ventilüberschneidung

Verdichtung (Kompression)

Aus dem Hubraum V_h und dem Kompressionsvolumen V_c eines Kolbens ergibt sich das Verdichtungsverhältnis ε:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Die Verdichtung des Motors hat entscheidenden Einfluss auf

- das Kaltstartverhalten,
- das erzeugte Drehmoment,
- den Kraftstoffverbrauch,
- die Geräuschemissionen und
- die Schadstoffemissionen.

Das Verdichtungsverhältnis ε beträgt bei Dieselmotoren für Pkw und Nkw je nach Motorbauweise und Einspritzart ε = 16:1...24:1. Die Verdichtung liegt also höher als beim Ottomotor (ε = 7:1...13:1). Aufgrund der begrenzten Klopffestigkeit des Benzins würde sich bei diesem das Luft-Kraftstoff-Gemisch bei hohem Kompressionsdruck und der sich daraus ergebenden hohen Brennraumtemperatur selbstständig und unkontrolliert entzünden.

Die Luft wird im Dieselmotor auf 30...50 bar (Saugmotor) bzw. 70...150 bar (aufgeladener Motor) verdichtet. Dabei entstehen Temperaturen im Bereich von 700...900 °C (Bild 3). Die Zündtemperatur für die am leichtesten entflammbaren Komponenten im Dieselkraftstoff beträgt etwa 250 °C.

Drehmoment und Leistung

Drehmoment

Die Pleuelstange setzt die Hubbewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle um. Die Kraft, mit der das expandierende Luft-Kraftstoff-Gemisch den Kolben nach unten treibt, wird so über den Hebelarm der Kurbelwelle in ein Drehmoment umgesetzt.

Das vom Motor abgegebene Drehmoment M hängt vom Mitteldruck p_e (mittlerer Kolben- bzw. Arbeitsdruck) ab.
Es gilt:

$$M = p_e \cdot V_H / (4 \cdot \pi)$$

mit
V_H Hubraum des Motors und $\pi \approx 3{,}14$.

Der Mitteldruck erreicht bei aufgeladenen kleinen Dieselmotoren für Pkw Werte von 8...22 bar. Zum Vergleich: Ottomotoren erreichen Werte von 7...11 bar.

Das maximal erreichbare Drehmoment M_{max}, das der Motor liefern kann, ist durch die Konstruktion des Motors bestimmt (Größe des Hubraums, Aufladung usw.). Die Anpassung des Drehmoments an die Erfordernisse des Fahrbetriebs erfolgt im Wesentlichen durch die Veränderung der Luft- und Kraftstoffmasse sowie durch die Gemischbildung.

Das Drehmoment nimmt mit steigender Drehzahl n bis zum maximalen Drehmoment M_{max} zu (Bild 1). Mit höheren Drehzahlen fällt das Drehmoment wieder ab (maximal zulässige Motorbeanspruchung, gewünschtes Fahrverhalten, Getriebeauslegung).

Die Entwicklung in der Motortechnik zielt darauf ab, das maximale Drehmoment schon bei niedrigen Drehzahlen im Bereich von weniger als 2000 min^{-1} bereitzustellen, da in diesem Drehzahlbereich der Kraftstoffverbrauch am günstigsten ist und die Fahrbarkeit als angenehm empfunden wird (gutes Anfahrverhalten).

Leistung

Die vom Motor abgegebene Leistung P (erzeugte Arbeit pro Zeit) hängt vom Drehmoment M und der Motordrehzahl n ab. Die Motorleistung steigt mit der Drehzahl, bis sie bei der Nenndrehzahl n_{nenn} mit der Nennleistung P_{nenn} ihren Höchstwert erreicht. Es gilt der Zusammenhang:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M$$

Bild 1a zeigt den Vergleich von Dieselmotoren der Baujahre 1968 und 1998 mit ihrem typischen Leistungsverlauf in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

Aufgrund der niedrigeren Maximaldrehzahlen haben Dieselmotoren eine geringere hubraumbezogenen Leistung als Ottomotoren. Moderne Dieselmotoren für Pkw erreichen Nenndrehzahlen von 3500...5000 min^{-1}.

1 Drehmoment- und Leistungsverlauf zweier Pkw-Dieselmotoren mit ca. 2,2 l Hubraum in Abhängigkeit von der Motordrehzahl (Beispiel)

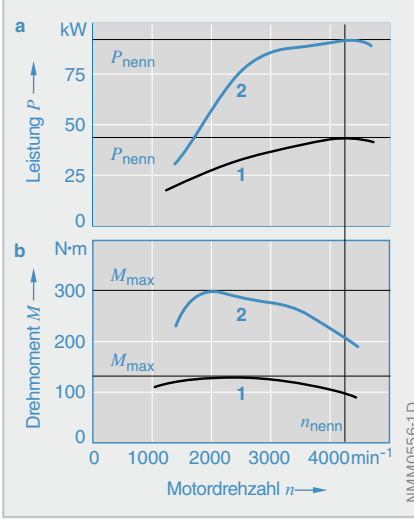


Bild 1
a Leistungsverlauf
b Drehmomentverlauf

1 Baujahr 1968
2 Baujahr 1998

M_{max} maximales Drehmoment
P_{nenn} Nennleistung
n_{nenn} Nenndrehzahl

Motorwirkungsgrad

Der Verbrennungsmotor verrichtet Arbeit durch Druck-Volumen-Änderungen eines Arbeitsgases (Zylinderfüllung).

Der effektive Wirkungsgrad des Motors ist das Verhältnis aus eingesetzter Energie (Kraftstoff) und nutzbarer Arbeit. Er ergibt sich aus dem thermischen Wirkungsgrad eines idealen Arbeitsprozesses (Seiliger-Prozess) und den Verlustanteilen des realen Prozesses.

Seiliger-Prozess

Der Seiliger-Prozess kann als thermodynamischer Vergleichsprozess für den Hubkolbenmotor herangezogen werden und beschreibt die unter Idealbedingungen theoretisch nutzbare Arbeit. Für diesen idealen Prozess werden folgende Vereinfachungen angenommen:

- ideales Gas als Arbeitsmedium
- Gas mit konstanter spezifischer Wärme,
- keine Strömungsverluste beim Gaswechsel.

1 Seiliger-Prozess für Dieselmotoren

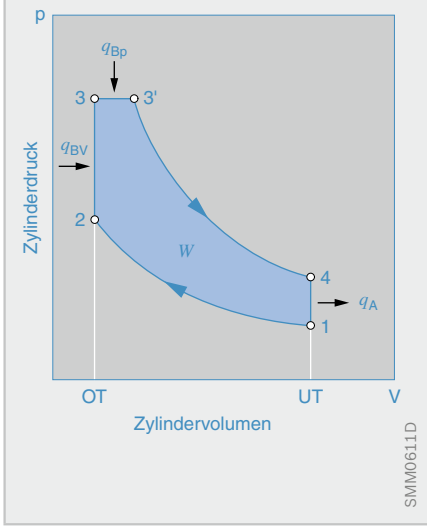


Bild 1
1-2 Isentrope Kompression
2-3 isochore Wärmezufuhr
3-3′ isobare Wärmezufuhr
3′-4 isentrope Expansion
4-1 isochore Wärmeabfuhr

OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

q_A abfließende Wärmemenge beim Gaswechsel
q_{Bp} Verbrennungswärme bei konstantem Druck
q_{BV} Verbrennungswärme bei konstantem Volumen
W theoretische Arbeit

Der Zustand des Arbeitsgases kann durch die Angabe von Druck (p) und Volumen (V) beschrieben werden. Die Zustandsänderungen werden im p-V-Diagramm (Bild 1) dargestellt, wobei die eingeschlossene Fläche der Arbeit entspricht, die in einem Arbeitsspiel verrichtet wird.

Im Seiliger-Prozess laufen folgende Prozess-Schritte ab:

Isentrope Kompression (1-2)

Bei der isentropen Kompression (Verdichtung bei konstanter Entropie, d. h. ohne Wärmeaustausch) nimmt der Druck im Zylinder zu, während das Volumen abnimmt.

Isochore Wärmezufuhr (2-3)

Das Gemisch beginnt zu verbrennen. Die Wärmezufuhr (q_{BV}) erfolgt bei konstantem Volumen (isochor). Der Druck nimmt dabei zu.

Isobare Wärmezufuhr (3-3′)

Die weitere Wärmezufuhr (q_{Bp}) erfolgt bei konstantem Druck (isobar), während sich der Kolben abwärts bewegt und das Volumen zunimmt.

Isentrope Expansion (3′-4)

Der Kolben geht weiter zum unteren Totpunkt. Es findet kein Wärmeaustausch mehr statt. Der Druck nimmt ab, während das Volumen zunimmt.

Isochore Wärmeabfuhr (4-1)

Beim Gaswechsel wird die Restwärme ausgestoßen (q_A). Dies geschieht bei konstantem Volumen (unendlich schnell und vollständig). Damit ist der Ausgangszustand wieder erreicht und ein neuer Arbeitszyklus beginnt.

p-V-Diagramm des realen Prozesses

Um die beim realen Prozess geleistete Arbeit zu ermitteln, wird der Zylinderdruckverlauf gemessen und im p-V-Diagramm dargestellt (Bild 2). Die Fläche der oberen

2 Realer Prozess eines aufgeladenen Dieselmotors im *p-V*-Indikator-Diagramm (aufgenommen mit Drucksensor)

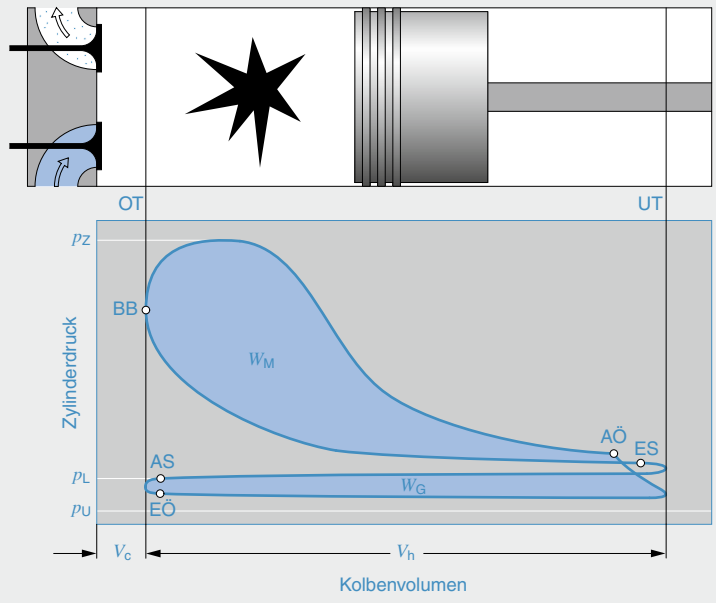


Bild 2
AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

p_U Umgebungsdruck
p_L Ladedruck
p_Z maximaler Zylinderdruck
V_c Kompressionsvolumen
V_h Hubvolumen
W_M indizierte Arbeit
W_G Arbeit beim Gaswechsel (Lader)

3 Druckverlauf eines aufgeladenen Dieselmotors im Druck-Kurbelwellen-Diagramm (*p*-α-Diagramm)

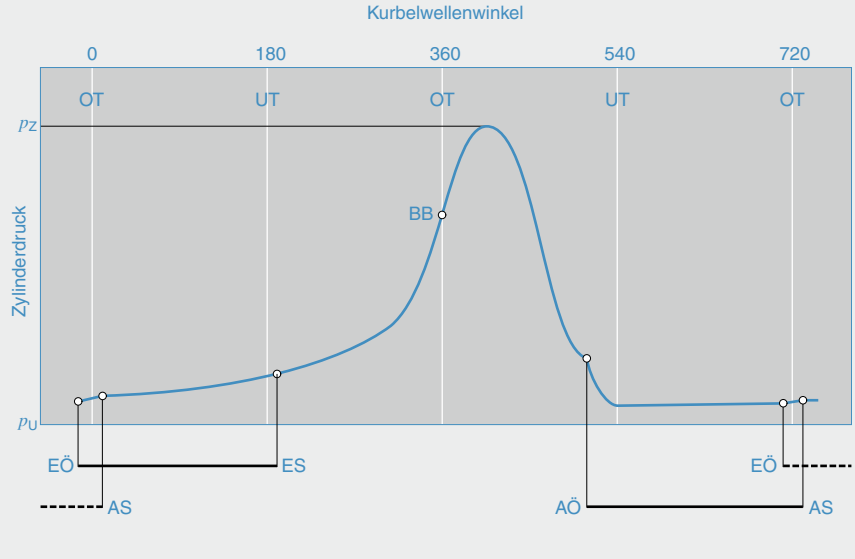


Bild 3
AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

p_U Umgebungsdruck
p_L Ladedruck
p_Z maximaler Zylinderdruck

Kurve entspricht der am Zylinderkolben anstehenden Arbeit.

Hierzu muss bei Ladermotoren die Fläche des Gaswechsels (W_G) addiert werden, da die durch den Lader komprimierte Luft den Kolben in Richtung unteren Totpunkt drückt.

Die durch den Gaswechsel verursachten Verluste werden in vielen Betriebspunkten durch den Lader überkompensiert, sodass sich ein positiver Beitrag zur geleisteten Arbeit ergibt.

Die Darstellung des Drucks über dem Kurbelwellenwinkel (Bild 3, vorherige Seite) findet z. B. bei der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse Verwendung.

Wirkungsgrad

Der effektive Wirkungsgrad des Dieselmotors ist definiert als:

$$\eta_e = \frac{W_e}{W_B}$$

W_e ist die an der Kurbelwelle effektiv verfügbare Arbeit.
W_B ist der Heizwert des zugeführten Brennstoffs.

Der effektive Wirkungsgrad η_e lässt sich darstellen als Produkt aus dem thermischen Wirkungsgrad des Idealprozesses und weiteren Wirkungsgraden, die den Einflüssen des realen Prozesses Rechnung tragen:

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_b \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m$$

η_{th}: Thermischer Wirkungsgrad

η_{th} ist der thermische Wirkungsgrad des Seiliger-Prozesses. Er berücksichtigt die im Idealprozess auftretenden Wärmeverluste und hängt im Wesentlichen vom Verdichtungsverhältnis und von der Luftzahl ab.

Da der Dieselmotor gegenüber dem Ottomotor mit höherem Verdichtungsverhältnis und mit hohem Luftüberschuss betrieben wird, erreicht er einen höheren Wirkungsgrad.

η_g: Gütegrad

η_g gibt die im realen Hochdruck-Arbeitsprozess erzeugte Arbeit im Verhältnis zur theoretischen Arbeit des Seiliger-Prozesses an.

Die Abweichungen des realen vom idealen Prozess ergeben sich im Wesentlichen durch Verwenden eines realen Arbeitsgases, endliche Geschwindigkeit der Wärmezu- und -abfuhr, Lage der Wärmezufuhr, Wandwärmeverluste und Strömungsverluste beim Ladungswechsel.

η_b: Brennstoffumsetzungsgrad

η_b berücksichtigt die Verluste, die aufgrund der unvollständigen Verbrennung des Kraftstoffs im Zylinder auftreten.

η_m: Mechanischer Wirkungsgrad

η_m erfasst Reibungsverluste und Verluste durch den Antrieb der Nebenaggregate. Die Reib- und Antriebsverluste steigen mit der Motordrehzahl an. Die Reibungsverluste setzen sich bei Nenndrehzahl wie folgt zusammen:

- Kolben und Kolbenringe (ca. 50),
- Lager (ca. 20 %),
- Ölpumpe (ca. 10 %),
- Kühlmittelpumpe (ca. 5 %),
- Ventiltrieb (ca. 10 %),
- Einspritzpumpe (ca. 5 %).

Ein mechanischer Lader muss ebenfalls hinzugezählt werden.

η_i: Indizierter Wirkungsgrad

Der indizierte Wirkungsgrad gibt das Verhältnis der am Zylinderkolben anstehenden, „indizierten“ Arbeit W_i zum Heizwert des eingesetzten Kraftstoffs an.

Die effektiv an der Kurbelwelle zur Verfügung stehende Arbeit W_e ergibt sich aus der indizierten Arbeit durch Berücksichtigung der mechanischen Verluste: $W_e = W_i \cdot \eta_m$.

Betriebszustände

Start

Das Starten eines Motors umfasst die Vorgänge: Anlassen, Zünden und Hochlaufen bis zum Selbstlauf.

Die im Verdichtungshub erhitzte Luft muss den eingespritzten Kraftstoff zünden (Brennbeginn). Die erforderliche Mindestzündtemperatur für Dieselkraftstoff beträgt ca. 250 °C.

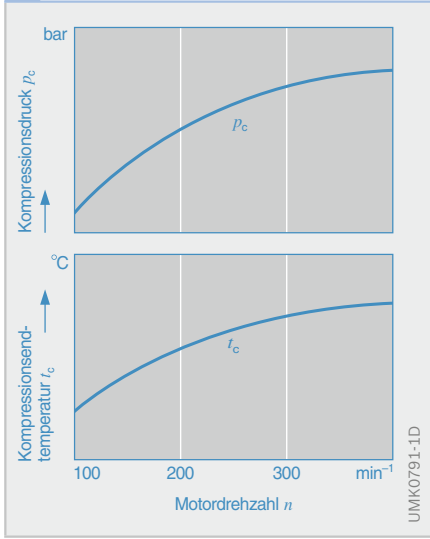
Diese Temperatur muss auch unter ungünstigen Bedingungen erreicht werden. Niedrige Drehzahl, tiefe Außentemperaturen und ein kalter Motor führen zu verhältnismäßig niedriger Kompressions-Endtemperatur, denn:

- Je niedriger die Motordrehzahl, umso geringer ist der Enddruck der Kompression und dementsprechend auch die Endtemperatur (Bild 1). Die Ursache dafür sind Leckageverluste, die an den Kolbenringspalten zwischen Kolben und Zylinderwand auftreten, wegen anfänglich noch fehlender Wärmedehnung sowie des noch nicht ausgebildeten Ölfilms.

  Das Maximum der Kompressionstemperatur liegt wegen der Wärmeverluste während der Verdichtung um einige Grad vor OT (thermodynamischer Verlustwinkel, Bild 2).
- Bei kaltem Motor ergeben sich während des Verdichtungstakts größere Wärmeverluste über die Brennraumoberfläche. Bei Kammermotoren (IDI) sind diese Verluste wegen der größeren Oberfläche besonders hoch.
- Die Triebwerkreibung ist bei niederen Temperaturen aufgrund der höheren Motorölviskosität höher als bei Betriebstemperatur. Dadurch und auch wegen niedriger Batteriespannung werden nur relativ kleine Starterdrehzahlen erreicht.
- Bei Kälte ist die Starterdrehzahl wegen der absinkenden Batteriespannung besonders niedrig.

Um während der Startphase die Temperatur im Zylinder zu erhöhen, werden folgende Maßnahmen ergriffen:

1 Kompressionsenddruck und -endtemperatur in Abhängigkeit von der Motordrehzahl



2 Kompressionstemperatur in Abhängigkeit vom Kurbelwellenwinkel

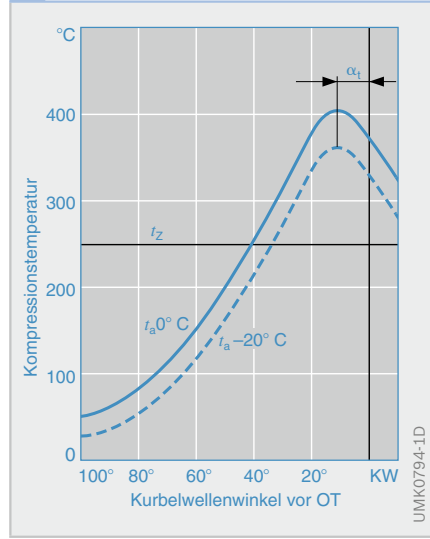


Bild 2
t_a Außentemperatur
t_Z Zündtemperatur des Dieselkraftstoffs
α_T thermodynamischer Verlustwinkel

$n \approx 200\ \text{min}^{-1}$

Kraftstoffaufheizung

Mit einer Filter- oder direkten Kraftstoffaufheizung (Bild 3) kann das Ausscheiden von Paraffin-Kristallen bei niedrigen Temperaturen (in der Startphase und bei niedrigen Außentemperaturen) vermieden werden.

3 Dieselheizer zur Kraftstofferwärmung

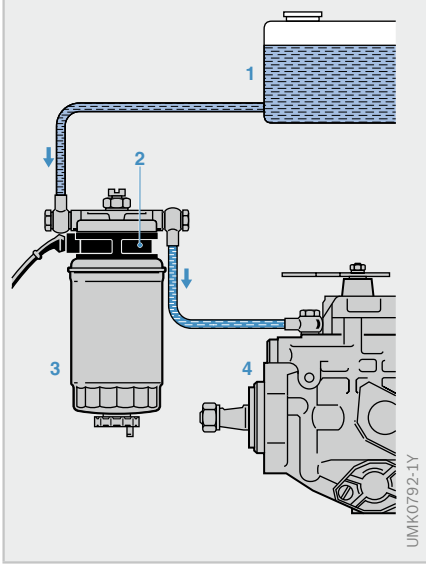


Bild 3
1 Kraftstoffbehälter
2 Dieselheizer
3 Kraftstofffilter
4 Einspritzpumpe

4 Temperaturverlauf zweier Glühstiftkerzen an ruhender Luft

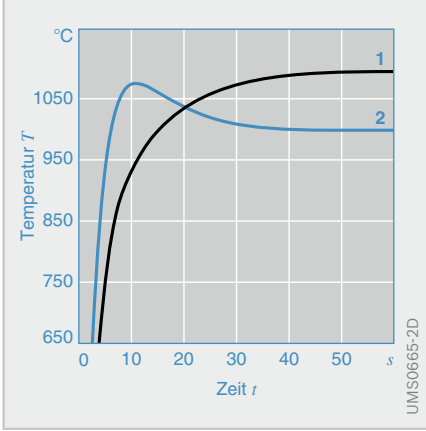


Bild 4
Regelwendelmaterial:
1 Nickel (herkömmliche Glühstiftkerze S-RSK)
2 CoFe-Legierung (Glühkerze der Generation GLP2)

Starthilfesysteme

Bei Direkteinspritzmotoren (DI) für Pkw und bei Kammermotoren (IDI) generell wird in der Startphase das Luft-Kraftstoff-Gemisch im Brennraum (bzw. in der Vor- oder Wirbelkammer) durch Glühstiftkerzen erwärmt. Bei Direkteinspritzmotoren für Nkw wird die Ansaugluft vorgewärmt. Beide Starthilfesysteme dienen der Verbesserung der Kraftstoffverdampfung und Gemischaufbereitung und somit dem sicheren Entflammen des Luft-Kraftstoff-Gemischs.

Glühkerzen neuerer Generation benötigen nur eine Vorglühdauer von wenigen Sekunden (Bild 4) und ermöglichen so einen schnellen Start. Die niedrigere Nachglühtemperatur erlaubt zudem längere Nachglühzeiten. Dies reduziert sowohl die Schadstoff- als auch die Geräuschemissionen in der Warmlaufphase des Motors.

Einspritzanpassung

Eine Maßnahme zur Startunterstützung ist die Zugabe einer Kraftstoff-Startmehrmenge zur Kompensation von Kondensations- und Leckverlusten des kalten Motors und zur Erhöhung des Motordrehmoments in der Hochlaufphase.

Die Frühverstellung des Einspritzbeginns während der Warmlaufphase dient zum Ausgleich des längeren Zündverzugs bei niedrigen Temperaturen und zur Sicherstellung der Zündung im Bereich des oberen Totpunkts, d. h. bei höchster Verdichtungsendtemperatur.

Der optimale Spritzbeginn muss mit enger Toleranz erreicht werden. Zu früh eingespritzter Kraftstoff hat aufgrund des noch zu geringen Zylinderinnendrucks (Kompressionsdruck) eine größere Eindringtiefe und schlägt sich an den kalten Zylinderwänden nieder. Dort verdampft er nur zum geringen Teil, da zu diesem Zeitpunkt die Ladungstemperatur noch niedrig ist.

Bei zu spät eingespritztem Kraftstoff erfolgt die Zündung erst im Expansionshub, und der Kolben wird nur noch wenig beschleunigt oder es kommt zu Verbrennungsaussetzern.

Nulllast
Nulllast bezeichnet alle Betriebszustände des Motors, bei denen der Motor nur seine innere Reibung überwindet. Er gibt kein Drehmoment ab. Die Fahrpedalstellung kann beliebig sein. Alle Drehzahlbereiche bis hin zur Abregeldrehzahl sind möglich.

Leerlauf
Leerlauf bezeichnet die unterste Nulllastdrehzahl. Das Fahrpedal ist dabei nicht betätigt. Der Motor gibt kein Drehmoment ab, er überwindet nur die innere Reibung. In einigen Quellen wird der gesamte Nulllastbereich als Leerlauf bezeichnet. Die obere Nulllastdrehzahl (Abregeldrehzahl) wird dann obere Leerlaufdrehzahl genannt.

Volllast
Bei Volllast ist das Fahrpedal ganz durchgetreten oder die Volllastmengenbegrenzung wird betriebspunktabhängig von der Motorsteuerung geregelt. Die maximal mögliche Kraftstoffmenge wird eingespritzt und der Motor gibt stationär sein maximal mögliches Drehmoment ab. Instationär (ladedruckbegrenzt) gibt der Motor das mit der zur Verfügung stehenden Luft maximal mögliche (niedrigere) Volllast-Drehmoment ab. Alle Drehzahlbereiche von der Leerlaufdrehzahl bis zur Nenndrehzahl sind möglich.

Teillast
Teillast umfasst alle Bereiche zwischen Nulllast und Volllast. Der Motor gibt ein Drehmoment zwischen Null und dem maximal möglichen Drehmoment ab.

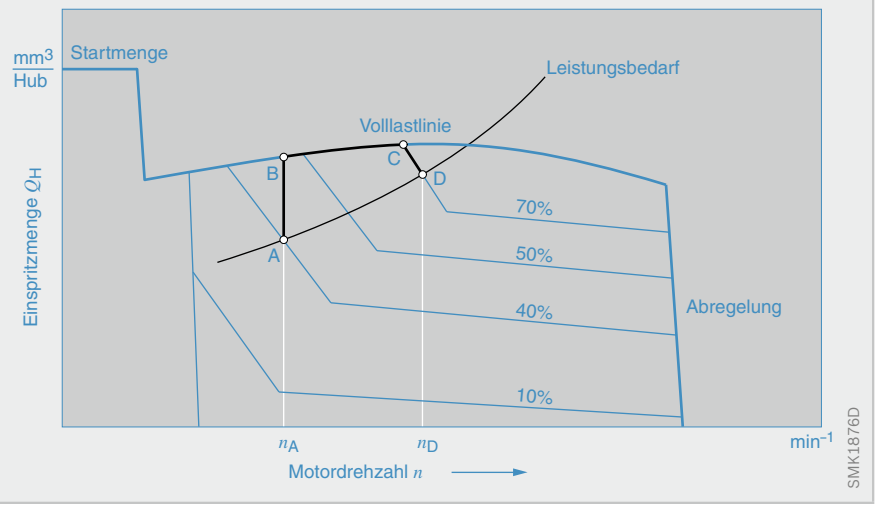
Unterer Teillastbereich
In diesem Betriebsbereich sind die Verbrauchswerte im Vergleich zum Ottomotor besonders günstig. Das früher beanstandete „nageln“ – besonders bei kaltem Motor – tritt bei Dieselmotoren mit Voreinspritzung praktisch nicht mehr auf.

Die Kompressions-Endtemperatur wird bei niedriger Drehzahl – wie im Abschnitt „Start“ beschrieben – und kleiner Last geringer. Im Vergleich zur Volllast ist der Brennraum relativ kalt (auch bei betriebswarmem Motor), da die Energiezufuhr und damit die Temperaturen gering sind. Nach einem Kaltstart erfolgt die Aufheizung des Brennraums bei unterer Teillast nur langsam. Dies trifft insbesondere für Vor- und Wirbelkammermotoren zu, weil bei diesen die Wärmeverluste aufgrund der großen Oberfläche besonders hoch sind.

Bei kleiner Last und bei der Voreinspritzung werden nur wenige mm^3 Kraftstoff pro Einspritzung zugemessen. In diesem Fall werden besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzmenge gestellt. Ähnlich wie beim Start entsteht die benötigte Verbrennungstemperatur auch bei Leerlaufdrehzahl nur in einem kleinen Kolbenhubbereich bei OT. Der Spritzbeginn ist hierauf sehr genau abgestimmt.

Während der Zündverzugsphase darf nur wenig Kraftstoff eingespritzt werden, da zum Zündzeitpunkt die im Brennraum vorhandene Kraftstoffmenge über den plötzlichen Druckanstieg im Zylinder entscheidet. Je höher dieser ist, umso lauter wird das Verbrennungsgeräusch. Eine Voreinspritzung von ca. 1 mm^3 (für Pkw) macht den Zündverzug der Haupteinsprit-

5 Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Fahrpedalstellung (Beispiel)



zung fast zu Null und verringert damit wesentlich das Verbrennungsgeräusch.

Schubbetrieb

Im Schubbetrieb wir der Motor von außen über den Triebstrang angetrieben (z. B. bei Bergabfahrt). Es wird kein Kraftstoff eingespritzt (Schubabschaltung).

Stationärer Betrieb

Das vom Motor abgegebene Drehmoment entspricht dem über die Fahrpedalstellung angeforderten Drehmoment. Die Drehzahl bleibt konstant.

Instationärer Betrieb

Das vom Motor abgegebene Drehmoment entspricht nicht dem geforderten Drehmoment. Die Drehzahl verändert sich.

Übergang zwischen den Betriebszuständen

Ändert sich die Last, die Motordrehzahl oder die Fahrpedalstellung, verändert der Motor seinen Betriebszustand (z. B. Motordrehzahl, Drehmoment).

Das Verhalten eines Motors kann mit Kennfeldern beschrieben werden. Das Kennfeld in Bild 5 zeigt an einem Beispiel, wie sich die Motordrehzahl ändert, wenn die Fahrpedalstellung von 40 % auf 70 % verändert wird. Ausgehend vom Betriebspunkt A wird über die Volllast (B – C) der neue Teillast-Betriebspunkt D erreicht. Dort sind der Leistungsbedarf und die vom Motor abgegebene Leistung gleich. Die Drehzahl erhöht sich dabei von n_A auf n_D.

Betriebsbedingungen

Der Kraftstoff wird beim Dieselmotor direkt in die hochverdichtete, heiße Luft eingespritzt, an der er sich selbst entzündet. Der Dieselmotor ist daher und wegen des heterogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs – im Gegensatz zum Ottomotor – nicht an Zündgrenzen (d. h. bestimmte Luftzahlen λ) gebunden. Deshalb wird die Motorleistung bei konstanter Luftmenge im Motorzylinder nur über die Kraftstoffmenge geregelt.

Das Einspritzsystem muss die Dosierung des Kraftstoffs und die gleichmäßige Verteilung in der ganzen Ladung übernehmen – und dies bei allen Drehzahlen und Lasten sowie abhängig von Druck und Temperatur der Ansaugluft.

Jeder Betriebspunkt benötigt somit
- die richtige Kraftstoffmenge,
- zur richtigen Zeit,
- mit dem richtigen Druck,
- im richtigen zeitlichen Verlauf und
- an der richtigen Stelle des Brennraums.

Bei der Kraftstoffdosierung müssen zusätzlich zu den Forderungen für die optimale Gemischbildung auch Betriebsgrenzen berücksichtigt werden wie z. B.:
- Schadstoffgrenzen (z. B. Rauchgrenze),
- Verbrennungsspitzendruckgrenze,
- Abgastemperaturgrenze,
- Drehzahl- und Volllastgrenze
- fahrzeug- und gehäusespezifische Belastungsgrenzen und
- Höhen-/Ladedruckgrenzen.

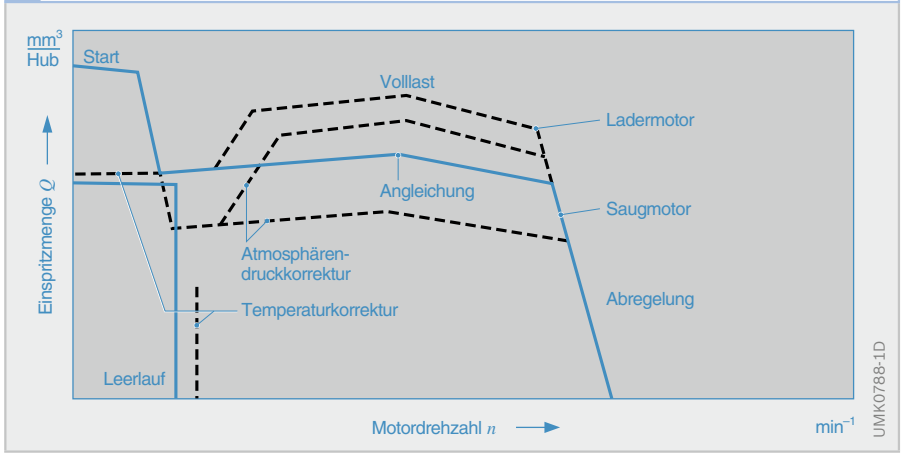
Rauchgrenze

Der Gesetzgeber schreibt Grenzwerte u. a. für die Partikelemissionen und die Abgastrübung vor. Da die Gemischbildung zum großen Teil erst während der Verbrennung abläuft, kommt es zu örtlichen Überfettungen und damit zum Teil auch bei mittlerem Luftüberschuss zu einem Anstieg der Emission von Rußpartikeln. Das an der gesetzlich festgelegten Volllast-Rauchgrenze fahrbare Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist ein Maß für die Güte der Luftausnutzung.

Verbrennungsdruckgrenze

Während des Zündvorgangs verbrennt der teilweise verdampfte und mit der Luft vermischte Kraftstoff bei hoher Verdichtung mit hoher Geschwindigkeit und einer hohen ersten Wärmefreisetzungsspitze.

1 Kraftstoff-Einspritzmenge in Abhängigkeit von Drehzahl und Last mit zusätzlicher Temperatur- und Atmosphärendruckkorrektur



Man spricht daher von einer „harten“ Verbrennung. Dabei entstehen hohe Verbrennungsspitzendrücke, und die auftretenden Kräfte bewirken periodisch wechselnde Belastungen der Motorbauteile. Dimensionierung und Dauerhaltbarkeit der Motor- und Antriebsstrangkomponenten begrenzen somit den zulässigen Verbrennungsdruck und damit die Einspritzmenge. Dem schlagartigen Anstieg des Verbrennungsdrucks wird meist durch Voreinspritzung entgegengewirkt.

Abgastemperaturgrenze

Eine hohe thermische Beanspruchung der den heißen Brennraum umgebenden Motorbauteile, die Wärmefestigkeit der Auslassventile sowie der Abgasanlage und des Zylinderkopfs bestimmen die Abgastemperaturgrenze eines Dieselmotors.

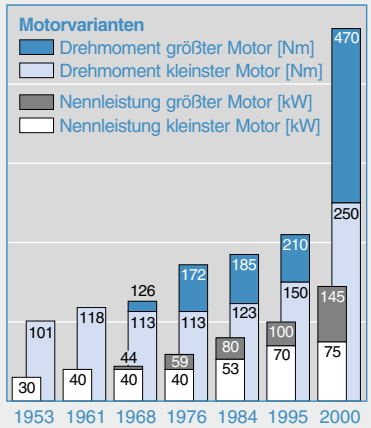
Drehzahlgrenzen

Wegen des vorhandenen Luftüberschusses beim Dieselmotor hängt die Leistung bei konstanter Drehzahl im Wesentlichen von der Einspritzmenge ab. Wird dem Dieselmotor Kraftstoff zugeführt, ohne dass ein entsprechendes Drehmoment abgenommen wird, steigt die Motordrehzahl. Wird die Kraftstoffzufuhr vor dem Überschreiten einer kritischen Motordrehzahl nicht reduziert, „geht der Motor durch“, d. h., er kann sich selbst zerstören. Eine Drehzahlbegrenzung bzw. -regelung ist deshalb beim Dieselmotor zwingend erforderlich.

Beim Dieselmotor als Antrieb von Straßenfahrzeugen muss die Drehzahl über das Fahrpedal vom Fahrer frei wählbar sein. Bei Belastung des Motors oder Loslassen des Fahrpedals darf die Motordrehzahl nicht unter die Leerlaufgrenze bis zum Stillstand abfallen. Dazu wird ein Leerlauf- und Enddrehzahlregler eingesetzt. Der dazwischen liegende Drehzahlbereich wird über die Fahrpedalstellung geregelt.Vom Dieselmotor als Maschinenantrieb erwartet man, dass auch unabhängig von der Last eine bestimmte Drehzahl konstant gehalten wird bzw. in zulässigen Grenzen bleibt. Dazu werden Alldrehzahlregler eingesetzt, die über den gesamten Drehzahlbereich regeln.

Für den Betriebsbereich eines Motors lässt sich ein Kennfeld festlegen. Dieses Kennfeld (Bild 1, vorherige Seite) zeigt die Kraftstoffmenge in Abhängigkeit von Drehzahl und Last sowie die erforderlichen Temperatur- und Luftdruckkorrekturen.

2 Entwicklung von Dieselmotoren eines Mittelklasse-Pkw



Höhen-/Ladedruckgrenzen

Die Auslegung der Einspritzmengen erfolgt üblicherweise für Meereshöhe (NN). Wird der Motor in großen Höhen über NN betrieben, muss die Kraftstoffmenge entsprechend dem Abfall des Luftdrucks angepasst werden, um die Rauchgrenze einzuhalten. Als Richtwert gilt nach der barometrischen Höhenformel eine Luftdichteverringerung von 7 % pro 1000 m Höhe.

Bei aufgeladenen Motoren ist die Zylinderfüllung im dynamischen Betrieb oft geringer als im stationären Betrieb. Da die maximale Einspritzmenge auf den stationären Betrieb ausgelegt ist, muss sie im dynamischen Betrieb entsprechend der geringeren Luftmenge reduziert werden (ladedruckbegrenzte Volllast).

Einspritzsystem

Die Niederdruck-Kraftstoffversorgung fördert den Kraftstoff aus dem Tank und stellt ihn dem Einspritzsystem mit einem bestimmten Versorgungsdruck zur Verfügung. Die Einspritzpumpe erzeugt den für die Einspritzung erforderlichen Kraftstoffdruck. Der Kraftstoff gelangt bei den meisten Systemen über Hochdruckleitungen zur Einspritzdüse und wird mit einem düsenseitigen Druck von 200...2200 bar in den Brennraum eingespritzt.

Die vom Motor abgegebene Leistung, aber auch das Verbrennungsgeräusch und die Zusammensetzung des Abgases werden wesentlich beeinflusst durch die eingespritzte Kraftstoffmasse, den Einspritzzeitpunkt und den Einspritz- bzw. Verbrennungsverlauf.

Bis in die 1980er-Jahre wurde die Einspritzung, d. h. die Einspritzmenge und der Einspritzbeginn, bei Fahrzeugmotoren ausschließlich mechanisch geregelt. Dabei wird die Einspritzmenge über eine Steuerkante am Kolben oder über Schieber je nach Last und Drehzahl variiert. Der Spritzbeginn wird bei mechanischer Regelung über Fliehgewichtsregler oder hydraulisch über Drucksteuerung verstellt.

Heute hat sich – nicht nur im Fahrzeugbereich – die elektronische Regelung weitestgehend durchgesetzt. Die Elektronische Dieselregelung (EDC, Electronic Diesel Control) berücksichtigt bei der Berechnung der Einspritzung verschiedene Größen wie Motordrehzahl, Last, Temperatur, geografische Höhe usw. Die Regelung von Einspritzbeginn und -menge erfolgt über Magnetventile und ist wesentlich präziser als die mechanische Regelung.

Größenordnungen der Einspritzung

Ein Motor mit 75 kW (102 PS) Leistung und einem spezifischen Kraftstoffverbrauch von 200 g/kWh (Volllast) verbraucht 15 kg Kraftstoff pro Stunde. Bei einem Viertakt-Vierzylindermotor verteilt sich die Menge bei 2400 Umdrehungen pro Minute auf 288000 Einspritzungen. Daraus ergibt sich pro Einspritzung ein Kraftstoffvolumen von ca. 60 mm^3. Im Vergleich dazu weist ein Regentropfen ein Volumen von ca. 30 mm^3 auf.

Noch größere Genauigkeit der Dosierung erfordern der Leerlauf mit ca. 5 mm^3 Kraftstoff pro Einspritzung und die Voreinspritzung mit nur 1 mm^3. Bereits kleinste Abweichungen wirken sich negativ auf die Laufruhe und auf die Geräusch- und Schadstoffemissionen aus.

Die exakte Dosierung muss das Einspritzsystem sowohl für einen Zylinder als auch für die gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffs auf die einzelnen Zylinder eines Motors vornehmen. Die Elektronische Dieselregelung (EDC) passt die Einspritzmenge für jeden Zylinder an, um so einen besonders gleichmäßigen Motorlauf zu erzielen.

Brennräume

Die Form des Brennraums ist mit entscheidend für die Güte der Verbrennung und somit für die Leistung und das Abgasverhalten des Dieselmotors. Die Brennraumform kann bei geeigneter Gestaltung mithilfe der Kolbenbewegung Drall-, Quetsch- und Turbulenzströmungen erzeugen, die zur Verteilung des flüssigen Kraftstoffs oder des Luft-Kraftstoffdampf-Strahls im Brennraum genutzt werden.

Folgende Verfahren kommen zur Anwendung:

- ungeteilter Brennraum (Direct Injection Engine, DI, Direkteinspritzmotoren) und
- geteilter Brennraum (Indirect Injection Engine, IDI, Kammermotoren).

Der Anteil der DI-Motoren nimmt wegen ihres günstigeren Kraftstoffverbrauchs (bis zu 20 % Einsparung) immer mehr zu. Das härtere Verbrennungsgeräusch (vor allem bei der Beschleunigung) kann mit einer Voreinspritzung auf das niedrigere Geräuschniveau von Kammermotoren gebracht werden. Motoren mit geteilten Brennräumen kommen bei Neuentwicklungen kaum mehr in Betracht.

1 Direkteinspritzverfahren

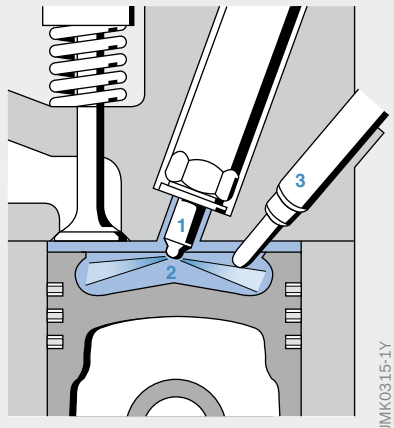


Bild 1
1 Mehrlochdüse
2 ω-Kolbenmulde
3 Glühstiftkerze

Ungeteilter Brennraum (Direkteinspritzverfahren)

Direkteinspritzmotoren (Bild 1) haben einen höheren Wirkungsgrad und arbeiten wirtschaftlicher als Kammermotoren. Sie kommen daher bei allen Nkw und bei den meisten neueren Pkw zum Einsatz.

Beim Direkteinspritzverfahren wird der Kraftstoff direkt in den im Kolben eingearbeiteten Brennraum (Kolbenmulde, 2) eingespritzt. Die Kraftstoffzerstäubung, -erwärmung, -verdampfung und die Vermischung mit der Luft müssen daher in einer kurzen zeitlichen Abfolge stehen. Dabei werden an die Kraftstoff- und an die Luftzuführung hohe Anforderungen gestellt.

Während des Ansaug- und Verdichtungstakts wird durch die besondere Form des Ansaugkanals im Zylinderkopf ein Luftwirbel im Zylinder erzeugt. Auch die Gestaltung des Brennraums trägt zur Luftbewegung am Ende des Verdichtungshubs (d. h. zu Beginn der Einspritzung) bei. Von den im Lauf der Entwicklung des Dieselmotors angewandten Brennraumformen findet gegenwärtig die ω-Kolbenmulde die breiteste Verwendung.

Neben einer guten Luftverwirbelung muss auch der Kraftstoff räumlich gleichmäßig verteilt zugeführt werden, um eine schnelle Vermischung zu erzielen. Beim Direkteinspritzverfahren kommt eine Mehrlochdüse zur Anwendung, deren Strahllage in Abstimmung mit der Brennraumauslegung optimiert ist. Der Einspritzdruck beim Direkteinspritzverfahren ist sehr hoch (bis zu 2200 bar).

In der Praxis gibt es bei der Direkteinspritzung zwei Methoden:

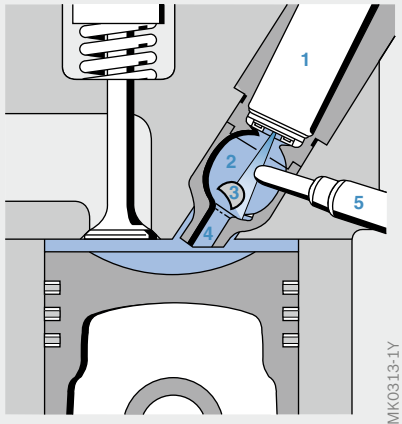
- Unterstützung der Gemischaufbereitung durch gezielte Luftbewegung und
- Beeinflussung der Gemischaufbereitung nahezu ausschließlich durch die Kraftstoffeinspritzung unter weitgehendem Verzicht auf eine Luftbewegung.

Im zweiten Fall ist keine Arbeit für die Luftverwirbelung aufzuwenden, was sich in geringerem Gaswechselverlust und besserer Füllung bemerkbar macht. Gleichzeitig aber bestehen erheblich höhere Anforderungen an die Einspritzausrüstung bezüglich Lage der Einspritzdüse, Anzahl der Düsenlöcher, Feinheit der Zerstäubung (abhängig vom Spritzlochdurchmesser) und Höhe des Einspritzdrucks, um die erforderliche kurze Einspritzdauer und eine gute Gemischbildung zu erreichen.

Geteilter Brennraum (indirekte Einspritzung)

Dieselmotoren mit geteiltem Brennraum (Kammermotoren) hatten lange Zeit Vorteile bei den Geräusch- und Schadstoffemissionen gegenüber den Motoren mit Direkteinspritzung. Sie wurden deshalb bei Pkw und leichten Nkw eingesetzt. Heute arbeiten Direkteinspritzmotoren jedoch durch den hohen Einspritzdruck, die elektronische Dieselregelung und die Voreinspritzung sparsamer als Kammermotoren und mit vergleichbaren Geräuschemissionen. Deshalb kommen Kammermotoren bei Fahrzeugneuentwicklungen nicht mehr zum Einsatz.

2 Vorkammerverfahren



Man unterscheidet zwei Verfahren mit geteiltem Brennraum:

- Vorkammerverfahren und
- Wirbelkammerverfahren.

Vorkammerverfahren

Beim Vorkammerverfahren wird der Kraftstoff in eine heiße, im Zylinderkopf angebrachte Vorkammer eingespritzt (Bild 2, Pos. 2). Die Einspritzung erfolgt dabei mit einer Zapfendüse (1) unter relativ niedrigem Druck (bis 450 bar). Eine speziell gestaltete Prallfläche (3) in der Kammermitte zerteilt den auftreffenden Strahl und vermischt ihn intensiv mit der Luft.

Die in der Vorkammer einsetzende Verbrennung treibt das teilverbrannte Luft-Kraftstoff-Gemisch durch den Strahlkanal (4) in den Hauptbrennraum. Hier findet während der weiteren Verbrennung eine intensive Vermischung mit der vorhandenen Luft statt. Das Volumenverhältnis zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum beträgt etwa 1:2.

Der kurze Zündverzug [1]) und die abgestufte Energiefreisetzung führen zu einer weichen Verbrennung mit niedriger Geräuschentwicklung und Motorbelastung.

[1]) Zeit von Einspritzbeginn bis Zündbeginn

Eine geänderte Vorkammerform mit Verdampfungsmulde sowie eine geänderte Form und Lage der Prallfläche (Kugelstift) geben der Luft, die beim Komprimieren aus dem Zylinder in die Vorkammer strömt, einen vorgegebenen Drall. Der Kraftstoff wird unter einem Winkel von 5 Grad zur Vorkammerachse eingespritzt.

Um den Verbrennungsablauf nicht zu stören, sitzt die Glühstiftkerze (5) im „Abwind“ des Luftstroms. Ein gesteuertes Nachglühen bis zu 1 Minute nach dem Kaltstart (abhängig von der Kühlwassertemperatur) trägt zur Abgasverbesserung und Geräuschminderung in der Warmlaufphase bei.

Bild 2
1 Einspritzdüse
2 Vorkammer
3 Prallfläche
4 Strahlkanal
5 Glühstiftkerze

Wirbelkammerverfahren

Bei diesem Verfahren wird die Verbrennung ebenfalls in einem Nebenraum (Wirbelkammer) eingeleitet, der ca. 60 % des Kompressionsvolumens umfasst. Die kugel- oder scheibenförmige Wirbelkammer ist über einen tangential einmündenden Schusskanal mit dem Zylinderraum verbunden (Bild 3, Pos. 2).

Während des Verdichtungstakts wird die über den Schusskanal eintretende Luft in eine Wirbelbewegung versetzt. Der Kraftstoff wird so eingespritzt, dass er den Wirbel senkrecht zu seiner Achse durchdringt und auf der gegenüberliegenden Kammerseite in einer heißen Wandzone auftrifft.

Mit Beginn der Verbrennung wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch durch den Schusskanal in den Zylinderraum gedrückt und mit der dort noch vorhandenen restlichen Verbrennungsluft stark verwirbelt. Beim Wirbelkammerverfahren sind die Strömungsverluste zwischen dem Hauptbrennraum und der Nebenkammer geringer als beim Vorkammerverfahren, da der Überströmquerschnitt größer ist. Dies führt zu geringeren Drosselverlusten mit entsprechendem Vorteil für den inneren Wirkungsgrad und den Kraftstoffverbrauch. Das Verbrennungsgeräusch ist jedoch lauter als beim Vorkammerverfahren.

Es ist wichtig, dass die Gemischbildung möglichst vollständig in der Wirbelkammer erfolgt. Die Gestaltung der Wirbelkammer, die Anordnung und Gestalt des Düsenstrahls und auch die Lage der Glühkerze müssen sorgfältig auf den Motor abgestimmt sein, um bei allen Drehzahlen und Lastzuständen eine gute Gemischaufbereitung zu erzielen.

Eine weitere Forderung ist das schnelle Aufheizen der Wirbelkammer nach dem Kaltstart. Damit reduziert sich der Zündverzug und es entstehen geringere Verbrennungsgeräusche und beim Warmlauf keine unverbrannten Kohlenwasserstoffe (Blaurauch) im Abgas.

3 Wirbelkammerverfahren

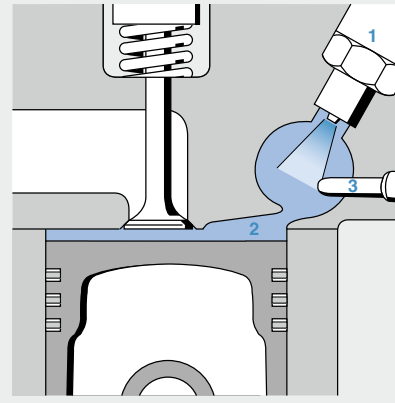
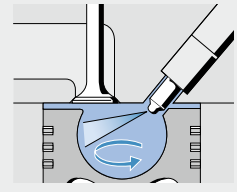


Bild 3
1 Einspritzdüse
2 tangentialer Schusskanal
3 Glühstiftkerze

M-Verfahren

Beim Direkteinspritzverfahren mit Muldenwandanlagerung (M-Verfahren) für Nkw- und Stationärdieselmotoren sowie Vielstoffmotoren spritzt eine Einstrahldüse den Kraftstoff mit geringem Einspritzdruck gezielt auf die Wandung im Brennraum. Hier verdampft er und wird von der Luft abgetragen. So nutzt dieses Verfahren die Wärme der Muldenwand für die Verdampfung des Kraftstoffs. Bei richtiger Abstimmung der Luftbewegung im Brennraum lassen sich sehr homogene Luft-Kraftstoff-Gemische mit langer Brenndauer, geringem Druckanstieg und damit geräuscharmer Verbrennung erzielen. Wegen seines Verbrauchsnachteils gegenüber dem Luft verteilenden Direkteinspritzverfahren wird das M-Verfahren heute nicht mehr eingesetzt.



Diesel-Einspritz-Geschichte(n)

Ende 1922 begann bei Bosch die Entwicklung eines Einspritzsystems für Dieselmotoren. Die technischen Voraussetzungen waren günstig: Bosch verfügte über Erfahrungen mit Verbrennungsmotoren, die Fertigungstechnik war hoch entwickelt und vor allem konnten Kenntnisse, die man bei der Fertigung von Schmierpumpen gesammelt hatte, eingesetzt werden. Dennoch war dies für Bosch ein großes Wagnis, da es viele Aufgaben zu lösen gab.

1927 wurden die ersten Einspritzpumpen in Serie hergestellt. Die Präzision dieser Pumpen war damals einmalig. Sie waren klein, leicht und ermöglichten höhere Drehzahlen des Dieselmotors. Diese Reiheneinspritzpumpen wurden ab 1932 in Nkw und ab 1936 auch in Pkw eingesetzt. Die Entwicklung des Dieselmotors und der Einspritzanlagen ging seither unaufhörlich weiter.

Im Jahr 1962 gab die von Bosch entwickelte Verteilereinspritzpumpe mit automatischem Spritzversteller dem Dieselmotor neuen Auftrieb. Mehr als zwei Jahrzehnte später folgte die von Bosch in langer Forschungsarbeit zur Serienreife gebrachte elektronische Regelung der Dieseleinspritzung.

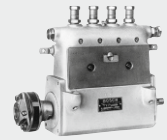
Die immer genauere Dosierung kleinster Kraftstoffmengen zum exakt richtigen Zeitpunkt und die Steigerung des Einspritzdrucks ist eine ständige Herausforderung für die Entwickler. Dies führte zu vielen neuen Innovationen bei den Einspritzsystemen (siehe Bild).

In Verbrauch und Ausnutzung des Kraftstoffs ist der Selbstzünder nach wie vor benchmark (d. h., er setzt den Maßstab).

Neue Einspritzsysteme halfen weiteres Potenzial zu heben. Zusätzlich wurden die Motoren ständig leistungsfähiger, während die Geräusch- und Schadstoffemissionen weiter abnahmen!

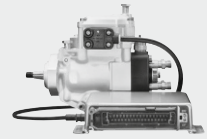
Meilensteine der Dieseleinspritzung

1927
Erste Serien-Reiheneinspritzpumpe



1962
Erste Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe EP-VM

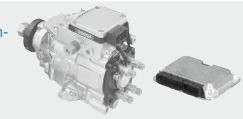
1986
Erste elektronisch geregelte Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe



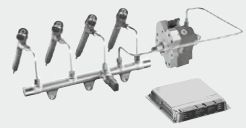
1994
Erstes Unit Injector System für Nkw

1995
Erstes Unit Pump System

1996
Erste Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe



1997
Erstes Speichereinspritzsystem Common Rail



1998
Erstes Unit Injector System für Pkw

UMK1753D

Füllungssteuerung bei Dieselmotoren

Beim Dieselmotor ist neben der eingespritzten Kraftstoffmasse die zugeführte Luftmasse eine entscheidende Größe für das abgegebene Drehmoment und damit für die Leistung sowie für die Abgaszusammensetzung. Deshalb kommt neben dem Einspritzsystem auch den Systemen, die die Zylinderfüllung [1]) beeinflussen, eine besondere Bedeutung zu. Diese Systeme zur Füllungssteuerung reinigen die Ansaugluft und beeinflussen die Bewegung, die Dichte und die Zusammensetzung (z. B. den Sauerstoffanteil) der Zylinderfüllung.

Übersicht

Für die Verbrennung des Kraftstoffs ist Sauerstoff nötig, den der Motor der angesaugten Luft entzieht. Grundsätzlich gilt: je mehr Sauerstoff im Brennraum für die Verbrennung zur Verfügung steht, desto mehr Kraftstoff-Volllastmenge kann eingespritzt werden. Damit besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Luftfüllung des Zylinders und der maximal möglichen Motorleistung.

Die Luftsysteme haben die Aufgabe, die angesaugte Luft aufzubereiten und für eine gute Zylinderfüllung zu sorgen. Die Füllungssteuerung (Bild 1) besteht aus den Bereichen:

- Luftfilter (1),
- Aufladung (2),
- Abgasrückführung (4) und
- Drallklappen (5).

Systeme zur Aufladung (d. h. zum Vorverdichten der Luft vor Eintritt in den Zylinder) sind in den meisten Dieselmotoren zur Leistungssteigerung vorhanden.

Die Abgasrückführung wird zum Zweck der Schadstoffminderung bei allen gängigen Pkw-Dieselmotoren und einigen Nkw eingesetzt. Durch die Abgasrückführung verringert sich der Sauerstoffanteil im Zylinder; aufgrund der dadurch sinkenden Verbrennungstemperatur werden bei der Verbrennung weniger Stickoxide (NO_X) gebildet.

[1]) Die Zylinderfüllung ist das Gemisch, das nach Schließen der Einlassventile im Zylinder ist. Es besteht aus der zugeführten Frischluft und dem Restgas der vorherigen Verbrennung.

1 Systeme zur Füllungssteuerung am Dieselmotor

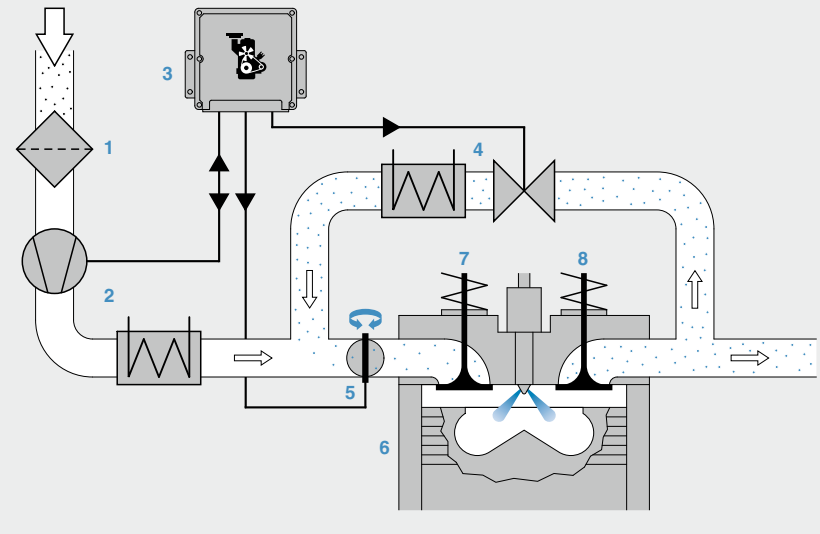


Bild 1
1 Luftfilter
2 Aufladung mit Ladeluftkühlung
3 Motorsteuergerät
4 Abgasrückführung mit Kühler
5 Drallklappe
6 Motorzylinder
7 Einlassventil
8 Auslassventil

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_5

Aufladung

Die Aufladung als Mittel zur Leistungssteigerung ist bei großen Dieselmotoren für Stationär- und Schiffsantriebe sowie bei Nkw-Dieselmotoren seit langem bekannt [1]). Inzwischen hat sie sich auch bei schnell laufenden Fahrzeug-Dieselmotoren für Pkw durchgesetzt [2]). Im Gegensatz zum Saugmotor wird beim aufgeladenen Motor die Luft mit Überdruck dem Motor zugeführt. Damit erhöht sich die Luftmasse im Motorzylinder, die mit einer entsprechend höheren Kraftstoffmasse zu einer höheren Leistung bei gleichem Hubraum bzw. zu gleicher Leistung bei kleinerem Hubraum führt. Durch die Reduzierung des Hubraums („Downsizing“) ist eine Absenkung des Kraftstoffverbrauchs möglich. Zugleich wird auch eine Verbesserung der Abgasemissionswerte erreicht.

Der Dieselmotor eignet sich besonders zur Aufladung, da bei ihm nur Luft und kein Luft-Kraftstoff-Gemisch verdichtet wird und er aufgrund seiner Qualitätsregelung günstig mit einem Lader kombiniert werden kann. Bei größeren Nutzfahrzeugmotoren erzielt man eine weitere Steigerung des Mitteldrucks (und somit des Drehmoments) durch höhere Aufladung und Absenkung der Verdichtung, muss dafür aber Einschränkungen bei der Kaltstartfähigkeit hinnehmen.

Der Liefergrad beschreibt die im Zylinder eingeschlossene Luftfüllung bezogen auf die durch das Hubvolumen vorgegebene theoretische Ladung bei Normbedingung (Luftdruck p_0 = 1013 hPa, Temperatur T_0 = 273 K) ohne Aufladung. Der Liefergrad liegt bei aufgeladenen Dieselmotoren zwischen 0,85 und 3,0.

Während des Verdichtens wird die Luft im Lader erwärmt (bis zu 180 °C). Da warme Luft eine geringere Dichte hat als kalte Luft, wirkt sich die Erwärmung nachteilig auf die Zylinderfüllung aus. Ein dem Lader nachgeschalteter Ladeluftkühler (mit Außenluftkühlung oder mit einem separaten Kühlmittelkreislauf) kühlt die verdichtete Luft wieder ab und bewirkt so eine weitere Erhöhung der Zylinderfüllung. Damit steht mehr Sauerstoff für die Verbrennung zur Verfügung, sodass ein höheres maximales Drehmoment und damit eine höhere Leistung bei gegebener Drehzahl zur Verfügung steht.

Die niedrigere Temperatur der in den Zylinder einströmenden Luft führt auch zu niedrigeren Temperaturen im Verdichtungstakt. Daraus ergeben sich weitere Vorteile:

- besserer thermischer Wirkungsgrad und damit geringerer Kraftstoffverbrauch und weniger Rußausstoß bei Dieselmotoren,
- geringere thermische Belastung des Zylinderraums sowie
- etwas geringere NO_X-Emissionen durch eine geringere Verbrennungstemperatur.

Man unterscheidet zwei Arten von Ladern:

- Beim *Abgasturbolader* wird die Verdichtungsleistung aus dem Abgas gewonnen (strömungstechnische Kopplung zwischen Motor und Lader).
- Beim *mechanischen Lader* wird die Verdichtungsleistung von der Motorkurbelwelle abgezweigt (mechanische Kopplung zwischen Motor und Lader).

Abgasturboaufladung

Die Aufladung mit einem Abgasturbolader (ATL) findet die breiteste Anwendung. Sie wird bei Pkw-, Nkw- und Großmotoren für Schiffe und Lokomotiven eingesetzt.

Die Abgasturboaufladung wird zur Reduzierung des Leistungsgewichts eingesetzt und zur Anhebung des maximalen Drehmoments bei niedrigeren und mittleren Drehzahlen, insbesondere in Verbindung mit der elektronischen Ladedruckregelung. Zudem gewinnen auch die Aspekte der Schadstoffminderung eine wachsende Bedeutung.

[1]) Bereits Gottlieb Daimler (1885) und Rudolf Diesel (1896) befassten sich mit der Vorkompression der Ansaugluft zur Leistungssteigerung. Dem Schweizer Alfred Büchi gelang 1925 die erste erfolgreiche Abgasturboaufladung mit einer Leistungssteigerung von 40 % (die Patentanmeldung erfolgte 1905). Die ersten aufgeladenen Nkw-Motoren wurden 1938 gebaut. Sie setzten sich in den frühen 1950er-Jahren durch.

[2]) In größerem Maße erfolgte der Einsatz ab den 1970er-Jahren.

Aufbau und Arbeitsweise

Mit dem heißen und unter Druck stehenden Abgas des Verbrennungsmotors geht ein großer Anteil an Energie verloren. Es liegt daher nahe, einen Teil dieser Energie für die Druckerzeugung im Ansaugrohr nutzbar zu machen.

Der Abgasturbolader (Bild 1) besteht aus zwei Strömungsmaschinen:

- eine Abgasturbine (7), die die Energie des Abgasstroms aufnimmt und
- ein Strömungsverdichter (2), der über eine Welle (11) mit der Turbine gekoppelt ist und die Ansaugluft verdichtet.

Das heiße Abgas strömt die Turbine an und versetzt sie in eine schnelle Drehbewegung (bei Dieselmotoren bis ca. 200 000 min^{-1}). Die nach innen gerichteten Schaufeln des Turbinenrades leiten das Abgas zur Mitte hin, wo es dann seitlich austritt (8, Radialturbine). Die Welle treibt den Radialverdichter an. Hier sind die Verhältnisse genau umgekehrt: Die Ansaugluft (3) tritt in der Mitte des Verdichters ein und wird von den Schaufeln nach außen beschleunigt und dabei verdichtet (4).

Aufgrund des Abgasdrucks, der sich vor der Turbine aufbaut, erhöht sich die vom Motor aufzubringende Ausschiebearbeit im Ausstoßtakt. Gleichzeitig kann die Turbine aber neben der Strömungsenergie des Abgases z. T. auch dessen thermische Energie in Verdichtungsleistung umsetzen, sodass die Erhöhung des Ladedrucks größer ist als der Anstieg des Abgasdrucks vor der Turbine (positives Spülgefälle). Der Gesamtwirkungsgrad des Motors kann so in weiten Teilbereichen des Motorkennfelds verbessert werden.

Für Stationärbetrieb mit konstanter Drehzahl lässt sich das Turbinen- und Laderkennfeld auf einen günstigen Wirkungsgrad und damit hohe Aufladung abstimmen. Schwieriger ist jedoch die Auslegung für einen instationär betriebenen Fahrzeugmotor, von dem man insbesondere bei Beschleunigung aus kleiner Drehzahl ein hohes Drehmoment erwartet. Niedrige Abgastemperatur, geringe Abgasmenge und die Massenträgheit des Turboladers selbst verzögern bei Beschleunigungsbeginn den Druckaufbau im Verdichter. Dies wird bei turboaufgeladenen Pkw-Motoren als „Turboloch“ bezeichnet. Besonders für die Aufladung in Pkw und Nkw wurden Turbolader entwickelt, die wegen ihrer geringen Eigenmassen schon bei kleinen Abgasströmen ansprechen und so

1 Abgasturbolader für Nkw mit Zwillingsstromturbine

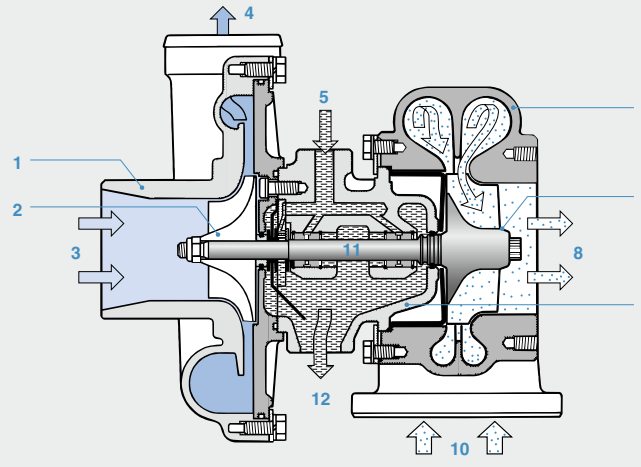


Bild 1

1 Verdichtergehäuse
2 Strömungsverdichter
3 Ansaugluft
4 verdichtete Frischluft
5 Schmierölzulauf
6 Turbinengehäuse
7 Abgasturbine
8 abströmendes Abgas
9 Lagergehäuse
10 zuströmendes Abgas
11 Welle
12 Schmierölrücklauf

das Fahrverhalten im unteren Drehzahlbereich deutlich verbessern.

Man unterscheidet zwei Aufladeprinzipien: Bei der Stauaufladung glättet ein Abgassammelbehälter vor der Turbine die Druckpulsationen im Abgasstrang. Die Turbine kann dadurch im Bereich hoher Motordrehzahlen bei einem geringeren Druck mehr Abgas durchsetzen. Da sich der Abgagegendruck in diesen Betriebspunkten für den Motor verringert, reduziert sich auch der Kraftstoffverbrauch. Die Stauaufladung wird für große Schiffs-, Generator- und Stationärmotoren eingesetzt.

Bei der Stoßaufladung wird die kinetische Energie der Druckpulsationen beim Ausströmen der Abgase aus dem Zylinder genutzt. Die Stoßaufladung ermöglicht ein höheres Drehmoment bei niedrigeren Motordrehzahlen. Dieses Prinzip wird bei Pkw- und Nkw-Motoren angewandt. Damit sich die einzelnen Zylinder beim Ladungswechsel nicht gegenseitig beeinflussen, werden z. B. bei einem 6-Zylinder-Motor je drei Zylinder in einer Abgassammelleitung zusammengefasst. Mit Zwillingsstromturbinen (Bild 1) – die zwei äußere Kanäle haben – werden die Abgasströme auch innerhalb der Turbine getrennt geführt.

Um ein gutes Ansprechverhalten zu erreichen, sitzt der Abgasturbolader möglichst nahe an den Auslassventilen im heißen Abgasstrang. Er muss deshalb aus hochfesten Werkstoffen gefertigt sein. Für Schiffe – bei denen im Maschinenraum wegen der Brandgefahr heiße Oberflächen vermieden werden sollen – ist der Turbolader wassergekühlt oder wärmeisoliert. Turbolader für Ottomotoren, bei denen die Abgastemperatur ca. 200...300 °C höher liegt als beim Dieselmotor, können ebenfalls wassergekühlt ausgeführt sein.

Bauarten

Motoren sollen bereits bei niedrigen Drehzahlen ein hohes Drehmoment erzeugen. Deshalb wird der Turbolader für einen kleinen Abgasmassenstrom ausgelegt (z. B. Volllast bei einer Motordrehzahl von $n \leq 1800\ \text{min}^{-1}$). Damit bei größeren Abgasmassenströmen der Abgasturbolader den Motor nicht überlädt, bzw. der Lader nicht zerstört wird, muss der Ladedruck geregelt werden. Hierzu gibt es drei Bauartprinzipien:

- Wastegate-Lader,
- VTG-Lader und
- VST-Lader.

Wastegate-Lader (Bild 2)

Bei höheren Motordrehzahlen oder -lasten wird ein Teilstrom des Abgases über ein Bypassventil – das „Wastegate“ (5, „Tor für das Überflüssige“) – an der Turbine vorbei in die Abgasanlage geleitet. Dadurch nimmt der Abgasstrom durch die Turbine und der Abgasgegendruck ab und eine zu hohe Turboladerdrehzahl wird vermieden.

Bei niedrigen Motordrehzahlen oder -lasten schließt das Wastegate, und der gesamte Abgasstrom treibt die Turbine an.

2 Abgasturbolader mit Wastegate

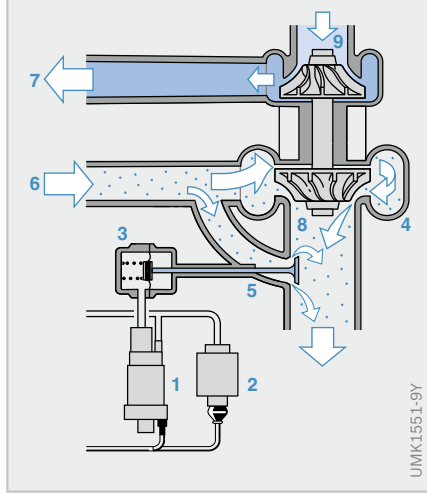


Bild 2
1 Ladedrucksteller
2 Unterdruckpumpe
3 Drucksteller
4 Turbolader
5 Bypassventil (Wastegate)
6 Abgasstrom
7 Ansaugluftstrom
8 Abgasturbine
9 Strömungsverdichter

Üblicherweise ist das Wastegate in Klappenausführung im Turbinengehäuse integriert. In der Anfangszeit des Turboladers wurde ein Tellerventil in einem separaten Gehäuse parallel zur Turbine eingesetzt.

Ein Ladedrucksteller (1) (elektropneumatischer Wandler) betätigt das Wastegate. Dieser Steller ist ein elektrisch angesteuertes 3/2-Wegeventil, das an eine Unterdruckpumpe (2) angeschlossen ist. In seiner Ruhestellung (stromlos) lässt es den Umgebungsdruck auf den Drucksteller (3) wirken. Die Feder im Drucksteller öffnet das Wastegate.

Wird der Ladedrucksteller vom Motorsteuergerät bestromt, verbindet er den Drucksteller und die Unterdruckpumpe, sodass die Membran gegen die Federkraft zurückgezogen wird. Das Wastegate schließt und die Turboladerdrehzahl erhöht sich.

Der Turbolader ist so konstruiert, dass das Wastegate bei Ausfall der Ansteuerung offen ist. Dadurch kann bei hohen Drehzahlen kein zu hoher Ladedruck aufgebaut werden, der den Turbolader oder den Motor schädigen würde.

Bei Ottomotoren wird genügend Unterdruck im Ansaugrohr erzeugt. Eine Unterdruckpumpe wie bei Dieselmotoren ist deshalb nicht erforderlich. Auch die Ansteuerung über einen rein elektrischen Steller ist für beide Motorarten möglich.

VTG-Lader (Bild 3)

Eine veränderte Anströmung der Turbinen durch eine variable Turbinengeometrie (VTG) bietet eine weitere Möglichkeit, den Abgasstrom bei hoher Motordrehzahl zu begrenzen. Die verstellbaren Leitschaufeln (3) verändern den Strömungsquerschnitt, durch den das Abgas auf die Turbine strömt (Variation der Geometrie). Damit passen sie den an der Turbine anstehenden Gasdruck dem geforderten Ladedruck an.

Bei niedrigen Motordrehzahlen oder -lasten geben sie einen kleinen Strömungsquerschnitt frei, sodass der Abgasgegendruck ansteigt. Der Abgasstrom in der Turbine erreicht eine hohe Geschwindigkeit und bringt die Turbine auf eine hohe Drehzahl (a). Der Abgasstrom wirkt dabei auf den Außenbereich der Schaufeln des Turbinenrads. So entsteht ein großer Hebelarm, der zusätzlich ein hohes Drehmoment bewirkt.

Bei hohen Motordrehzahlen oder -lasten geben die Leitschaufeln einen größeren Strömungsquerschnitt frei, der eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit des Abgasstroms zur Folge hat (b). Dadurch wird der Turbolader bei gleicher Abgasmenge weniger beschleunigt, bzw. er dreht bei höherer Abgasmenge nicht so hoch. Der Ladedruck wird so begrenzt.

3 Variable Turbinengeometrie des VTG-Laders

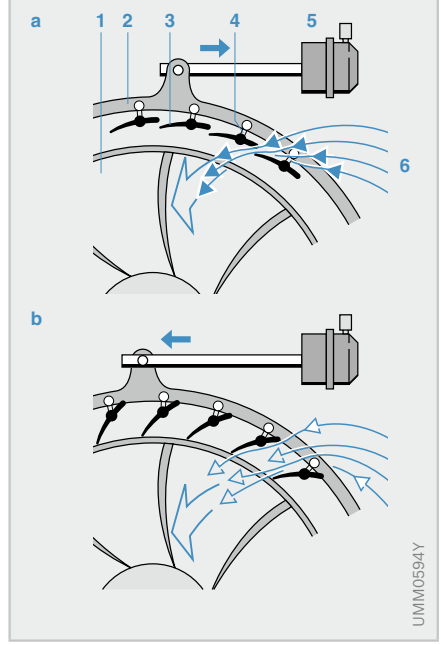


Bild 3
a Leitschaufelstellung für hohen Ladedruck
b Leitschaufelstellung für niedrigen Ladedruck

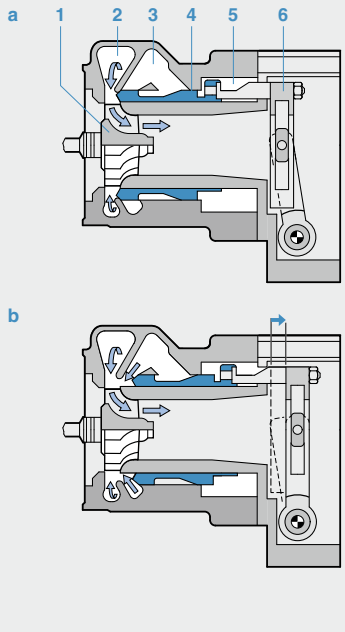
1 Abgasturbine
2 Verstellring
3 Leitschaufel
4 Verstellhebel
5 Verstelldose
6 Abgasstrom

◀– hohe Strömungsgeschwindigkeit
◁– niedrige Strömungsgeschwindigkeit

Durch die Drehbewegung eines Verstellrings (2) ergibt sich eine einfache Verstellung des Leitschaufelwinkels. Dabei werden die Leitschaufeln entweder direkt über einzelne an den Leitschaufeln befestigte Verstellhebel (4) oder über Verstellnocken auf den gewünschten Winkel eingestellt. Das Verdrehen des Verstellrings geschieht pneumatisch über eine Verstelldose (5) mit Unter- oder Überdruck oder über einen Elektromotor mit Lagerückmeldung (Positionssensor). Die Motorsteuerung steuert das Stellglied an. Damit kann der Ladedruck in Abhängigkeit verschiedener Eingangsgrößen bestmöglich eingestellt werden.

Der VTG-Lader ist in seiner Ruhestellung geöffnet und damit eigensicher. Versagt die Ansteuerung, wird der Turbolader oder der Motor nicht geschädigt. Es kommt nur zu Leistungsverlust bei niedrigen Drehzahlen.

4 Variable Turbinengeometrie des VST-Laders



Bei Dieselmotoren wird heute überwiegend diese Laderbauart eingesetzt. Bei Ottomotoren konnte er sich u. a. wegen der hohen thermischen Belastung und aufgrund der heißeren Abgase noch nicht durchsetzen.

VST-Lader (Bild 4)
Der VST-Lader (variable Schieberturbine) wird für kleine Pkw-Motoren eingesetzt. Ein Regelschieber (4) verändert bei dieser Bauart den Einströmquerschnitt zur Turbine durch sukzessives Öffnen zweier Strömungskanäle (2, 3).

Bei geringen Motordrehzahlen oder -lasten ist nur ein Strömungskanal (2) offen. Der kleinere Öffnungsquerschnitt führt zu einem hohen Abgasgegendruck und zu einer hohen Strömungsgeschwindigkeit des Abgases und somit zu einer hohen Drehzahl der Turbine (1).

Bei Erreichen des gewünschten Ladedrucks öffnet der Regelschieber kontinuierlich den zweiten Strömungskanal (3). Die Strömungsgeschwindigkeit des Abgases – und damit die Turboladerdrehzahl und der Ladedruck – nehmen ab. Das Motorsteuergerät nimmt die Einstellung des Regelschiebers über eine pneumatische Druckdose vor.

Mit dem im Turbinengehäuse integrierten Bypasskanal (5) ist es auch möglich, nahezu den gesamten Abgasstrom an der Turbine vorbeizuleiten und so einen sehr geringen Ladedruck zu erreichen.

Bild 4
a Nur ein Strömungskanal offen
b beide Strömungskanäle offen

1 Abgasturbine
2 1. Strömungskanal
3 2. Strömungskanal
4 Regelschieber
5 Bypasskanal
6 Verstellgabel

Vor- und Nachteile der Abgasturboaufladung

Downsizing

Gegenüber einem Saugmotor mit gleicher Leistung sprechen vor allem das geringere Gewicht und der reduzierte Bauraum für den Motor mit Abgasturbolader („Downsizing“, d. h. Verringerung der Größe). Über den nutzbaren Drehzahlbereich ergibt sich ein besserer Drehmomentverlauf (Bild 5). Daraus ergibt sich bei einer bestimmten Drehzahl eine höhere Leistung (A – B) bei gleichem spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Die gleiche Leistung steht wegen des günstigeren Drehmomentverlaufs schon bei einer niedrigeren Drehzahl bereit (B – C). Der Arbeitspunkt bei einer geforderten Leistung wird so durch die Aufladung in einen Bereich mit geringeren Reibungsverlusten verlagert. Daraus ergibt sich ein geringerer Kraftstoffverbrauch (E – D).

5 Leistungs- und Drehmomentverlauf eines Motors mit Abgasturbolader im Vergleich zu einem Saugmotor

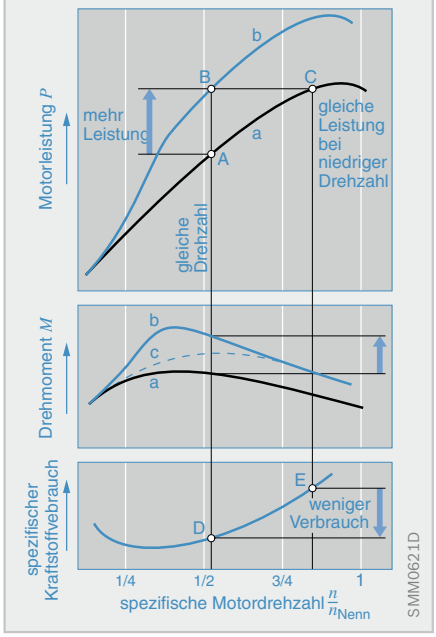


Bild 5
- a Saugmotor im stationären Betrieb
- b aufgeladener Motor im stationären Betrieb
- c aufgeladener Motor im instationären (dynamischen) Betrieb

Drehmomentverlauf

Bei sehr niedrigen Drehzahlen ist das Grunddrehmoment bei Motoren mit Abgasturbolader auf dem Niveau der Saugmotoren. In diesem Bereich reicht die im Abgas vorhandene Energie nicht aus, um die Turbine anzutreiben. Somit entsteht kein Ladedruck.

Im instationären Betrieb liegt der Drehmomentverlauf auch bei mittleren Drehzahlen auf dem Niveau der Saugmotoren (c). Das liegt daran, dass der Abgasstrom verzögert aufgebaut wird. Beim Beschleunigen aus niedrigen Drehzahlen heraus ergibt sich somit das „Turboloch“.

Das Turboloch kann, vor allem bei Ottomotoren, durch Ausnutzung der dynamischen Aufladung gemindert werden. Sie unterstützt das Hochlaufverhalten des Laders.

Bei Dieselmotoren bietet der Einsatz von Turboladern mit variabler Turbinengeometrie eine Möglichkeit, das Turboloch deutlich zu reduzieren.

Eine weitere Variante stellt der elektrisch unterstützte Abgasturbolader (euATL) mit zusätzlichem Elektromotor dar. Dieser beschleunigt das Verdichterrad des Turboladers unabhängig vom Abgasstrom und verringert so das Turboloch. Dieser Ladertyp wird derzeit entwickelt.

Ein schneller Ladedruckaufbau bei niedrigen Drehzahlen kann auch durch eine zweistufig geregelte Aufladung erzielt werden. Die zweistufige Aufladung steht am Beginn der Serieneinführung.

Das Höhenverhalten ist bei Motoren mit Turbolader sehr günstig, da das Druckgefälle bei niedrigerem Umgebungsluftdruck höher ist. Dies gleicht die geringere Luftdichte teilweise aus. Bei der Auslegung des Turboladers muss jedoch darauf geachtet werden, dass die Turbine dabei nicht überdreht.

Mehrstufige Aufladung

Mit einer mehrstufigen Aufladung können die Leistungsgrenzen gegenüber der einstufigen Aufladung deutlich erweitert werden. Ziel dabei ist es, sowohl stationär als auch instationär die Luftversorgung und gleichzeitig den spezifischen Verbrauch des Motors zu verbessern. Dabei haben sich zwei Aufladeverfahren durchgesetzt:

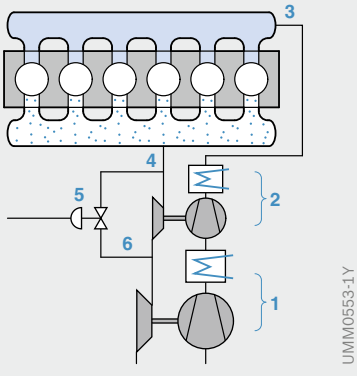
Registeraufladung

Bei der Registeraufladung werden zur Basisaufladung mit zunehmender Motorlast und -drehzahl ein oder mehrere parallel geschaltete Turbolader zugeschaltet. Damit können im Vergleich zu einem größeren Lader, der auf die Nennleistung ausgelegt ist, zwei oder mehrere optimale Betriebspunkte erreicht werden. Wegen der aufwändigen Laderschalteinrichtung wird die Registeraufladung überwiegend bei Schiffs- oder Generatorantrieben eingesetzt.

Zweistufig geregelte Aufladung

Die zweistufige geregelte Aufladung ist eine Reihenschaltung zweier unterschiedlich großer Turbolader mit einer Bypassregelung und idealerweise zwei Ladeluftkühlern (Bild 6, Pos. 1 und 2). Der erste Lader ist als Niederdrucklader (1), der zweite Lader als Hochdrucklader ausgeführt (2).

6 Zweistufige Aufladung (Prinzip)



Die Frischluft wird zunächst in der Niederdruckstufe vorverdichtet. Dadurch arbeitet der relativ kleine Hochdruckverdichter auf einem höheren Druckniveau mit kleinem Volumenstrom, sodass er den erforderlichen Luftmassenstrom durchsetzen kann. Mit der zweistufigen Aufladung kann ein besonders guter Verdichterwirkungsgrad erzielt werden.

Bei niedrigeren Motordrehzahlen ist das Bypassventil (5) geschlossen, sodass beide Turbolader wirken. Dadurch ergibt sich ein sehr schneller und hoher Ladedruckaufbau. Steigt die Motordrehzahl, öffnet das Bypassventil, bis nur noch der Niederdruckverdichter arbeitet. Dadurch passt sich die Aufladung stufenlos an die Erfordernisse des Motors an.

Dieses Aufladeverfahren wird wegen seines einfachen Regelverhaltens für Fahrzeuganwendungen eingesetzt.

eBooster

Vor den Abgasturbolader ist ein zusätzlicher Verdichter geschaltet. Dieser ist ähnlich wie der Verdichter des Turboladers aufgebaut und wird von einem Elektromotor angetrieben (eBooster). Bei Beschleunigung versorgt der eBooster den Motor mit Luft und verbessert dadurch besonders bei niedrigen Drehzahlen das Hochlaufen des Motors.

Mechanische Aufladung

Bei der mechanischen Aufladung wird ein Verdichter direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben. In der Regel sind Motor und Verdichter z. B. über einen Riemenantrieb fest miteinander gekoppelt. Mechanische Lader werden im Vergleich zum Abgasturbolader für Dieselmotoren selten eingesetzt.

Mechanische Verdrängerlader

Die häufigste Bauform ist der mechanische Verdrängerlader MVL (Kompressor). Er kommt hauptsächlich bei kleinen und mittelgroßen Pkw-Motoren zum Einsatz.

Bild 6

1 Niederdruckstufe ND (Turbolader mit Ladeluftkühlung)
2 Hochdruckstufe HD (Turbolader mit Ladeluftkühlung)
3 Saugrohr
4 Abgassammelrohr
5 Bypassventil
6 Bypassleitung

Folgende Bauformen finden bei Dieselmotoren Verwendung:

Verdrängerlader mit innerer Verdichtung
Bei Ladern mit innerer Verdichtung wird die Luft im Verdichter komprimiert. Bei Dieselmotoren kommen der Hubkolbenlader und der Schraubenlader zum Einsatz.

Hubkolbenlader: Diese Lader sind entweder mit einem starren Kolben (Bild 7) oder einer Membran (Bild 8) aufgebaut. Ein Kolben (ähnlich dem Motorkolben) verdichtet die Luft, die dann über ein Auslassventil zum Motorzylinder strömt.

Schraubenlader (Bild 9): Zwei sich ineinander kämmende Flügel in Schraubenform (4) verdichten die Luft.

Verdrängerlader ohne innere Verdichtung
Bei Ladern ohne innere Verdichtung wird die Luft durch die erzeugte Strömung außerhalb des Laders komprimiert. Bei Dieselmotoren kam nur der Roots-Lader (Bild 10) in Zweitakt-Fahrzeugmotoren zum Einsatz.

Roots-Lader: Zwei über Zahnräder gekoppelte zweiflüglige Drehkolben (2) laufen ähnlich wie bei einer Zahnradpumpe gegeneinander und fördern so die Ansaugluft.

7 Prinzip eines Hubkolbenladers mit starrem Kolben

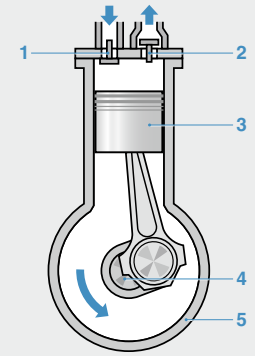


Bild 7
1 Einlassventil
2 Auslassventil
3 Kolben
4 Antriebswelle
5 Gehäuse

8 Prinzip eines Hubkolbenladers mit Membran

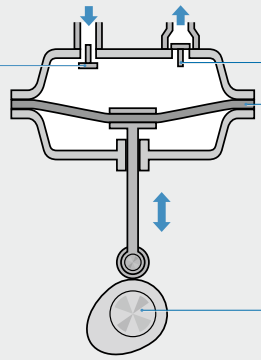


Bild 8
1 Einlassventil
2 Auslassventil
3 Membran
4 Antriebswelle

9 Verschleißprüfung zur Bestimmung der Schmierfähigkeit von Dieselkraftstoffen

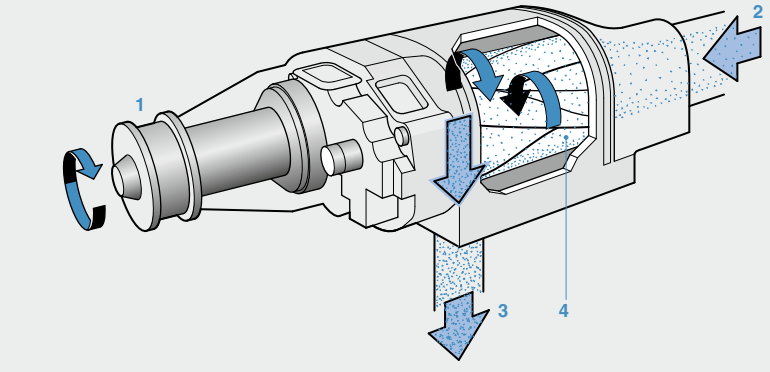


Bild 9
1 Antrieb
2 Angesaugte Luft
3 komprimierte Luft
4 Schraubenflügel

10 Querschnitt eines Roots-Laders

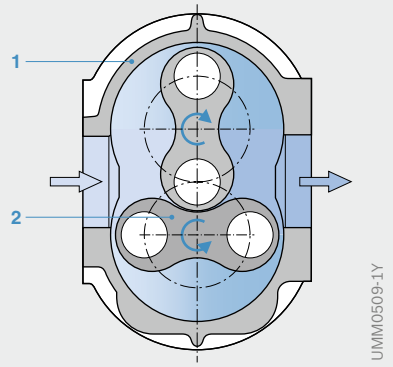


Bild 10
1 Gehäuse
2 Drehkolben

Mechanische Strömungslader

Neben den mechanischen Verdrängerladern gibt es noch Strömungslader (Radialverdichter), deren Verdichter ähnlich wie beim Abgasturbolader aufgebaut ist. Um die erforderliche hohe Umfangsgeschwindigkeit zu erreichen, werden sie über ein Getriebe angetrieben. Diese Lader bieten über einen breiten Drehzahlbereich günstige Liefergrade und können besonders bei kleinen Motoren als Alternative zur Abgasturboladung angesehen werden. Mechanische Strömungslader werden auch mechanische Kreisellader (MKL) genannt. Sie werden selten bei mittelgroßen bis großen Pkw-Motoren eingesetzt.

Ladedrucksteuerung

Ein Bypass kann beim mechanischen Lader den Ladedruck steuern. Ein Teil des verdichteten Luftstroms gelangt in die Zylinder und bestimmt die Füllung. Der andere Teil strömt über den Bypass zurück zur Ansaugseite. Die Ansteuerung des Bypassventils übernimmt das Motorsteuergerät.

Vor- und Nachteile der mechanischen Aufladung

Wegen der direkten Kopplung von Verdichter und Kurbelwelle wird beim mechanischen Lader bei einer Drehzahlerhöhung der Verdichter unverzögert beschleunigt. Dadurch ergibt sich im dynamischen Betrieb ein höheres Motordrehmoment und ein besseres Ansprechverhalten als beim Abgasturbolader. Mit einem variablen Getriebe kann auch das Motorverhalten bei Lastwechseln verbessert werden.

Da die zum Antrieb des Verdichters notwendige Leistung (ca. 10...15 kW bei Pkw) jedoch nicht als effektive Motorleistung zur Verfügung stehen kann, steht diesen Vorteilen ein etwas höherer Kraftstoffverbrauch als bei der Aufladung mit einem Abgasturbolader entgegen. Dieser Nachteil wird gemindert, wenn der Verdichter über eine von der Motorsteuerung geschaltete Kupplung bei niedrigen Motorlasten und Motordrehzahlen abgeschaltet werden kann. Dies erhöht jedoch die Herstellkosten. Ein weiterer Nachteil der mechanischen Aufladung ist der größere erforderliche Bauraum.

Dynamische Aufladung

Eine Aufladung kann schon alleine durch Nutzung dynamischer Effekte im Saugrohr erzielt werden. Diese dynamische Aufladung spielt beim Dieselmotor keine so große Rolle wie beim Ottomotor. Beim Dieselmotor liegt das Hauptaugenmerk bei der Gestaltung des Saugrohrs auf einer gleichmäßigen Verteilung der Luft auf alle Zylinder und der Verteilung des rückgeführten Abgases. Außerdem spielt der Drall im Motorzylinder eine wichtige Rolle. Bei den relativ niedrigen Drehzahlen des Dieselmotors würde eine gezielte Auslegung des Saugrohrs für eine dynamische Aufladung extrem lange Saugrohre erfordern. Da gegenwärtig fast alle Dieselmotoren mit einem Lader ausgerüstet sind, wäre nur ein Vorteil zu erwarten, wenn bei instationären Vorgängen der Lader noch nicht genügend Druck liefert.

Generell wird das Ansaugrohr beim Dieselmotor möglichst kurz gehalten. Die Vorteile hiervon sind:

- verbessertes dynamisches Verhalten und
- ein besseres Regelverhalten der Abgasrückführung.

Drallklappen

Für die Gemischbildung spielen die Strömungsverhältnisse im Motorzylinder eine bedeutende Rolle. Diese werden wesentlich beeinflusst durch

- die durch die Einspritzstrahlen erzeugte Luftbewegung,
- die Bewegung der in den Zylinder einströmenden Luft und
- die Kolbenbewegung.

Beim drallunterstützen Brennverfahren wird die Luft während des Ansaug- und Verdichtungstaktes in eine Drehbewegung (Drall) versetzt, um eine gute und schnelle Gemischbildung zu erreichen. Mit geeigneten Klappen und Kanälen kann der Drall entsprechend der Motordrehzahl und Last verändert werden.

Die Einlasskanäle sind als Füllungskanal (Bild 1, Pos. 5) und Drallkanal (2) ausgelegt, wobei der Füllungskanal durch eine Klappe (Drallklappe, Pos. 6) verschlossen werden kann. Die Klappe wird vom Motorsteuergerät Kennfeldabhängig gesteuert. Neben einfachen Systemen mit den beiden Stellungen „Auf“ und „Zu“ gibt es auch lagegeregelte Systeme, bei denen Zwischenstellungen angefahren werden können.

Bei niedrigen Motordrehzahlen ist die Drallklappe geschlossen. Die Luft wird über den Drallkanal angesaugt, es entsteht ein starker Drall bei ausreichender Zylinderfüllung.

Bei hohen Drehzahlen öffnet die Klappe und gibt den Füllungskanal (5) frei, um eine größere Zylinderfüllung zu ermöglichen und die Motorleistung zu verbessern. Dabei verringert sich gleichzeitig der Drall.

Durch die Kennfeld-abhängige Steuerung des Dralls können im unteren Drehzahlbereich die NO_X- und Partikel-Emissionen erheblich gesenkt werden. Die durch die Kanalabschaltung bedingten Strömungsverluste führen zu einer erhöhten Ladungswechselarbeit. Durch die erzielbare bessere Gemischbildung und Verbrennung kann der dadurch entstehende Kraftstoff-Mehrverbrauch jedoch weitestgehend kompensiert werden. Abhängig von Motorlast und Drehzahl wird ein Kompromiss zwischen Emissions-, Verbrauchs- und Leistungsoptimierung angestrebt.

Die Einlasskanalabschaltung wird zurzeit bei einigen Pkw-Motoren eingesetzt und spielt eine zunehmend wichtige Rolle im Emissionsminderungs-Konzept.

Moderne Lkw-Dieselmotoren hingegen können generell mit sehr niedrigen Drallwerten arbeiten, da aufgrund der kleineren Drehzahlspanne und größerer Brennräume die Energie der Einspritzstrahlen für die Gemischbildung ausreicht.

1 Einlasskanalabschaltung (Beispiel)

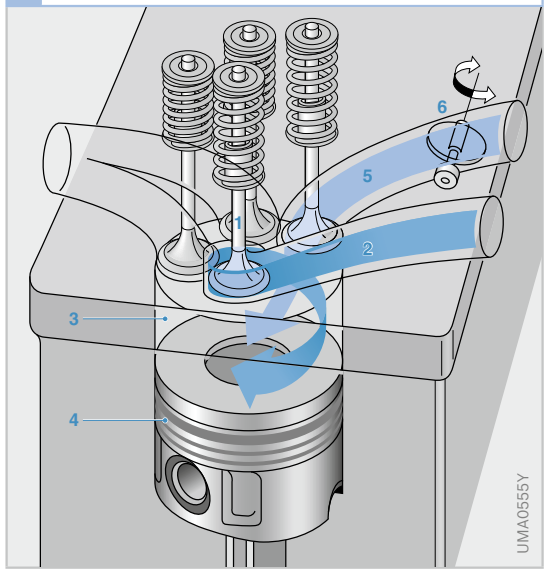


Bild 1
1 Einlassventil
2 Drallkanal
3 Motorzylinder
4 Kolben
5 Füllungskanal
6 Klappe

Motoransaugluftfilter

Der Luftfilter filtert die Motoransaugluft und verhindert damit das Eindringen von mineralischen Stäuben und Partikeln in den Motor und in das Motoröl. Dadurch reduziert er den Verschleiß z. B. in den Lagern, an den Kolbenringen und an den Zylinderwänden. Außerdem schützt er den empfindlichen Luftmassenmesser (HFM) und verhindert dort Staubablagerungen, die zu falschen Signalen, einem erhöhten Kraftstoffverbrauch und erhöhten Schadstoffemissionen führen könnten.

Typische Luftverunreinigungen sind z. B. Ölnebel, Aerosole, Dieselruß, Industrieabgase, Pollen und Staub. Die vom Motor mit der Luft angesaugten Staubteilchen besitzen einen Durchmesser von ca. 0,01 µm (Rußpartikel) bis ca. 2 mm (Sandkörner).

Filtermedium und Aufbau

Bei den Luftfiltern handelt es sich meist um Tiefenfilter, die die Partikel – im Gegensatz zu den Oberflächenfiltern – in der Struktur des Filtermediums zurückhalten. Tiefenfilter mit hoher Staubspeicherfähigkeit sind immer dann vorteilhaft, wenn große Volumenströme mit geringen Partikelkonzentrationen wirtschaftlich gefiltert werden müssen.

Luftfilter erreichen massebezogene Gesamtabscheidegrade von bis zu 99,8 % (Pkw) bzw. 99,95 % (Nkw). Diese Werte sollten unter allen herrschenden Bedingungen eingehalten werden können, auch unter den dynamischen Bedingungen, wie sie im Ansaugtrakt des Motors herrschen (Pulsation). Filter mit unzureichender Qualität zeigen dann einen erhöhten Staubdurchbruch.

Die Auslegung der Filterelemente erfolgt individuell für jeden Motor. Damit bleiben die Druckverluste minimal und auch die hohen Abscheidegrade sind unabhängig vom Luftdurchsatz. Bei den Filterelementen, die es als Flachfilter oder in zylindrischen Ausführungen gibt, ist das Filtermedium in gefalteter Form eingebaut, um auf kleinstem Raum ein Maximum an Filterfläche unterbringen zu können. Durch entsprechende Prägung und Imprägnierungen erhalten diese bisher zumeist auf Zellulosefasern basierenden Medien die erforderliche mechanische Festigkeit und eine ausreichende Wassersteifigkeit und Beständigkeit gegen Chemikalien.

Die Elemente werden nach den vom Fahrzeughersteller festgelegten Intervallen gewechselt.

Die Forderungen nach kleinen, leistungsstarken Filterelementen (weniger Bauraum) bei gleichzeitig verlängerten Serviceintervallen treibt die Entwicklung neuer, innovativer Luftfiltermedien voran. Neue Luftfiltermedien aus synthetischen Fasern (Bild 1) mit teilweise stark verbesserten Leistungsdaten sind bereits in Serie eingeführt.

Bessere Werte als mit reinen Zellulosemedien werden auch mit „Composite-Qualitäten“ (z. B. Papier mit Meltblown-Auflage) und speziellen Nanofaser-Filtermedien erreicht, bei denen auf einer relativ groben Stützschicht aus Zellulose ultradünne Fasern mit Durchmessern von nur 30...40 nm aufgebracht sind. Neue Faltstrukturen mit wechselseitig verschlossenen Kanälen, ähnlich wie bei den Dieselrußfiltern, stehen kurz vor der Markteinführung.

1 Luftfiltermedium aus synthetischen Fasern

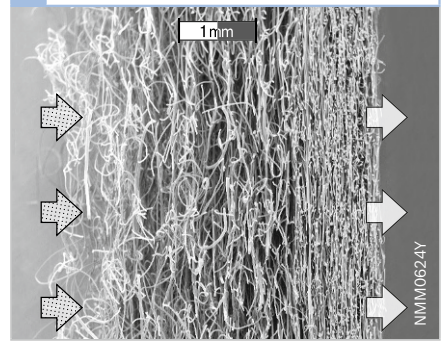


Bild 1
Synthetisches Hochleistungs-Filtervlies mit kontinuierlich zunehmender Dichte und abnehmendem Faserdurchmesser über den Querschnitt von der Ansaug- zur Reinluftseite.
Quelle: Freudenberg Vliesstoffe KG

Konische, ovale und stufige sowie trapezförmige Geometrien ergänzen die Standardbauformen, um den immer knapper werdenden Bauraum im Motorraum optimal ausnutzen zu können.

Schalldämpfer

Früher wurden die Luftfiltergehäuse fast ausschließlich als „Dämpferfilter“ ausgeführt. Das große Volumen ist bei diesen Gehäusen für akustische Zwecke ausgelegt. Mittlerweile werden zunehmend die beiden Funktionen „Filtration“ und „Akustik/Motorgeräuschreduzierung“ getrennt und die einzelnen Resonatoren separat optimiert. So lässt sich auch das Filtergehäuse in seinen Ausmaßen minimieren. Dadurch entstehen sehr flache Filter, die z. B. in die Designabdeckungen der Motoren integriert werden können, während die Resonatoren an weniger zugänglichen Stellen im Motorraum Platz finden.

Luftfilter für Pkw

Das Pkw-Luftansaugmodul (Bild 2) umfasst neben dem Gehäuse (1 und 3) mit dem zylindrischen Luftfilterelement (2) die gesamten Zuführleitungen (5 und 6) und das Saugmodul (4). Dazwischen verteilt sind Helmholtz-Resonatoren und Lambda-Viertelrohre für die Akustik. Mithilfe dieser kompletten Systemoptimierung lassen sich die Einzelkomponenten besser aufeinander abstimmen und die immer schärfer werdenden Anforderungen an die Akustik (Lärmpegel) einhalten.

Zunehmend nachgefragt werden Bauteile zur Wasserabscheidung, die in das Luftansaugsystem integriert werden. Sie dienen vor allem dem Schutz des Luftmassenmessers (HFM), der den Luftmassenstrom misst. Wassertröpfchen, die bei ungünstiger Anordnung des Ansaugstutzens, bei starkem Regen, schwallartigem Spritzwasser (z. B. bei Geländefahrzeugen) oder Schneefall mit angesaugt werden und zum Sensor gelangen, können zu einer fehlerhaften Erfassung der Zylinderfüllung führen.

2 Ansaugmodul für Pkw (Beispiel)

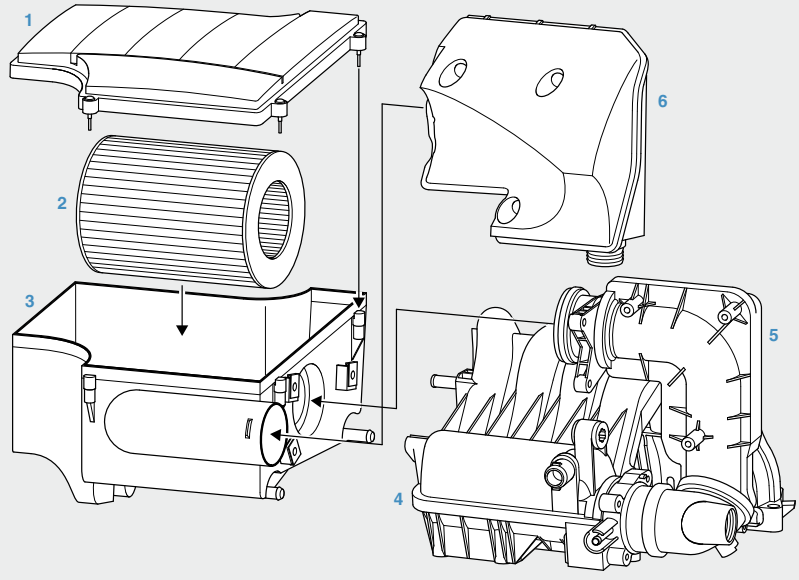


Bild 2
1 Gehäusedeckel
2 Filterelement
3 Filtergehäuse
4 Saugmodul
5 Zuführleitung
6 Zuführleitung

Zur Abscheidung der Wassertropfen kommen in die Ansaugleitung eingebaute Prallbleche oder zyklon-ähnliche Konstruktionen („Schälkragen“) zum Einsatz. Je kürzer der Weg vom Lufteinlass bis zum Filterelement ist, um so schwieriger wird eine Lösung, da nur sehr geringe Strömungsdruckverluste erlaubt sind. Man kann aber auch entsprechend aufgebaute Filterelemente einsetzen, welche die Wassertropfen sammeln (koaleszieren) und den Wasserfilm noch vor dem eigentlichen Partikelfilterelement nach außen ableiten. Ein speziell dazu konstruiertes Gehäuse unterstützt diesen Vorgang. Diese Anordnung kann auch bei sehr kurzen Rohluftleitungen erfolgreich zur Wasserabscheidung eingesetzt werden.

3 Papierluftfilter für Nkw (Beispiel)

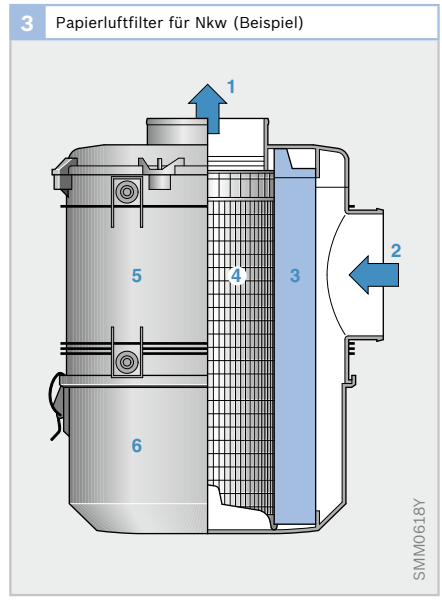


Bild 3
1 Luftaustritt
2 Lufteintritt
3 Filtereinsatz
4 Stützrohr
5 Gehäuse
6 Staubtopf

Luftfilter für Nkw

Bild 3 zeigt einen wartungsfreundlichen und gewichtsoptimierten Luftfilter aus Kunststoff für Nutzfahrzeuge. Neben einer höheren Abscheideleistung sind die dazu passenden Filterelemente so dimensioniert, dass Serviceintervalle von über 100 000 km möglich sind. Sie liegen damit deutlich über denen von Pkw.

In Ländern mit hohen Staubbelastungen, aber auch bei Baumaschinen und in der Landwirtschaft, ist dem Filterelement ein Vorabscheider vorgeschaltet. Dieser Abscheider trennt die grobe, massereiche Staubfraktion ab und erhöht somit die Standzeit des Feinfilterelements erheblich. Im einfachsten Fall handelt es sich um einen Leitschaufelkranz, der die einströmende Luft in Rotation versetzt. Durch die Fliehkraft werden die groben Staubpartikel abgeschieden. Aber erst vorgeschaltete, auf das nachfolgende Filterelement optimierte Minizyklonbatterien schöpfen das Potenzial von Fliehkraftabscheidern in Nkw-Luftfiltern richtig aus.

Grundlagen der Dieseleinspritzung

Die Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor – und damit die Motorleistung, der Kraftstoffverbrauch, die Abgaszusammensetzung und das Verbrennungsgeräusch – hängen in entscheidendem Maße von der Aufbereitung des Luft-Kraftstoff-Gemischs ab.

Für die Qualität der Gemischbildung sind in erster Linie folgende Parameter der Kraftstoffeinspritzung ausschlaggebend:

- Einspritzbeginn,
- Einspritzverlauf und -dauer,
- Einspritzdruck,
- Anzahl der Einspritzungen.

Beim Dieselmotor werden die Abgas- und Geräuschemissionen zu einem wesentlichen Teil durch innermotorische Maßnahmen reduziert, d. h. durch Steuerung des Verbrennungsablaufs.

Bis in die 1980er-Jahre wurde bei Fahrzeugmotoren die Einspritzmenge und der Einspritzbeginn ausschließlich mechanisch geregelt. Die Einhaltung der aktuellen Abgasgrenzwerte erfordert jedoch eine sehr präzise und an den Betriebszustand des Motors angepasste Festlegung der Einspritzparameter für die Vor- und Haupteinspritzung wie Einspritzmenge, -druck und -beginn. Das ist nur mit einer elektronischen Regelung realisierbar, welche die Einspritzgrößen abhängig von Temperatur, Drehzahl, Last, geografischer Höhe usw. berechnet. Die Elektronische Dieselregelung (EDC) hat sich heute für Dieselfahrzeuge allgemein durchgesetzt.

Zukünftig strenger werdende Abgasnormen erfordern darüber hinaus beim Dieselmotor weitere Maßnahmen zur Schadstoffminderung. Durch sehr hohe Einspritzdrücke, wie sie derzeit beim Unit Injector System erreicht werden, und durch einen unabhängig vom Druckaufbau einstellbaren Einspritzverlauf, der beim Common Rail System realisiert ist, können die Emissionen unter Berücksichtigung des Verbrennungsgeräuschs weiter gesenkt werden.

Gemischverteilung

Luftzahl λ

Zur Kennzeichnung dafür, wie weit das tatsächlich vorhandene Luft-Kraftstoff-Gemisch vom stöchiometrischen [1]) Massenverhältnis abweicht, wurde die Luftzahl λ (Lambda) eingeführt. Die Luftzahl gibt das Verhältnis von zugeführter Luftmasse zum Luftbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung an:

$$\lambda = \frac{Masse\ Luft}{Masse\ Kraftstoff \cdot stöchiometrisches\ Verhältnis}$$

λ = 1: Die zugeführte Luftmasse entspricht der theoretisch erforderlichen Luftmasse, die notwendig ist, um den gesamten Kraftstoff zu verbrennen.

λ < 1: Es herrscht Luftmangel und damit fettes Gemisch.

λ > 1: Es herrscht Luftüberschuss und damit mageres Gemisch.

Lambda-Werte beim Dieselmotor

Fette Gemischzonen sind für eine rußende Verbrennung verantwortlich. Damit nicht zu viele fette Gemischzonen entstehen, muss – im Gegensatz zum Ottomotor – insgesamt mit Luftüberschuss gefahren wer-

[1]) Das stöchiometrische Verhältnis beschreibt, wie viel kg Luft benötigt werden, um 1 kg Kraftstoff vollständig zu verbrennen (m_L / m_K). Es beträgt beim Dieselkraftstoff ca. 14,5.

1 Ablauf einer Verbrennung in einem Direkteinspritzer-Versuchsmotor mit Mehrlochdüse

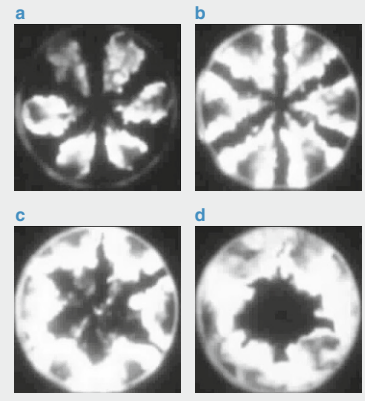


Bild 1
Bei „Glasmotoren" können die Einspritz- und Verbrennungsvorgänge durch Glaseinsätze und Spiegel beobachtet werden.

Die Zeiten sind nach Beginn des Verbrennungseigenleuchtens angegebenen
a 200 µs
b 400 µs
c 522 µs
d 1200 µs

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_6

den. Die Lambda-Werte von aufgeladenen Dieselmotoren liegen bei Volllast zwischen λ = 1,15 und λ = 2,0. Bei Leerlauf und Nulllast steigen die Werte auf λ >10. Diese Luftzahlen stellen das Verhältnis der gesamten Luft- und Kraftstoffmasse im Zylinder dar. Für die Selbstzündung und die Schadstoffbildung sind jedoch ganz wesentlich die lokalen Lambda-Werte verantwortlich, die räumlich stark schwanken.

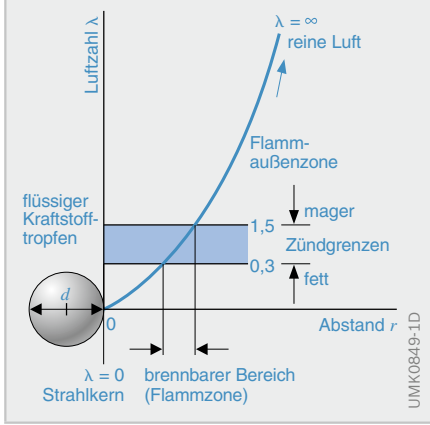
Der Dieselmotor arbeitet mit heterogener innerer Gemischbildung und Selbstzündung. Eine vollständig homogene Vermischung des eingespritzten Kraftstoffs mit der Luft ist vor oder während der Verbrennung nicht möglich. Beim heterogenen Gemisch des Dieselmotors überdecken die lokalen Luftzahlen alle Werte von λ = 0 (reiner Kraftstoff) im Strahlkern nahe der Düsenmündung bis zu λ = ∞ (reine Luft) in der Strahlaußenzone. In der Tropfenrandzone (Dampfhülle) eines einzelnen flüssigen Tropfens treten lokal zündfähige Lambda-Werte von 0,3...1,5 auf (Bilder 2 und 3). Daraus lässt sich ableiten, dass durch gute Zerstäubung (viele kleine Tröpfchen), hohen Gesamtluftüberschuss und „dosierte“ Ladungsbewegung viele lokale Zonen mit mageren, zündfähigen Lambda-Werten entstehen. Dies bewirkt, dass bei der Verbrennung weniger Ruß entsteht, sodass die AGR-Verträglichkeit zunimmt, wodurch sich die NO_X-Emissionen reduzieren lassen.

Die gute Zerstäubung wird durch hohe Einspritzdrücke erreicht: Sie liegen derzeit bei maximal 2200 bar beim UIS, Common Rail Systeme arbeiten mit maximal 1800 bar Einspritzdruck. Dadurch entsteht eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen dem Kraftstoffstrahl und der Luft im Zylinder, die so den Kraftstoffstrahl „zerreißt“.

Mit Rücksicht auf ein geringes Motorgewicht und die Kosten des Motors soll möglichst viel Leistung aus einem vorgegebenen Hubraum gewonnen werden. Bei hoher Last muss der Motor dafür mit möglichst geringem Luftüberschuss laufen. Mangelnder Luftüberschuss erhöht allerdings insbesondere die Ruß-Emissionen. Um sie zu begrenzen, muss die Kraftstoffmenge bei der verfügbaren Luftmenge und abhängig von der Drehzahl des Motors genau dosiert werden.

Niederer Luftdruck (z. B. in großer Höhe) erfordert ebenfalls ein Anpassen der Kraftstoffmenge an das geringere Luftangebot.

2 Verlauf des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses am ruhenden Einzeltropfen



3 Verlauf des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses am bewegten Einzeltropfen

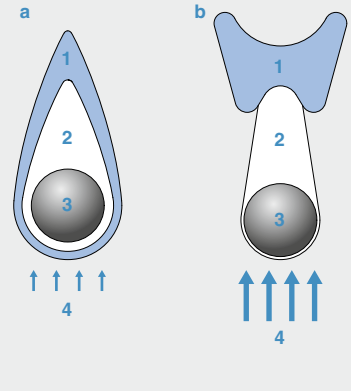


Bild 2
d Tröpfchendurchmesser (ca. 2...20 µm)

Bild 3
a Niedrige Anströmgeschwindigkeit
b hohe Anströmgeschwindigkeit

1 Flammzone
2 Dampfzone
3 Kraftstofftropfen
4 Luftstrom

Parameter der Einspritzung

Einspritz- und Förderbeginn

Einspritzbeginn

Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum beeinflusst wesentlich den Beginn der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und damit die Emissionen, den Kraftstoffverbrauch und das Verbrennungsgeräusch. Deshalb kommt dem Einspritzbeginn, auch Spritzbeginn genannt, für das optimale Motorverhalten große Bedeutung zu.

Der Einspritzbeginn gibt den Kurbelwellenwinkel in Bezug auf den oberen Totpunkt (OT) des Motorkolbens an, bei dem die Einspritzdüse öffnet und den Kraftstoff in den Brennraum des Motors einspritzt. Die momentane Lage des Kolbens zum oberen Totpunkt des Kolbens beeinflusst die Bewegung der Luft im Brennraum sowie deren Dichte und Temperatur. Demnach hängt die Mischungsqualität des Gemischs aus Luft und Kraftstoff auch vom Einspritzbeginn ab. Der Einspritzbeginn nimmt somit Einfluss auf Emissionen wie Ruß, Stickoxide (NO_X), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO).

Die Sollwerte für den Einspritzbeginn sind je nach Motorlast, Drehzahl und Motortemperatur verschieden. Die optimalen Werte werden für jeden Motor ermittelt, wobei die Auswirkungen auf Kraftstoffverbrauch, Schadstoff- und Geräuschemissionen berücksichtigt werden. Die so ermittelten Werte werden in einem Spritzbeginnkennfeld gespeichert (Bild 4). Über das Kennfeld wird die lastabhängige Spritzbeginnverstellung geregelt.

Common Rail Systeme bieten gegenüber nockengesteuerten Systemen zusätzliche Freiheitsgrade bei der Wahl der Anzahl und des Zeitpunkts der Einspritzungen und des Einspritzdrucks. Dies ergibt sich daraus, dass der Kraftstoffdruck von einer separaten Hochdruckpumpe aufgebaut

4 Spritzbeginnkennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl und Last für einen Pkw-Motor bei Kaltstart und Betriebstemperatur (Beispiel)

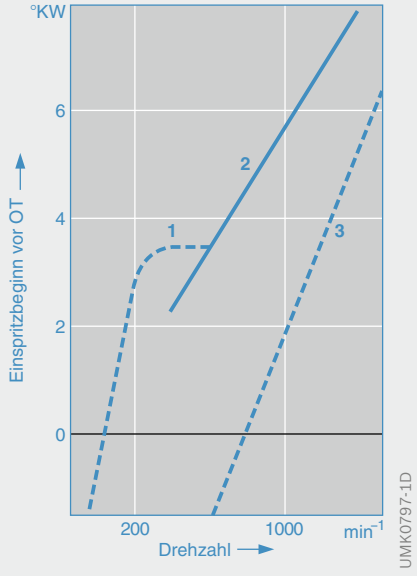


Bild 4
1 Kaltstart (<0 °C)
2 Volllast
3 Teillast

5 Streubänder der NO_X- und HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Spritzbeginn bei einem Nkw ohne Abgasrückführung

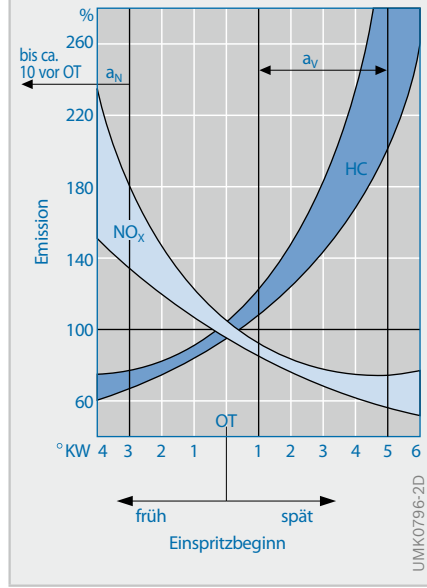


Bild 5
Beispiel einer Applikation:
α_N Optimaler Spritzbeginn bei Nulllast: niedrige HC-Emissionen, während NO_X-Emissionen bei Nulllast ohnehin gering sind.
α_V Optimaler Spritzbeginn bei Volllast: niedrige NO_X-Emissionen, während HC-Emissionen bei Volllast ohnehin gering sind.

und mittels Motorsteuerung optimal an jeden Betriebspunkt angepasst wird und die Einspritzung über ein Magnetventil oder Piezoelement gesteuert wird.

Richtwerte für den Spritzbeginn
Im Kennfeld des Dieselmotors liegen die für einen niedrigen Kraftstoffverbrauch optimalen Brennbeginne zwischen ca. 0...8 °KW (Grad Kurbelwellenwinkel) vor OT. Daraus und aus den Grenzwerten für die Abgasemissionen ergeben sich folgende Spritzbeginne:

Pkw-Direkteinspritzmotoren:
- Nulllast: 2 °KW vor OT bis 4 °KW nach OT
- Teillast: 6 °KW vor OT bis 4 °KW nach OT
- Volllast: 6...15 °KW vor OT

Nkw-Direkteinspritzmotoren (ohne Abgasrückführung):
- Nulllast: 4...12 °KW vor OT
- Volllast: 3...6 °KW vor OT bis 2 °KW nach OT

Bei kaltem Motor liegt der Einspritzbeginn für Pkw- und Nkw-Motoren 3...10 °KW früher. Die Brenndauer bei Volllast beträgt 40...60 °KW.

Früher Einspritzbeginn
Die höchste Kompressionstemperatur (Kompressions-Endtemperatur) stellt sich kurz vor dem oberen Totpunkt des Kolbens (OT) ein. Wird die Verbrennung weit vor OT eingeleitet, steigt der Verbrennungsdruck steil an und wirkt als bremsende Kraft gegen die Kolbenbewegung. Die dabei abgegebene Wärmemenge verschlechtert den Wirkungsgrad des Motors und erhöht somit den Kraftstoffverbrauch. Der steile Anstieg des Verbrennungsdrucks hat außerdem ein lautes Verbrennungsgeräusch zur Folge.

Ein zeitlich vorverlegter Verbrennungsbeginn erhöht die Temperatur im Brennraum. Deshalb steigen die NO_X-Emissionen und verringert sich der HC-Ausstoß (Bild 5).

Die Minimierung von Blau- und Weißrauch erfordert bei kaltem Motor frühe Spritzbeginne und/oder eine Voreinspritzung.

Später Einspritzbeginn
Ein später Spritzbeginn bei geringer Last kann zu einer unvollständigen Verbrennung und so zur Emission unvollständig verbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO) führen, da die Temperatur im Brennraum bereits wieder sinkt (Bild 5).

Die zum Teil gegenläufigen Abhängigkeiten („Trade-offs“) von spezifischem Kraftstoffverbrauch und HC-Emission auf der einen sowie Ruß- (Schwarzrauch) und NO_X-Emission auf der anderen Seite verlangen bei der Anpassung der Spritzbeginne an den jeweiligen Motor Kompromisse und enge Toleranzen.

Förderbeginn

Neben dem Spritzbeginn wird oft auch der Förderbeginn betrachtet. Er bezieht sich auf den Beginn der Kraftstoffmengenförderung durch die Einspritzpumpe.

Der Förderbeginn spielt bei älteren Einspritzsystemen eine Rolle, da hier die Reihen- oder Verteilereinspritzpumpe dem Motor zugeordnet werden muss. Die zeitliche Abstimmung zwischen Pumpe und Motor erfolgt bei Förderbeginn, da dieser einfacher zu bestimmen ist als der tatsächliche Spritzbeginn. Dieses Vorgehen ist möglich, weil zwischen Förderbeginn und Spritzbeginn eine definierte Beziehung besteht (Spritzverzug[1])).

Der Spritzverzug ergibt sich aus der Laufzeit der Druckwelle von der Hochdruckpumpe bis zur Einspritzdüse und hängt somit von der Leitungslänge ab. Bei verschiedenen Drehzahlen resultiert ein unterschiedlicher Spritzverzug in °KW. Der Motor hat bei höheren Drehzahlen auch einen auf die Kurbelwellenstellung bezogenen (°KW) größeren Zündverzug[2]). Beides muss kompensiert werden, weshalb bei einem Einspritzsystem eine von der Drehzahl, der Last und der Motortemperatur abhän-

[1]) Zeit oder überstrichener Kurbelwellenwinkel (°KW) von Förderbeginn bis Einspritzbeginn

[2]) Zeit oder überstrichener Kurbelwellenwinkel (°KW) von Einspritzbeginn bis Zündbeginn

gige mechanische oder elektronische Verstellung des Förder- bzw. Spritzbeginns vorhanden sein muss.

Einspritzmenge

Die benötigte Kraftstoffmasse m_e für einen Motorzylinder pro Arbeitstakt berechnet sich nach folgender Formel:

$$m_e = \frac{P \cdot b_e \cdot 33{,}33}{n \cdot z} \text{ [mg/Hub]}$$

P Motorleistung in kW
b_e spezifischer Kraftstoffverbrauch des Motors in g/kWh
n Motordrehzahl in min^{-1}
z Anzahl der Motorzylinder

Das entsprechende Kraftstoffvolumen (Einspritzmenge) Q_H in mm^3/Hub bzw. mm^3/Einspritzzyklus ist dann:

$$Q_H = \frac{P \cdot b_e \cdot 1000}{30 \cdot n \cdot z \cdot \rho} \text{ [mm³/Hub]}$$

Die Kraftstoffdichte ρ in g/cm^3 ist temperaturabhängig.

Die vom Motor abgegebene Leistung ist bei angenommenem konstantem Wirkungsgrad ($\eta \sim 1/b_e$) direkt proportional zur Einspritzmenge.

Die vom Einspritzsystem eingespritzte Kraftstoffmasse hängt von folgenden Größen ab:

- Zumessquerschnitt der Einspritzdüse,
- Dauer der Einspritzung,
- Differenzdruckverlauf zwischen dem Einspritzdruck und dem Druck im Brennraum des Motors sowie
- Dichte des Kraftstoffs.

Dieselkraftstoff ist kompressibel, d. h., er wird bei hohen Drücken verdichtet. Dies erhöht die Einspritzmenge; durch die Abweichung der Sollmenge im Kennfeld zur Istmenge werden die Leistung und der Schadstoffausstoß beeinflusst. Durch präzise arbeitende Einspritzsysteme mit elektronischer Dieselregelung kann dieser Einfluss kompensiert und die erforderliche Einspritzmenge sehr genau zugemessen werden.

Einspritzdauer

Eine Hauptgröße des Einspritzverlaufs ist die Einspritzdauer, während der die Einspritzdüse geöffnet ist und Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Sie wird in Grad Kurbelwellen- bzw. Nockenwellenwinkel (°KW bzw. °NW) oder in Millisekunden angegeben. Die verschiedenen Diesel-Verbrennungsverfahren erfordern jeweils eine unterschiedliche Einspritzdauer (ungefähre Angaben bei Nennleistung):

- Pkw-Direkteinspritzmotoren ca. 32...38 °KW,
- Pkw-Kammermotoren 35...40 °KW und
- Nkw-Direkteinspritzmotoren 25...36 °KW.

Ein während der Einspritzdauer überstrichener Kurbelwellenwinkel von 30 °KW entspricht 15 °NW. Dies ergibt bei einer Einspritzpumpendrehzahl[3]) von 2000 min^{-1} eine Einspritzdauer von 1,25 ms.

Um den Kraftstoffverbrauch und die Emission gering zu halten, muss die Einspritzdauer abhängig vom Betriebspunkt festgelegt und auf den Einspritzbeginn abgestimmt sein (Bilder 6 und 9).

Einspritzverlauf

Der Einspritzverlauf beschreibt den zeitlichen Verlauf des Kraftstoffmassenstroms, der während der Einspritzdauer in den Brennraum eingespritzt wird.

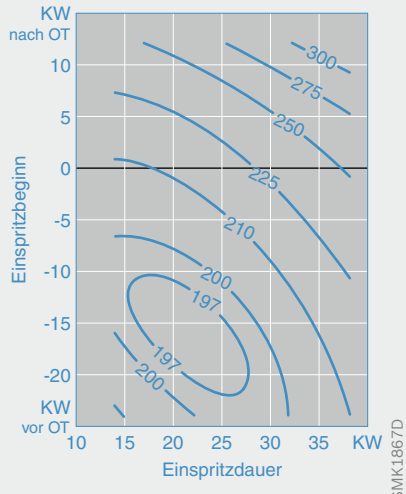
Einspritzverlauf bei nockengesteuerten Einspritzsystemen

Bei nockengesteuerten Einspritzsystemen wird der Druck während des Einspritzvorgangs durch einen Pumpenkolben kontinuierlich aufgebaut. Dabei hat die Kolbengeschwindigkeit direkten Einfluss auf die Fördergeschwindigkeit und somit auf den Einspritzdruck.

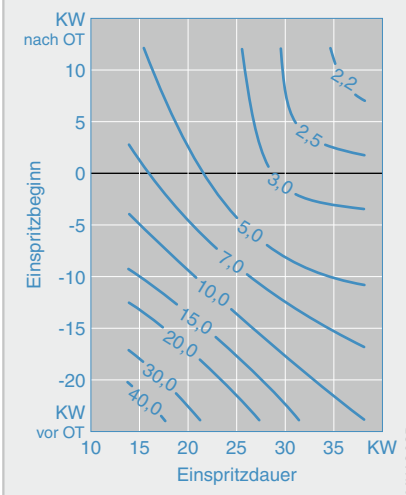
Bei kantengesteuerten Verteiler- und Reiheneinspritzpumpen lässt sich keine

[3]) Sie entspricht der halben Motordrehzahl bei Viertaktmotoren

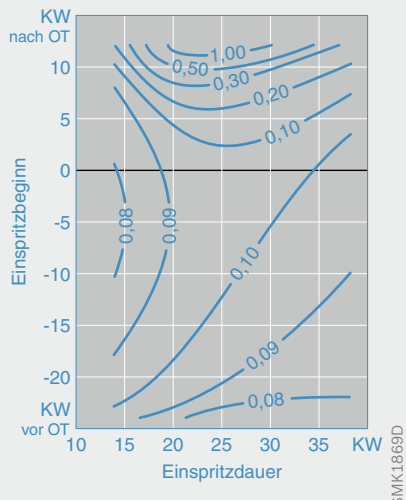
6 Spezifischer Kraftstoffverbrauch b_e in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



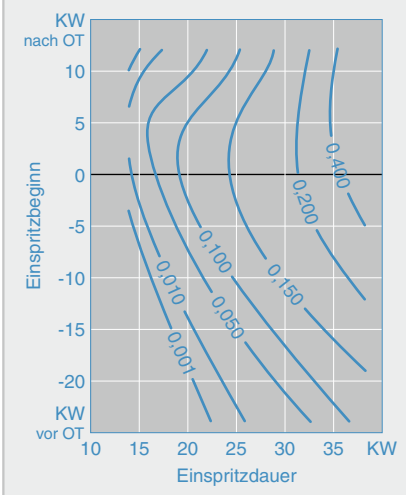
7 Spezifische Stickoxidemissionen (NO_x) in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



8 Spezifische Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



9 Spezifische Rußemissionen in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



Bilder 6 bis 9
Motor: Sechszylinder-Nkw-Dieselmotor mit Common Rail Einspritzsystem.
Betriebspunkt: n = 1400 min^{-1}, 50 % Volllast.

Die Variation der Einspritzdauer erfolgt in diesem Beispiel durch Veränderung des Einspritzdrucks derart, dass sich je Einspritzvorgang eine konstante Einspritzmenge ergibt.

Voreinspritzung realisieren. Zweifederdüsenhalter bieten hier jedoch die Möglichkeit, zu Beginn der Einspritzung die Einspritzrate zu verringern, um eine Verbesserung im Hinblick auf das Verbrennungsgeräusch zu erzielen.

Bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen ist auch eine Voreinspritzung möglich. Bei Unit Injector Systemen (UIS) für Pkw ist eine mechanisch-hydraulisch gesteuerte Voreinspritzung realisiert, die aber zeitlich nur begrenzt gesteuert werden kann.

Die Druckerzeugung und die Bereitstellung der Einspritzmenge sind bei nockengesteuerten Systemen durch Nocken und Förderkolben gekoppelt. Dies hat folgende Konsequenzen für das Einspritzverhalten:

- Der Einspritzdruck steigt mit zunehmender Drehzahl und, bis zum Erreichen des Maximaldrucks, mit der Einspritzmenge (Bild 10),
- zu Beginn der Einspritzung steigt der Einspritzdruck an, fällt aber vor dem Ende der Einspritzung (ab Förderende) wieder bis auf den Düsenschließdruck ab.

Die Folgen hiervon sind:

- Kleine Einspritzmengen werden mit geringeren Drücken eingespritzt und
- der Einspritzverlauf ist annähernd dreieckförmig.

Dieser dreieckförmige Verlauf ist in der Teillast und im unteren Drehzahlbereich für die Verbrennung günstig, da ein weicher Druckanstieg und damit eine leise Verbrennung erreicht wird; ungünstig ist dieser Verlauf bei Volllast, da hier ein möglichst rechteckförmiger Verlauf mit hohen Einspritzraten eine bessere Luftausnutzung erzielt.

Bei Kammermotoren (Vorkammer- oder Wirbelkammermotoren) werden Drosselzapfendüsen verwendet, die einen einzigen Kraftstoffstrahl erzeugen und den Einspritzverlauf formen. Diese Einspritzdüsen steuern den Ausflussquerschnitt abhängig vom Düsennadelhub. Dies führt auch zu einem weichen Druckanstieg und somit zu einer „leisen Verbrennung“.

Einspritzverlauf bei Common Rail

Eine Hochdruckpumpe erzeugt den Raildruck unabhängig von der Einspritzung. Der Einspritzdruck ist während des Einspritzvorgangs näherungsweise konstant (Bild 11). Die eingespritzte Kraftstoffmenge ist bei gegebenem Druck proportional zur Einschaltzeit des Ventils im Injektor und unabhängig von der Motor- bzw. der Pumpendrehzahl (zeitgesteuerte Einspritzung).

Hieraus resultiert ein nahezu rechteckiger Einspritzverlauf, der aufgrund kurzer Spritzdauern und nahezu konstant hoher

10 Einspritzdruckverlauf der konventionellen Einspritzung

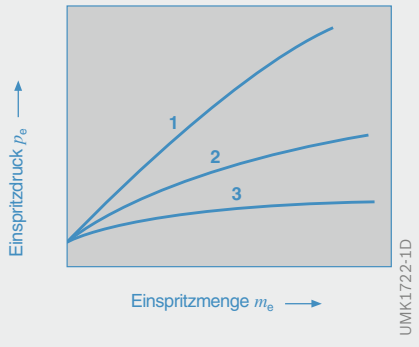


Bild 10
1 Hohe Motordrehzahlen
2 mittlere Motordrehzahlen
3 niedrige Motordrehzahlen

11 Einspritzverlauf beim Common Rail Einspritzsystem

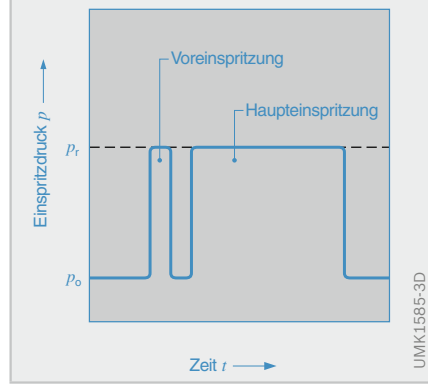


Bild 11
p_r Raildruck
p_o Düsenöffnungsdruck

Strahlgeschwindigkeiten die Luftausnutzung bei Volllast intensiviert und somit höhere spezifische Leistungen zulässt.

Hinsichtlich des Verbrennungsgeräusches ist dies eher ungünstig, da durch die hohe Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung eine große Menge Kraftstoff während des Zündverzugs eingespritzt wird und zu einem hohen Druckanstieg während der vorgemischten Verbrennung führt. Aufgrund der Möglichkeit, bis zu zwei Voreinspritzungen abzusetzen, kann der Brennraum jedoch vorkonditioniert werden, wodurch der Zündverzug verkürzt wird und so niedrigste Geräuschwerte realisiert werden können.

Da das Steuergerät die Injektoren ansteuert, können Einspritzbeginn, Einspritzdauer und Einspritzdruck für die verschiedenen Betriebspunkte des Motors bei der Motorapplikation frei festgelegt werden. Sie werden mittels der Elektronischen Dieselregelung (EDC) gesteuert. Über einen Injektormengenabgleich (IMA) gleicht die EDC dabei Mengenstreuungen der einzelnen Injektoren aus.

Moderne Piezo Common Rail Einspritzsysteme erlauben mehrere Vor- und Nacheinspritzungen, wobei bis zu fünf Einspritzvorgänge während eines Arbeitstaktes möglich sind.

Einspritzfunktionen

Je nach Motorapplikation werden folgende Einspritzfunktionen gefordert (Bild 12):

- *Voreinspritzung* (1) zur Verminderung des Verbrennungsgeräusches und der NO_X-Emissionen, besonders bei DI-Motoren,
- *ansteigender Druckverlauf* während der Haupteinspritzung (3) zur Verminderung der NO_X-Emissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung,
- *„bootförmiger" Druckverlauf* (4) während der Haupteinspritzung zur Verminderung der NO_X- und Rußemissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung,
- *konstant hoher Druck* während der Haupteinspritzung (3, 7) zur Verminderung der Rußemissionen beim Betrieb mit Abgasrückführung,
- *frühe Nacheinspritzung* (8) zur Verminderung der Rußemissionen,

12 Einspritzverläufe

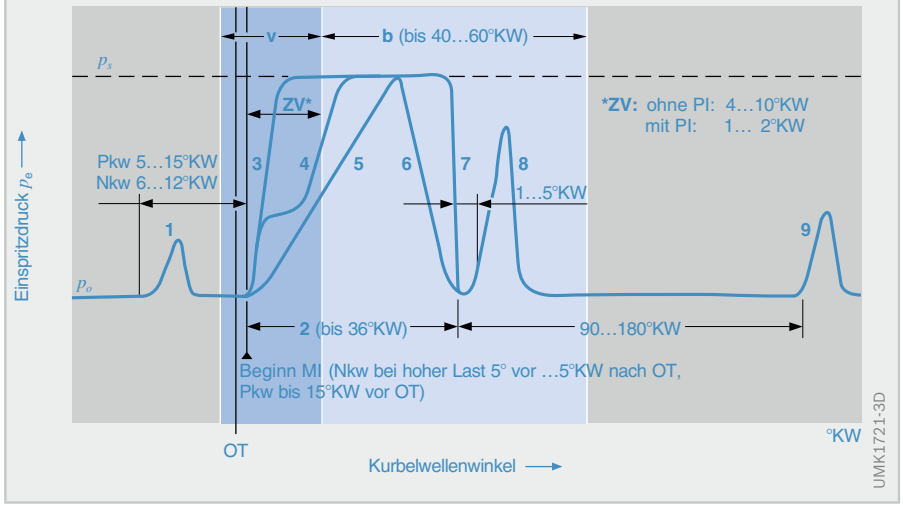


Bild 12
Anpassungen für niedrige NO_X-Werte erfordern bei Hochlast Spritzbeginne um OT. Der Förderbeginn liegt deutlich vor dem Spritzbeginn, der Spritzverzug ist abhängig vom Einspritzsystem.

1 Voreinspritzung
2 Haupteinspritzung
3 steiler Druckanstieg (Common Rail)
4 „bootförmiger" Druckanstieg (UPS mit zweistufig öffnender Magnetventilnadel CCRS). Mit Zweifeder-Düsenhaltern kann ein bootförmiger Verlauf des Düsennadelhubs (nicht Druckverlauf!) erzielt werden.
5 ansteigender Druckverlauf (konventionelle Einspritzung)
6 flacher Druckabfall (Reihen- und Verteilereinspritzpumpen)
7 steiler Druckabfall (UIS, UPS, für Common Rail etwas flacher)
8 frühe Nacheinspritzung
9 späte Nacheinspritzung

p_s Spitzendruck
p_o Düsenöffnungsdruck
b Brenndauer der Haupteinspritzung
v Brenndauer der Voreinspritzung
ZV Zündverzug der Haupteinspritzung

- *späte Nacheinspritzung* (9) zur Regeneration nachgeschalteter Abgasnachbehandlungssysteme.

Voreinspritzung

Durch die Verbrennung einer geringen Kraftstoffmenge (ca. 1 mg) während der Kompressionsphase wird das Druck- und Temperaturniveau im Zylinder zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung erhöht (Bild 13). Hierdurch verkürzt sich der Zündverzug der Haupteinspritzung. Dies wirkt sich günstig auf das Verbrennungsgeräusch aus, da der Kraftstoffanteil der vorgemischten Verbrennung abnimmt. Gleichzeitig nimmt die diffusiv verbrannte Kraftstoffmenge zu. Dadurch und wegen des angehobenen Temperaturniveaus im Zylinder nehmen die Ruß- und NO_X-Emissionen zu.

Andererseits sind die höheren Brennraumtemperaturen vor allem beim Kaltstart und im unteren Lastbereich günstig, um die Verbrennung zu stabilisieren und damit die HC- und CO-Emissionen zu senken.

Durch eine Anpassung des zeitlichen Abstandes zwischen Vor- und Haupteinspritzung und Dosierung der Voreinspritzmenge lässt sich betriebspunktabhängig ein günstiger Kompromiss zwischen Verbrennungsgeräusch und NO_X-Emissionen einstellen.

13 Einfluss der Voreinspritzung auf den Verbrennungsdruckverlauf

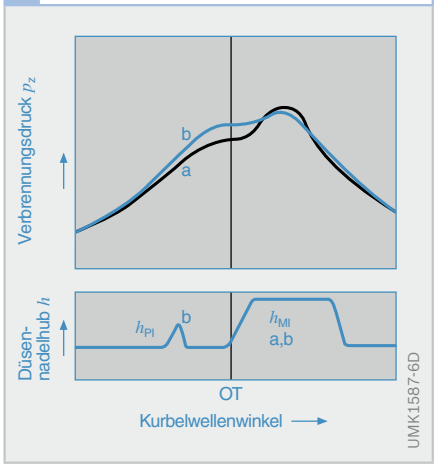


Bild 13
a Ohne Voreinspritzung
b mit Voreinspritzung

h_{PI} Nadelhub bei der Voreinspritzung
h_{MI} Nadelhub bei der Haupteinspritzung

Späte Nacheinspritzung

Bei der späten Nacheinspritzung wird der Kraftstoff nicht verbrannt, sondern durch die Restwärme im Abgas verdampft. Die Nacheinspritzung folgt der Haupteinspritzung während des Expansions- oder Ausstoßtaktes bis 200 °KW nach OT. Sie bringt eine genau dosierte Menge Kraftstoff in das Abgas ein. Dieses Abgas-Kraftstoff-Gemisch wird im Ausstoßtakt über die Auslassventile zur Abgasanlage geführt.

Die späte Nacheinspritzung dient im Wesentlichen zur Bereitstellung von Kohlenwasserstoffen, die durch Oxidation an einem Oxidationskatalysator ebenfalls eine Erhöhung der Abgastemperatur bewirken. Diese Maßnahme wird zur Regeneration nachgeschalteter Abgasnachbehandlungssysteme wie Partikelfilter oder NO_X-Speicherkatalysatoren eingesetzt.

Da die späte Nacheinspritzung zu einer Verdünnung des Motoröls durch den Dieselkraftstoff führen kann, muss sie mit dem Motorhersteller abgestimmt sein.

Frühe Nacheinspritzung

Beim Common Rail System kann eine Nacheinspritzung unmittelbar nach der Haupteinspritzung in die noch andauernde Verbrennung realisiert werden. Rußpartikel werden auf diese Weise nachverbrannt und der Rußausstoß um 20...70 % verringert.

Zeitverhalten im Einspritzsystem

Bild 14 stellt am Beispiel einer Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe (VP44) dar, wie der Nocken am Nockenring die Förderung einleitet und der Kraftstoff schließlich an der Düse austritt. Es zeigt, dass sich Druck- und Einspritzverlauf vom Hochdruckraum (Elementraum) bis zur Düse stark verändern und durch die einspritzbestimmenden Bauteile (Nocken, Element, Druckventil, Leitung und Düse) beeinflusst werden. Deshalb ist eine ge-

naue Abstimmung des Einspritzsystems auf den Motor notwendig.

Bei allen Einspritzsystemen, bei denen der Druck durch einen Pumpenkolben aufgebaut wird (Reiheneinspritzpumpen, Unit Injector und Unit Pump) ist das Verhalten ähnlich.

Schadvolumen bei konventionellen Einspritzsystemen

Der Begriff Schadvolumen bezeichnet das hochdruckseitige Volumen des Einspritzsystems. Dies setzt sich aus dem Hochdruckbereich der Einspritzpumpe, den Kraftstoffleitungen und dem Volumen der Düsenhalterkombination zusammen. Das Schadvolumen wird bei jeder Einspritzung „aufgepumpt“ und am Ende wieder entspannt. Dadurch entstehen Kompressionsverluste und der Einspritzverlauf wird verschleppt. Im „fadenförmigen“ Volumen der Leitung wird der Kraftstoff dabei durch die dynamischen Vorgänge der Druckwelle komprimiert.

Je größer das Schadvolumen ist, desto schlechter ist der hydraulische Wirkungsgrad des Einspritzsystems. Ziel bei der Entwicklung eines Einspritzsystems ist es daher, das Schadvolumen so klein wie möglich zu halten. Beim Unit Injector System ist das Schadvolumen am kleinsten.

Um eine einheitliche Regelung für den Motor zu gewährleisten, müssen die Schadvolumina für alle Zylinder gleich groß sein.

Einspritzdruck

Beim Einspritzen wird die Druckenergie im Kraftstoff in Strömungsenergie umgesetzt. Ein hoher Kraftstoffdruck führt zu einer hohen Austrittgeschwindigkeit des Kraftstoffs am Ausgang der Einspritzdüse. Die Zerstäubung erfolgt über den Impulsaustausch des turbulenten Einspritzstrahls mit der Luft im Brennraum. Der Dieselkraftstoff wird deshalb umso feiner zerstäubt, je höher die Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft und je höher die Dichte der Luft im Brennraum ist. Durch

14 Kette der Einflussgrößen vom Nockenhub zum Einspritzverlauf in Abhängigkeit vom Nockenwellenwinkel

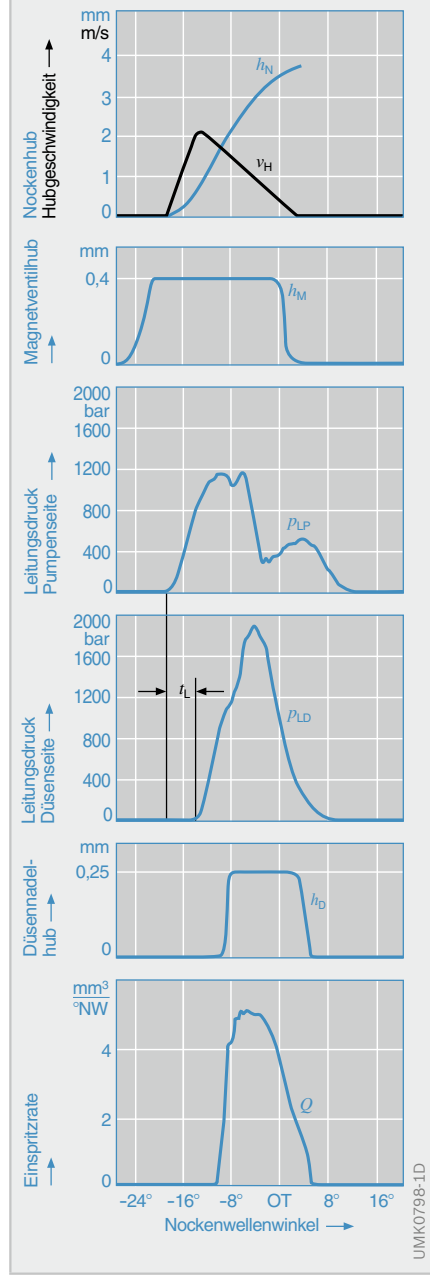


Bild 14
Beispiel einer Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe (VP-44) bei Volllast ohne Voreinspritzung

t_L Laufzeit des Kraftstoffs in der Leitung

eine auf die reflektierte Druckwelle abgestimmte Länge der Hochdruck-Kraftstoffleitung kann der Einspritzdruck an der Düse höher sein als in der Einspritzpumpe.

Motoren mit Direkteinspritzung (DI)

Bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung ist die Geschwindigkeit der Luft im Brennraum verhältnismäßig gering, da sie sich nur aufgrund ihrer Massenträgheit bewegt (d. h., die Luft will ihre Eintrittsgeschwindigkeit beibehalten, es entsteht ein Drall). Die Kolbenbewegung verstärkt den Drall im Zylinder, da die Quetschströmung die Luft in die Kolbenmulde und so auf einen geringeren Durchmesser zwingt. Insgesamt ist die Luftbewegung aber geringer als bei Kammermotoren.

Wegen der geringen Luftbewegung muss der Kraftstoff mit hohem Druck eingespritzt werden. Systeme für Pkw erzeugen derzeit bei Volllast Spitzendrücke von 1000...2050 bar und für Nkw 1000...2200 bar. Der Spitzendruck steht jedoch – außer beim Common Rail System – nur im oberen Drehzahlbereich zur Verfügung.

15 Einfluss des Einspritzdrucks und des Spritzbeginns auf Kraftstoffverbrauch, Ruß- und Stickoxidemissionen

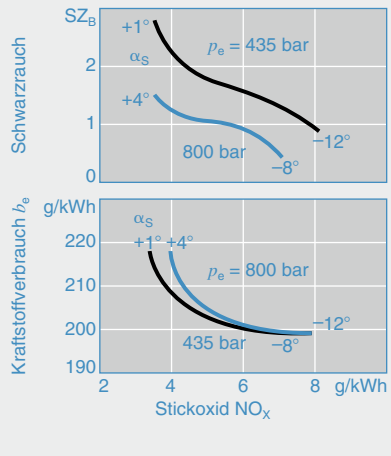


Bild 15
Direkteinspritzmotor, Motordrehzahl 1200 min⁻¹, Mitteldruck 16,2 bar

p_e Einspritzdruck
α_S Spritzbeginn nach OT
SZ_B Schwärzungszahl

Für einen günstigen Drehmomentverlauf bei gleichzeitig raucharmem Betrieb (d. h. bei geringen Partikelemissionen) ist ein verhältnismäßig hoher, an das Brennverfahren angepasster Einspritzdruck bei niedrigen Volllastdrehzahlen entscheidend. Da bei niedrigen Drehzahlen die Luftdichte im Zylinder verhältnismäßig gering ist, muss der Einspritzdruck so weit begrenzt werden, dass ein Kraftstoffwandauftrag vermieden wird. Ab etwa 2000 min^{-1} ist der maximale Ladedruck verfügbar, sodass der Einspritzdruck auf den maximalen Wert angehoben werden kann.

Um einen günstigen Motorwirkungsgrad zu erzielen, muss die Einspritzung innerhalb eines bestimmten, drehzahlabhängigen Winkelfensters um OT herum erfolgen. Bei hohen Drehzahlen (Nennleistung) sind daher hohe Einspritzdrücke erforderlich, um die Einspritzdauer zu verkürzen.

Motoren mit indirekter Einspritzung (IDI)

Bei Dieselmotoren mit geteiltem Brennraum treibt der ansteigende Verbrennungsdruck die Ladung aus der Vor- oder Wirbelkammer (Nebenbrennraum) in den Hauptbrennraum. Dieses Verfahren arbeitet mit hohen Luftgeschwindigkeiten im Nebenbrennraum und im Verbindungskanal zwischen Neben- und Hauptbrennraum.

Düsen- und Düsenhalter-Ausführung

Nachspritzer

Besonders ungünstig auf die Abgasqualität wirken sich ungewollte „Nachspritzer“ aus. Beim Nachspritzen öffnet die Einspritzdüse nach dem Schließen noch einmal kurz und spritzt zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung schlecht aufbereiteten Kraftstoff ab. Dieser Kraftstoff verbrennt unvollständig oder gar nicht und strömt als unverbrannter Kohlenwasserstoff in den Auspuff. Schnell schließende Düsenhalterkombinationen mit ausreichend hohem Schließdruck und niedrigem Standdruck in der Leitung verhindern diesen Effekt.

Restvolumen

Ähnlich wie das Nachspritzen wirkt sich das Restvolumen in der Einspritzdüse stromabwärts des Dichtsitzes aus. Der in einem solchen Volumen gespeicherte Kraftstoff tritt nach dem Abschluss der Verbrennung in den Brennraum aus und strömt ebenfalls teilweise in den Auspuff. Auch dieser Kraftstoff erhöht die Emission der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (Bild 16). Sitzlochdüsen, bei denen die Spritzlöcher in den Dichtsitz gebohrt sind, weisen das kleinste Restvolumen auf.

Einspritzrichtung

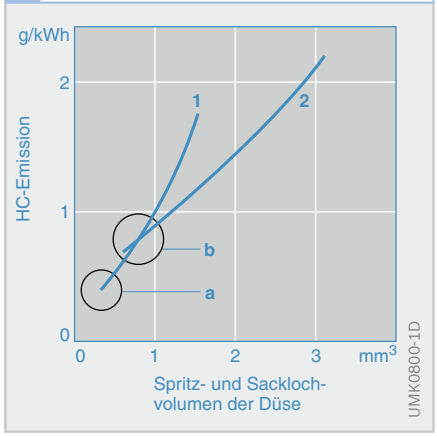
Motoren mit Direkteinspritzung (DI)

Dieselmotoren mit direkter Einspritzung arbeiten im Allgemeinen mit möglichst zentral angeordneten Lochdüsen mit 4 bis 10 Spritzlöchern (meist 6 bis 8 Löcher). Die Einspritzrichtung ist sehr genau an den Brennraum angepasst. Abweichungen in der Größenordnung von 2 Grad von der optimalen Einspritzrichtung führen zu einer messbaren Erhöhung der Rußemissionen und des Kraftstoffverbrauchs.

Motoren mit indirekter Einspritzung (IDI)

Kammermotoren arbeiten mit Zapfendüsen mit nur einem Einspritzstrahl. Die Düse spritzt in die Vor- bzw. Wirbelkammer so ein, dass die Glühstiftkerze vom Einspritzstrahl tangiert wird. Die Strahlrichtung ist genau auf den Brennraum abgestimmt. Abweichungen davon führen zu einer schlechteren Ausnutzung der Verbrennungsluft und damit zu einem Anstieg von Ruß- und Kohlenwasserstoffemission.

16 Einfluss der Düsenausführung auf die Kohlenwasserstoffemission



17 Düsenkuppen

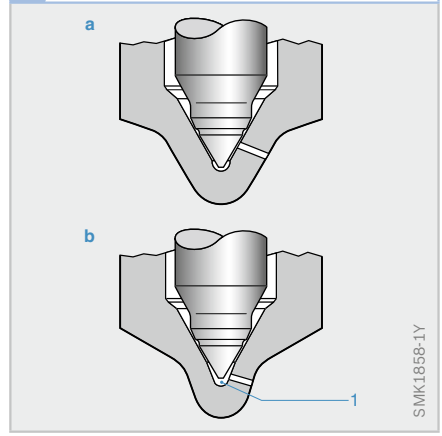


Bild 16
a Sitzlochdüse
b Düse mit Mikrosackloch

1 Motor mit 1 *l*/Zylinder
2 Motor mit 2 *l*/Zylinder

Bild 17
a Sitzlochdüse
b Düse mit Mikrosackloch
1 Restvolumen

Diesel-Einspritzsysteme im Überblick

Das Einspritzsystem spritzt den Kraftstoff unter hohem Druck, zum richtigen Zeitpunkt und in der richtigen Menge in den Brennraum ein. Wesentliche Komponenten des Einspritzsystems sind die Einspritzpumpe, die den Hochdruck erzeugt, sowie die Einspritzdüsen, die – außer beim Unit Injector System – über Hochdruckleitungen mit der Einspritzpumpe verbunden sind. Die Einspritzdüsen ragen in den Brennraum der einzelnen Zylinder.

Bei den meisten Systemen öffnet die Düse, wenn der Kraftstoffdruck einen bestimmten Öffnungsdruck erreicht und schließt, wenn er unter dieses Niveau abfällt. Nur beim Common Rail System wird die Düse durch eine elektronische Regelung fremdgesteuert.

Bauarten

Die Einspritzsysteme unterscheiden sich i. W. in der Hochdruckerzeugung und in der Steuerung von Einspritzbeginn und -dauer. Während ältere Systeme z. T. noch rein mechanisch gesteuert werden, hat sich heute die elektronische Regelung durchgesetzt.

Reiheneinspritzpumpen

Standard-Reiheneinspritzpumpen

Reiheneinspritzpumpen (Bild 1) haben je Motorzylinder ein Pumpenelement, das aus Pumpenzylinder (1) und Pumpenkolben (4) besteht. Der Pumpenkolben wird durch die in der Einspritzpumpe integrierte und vom Motor angetriebene Nockenwelle (7) in Förderrichtung (hier nach oben) bewegt und durch die Kolbenfeder (5) zurückgedrückt. Die einzelnen Pumpenelemente sind in Reihe angeordnet (daher der Name Reiheneinspritzpumpe).

Der Hub des Kolbens ist unveränderlich. Verschließt die Oberkante des Kolbens bei der Aufwärtsbewegung die Ansaugöffnung (2), beginnt der Hochdruckaufbau. Dieser Zeitpunkt wird Förderbeginn genannt. Der Kolben bewegt sich weiter aufwärts. Dadurch steigt der Kraftstoffdruck, die Düse öffnet und Kraftstoff wird eingespritzt.

Gibt die im Kolben schräg eingearbeitete Steuerkante (3) die Ansaugöffnung frei, kann Kraftstoff abfließen und der Druck bricht zusammen. Die Düsennadel schließt und die Einspritzung ist beendet.

Der Kolbenweg zwischen Verschließen und Öffnen der Ansaugöffnung ist der Nutzhub.

1 Funktionsprinzip der Reiheneinspritzpumpe

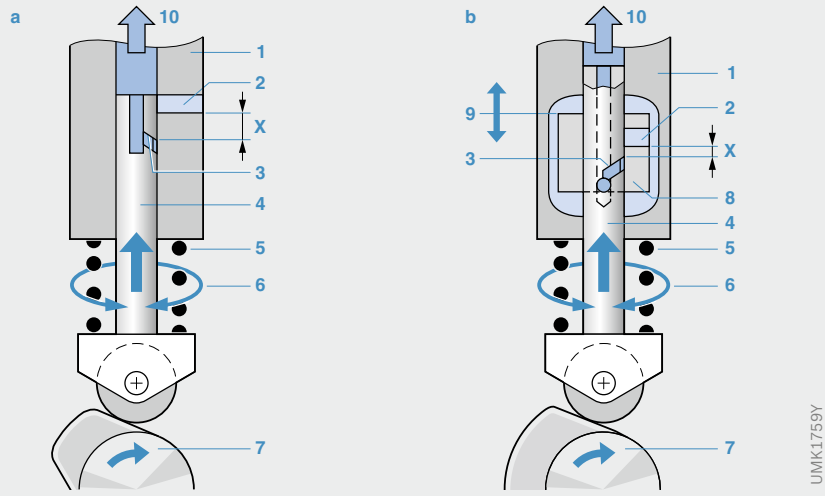


Bild 1
a Standard-Reiheneinspritzpumpe
b Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe

1 Pumpenzylinder
2 Ansaugöffnung
3 Steuerkante
4 Pumpenkolben
5 Kolbenfeder
6 Verdrehweg durch Regelstange (Einspritzmenge)
7 Antriebsnocken
8 Hubschieber
9 Verstellweg durch Stellwelle (Förderbeginn)
10 Kraftstoffffluss zur Einspritzdüse
X Nutzhub

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_7

2 Funktionsprinzip der kantengesteuerten Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen

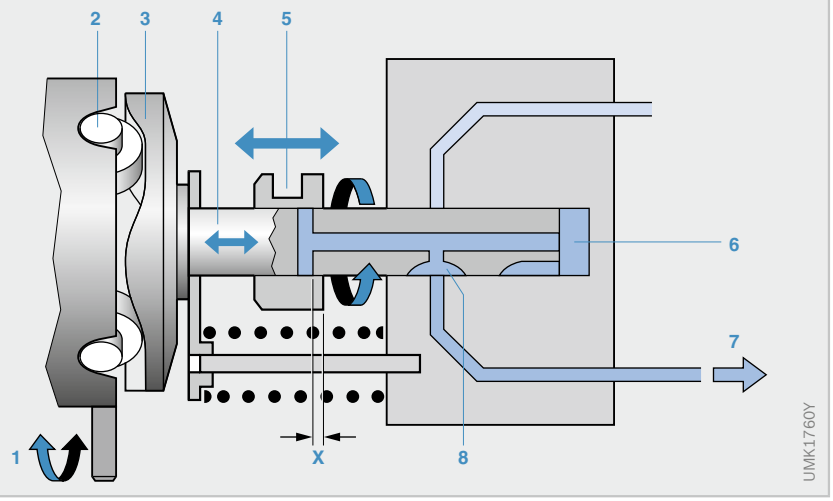


Bild 2
1 Spritzverstellerweg am Rollenring
2 Rolle
3 Hubscheibe
4 Axialkolben
5 Regelschieber
6 Hochdruckraum
7 Kraftstoffffluss zur Einspritzdüse
8 Steuerschlitz
X Nutzhub

Je größer der Nutzhub ist, desto größer ist auch die Förder- bzw. Einspritzmenge.

Zur drehzahl- und lastabhängigen Steuerung der Einspritzmenge wird über eine Regelstange der Pumpenkolben verdreht. Dadurch verändert sich die Lage der Steuerkante relativ zur Ansaugöffnung und damit der Nutzhub. Die Regelstange wird durch einen mechanischen Fliehkraftregler oder ein elektrisches Stellwerk gesteuert.

Einspritzpumpen, die nach diesem Prinzip arbeiten, heißen „kantengesteuert“.

Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen

Die Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe hat einen auf dem Pumpenkolben gleitenden Hubschieber (Bild 1, Pos. 8), mit dem der Vorhub – d. h. der Kolbenweg bis zum Verschließen der Ansaugöffnung – über eine Stellwelle verändert werden kann. Dadurch wird der Förderbeginn verschoben.

Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen werden immer elektronisch geregelt. Einspritzmenge und Spritzbeginn werden nach berechneten Sollwerten eingestellt.

Bei der Standard-Reiheneinspritzpumpe hingegen ist der Spritzbeginn abhängig von der Motordrehzahl.

Verteilereinspritzpumpen

Verteilereinspritzpumpen haben nur ein Hochdruckpumpenelement für alle Zylinder (Bilder 2 und 3). Eine Flügelzellenpumpe fördert den Kraftstoff in den Hochdruckraum (6). Die Hochdruckerzeugung erfolgt durch einen Axialkolben (Bild 2, Pos. 4) oder mehrere Radialkolben (Bild 3, Pos. 4). Ein rotierender zentraler Verteilerkolben öffnet und schließt Steuerschlitze (8) und Steuerbohrungen und verteilt so den Kraftstoff auf die einzelnen Motorzylinder. Die Einspritzdauer wird über einen Regelschieber (Bild 2, Pos. 5) oder über ein Hochdruckmagnetventil (Bild 3, Pos. 5) geregelt.

Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen

Eine rotierende Hubscheibe (Bild 2, Pos. 3) wird vom Motor angetrieben. Die Anzahl der Nockenerhebungen auf der Hubscheibenunterseite entspricht der Anzahl der Motorzylinder. Sie wälzen sich auf den Rollen (2) des Rollenrings ab und bewirken dadurch beim Verteilerkolben zusätzlich zur Drehbewegung eine Hubbewegung. Während einer Umdrehung der Antriebswelle macht der Kolben so viele Hübe, wie Motorzylinder zu versorgen sind.

3 Funktionsprinzip der magnetventilgesteuerten Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen

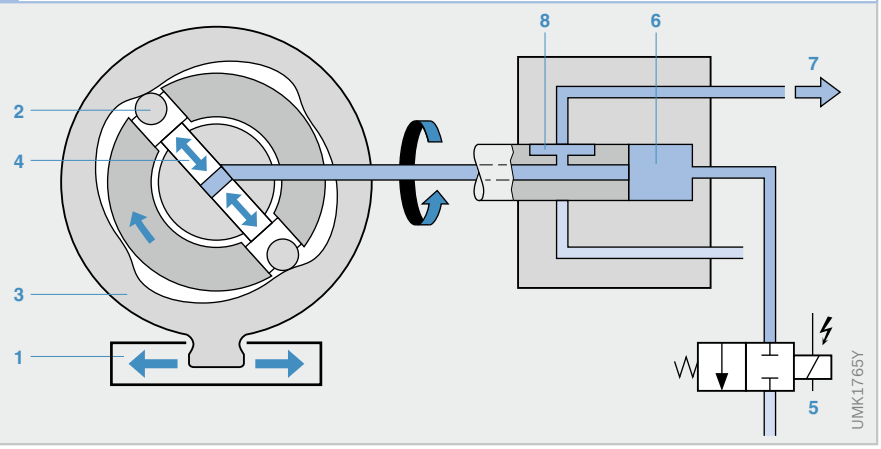


Bild 3
1 Spritzverstellerweg am Nockenring
2 Rolle
3 Nockenring
4 Radialkolben
5 Hochdruck-magnetventil
6 Hochdruckraum
7 Kraftstoffffluss zur Einspritzdüse
8 Steuerschlitz

Bei der kantengesteuerten Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe mit mechanischem Fliehkraft-Drehzahlregler oder elektronisch geregeltem Stellwerk bestimmt ein Regelschieber (5) den Nutzhub und dosiert dadurch die Einspritzmenge.

Ein Spritzversteller verstellt den Förderbeginn der Pumpe durch Verdrehen des Rollenrings.

Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen

Die Hochdruckerzeugung erfolgt durch eine Radialkolbenpumpe mit Nockenring (Bild 3, Pos. 3) und zwei bis vier Radialkolben (4). Mit Radialkolbenpumpen können höhere Einspritzdrücke erzielt werden als mit Axialkolbenpumpen. Sie müssen jedoch eine höhere mechanische Festigkeit aufweisen.

Der Nockenring kann durch den Spritzversteller (1) verdreht werden, wodurch der Förderbeginn verschoben wird. Einspritzbeginn und Einspritzdauer sind bei der Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe ausschließlich magnetventilgesteuert.

Magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen

Bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen dosiert ein elektronisch gesteuertes Hochdruckmagnetventil (5) die Einspritzmenge und verändert den Einspritzbeginn. Ist das Magnetventil geschlossen, kann sich im Hochdruckraum (6) Druck aufbauen. Ist es geöffnet, entweicht der Kraftstoff, sodass kein Druck aufgebaut und dadurch nicht eingespritzt werden kann. Ein oder zwei elektronische Steuergeräte (Pumpen- und ggf. Motorsteuergerät) erzeugen die Steuer- und Regelsignale.

Einzeleinspritzpumpen PF

Die vor allem für Schiffsmotoren, Diesellokomotiven, Baumaschinen und Kleinmotoren eingesetzten Einzeleinspritzpumpen PF (Pumpe mit Fremdantrieb) werden direkt von der Motornockenwelle angetrieben. Die Motornockenwelle hat – neben den Nocken für die Ventilsteuerung des Motors – Antriebsnocken für die einzelnen Einspritzpumpen.

Die Arbeitsweise der Einzeleinspritzpumpe PF entspricht ansonsten im Wesentlichen der Reiheneinspritzpumpe.

Unit Injector System UIS

Beim Unit Injector System, UIS (auch Pumpe-Düse-Einheit, PDE, genannt), bilden die Einspritzpumpe und die Einspritzdüse eine Einheit (Bild 4). Pro Motorzylinder ist ein Unit Injector in den Zylinderkopf eingebaut. Er wird von der Motornockenwelle entweder direkt über einen Stößel oder indirekt über Kipphebel angetrieben.

Durch die integrierte Bauweise des Unit Injectors entfällt die bei anderen Einspritzsystemen erforderlich Hochdruckleitung zwischen Einspritzpumpe und Einspritzdüse. Dadurch kann das Unit Injector System auf einen wesentlich höheren Einspritzdruck ausgelegt werden. Der maximale Einspritzdruck liegt derzeit bei 2200 bar (für Nkw).

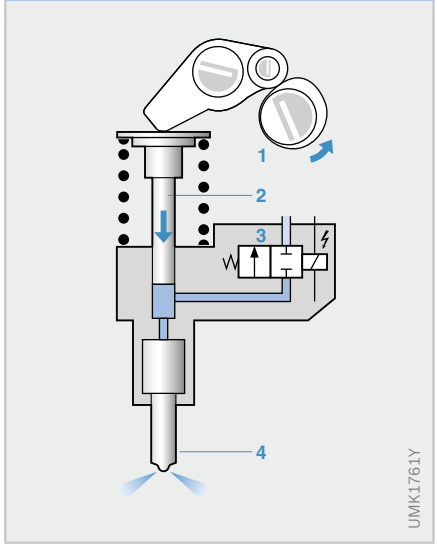
Das Unit Injector System wird elektronisch gesteuert. Einspritzbeginn und -dauer werden von einem Steuergerät berechnet und über ein Hochdruckmagnetventil gesteuert.

Unit Pump System UPS

Das modulare Unit Pump System, UPS (auch Pumpe-Leitung-Düse, PLD, genannt), arbeitet nach dem gleichen Verfahren wie das Unit Injector System (Bild 5). Im Gegensatz zum Unit Injector System sind die Düsenhalterkombination (2) und die Einspritzpumpe über eine kurze, genau auf die Komponenten abgestimmte Hochdruckleitung (3) verbunden. Diese Trennung von Hochdruckerzeugung und Düsenhalterkombination erlaubt einen einfacheren Anbau am Motor. Je Motorzylinder ist eine Einspritzeinheit (Einspritzpumpe, Leitung und Düsenhalterkombination) eingebaut. Sie wird von der Nockenwelle des Motors (6) angetrieben.

Auch beim Unit Pump System werden Einspritzdauer und Einspritzbeginn mit einem schnell schaltenden Hochdruckmagnetventil (4) elektronisch geregelt.

4 Funktionsprinzip der Hochdruckkomponenten des Unit Injector Systems



5 Funktionsprinzip der Hochdruckkomponenten des Unit Pump Systems

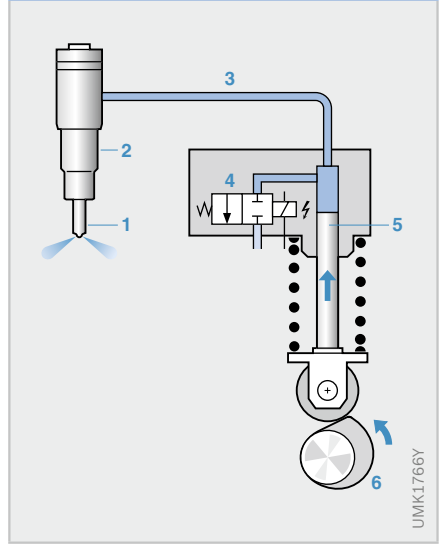


Bild 4
1 Antriebsnocken
2 Pumpenkolben
3 Hochdruck-magnetventil
4 Einspritzdüse

Bild 5
1 Einspritzdüse
2 Düsenhalter-kombination
3 Hochdruckleitung
4 Hochdruck-magnetventil
5 Pumpenkolben
6 Antriebsnocken

Common Rail System CR

Beim Hochdruckspeicher-Einspritzsystem Common Rail sind Druckerzeugung und Einspritzung entkoppelt.Dies geschieht mithilfe eines Speichervolumens, das sich aus der gemeinsamen Verteilerleiste (Common Rail) und den Injektoren zusammensetzt (Bild 6). Der Einspritzdruck wird weitgehend unabhängig von Motordrehzahl und Einspritzmenge von einer Hochdruckpumpe erzeugt. Das System bietet damit eine hohe Flexibilität bei der Gestaltung der Einspritzung.

Das Druckniveau liegt derzeit bei bis zu 1800 bar.

Funktionsweise

Eine Vorförderpumpe fördert Kraftstoff über ein Filter mit Wasserabscheider zur Hochdruckpumpe. Die Hochdruckpumpe sorgt für den permanent erforderlichen hohen Kraftstoffdruck im Rail.

Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge sowie Raildruck werden in der elektronischen Dieselregelung (EDC, Electronic Diesel Control) abhängig vom Betriebszustand des Motors und den Umgebungsbedingungen berechnet.

Die Dosierung des Kraftstoffs erfolgt über die Regelung von Einspritzdauer und Einspritzdruck. Über das Druckregelventil, das überschüssigen Kraftstoff zum Kraftstoffbehälter zurückleitet, wird der Druck geregelt. In einer neueren CR-Generation wird die Dosierung mit einer Zumesseinheit im Niederdruckteil vorgenommen, welche die Förderleistung der Pumpe regelt.

Der Injektor ist über kurze Zuleitungen ans Rail angeschlossen. Bei früheren CR-Generationen kommen Magnetventil-Injektoren zum Einsatz, während beim neuesten System Piezo-Inline-Injektoren verwendet werden. Bei ihnen sind die bewegten Massen und die innere Reibung reduziert, wodurch sich sehr kurze Abstände zwischen den Einspritzungen realisieren lassen. Dies wirkt sich positiv auf die Emissionen aus.

6 Funktionsprinzip des Common Rail Systems

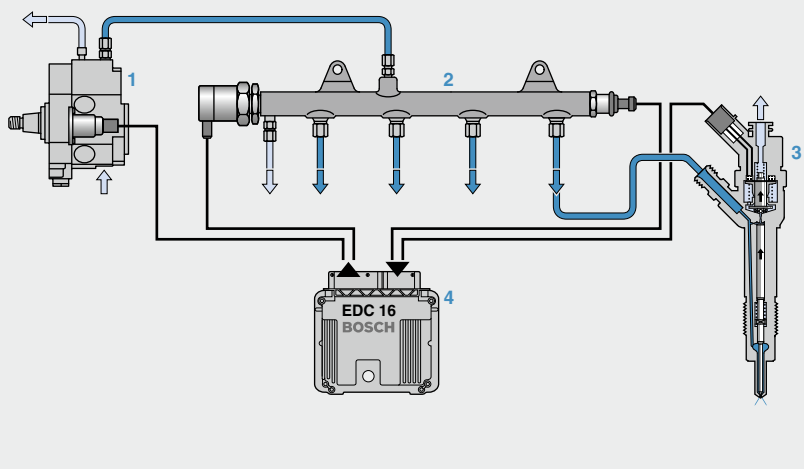


Bild 6
1 Hochdruckpumpe
2 Rail
3 Injektor
4 EDC-Steuergerät

Diesel-Einspritzsysteme im Überblick

Einsatzgebiete

Dieselmotoren zeichnen sich durch ihre hohe Wirtschaftlichkeit aus. Seit dem Produktionsbeginn der ersten Serien-Einspritzpumpe von Bosch im Jahre 1927 werden die Einspritzsysteme ständig weiterentwickelt.

Dieselmotoren werden in vielfältigen Ausführungen eingesetzt (Bild 1), z. B. als

- Antrieb für mobile Stromerzeuger (bis ca. 10 kW/Zylinder),
- schnell laufende Motoren für Pkw und leichte Nkw (bis ca. 50 kW/Zylinder),
- Motoren für Bau-, Land- und Forstwirtschaft (bis ca. 50 kW/Zylinder),
- Motoren für schwere Nkw, Busse und Schlepper (bis ca. 80 kW/Zylinder),
- Stationärmotoren, z. B. für Notstromaggregate (bis ca. 160 kW/Zylinder),
- Motoren für Lokomotiven und Schiffe (bis zu 1000 kW/Zylinder).

Anforderungen

Schärfer werdende Vorschriften für Abgas- und Geräuschemissionen und der Wunsch nach niedrigerem Kraftstoffverbrauch stellen immer neue Anforderungen an die Einspritzanlage eines Dieselmotors.

Grundsätzlich muss die Einspritzanlage den Kraftstoff für eine gute Gemischaufbereitung je nach Diesel-Verbrennungsverfahren (Direkt- oder Indirekteinspritzung) und Betriebszustand mit hohem Druck (heute zwischen 350 und 2050 bar) in den Brennraum des Dieselmotors einspritzen und dabei die Einspritzmenge mit der größtmöglichen Genauigkeit dosieren. Die Last- und Drehzahlregelung des Dieselmotors wird über die Kraftstoffmenge ohne Drosselung der Ansaugluft vorgenommen.

Die mechanische Regelung für Diesel-Einspritzsysteme wird zunehmend durch die Elektronische Dieselregelung (EDC) verdrängt. Im Pkw und Nkw werden die neuen Dieseleinspritzsysteme ausschließlich durch EDC geregelt.

Anwendungsgebiete der Bosch-Diesel-Einspritzsysteme

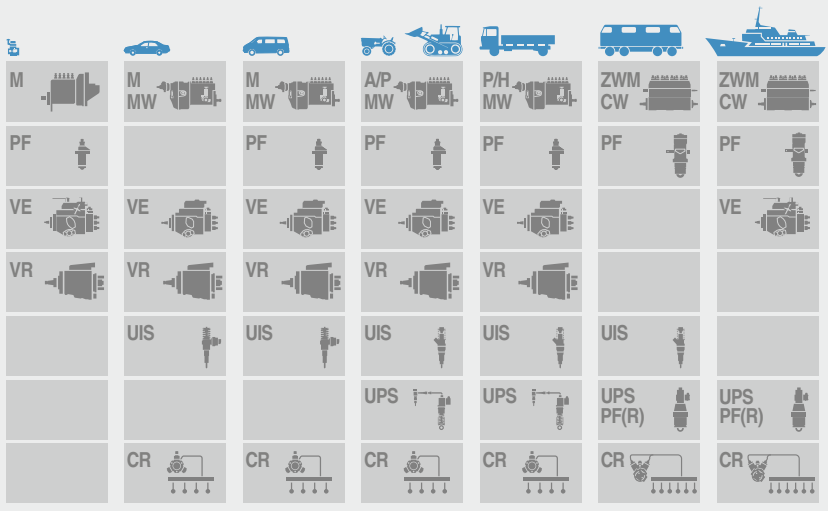


Bild 1
M, MW, A, P, H, ZWM, CW Reiheneinspritzpumpen mit ansteigender Baugröße
PF Einzeleinspritzpumpen
VE Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen
VR Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen
UIS Unit Injector System
UPS Unit Pump System
CR Common Rail System

Systemübersicht der Verteilereinspritzpumpen

Die Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor hängen in entscheidendem Maße davon ab, wie der Kraftstoff von der Einspritzanlage aufbereitet wird. Die Einspritzpumpe spielt hierbei eine wesentliche Rolle. Sie erzeugt den zum Einspritzen benötigten Druck. Der Kraftstoff wird über Hochdruckleitungen zu den Einspritzdüsen gefördert und in den Brennraum eingespritzt. Kleine, schnell laufende Dieselmotoren erfordern eine Einspritzanlage mit hoher Leistungsfähigkeit, schnellen Einspritzfolgen, geringem Gewicht und kleinem Einbauvolumen. Die Verteilereinspritzpumpen erfüllen diese Forderungen. Sie bestehen aus einem kleinen, kompakten Aggregat, das Förderpumpe, Hochdruckpumpe und Regelung umfasst.

Anwendungsgebiete

Seit der Einführung im Jahr 1962 wurde die Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe zur meistverwendeten Einspritzpumpe in Pkw. Einspritzpumpe und Regler wurden ständig weiterentwickelt. Die Erhöhung des Einspritzdrucks war notwendig, um bei Motoren mit Direkteinspritzung eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs zu erzielen und geringere Abgasgrenzwerte einhalten zu können. Insgesamt wurden bei Bosch zwischen 1962 und 2001 über 45 Millionen Axialkolben- und Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen VE und VR gefertigt. Entsprechend vielfältig sind Ihre Bauformen und der Aufbau des Gesamtsystems.

Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen für Motoren mit indirekter Einspritzung (IDI) erzeugen Drücke bis zu 350 bar (35 MPa) an der Einspritzdüse. Für Motoren mit direkter Einspritzung (DI) werden sowohl Axial- als auch Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen eingesetzt. Sie erzeugen Drücke bis 900 bar (90 MPa) für langsam laufende und bis zu 1900 bar (190 MPa) für schnell laufende Motoren.

Der mechanischen Regelung der Verteilereinspritzpumpen folgte die elektronische Regelung mit elektrischem Stellwerk. Später kamen dann Pumpen mit Hochdruckmagnetventil auf den Markt.

Verteilereinspritzpumpen zeichnen sich neben ihrer kompakten Bauform auch durch ihre vielseitigen Einsatzbereiche bei Pkw, leichten Nkw, Stationärmotoren, Bau- und Landmaschinen (Off Highway) aus.

Nenndrehzahl, Leistung und Bauform des Dieselmotors geben den Anwendungsbereich und die Auslegung der Verteilereinspritzpumpe vor. Sie finden Anwendung für Motoren mit 3...6 Zylindern.

Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen werden für Motoren mit einer Leistung bis zu 30 kW pro Zylinder eingesetzt, Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen bis zu 45 kW pro Zylinder.

Verteilereinspritzpumpen werden mit Kraftstoff geschmiert und sind daher wartungsfrei.

Ausführungen

Man unterscheidet die Verteilereinspritzpumpen nach der Art ihrer Mengensteuerung, ihrer Hochdruckerzeugung und ihrer Regelung (Bild 1).

Art der Mengensteuerung

Kantengesteuerte Einspritzpumpen
Die Einspritzdauer wird über Steuerkanten, Bohrungen und Schieber verändert. Ein hydraulischer Spritzversteller verändert den Einspritzbeginn.

Magnetventilgesteuerte Einspritzpumpen
Ein Hochdruck-Magnetventil verschließt den Hochdruckraum und bestimmt so Einspritzbeginn und Einspritzdauer. Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen werden ausschließlich über Magnetventile gesteuert.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_8

Art der Hochdruckerzeugung

Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen VE

Sie komprimieren den Kraftstoff mit einem Kolben, der sich axial zur Antriebswelle der Pumpe bewegt.

Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen VR

Sie komprimieren den Kraftstoff mit mehreren Kolben, die radial zur Antriebswelle der Pumpe angeordnet sind. Mit Radialkolben können höhere Drücke als mit Axialkolben erzeugt werden.

Art der Regelung

Mechanische Regelung

Die Einspritzpumpe wird durch einen Regler mit Aufschaltgruppen aus Hebeln, Federn, Unterdruckdosen usw. geregelt.

Elektronische Regelung

Der Fahrer gibt den Drehmoment- bzw. Drehzahlwunsch über das Fahrpedal (Sensor) vor. Im Steuergerät sind Kennfelder für Startmenge, Leerlauf, Volllast, Fahrpedalcharakteristik, Rauchbegrenzung und Pumpencharakteristik einprogrammiert.

Mit diesen gespeicherten Kennfeldwerten und den Istwerten der Sensoren wird ein Vorgabewert für die Stellglieder der Einspritzpumpe ermittelt. Dabei werden der aktuelle Motorbetriebszustand und die Umgebungsdaten berücksichtigt (z. B. Kurbelwellenwinkel und -drehzahl, Ladedruck, Ansaugluft-, Kühlmittel- und Kraftstofftemperatur, Fahrgeschwindigkeit usw.). Das Steuergerät steuert dann das Stellwerk bzw. die Magnetventile in der Einspritzpumpe entsprechend den Vorgabewerten an.

Mit der Elektronischen Dieselregelung EDC (Electronic Diesel Control) ergeben sich gegenüber der mechanischen Regelung viele Vorteile:

- Geringerer Kraftstoffverbrauch, weniger Emissionen, höhere Leistung und Drehmoment durch verbesserte Mengenregelung und genaueren Spritzbeginn.
- Niedere Leerlaufdrehzahl und Anpassung zusätzlicher Komponenten (z. B. Klimaanlage) durch verbesserte Drehzahlregelung.
- Verbesserte Komfortfunktionen (z. B. Aktive Ruckeldämpfung, Laufruheregelung, Fahrgeschwindigkeitsregelung).
- Verbesserte Diagnosemöglichkeiten.
- Zusätzliche Steuer- und Regelfunktionen (z. B. Glühzeitsteuerung, Abgasrückführung ARF, Ladedruckregelung, elektronische Wegfahrsperre).
- Datenaustausch mit anderen elektronischen Systemen (z. B. Antriebsschlupfregelung ASR, elektronische Getriebesteuerung EGS) und damit eine Integration in das Fahrzeug-Gesamtsystem.

1 Ausführungen der Verteilereinspritzpumpen

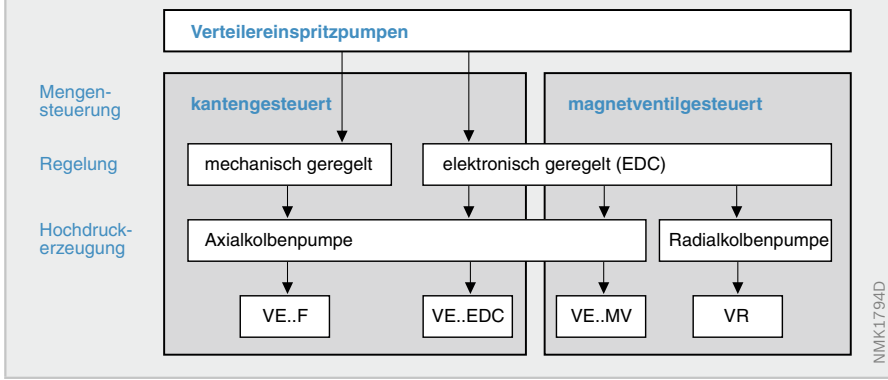


Bild 1

1 Kraftstoffzuleitung
2 Gestänge
3 Fahrpedal
4 Verteilereinspritzpumpe
5 Elektrisches Abstellventil ELAB
6 Hochdruck-Kraftstoffleitung
7 Kraftstoffrückleitung
8 Düsenhalterkombination
9 Glühstiftkerze GSK
10 Kraftstofffilter
11 Kraftstoffbehälter
12 Kraftstoff-Vorförderpumpe (nur bei langen Leitungen oder großem Höhenunterschied zwischen Kraftstoffbehälter und Einspritzpumpe)
13 Batterie
14 Glüh-Start-Schalter („Zündschloss“)
15 Glühzeitsteuergerät GZS
16 Dieselmotor mit indirekter Einspritzung (Indirect-Injection Engine, IDI)

Kantengesteuerte Systeme

Mechanisch geregelte Verteilereinspritzpumpen

Die mechanische Regelung wird ausschließlich bei Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen angewendet. Ihr Vorteil liegt in der kostengünstigen Herstellung und der relativ einfachen Wartung.

Die mechanische Drehzahlregelung erfasst die verschiedenen Betriebszustände und gewährleistet eine hohe Qualität der Gemischaufbereitung. Zusätzliche Aufschaltgruppen passen Einspritzzeitpunkt und -menge an die verschiedenen Betriebszustände des Motors an:

- Motordrehzahl,
- Motorlast,
- Motortemperatur,
- Ladedruck und
- Atmosphärendruck.

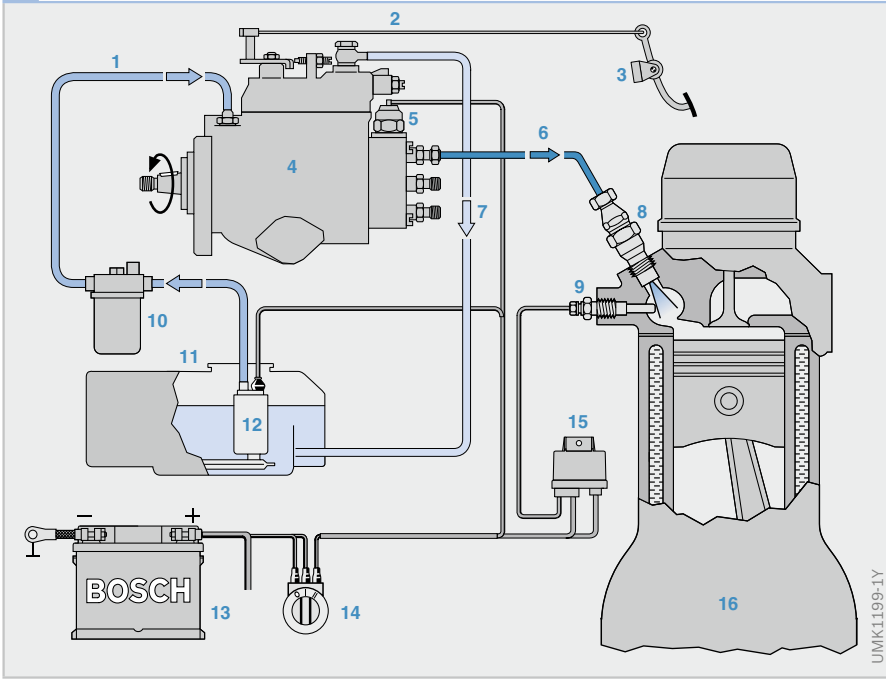
Zur Diesel-Einspritzanlage (Bild 1) gehören neben der Einspritzpumpe (4) der Kraftstoffbehälter (11), das Kraftstofffilter (10), die Kraftstoff-Vorförderpumpe (12), die Düsenhalterkombination (8) und die Kraftstoffleitungen (1, 6 und 7).Wichtige Komponenten des Einspritzsystems sind die Einspritzdüsen in der Düsenhalterkombination. Ihre Bauart beeinflusst den Einspritzverlauf und das Strahlbild wesentlich. Das Elektrische Abstellventil ELAB (5) unterbricht bei ausgeschalteter „Zündung“ die Kraftstoffzufuhr zum Pumpenhochdruckraum[1]).

Über das Fahrpedal (3) und einen Bowdenzug bzw. ein Gestänge (2) wird die Fahrervorgabe an den Regler der Einspritzpumpe übertragen. Außerdem können auch die Leerlauf-, Zwischen-, und Enddrehzahlen mit entsprechenden Aufschaltgruppen geregelt werden.

Die Bezeichnung VE..F steht für Verteilereinspritzpumpe, fliehkraftgeregelt.

[1]) Bei Bootsmotoren ist es genau umgekehrt. Hier ist das ELAB stromlos geöffnet.

1 Einspritzsystem mit mechanisch geregelter Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe VE..F



Elektronisch geregelte Verteilereinspritzpumpen

Die Elektronische Dieselregelung (EDC) berücksichtigt gegenüber der mechanischen Regelung zusätzliche Anforderungen. Sie ermöglicht durch elektrisches Messen, flexible elektronische Datenverarbeitung und Regelkreise mit elektrischen Stellern eine erweiterte Verarbeitung von Einflussgrößen, die mit der mechanischen Regelung nicht berücksichtigt werden können.

Bild 2 zeigt die Komponenten einer voll ausgestatteten Einspritzanlage mit elektronisch geregelter Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe. Je nach Einsatzart und Fahrzeugtyp entfallen einzelne Komponenten. Das System besteht aus vier Bereichen:

- Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil),
- Einspritzpumpe,
- Elektronische Dieselregelung (EDC) mit den Systemblöcken Sensoren, Steuergerät und Stellglieder (Aktoren) sowie
- Peripherie (z. B. Turbolader, Abgasrückführung und Glühzeitsteuerung).

Das Magnetstellwerk in der Verteilereinspritzpumpe (Drehstellwerk) tritt an die Stelle des mechanischen Reglers und der Aufschaltgruppen. Es greift über eine Welle am Regelschieber für die Einspritzmenge ein. Die Absteuerquerschnitte werden wie bei der mechanisch geregelten Einspritzpumpe je nach Position des Regelschiebers früher oder später freigegeben. Im Steuergerät wird unter Berücksichtigung der gespeicherten Kennfeldwerte und der Istwerte der Sensoren ein Vorgabewert für die Position des Magnetstellwerks in der Einspritzpumpe ermittelt.

Ein Winkelsensor (z. B. ein Halbdifferenzial-Kurzschlussringsensor) meldet den Drehwinkel des Stellwerks und damit die Lage des Regelschiebers an das Steuergerät zurück.

Der von der Drehzahl abhängige Pumpeninnenraumdruck wirkt über ein getaktetes Magnetventil auf den Spritzversteller, worauf dieser den Spritzbeginn verändert.

2 Einspritzsystem mit elektronisch geregelter Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe VE..EDC

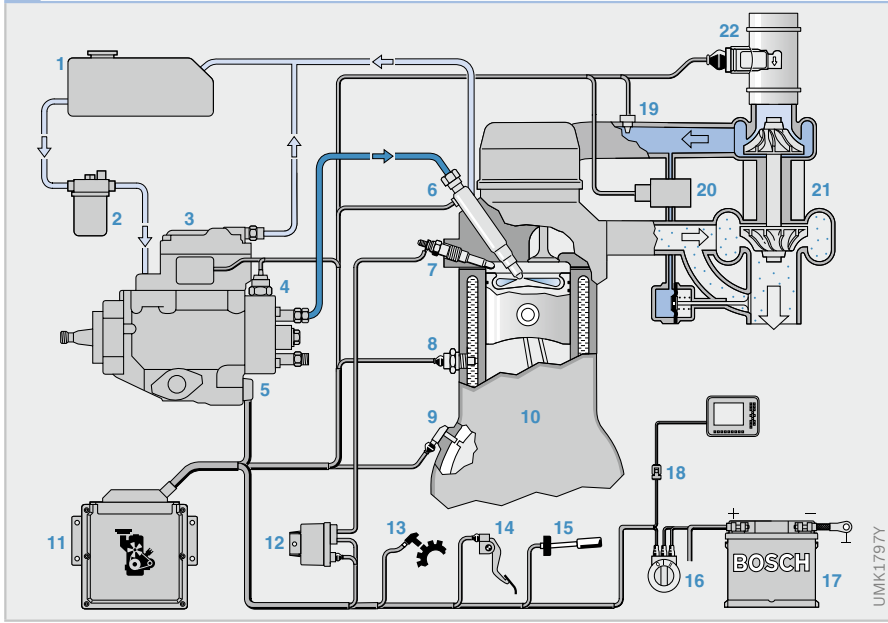


Bild 2

1 Kraftstoffbehälter
2 Kraftstofffilter
3 Verteilereinspritzpumpe mit Magnetstellwerk, Regelwegsensor und Kraftstofftemperatursensor
4 Elektrisches Abstellventil ELAB
5 Spritzversteller-Magnetventil
6 Düsenhalterkombination mit Nadelbewegungssensor (meistens Zylinder 1)
7 Glühstiftkerze
8 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
9 Kurbelwellendrehzahlsensor
10 Dieselmotor mit direkter Einspritzung (Direct Injection Engine, DI)
11 Motorsteuergerät MSG
12 Glühzeitsteuergerät
13 Fahrgeschwindigkeitssensor
14 Fahrpedalsensor
15 Bedienteil für Fahrgeschwindigkeitsregler
16 Glüh-Start-Schalter („Zündschloss“)
17 Batterie
18 Diagnoseschnittstelle
19 Lufttemperatursensor
20 Ladedrucksensor
21 Abgasturbolader
22 Luftmassenmesser

Magnetventilgesteuerte Systeme

Magnetventilgesteuerte Einspritzsysteme erlauben eine größere Flexibilität bei der Kraftstoffzumessung und der Variation des Einspritzbeginns als die kantengesteuerten Systeme. Sie ermöglichen auch die Voreinspritzung zur Geräuschreduzierung sowie die zylinderindividuelle Mengenkorrektur.

Die Motorsteuerung mit magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen besteht aus vier Bereichen (Bild 1):

- Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil),
- Hochdruckteil mit allen Einspritzkomponenten,
- Elektronische Dieselregelung (EDC) mit den Systemblöcken Sensoren, Steuergerät(en) und Stellglieder (Aktoren) sowie
- den Luft- und Abgassystemen (Luftversorgung, Abgasnachbehandlung und Abgasrückführung).

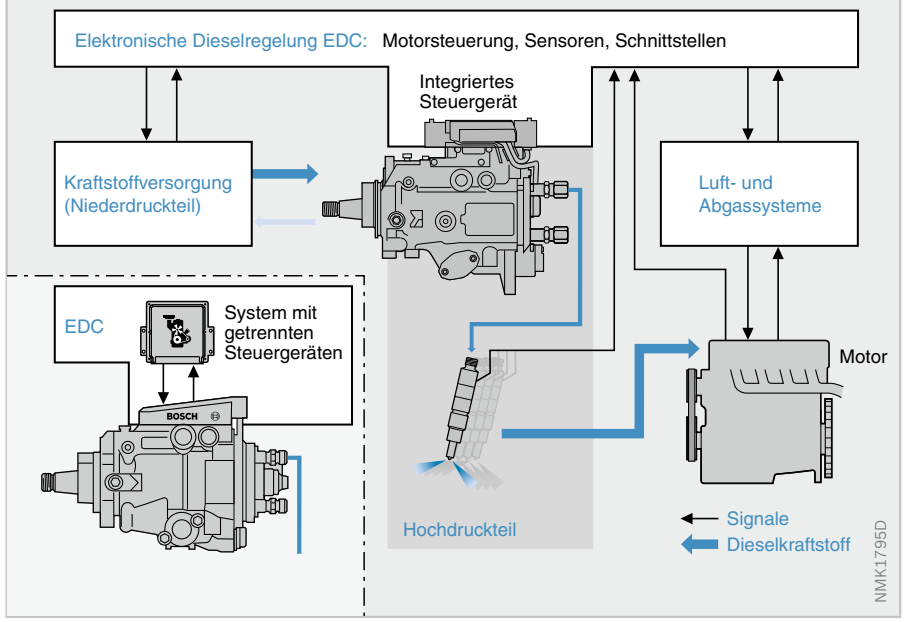
Steuergerätekonfiguration

Getrennte Steuergeräte

Dieseleinspritzanlagen mit magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen (VE..MV [VP30], VR [VP44] für DI-Motoren und VE..MV [VP29] für IDI-Motoren) der ersten Generation benötigten zwei Steuergeräte für die Elektronische Dieselregelung: ein Motorsteuergerät (MSG) und ein Pumpensteuergerät (PSG). Diese Aufteilung hatte zwei Gründe: Einerseits wird eine Überhitzung bestimmter elektronischer Bauelemente in direkter Pumpen- und Motornähe vermieden. Andererseits wird durch kurze Ansteuerleitungen für das Magnetventil der Einfluss von Störsignalen ausgeschlossen, die aufgrund der teilweise sehr hohen Ströme (bis zu 20 A) entstehen können.

Während das Pumpensteuergerät die pumpeninternen Sensorsignale für Drehwinkel und Kraftstofftemperatur erfasst und für die Anpassung des Einspritzzeit-

1 Systembereiche einer Motorsteuerung mit magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen



punkts verwertet, verarbeitet das Motorsteuergerät alle von externen Sensoren aufgenommenen Motor- und Umgebungsdaten und errechnet daraus die an der Einspritzpumpe vorzunehmenden Stelleingriffe.

Motor- und Pumpensteuergerät kommunizieren über eine CAN-Schnittstelle.

Integriertes Steuergerät

Hitzebeständige Leiterplatten in Hybridtechnik haben es möglich gemacht, bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen der zweiten Generation das Motorsteuergerät im Pumpensteuergerät zu integrieren. Diese Steuergeräteintegration erlaubt eine Platz sparende Bauweise.

Abgasnachbehandlung

Verschiedene Maßnahmen verbessern die Emissionen bzw. den Komfort. Dies sind zum Beispiel die Abgasrückführung, die Formung des Einspritzverlaufs (z. B. Voreinspritzung) und die Erhöhung des Einspritzdrucks. Um die immer strenger werdenden Abgasvorschriften einhalten zu können, wird jedoch bei manchen Fahrzeugen eine Abgasnachbehandlung erforderlich sein.

2 Beispiel einer Diesel-Einspritzanlage mit magnetventilgesteuerter Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe und getrenntem Motor- und Pumpensteuergerät

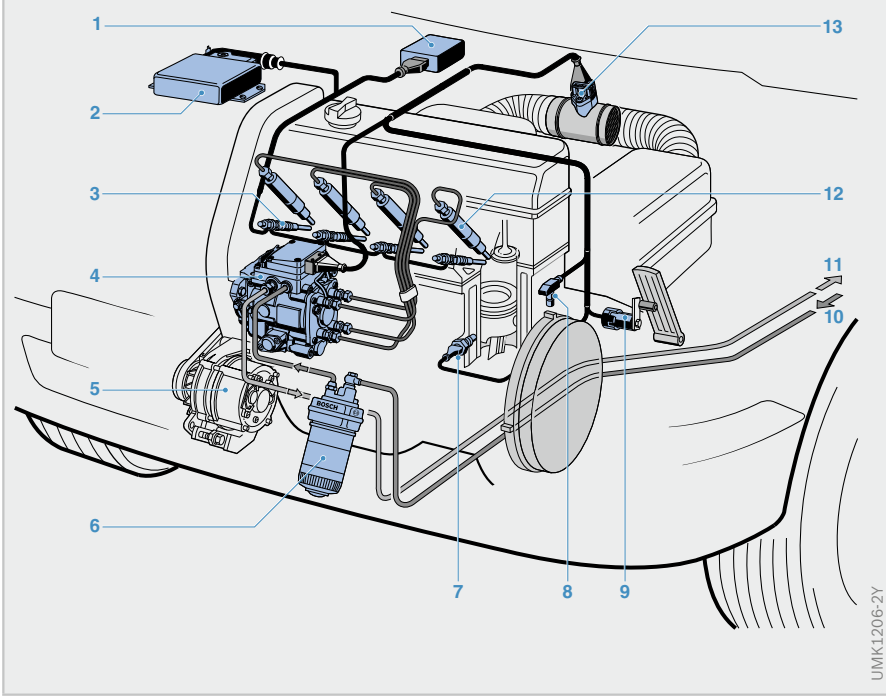


Bild 2
1 Glühzeitsteuergerät
2 Motorsteuergerät MSG
3 Glühstiftkerze
4 Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe VP44 mit Pumpensteuergerät PSG5
5 Generator
6 Kraftstofffilter
7 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
8 Kurbelwellendrehzahlsensor
9 Fahrpedalsensor
10 Kraftstoffzulauf
11 Kraftstoffrücklauf
12 Düsenhalterkombination
13 Luftmassenmesser

Systembild

Bild 3 zeigt als Beispiel eine Diesel-Einspritzanlage mit der Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe VR an einem Vierzylinder-Dieselmotor (DI) mit ihren verschiedenen Komponenten. Diese Pumpe ist mit einem integriertem Motor- und Pumpensteuergerät ausgerüstet. Das Bild zeigt die Vollausstattung. Je nach Einsatzart und Fahrzeugtyp kommen einzelne Komponenten nicht zur Anwendung.

Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, sind die Sensoren und Sollwertgeber (A) nicht in ihrer Einbauposition dargestellt. Ausnahme bildet der Nadelbewegungssensor (21).

Über den CAN-Bus im Bereich „Schnittstellen“ (B) ist der Datenaustausch zu den verschiedensten Bereichen möglich:

- Starter,
- Generator,
- elektronische Wegfahrsperre,
- Getriebesteuerung,
- Antriebsschlupfregelung (ASR) und
- Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP).

Auch das Kombiinstrument (12) und die Klimaanlage (13) können über den CAN-Bus angeschlossen sein.

Bild 3
Motor, Motorsteuerung und Hochdruck-Einspritzkomponenten

16 Antrieb der Einspritzpumpe
17 Integriertes Motor-/Pumpensteuergerät PSG16
18 Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe (VP44)
21 Düsenhalterkombination mit Nadelbewegungssensor (Zylinder 1)
22 Glühstiftkerze
23 Dieselmotor (DI)
M Drehmoment

A Sensoren und Sollwertgeber

1 Fahrpedalsensor
2 Kupplungsschalter
3 Bremskontakte (2)
4 Bedienteil für Fahrgeschwindigkeitsregler
5 Glüh-Start-Schalter („Zündschloss“)
6 Fahrgeschwindigkeitssensor
7 Kurbelwellendrehzahlsensor (induktiv)
8 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
9 Ansaugluftemperatursensor
10 Ladedrucksensor
11 Heißfilm-Luftmassenmesser (Ansaugluft)

B Schnittstellen

12 Kombiinstrument mit Signalausgabe für Kraftstoffverbrauch, Drehzahl usw.
13 Klimakompressor mit Bedienteil
14 Diagnoseschnittstelle
15 Glühzeitsteuergerät
CAN Controller Area Network (serieller Datenbus im Kraftfahrzeug)

C Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)

19 Kraftstofffilter mit Überströmventil
20 Kraftstoffbehälter mit Vorfilter und Vorförderpumpe (Vorförderpumpe nur bei langen Leitungen oder großem Höhenunterschied zwischen Kraftstoffbehälter und Einspritzpumpe)

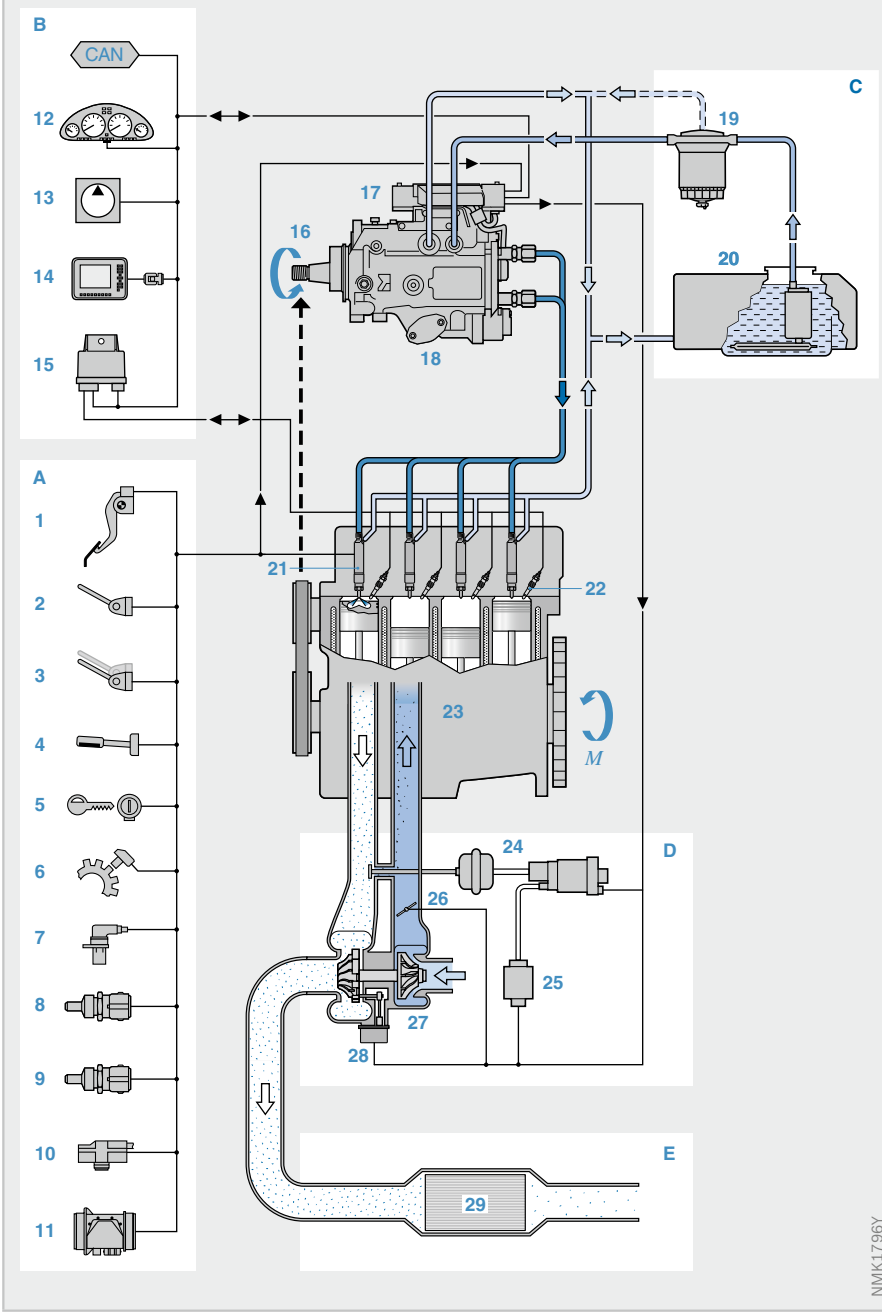
D Luftversorgung

24 Abgasrückführsteller mit Abgasrückführventil
25 Unterdruckpumpe
26 Regelklappe
27 Abgasturbolader (hier mit variabler Turbinengeometrie VTG)
28 Ladedrucksteller

E Abgasnachbehandlung

29 Diesel-Oxidationskatalysator DOC (Diesel Oxygen Catalyst)

3 Diesel-Einspritzanlage mit magnetventilgesteuerter Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe VP44 und integriertem Motor- und Pumpensteuergerät PSG16



Systemübersicht der Einzelzylinder-Systeme

Dieselmotoren mit Einzelzylinder-Systemen haben für jeden Motorzylinder eine Einspritzeinheit. Diese Einspritzeinheiten lassen sich gut an den entsprechenden Motor anpassen. Die kurzen Einspritzleitungen ermöglichen ein besonders gutes Einspritzverhalten und die höchsten Einspritzdrücke.

Ständig steigende Anforderungen haben zur Entwicklung verschiedener Dieseleinspritzsysteme geführt, die auf die jeweiligen Erfordernisse abgestimmt sind. Moderne Dieselmotoren sollen schadstoffarm und wirtschaftlich arbeiten, hohe Leistungen und hohe Drehmomente erreichen und dabei leise sein.

Grundsätzlich werden bei Einzelzylinder-Systemen drei verschiedene Bauarten unterschieden: die kantengesteuerten Einzeleinspritzpumpen PF und die magnetventilgesteuerten Unit Injector und Unit Pump Systeme. Diese Bauarten unterscheiden sich nicht nur in ihrem Aufbau, sondern auch in ihren Leistungsdaten und ihren Anwendungsgebieten (Bild 1).

Einzeleinspritzpumpen PF

Anwendung

Die Einzeleinspritzpumpen PF sind besonders wartungsfreundlich. Sie werden im „Off Highway“-Bereich eingesetzt:

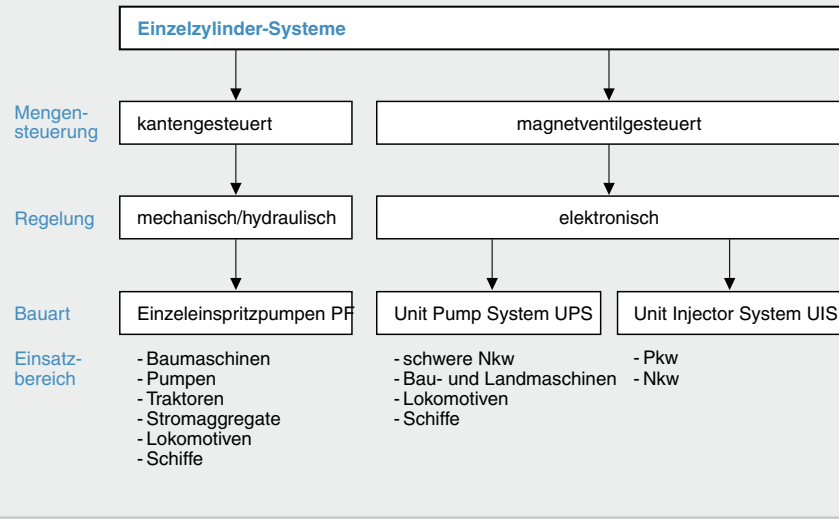
- Einspritzpumpen für Dieselmotoren von 4...75 kW/Zylinder für kleine Baumaschinen, Pumpen, Traktoren und Stromaggregate und
- Einspritzpumpen für Großmotoren ab 75 kW/Zylinder bis zu einer Zylinderleistung von 1000 kW. Diese Pumpen ermöglichen die Förderung von Dieselkraftstoff und von Schweröl mit hoher Viskosität.

Aufbau und Arbeitsweise

Die Einzeleinspritzpumpen PF haben die gleiche Arbeitsweise wie die Reiheneinspritzpumpen PE. Sie haben ein Pumpenelement, bei dem die Einspritzmenge über eine Steuerkante verändert werden kann.

Die Einzeleinspritzpumpen werden mit je einem Flansch am Motor befestigt und von der Nockenwelle für die Ventilsteuerung des Motors angetrieben. Daher leitet sich die Bezeichnung Pumpe mit

1 Bauarten und Anwendungsgebiete der Einzelzylinder-Systeme



© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_9

Fremdantrieb PF ab. Sie werden auch Steckpumpen genannt.

Kleine PF-Einspritzpumpen gibt es auch in 2-, 3- und 4-Zylinder-Versionen. Die übliche Bauweise ist jedoch die Einzylinder-Version, die als Einzeleinspritzpumpe bezeichnet wird.

Regelung

Wie bei den Reiheneinspritzpumpen greift eine im Motor integrierte Regelstange in das Pumpenelement der Einspritzpumpen ein. Ein Regler verschiebt die Regelstange und verändert so die Förder- bzw. Einspritzmenge.

Bei Großmotoren ist der Regler unmittelbar am Motorgehäuse befestigt. Dabei finden mechanisch-hydraulische, elektronische oder seltener rein mechanische Regler Verwendung.

Zwischen die Regelstange der Einzeleinspritzpumpen und das Übertragungsgestänge zum Regler ist bei großen PF-Pumpen ein federndes Zwischenglied geschaltet, sodass die Regelung der übrigen Pumpen bei einem eventuellen Blockieren des Verstellmechanismus einer einzelnen Pumpe gewährleistet bleibt.

Kraftstoffversorgung

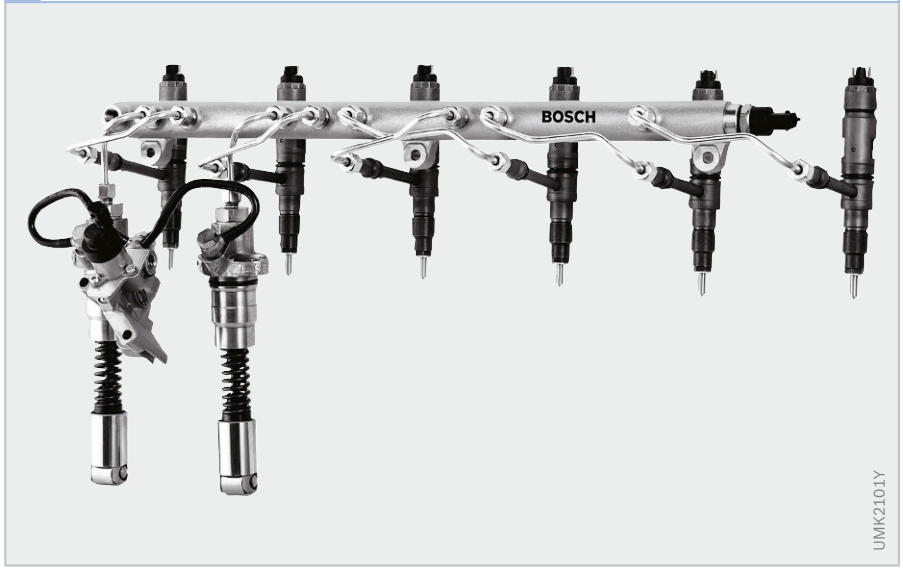
Der Kraftstoff wird durch eine Zahnrad-Vorförderpumpe den Einzeleinspritzpumpen zugeführt. Diese fördert eine etwa 3...5-mal so große Menge Kraftstoff wie die maximale Volllastfördermenge aller Einspritzpumpen. Der Kraftstoffdruck beträgt etwa 3...10 bar.

Eine Filterung des Kraftstoffs durch Feinfilter mit Porengrößen von 5...30 µm hält Partikel vom Einspritzsystem fern. Diese könnten sonst zu einem vorzeitigen Verschleiß der hochpräzisen Bauteile des Einspritzsystems führen.

Einsatz im Common Rail System

Einzeleinspritzpumpen werden auch als Hochdruckpumpen für Common Rail Systeme der 2. und 3. Generation für Truck- und Off-Highway-Applikationen verwendet und weiterentwickelt. Bild 2 zeigt den Einsatz der PF 45 in einem Common Rail System für einen Sechzylinder-Motor.

2 PF 45 in Common Rail System



Unit Injector System UIS und Unit Pump System UPS

Die Einspritzsysteme Unit Injector System UIS und Unit Pump System UPS erreichen im Vergleich zu den anderen Dieseleinspritzsystemen derzeit die höchsten Einspritzdrücke. Sie ermöglichen eine präzise Einspritzung, die optimal an den jeweiligen Betriebszustand des Motors angepasst werden kann. Damit ausgerüstete Dieselmotoren arbeiten schadstoffarm, wirtschaftlich und leise und erreichen dabei eine hohe Leistung und ein hohes Drehmoment.

Anwendungsgebiete

Unit Injector System UIS

Das Unit Injector System (auch Pumpe-Düse-Einheit PDE genannt) ging 1994 für Nkw und 1998 für Pkw in Serie. Es ist ein Einspritzsystem mit zeitgesteuerten Einzeleinspritzpumpen für Motoren mit Diesel-Direkteinspritzung (DI). Dieses System bietet eine deutlich höhere Flexibilität zur Anpassung des Einspritzsystems an den Motor als konventionelle kantengesteuerte Systeme. Es deckt ein weites Spektrum moderner Dieselmotoren für Pkw und Nkw ab:

- *Pkw* und *leichte Nkw:* Einsatzbereiche von Dreizylinder-Motoren mit 1,2 *l* Hubraum, 45 kW (61 PS) Leistung und 195 Nm Drehmoment bis hin zu 10-Zylinder-Motoren mit 5 *l* Hubraum, 230 kW (312 PS) Leistung und 750 Nm Drehmoment.
- *Schwere Nkw* bis 80 kW/Zylinder.

Da keine Hochdruckleitungen notwendig sind, hat der Unit Injector ein besonders gutes hydraulisches Verhalten. Deshalb lassen sich mit diesem System die höchsten Einspritzdrücke erzielen (bis zu 2200 bar). Beim Unit Injector System für Pkw ist eine mechanisch-hydraulische Voreinspritzung realisiert. Das Unit Injector System für Nkw bietet die Möglichkeit einer Voreinspritzung im unteren Drehzahl- und Lastbereich.

Unit Pump System UPS

Das Unit Pump System wird auch Pumpe-Leitung-Düse PLD genannt. Auch die Bezeichnung PF..MV wurde bei Großmotoren verwendet.

Das Unit Pump System ist wie das Unit Injector System ein Einspritzsystem mit zeitgesteuerten Einzeleinspritzpumpen für Motoren mit Diesel-Direkteinspritzung (DI). Es wird in folgenden Bauformen eingesetzt:

- UPS 12 für Nkw-Motoren mit bis zu 6 Zylindern und 37 kW/Zylinder,
- UPS 20 für schwere Nkw-Motoren mit bis zu 8 Zylindern und 65 kW/Zylinder,
- SP (Steckpumpe) für schwere Nkw-Motoren mit bis zu 18 Zylindern und 92 kW/Zylinder,
- SPS (Steckpumpe small) für Nkw-Motoren mit bis zu 6 Zylindern und 40 kW/Zylinder,
- UPS für Motoren in Bau- und Landmaschinen, Lokomotiven und Schiffen im Leistungsbereich bis 500 kW/Zylinder und bis zu 20 Zylindern.

Aufbau

Systembereiche

Das Unit Injector System und das Unit Pump System bestehen aus vier Systembereichen (Bild 3):

- Die *Elektronische Dieselregelung EDC* mit den Systemblöcken Sensoren, Steuergerät und Stellglieder (Aktoren) umfasst die gesamte Steuerung und Regelung des Dieselmotors sowie alle elektrischen und elektronischen Schnittstellen.
- Die *Kraftstoffversorgung* (Niederdruckteil) stellt den Kraftstoff mit dem notwendigen Druck und Reinheit zur Verfügung.
- Der *Hochdruckteil* erzeugt den erforderlichen Einspritzdruck und spritzt den Kraftstoff in den Brennraum des Motors ein.
- Die *Luft- und Abgassysteme* umfassen die Luftversorgung, die Abgasrückführung und die Abgasnachbehandlung.

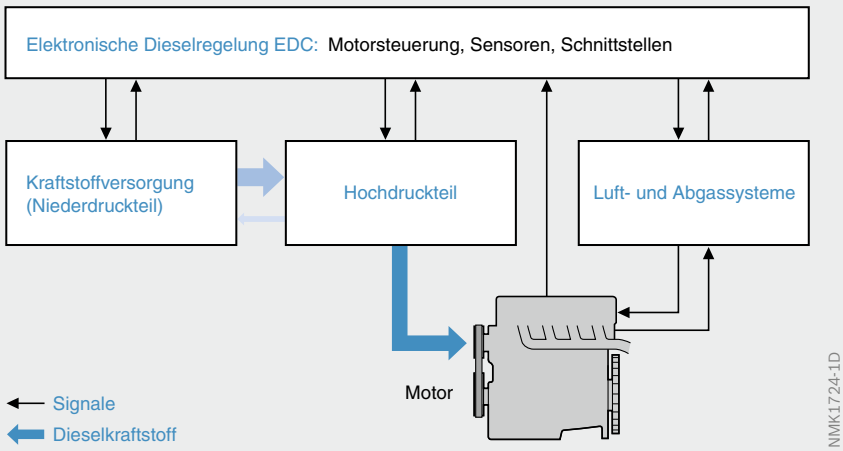
Unterschiede

Der wesentliche Unterschied zwischen dem Unit Injector System und dem Unit Pump System besteht im motorischen Aufbau (Bild 4).

Beim *Unit Injector System* bilden Hochdruckpumpe und Einspritzdüse eine Einheit – den „Unit Injector“. Für jeden Motorzylinder ist ein Injektor in den Zylinder eingebaut. Da keine Einspritzleitungen vorhanden sind, können sehr hohe Einspritzdrücke und ein sehr guter Einspritzverlauf erreicht werden.

Beim *Unit Pump System* sind die Hochdruckpumpe – die „Unit Pump“ – und die Düsenhalterkombination getrennte Baugruppen, die durch eine kurze Hochdruckleitung miteinander verbunden sind. Dadurch ergeben sich Vorteile bei der Anordnung im Motorraum, beim Pumpenantrieb und beim Kundendienst.

3 Systembereiche Unit Injector System und Unit Pump System



4 Hochdruckerzeugung Unit Injector System und Unit Pump System

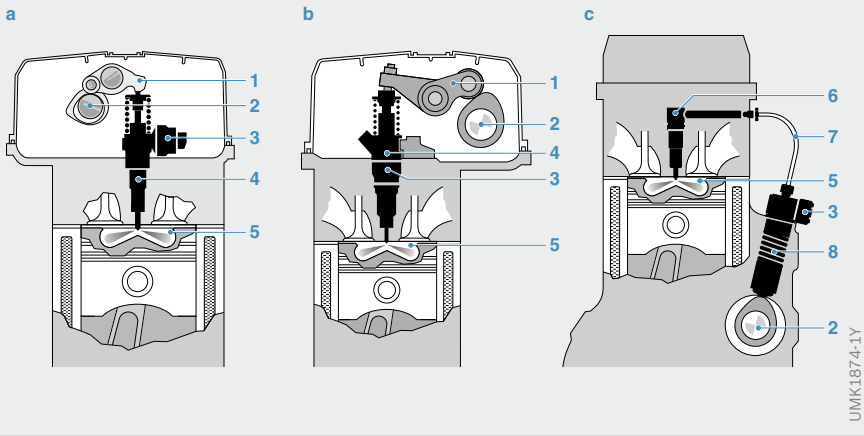


Bild 4

a Unit Injector System für Pkw
b Unit Injector System für Nkw
c Unit Pump System für Nkw

1 Kipphebel
2 Nockenwelle
3 Hochdruck-magnetventil
4 Unit Injector
5 Brennraum des Motors
6 Düsenhalter-kombination
7 kurze Hochdruck-leitung
8 Unit Pump

Systembild UIS für Pkw

Bild 5 zeigt alle Komponenten eines Unit Injector Systems für einen Zehnzylinder-Pkw-Dieselmotor mit Vollausstattung. Je nach Fahrzeugtyp und Einsatzart kommen einzelne Komponenten nicht zur Anwendung.

Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, sind die Sensoren und Sollwertgeber (A) nicht an ihrem Einbauort dargestellt. Ausnahme bilden die Komponenten der Abgasnachbehandlung (F), da ihre Einbauposition zum Verständnis der Anlage notwendig ist.

Über den CAN-Bus im Bereich „Schnittstellen“ (B) ist der Datenaustausch zu den verschiedensten Bereichen möglich:
- Starter,
- Generator,
- elektronische Wegfahrsperre,
- Getriebesteuerung,
- Antriebsschlupfregelung (ASR) und
- Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP).

Auch das Kombiinstrument (12) und die Klimaanlage (13) können über den CAN-Bus angeschlossen sein.

Für die Abgasnachbehandlung werden drei mögliche Kombinationssysteme aufgeführt (a, b oder c).

Bild 5
Motor, Motorsteuerung und Hochdruck-Einspritzkomponenten

24 Verteilerrohr
25 Nockenwelle
26 Unit Injector
27 Glühstiftkerze
28 Dieselmotor (DI)
29 Motorsteuergerät (Master)
30 Motorsteuergerät (Slave)
M Drehmoment

A Sensoren und Sollwertgeber
1 Fahrpedalsensor
2 Kupplungsschalter
3 Bremskontakte (2)
4 Bedienteil für Fahrgeschwindigkeitsregler
5 Glüh-Start-Schalter („Zündschloss“)
6 Fahrgeschwindigkeitssensor
7 Kurbelwellendrehzahlsensor (induktiv)
8 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
9 Ansauglufttemperatursensor
10 Ladedrucksensor
11 Heißfilm-Luftmassenmesser (Ansaugluft)

B Schnittstellen
12 Kombiinstrument mit Signalausgabe für Kraftstoffverbrauch, Drehzahl usw.
13 Klimakompressor mit Bedienteil
14 Diagnoseschnittstelle
15 Glühzeitsteuergerät
CAN Controller Area Network (serieller Datenbus im Kraftfahrzeug)

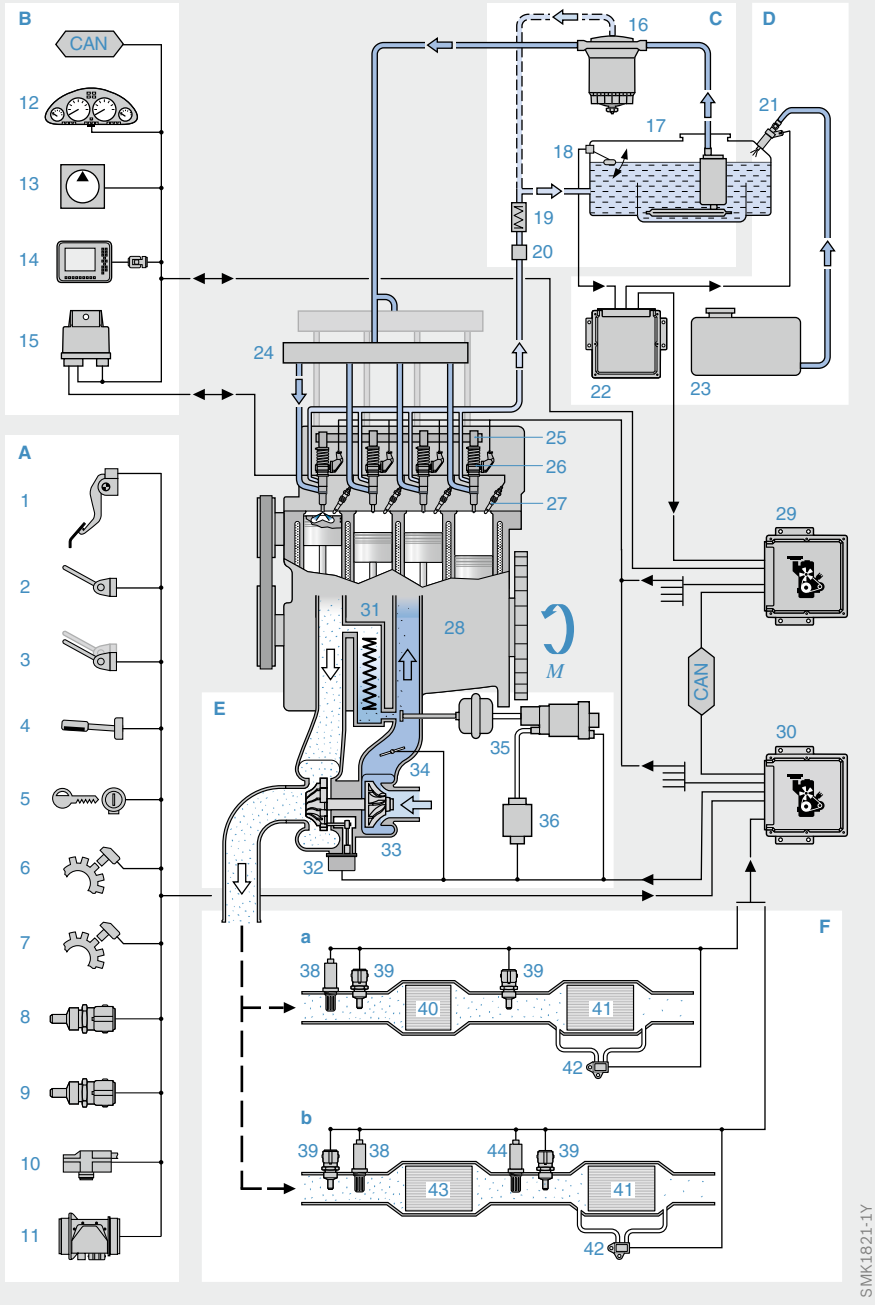
C Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)
16 Kraftstofffilter mit Überströmventil
17 Kraftstoffbehälter mit Vorfilter und Elektrokraftstoffpumpe EKP (Vorförderpumpe)
18 Füllstandsensor
19 Kraftstoffkühler
20 Druckbegrenzungsventil

D Additivsystem
21 Additivdosiereinheit
22 Additivtank

E Luftversorgung
31 Abgasrückführkühler
32 Ladedrucksteller
33 Abgasturbolader (hier mit variabler Turbinengeometrie VTG)
34 Saugrohrklappe
35 Abgasrückführsteller
36 Unterdruckpumpe

F Abgasnachbehandlung
38 Breitband-Lambda-Sonde LSU
39 Abgastemperatursensor
40 Oxidationskatalysator
41 Partikelfilter
42 Differenzdrucksensor
43 NO_X-Speicherkatalysator
44 Breitband-Lambda-Sonde, optional NO_X-Sensor

5 Diesel-Einspritzanlage für Pkw mit Unit Injector System



Systembild UIS/UPS für Nkw

Bild 6 zeigt alle Komponenten eines Unit Injector Systems für einen Sechszylinder-Nkw-Dieselmotor. Je nach Fahrzeugtyp und Einsatzart kommen einzelne Komponenten nicht zur Anwendung.

Die Bereiche der Elektronischen Dieselregelung EDC (Sensoren, Schnittstellen und Motorsteuerung), Kraftstoffversorgung, Luftversorgung und Abgasnachbehandlung sind beim Unit Injector und Unit Pump System sehr ähnlich. Sie unterscheiden sich lediglich im Hochdruckteil.

Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, sind nur die Sensoren und Sollwertgeber an ihrem Einbauort dargestellt, deren Einbauposition zum Verständnis der Anlage notwendig ist.

Über den CAN-Bus im Bereich „Schnittstellen“ (B) ist der Datenaustausch zu den verschiedensten Bereichen möglich (z. B. Getriebesteuerung, Antriebsschlupfregelung (ASR), Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP), Ölgütesensor, Fahrtschreiber, Abstandsradar, Fahrzeugmanagement, Bremskoordinator, Flottenmanagement – bis zu 30 Steuergeräte). Auch der Generator (18) und die Klimaanlage (17) können über den CAN-Bus angeschlossen sein.

Für die Abgasnachbehandlung werden drei mögliche Kombinationssysteme aufgeführt (a, b oder c).

Bild 6
Motor, Motorsteuerung und Hochdruck-Einspritzkomponenten

22 Unit Pump und Düsenhalterkombination
23 Unit Injector
24 Nockenwelle
25 Kipphebel
26 Motorsteuergerät
27 Relais
28 Zusatzaggregate (z. B. Retarder, Auspuffklappe für Motorbremse, Starter, Lüfter)
29 Dieselmotor (DI)
30 Flammkerze (alternativ Grid-Heater)
M Drehmoment

A Sensoren und Sollwertgeber
1 Fahrpedalsensor
2 Kupplungsschalter
3 Bremskontakte (2)
4 Motorbremskontakt
5 Feststellbremskontakt
6 Bedienschalter (z. B. Fahrgeschwindigkeitsregler, Zwischendrehzahlregelung, Drehzahl- und Drehmomentreduktion)
7 Schlüssel-Start-Stopp („Zündschloss“)
8 Turboladerdrehzahlsensor
9 Kurbelwellendrehzahlsensor (induktiv)
10 Nockenwellendrehzahlsensor
11 Kraftstofftemperatursensor
12 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
13 Ladelufttemperatursensor
14 Ladedrucksensor
15 Lüfterdrehzahlsensor
16 Luftfilter-Differenzdrucksensor

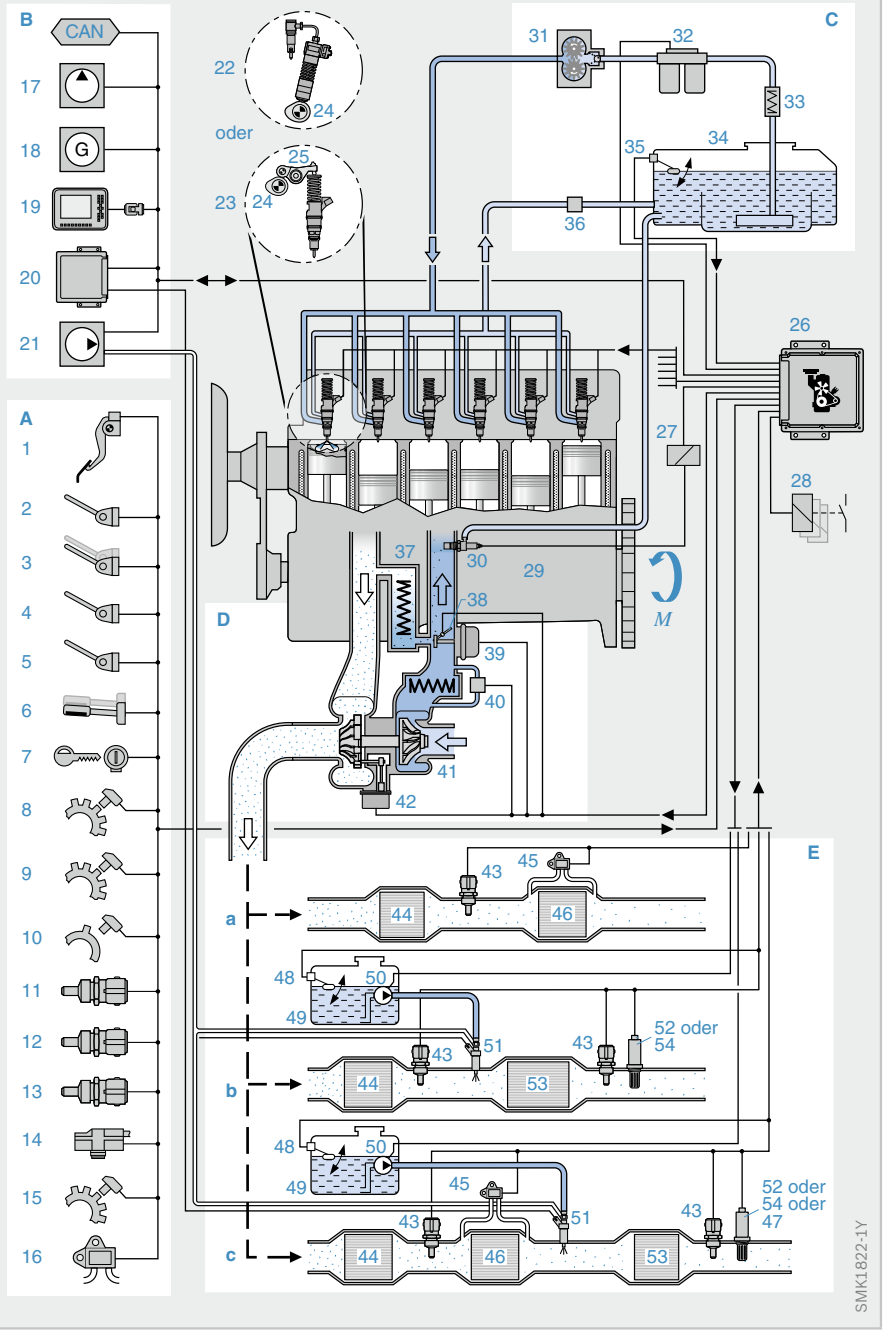
B Schnittstellen
17 Klimakompressor mit Bedienteil
18 Generator
19 Diagnoseschnittstelle
20 SCR-Steuergerät
21 Luftkompressor
CAN Controller Area Network (serieller Datenbus im Kraftfahrzeug) (bis zu 3 Busse)

C Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)
31 Kraftstoffvorförderpumpe
32 Kraftstofffilter mit Wasserstands- und Drucksensoren
33 Steuergerätekühler
34 Kraftstoffbehälter mit Vorfilter
35 Füllstandsensor
36 Druckbegrenzungsventil

D Luftversorgung
37 Abgasrückführkühler
38 Regelklappe
39 Abgasrückführsteller mit Abgasrückführventil und Positionssensor
40 Ladeluftkühler mit Bypass für Kaltstart
41 Abgasturbolader (hier VTG) mit Positionssensor
42 Ladedrucksteller

E Abgasnachbehandlung
43 Abgastemperatursensor
44 Oxidationskatalysator
45 Differenzdrucksensor
46 katalytisch beschichteter Partikelfilter (CSF)
47 Rußsensor
48 Füllstandsensor
49 Reduktionsmitteltank
50 Reduktionsmittelförderpumpe
51 Reduktionsmitteldüse
52 NO_X-Sensor
53 SCR-Katalysator
54 NH_3-Sensor

6 Diesel-Einspritzanlage für Nkw mit Unit Injector System bzw. Unit Pump System



Systemübersicht Common Rail

Die Anforderungen an die Einspritzsysteme des Dieselmotors steigen ständig. Höhere Drücke, schnellere Schaltzeiten und eine flexible Anpassung des Einspritzverlaufs an den Betriebszustand des Motors machen den Dieselmotor sparsam, sauber und leistungsstark. So haben Dieselmotoren auch den Einzug in die automobile Oberklasse gefunden.

Eines dieser hoch entwickelten Einspritzsysteme ist das Speichereinspritzsystem *Common Rail (CR)*. Der Hauptvorteil des Common Rail Systems liegt in den großen Variationsmöglichkeiten bei der Gestaltung des Einspritzdrucks und der Einspritzzeitpunkte. Dies wird durch die Entkopplung von Druckerzeugung (Hochdruckpumpe) und Einspritzung (Injektoren) erreicht. Als Druckspeicher dient dabei das Rail.

Anwendungsgebiete

Das Speichereinspritzsystem Common Rail für Motoren mit Diesel-Direkteinspritzung (Direct Injection, DI) wird in folgenden Fahrzeugen eingesetzt:

- *Pkw* mit sehr sparsamen Dreizylinder-Motoren von 0,8 *l* Hubraum, 30 kW (41 PS) Leistung, 100 Nm Drehmoment und einem Kraftstoffverbrauch von 3,5 *l*/100 km bis hin zu Achtzylinder-Motoren in Oberklassefahrzeugen mit ca. 4 *l* Hubraum, 180 kW (245 PS) Leistung und 560 Nm Drehmoment.
- *Leichte Nkw* mit Leistungen bis 30 kW/Zylinder sowie
- *schwere Nkw* bis hin zu *Lokomotiven* und *Schiffen* mit Leistungen bis ca. 200 kW/Zylinder.

1 Speichereinspritzsystem Common Rail an einem Fünfzylinder-Dieselmotor

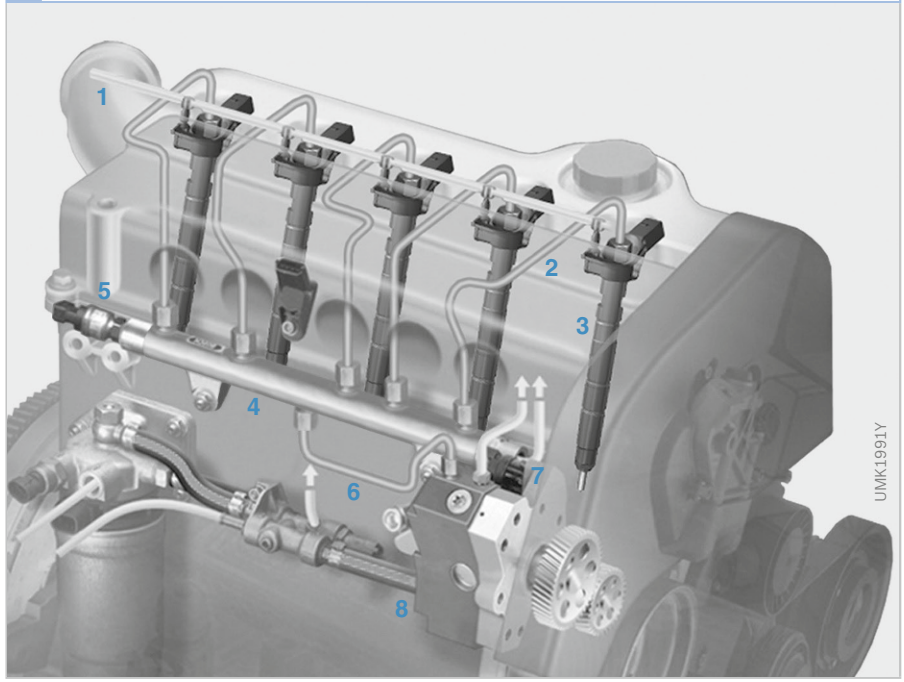


Bild 1

1 Kraftstoff-Rückleitung
2 Hochdruck-Kraftstoffleitung zum Injektor
3 Injektor
4 Rail
5 Raildrucksensor
6 Hochdruck-Kraftstoffleitung zum Rail
7 Kraftstoff-Rücklauf
8 Hochdruckpumpe

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_10

Das Common Rail System bietet eine hohe Flexibilität zur Anpassung der Einspritzung an den Motor. Das wird erreicht durch:

- Hohen Einspritzdruck bis ca. 1600 bar (Magnetventil-Injektoren) bzw. 1800 bar (Piezo-Inline-Injektoren).
- An den Betriebszustand angepassten Einspritzdruck (200...1800 bar).
- Variablen Einspritzbeginn.
- Möglichkeit mehrerer Vor- und Nacheinspritzungen (selbst sehr späte Nacheinspritzungen sind möglich).

Damit leistet das Common Rail System einen Beitrag zur Erhöhung der spezifischen Leistung, zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs sowie zur Verringerung der Geräuschemission und des Schadstoffausstoßes von Dieselmotoren.

Common Rail ist heute für moderne schnell laufende Pkw-DI-Motoren das am häufigsten eingesetzte Einspritzsystem.

Aufbau

Das Common Rail System besteht aus folgenden Hauptgruppen (Bilder 1 und 2):

- *Niederdruckteil* mit den Komponenten der Kraftstoffversorgung,
- *Hochdruckteil* mit den Komponenten Hochdruckpumpe, Rail, Injektoren und Hochdruck-Kraftstoffleitungen,
- *Elektronische Dieselregelung (EDC)* mit den Systemblöcken Sensoren, Steuergerät und Stellglieder (Aktoren).

Kernbestandteile des Common Rail Systems sind die Injektoren. Sie enthalten ein schnell schaltendes Ventil (Magnetventil oder Piezosteller), über das die Einspritzdüse geöffnet und geschlossen wird. So kann der Einspritzvorgang für jeden Zylinder einzeln gesteuert werden.

2 Systembereiche einer Motorsteuerung mit Common Rail Einspritzsystem

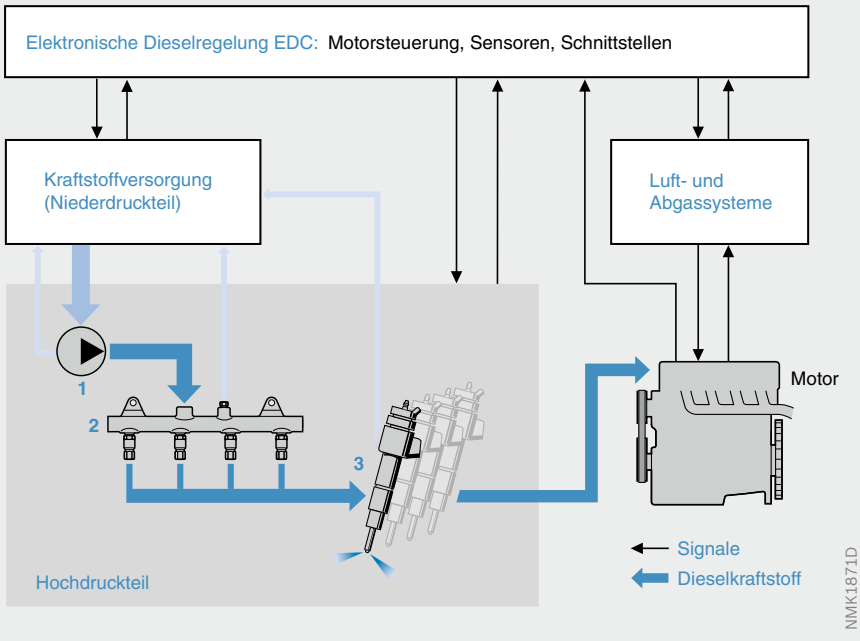


Bild 2
1 Hochdruckpumpe
2 Rail
3 Injektoren

Die Injektoren sind gemeinsam am Rail angeschlossen. Daher leitet sich der Name „Common Rail“ (englisch für „gemeinsame Schiene/Rohr“) ab.

Kennzeichnend für das Common Rail System ist, dass der Systemdruck abhängig vom Betriebspunkt des Motors eingestellt werden kann. Die Einstellung des Drucks erfolgt über das Druckregelventil oder über die Zumesseinheit (Bild 3).

Der modulare Aufbau des Common Rail Systems erleichtert die Anpassung an die verschiedenen Motoren.

Arbeitsweise

Beim Speichereinspritzsystem Common Rail sind Druckerzeugung und Einspritzung entkoppelt. Der Einspritzdruck wird unabhängig von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge erzeugt. Die Elektronische Dieselregelung (EDC) steuert die einzelnen Komponenten an.

Druckerzeugung

Die Entkopplung von Druckerzeugung und Einspritzung geschieht mithilfe eines Speichervolumens. Der unter Druck stehende Kraftstoff steht im Speichervolumen des „Common Rail“ für die Einspritzung bereit.

Eine vom Motor angetriebene, kontinuierlich arbeitende Hochdruckpumpe baut den gewünschten Einspritzdruck auf. Sie erhält den Druck im Rail weitgehend unabhängig von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge aufrecht. Wegen der nahezu gleichförmigen Förderung kann die Hochdruckpumpe deutlich kleiner und mit geringerem Spitzenantriebsmoment ausgelegt sein als bei konventionellen Einspritzsystemen. Das hat auch eine deutliche Entlastung des Pumpenantriebes zur Folge.

Die Hochdruckpumpe ist als Radialkolbenpumpe, bei Nkw teilweise auch als Reihenpumpe ausgeführt.

Druckregelung

Je nach System kommen unterschiedliche Verfahren der Druckregelung zur Anwendung.

Hochdruckseitige Regelung

Bei Pkw-Systemen wird der gewünschte Raildruck über ein Druckregelventil hochdruckseitig geregelt (Bild 3a, Pos. 4). Nicht für die Einspritzung benötigter Kraftstoff fließt über das Druckregelventil in den Niederdruckkreis zurück. Diese Regelung ermöglicht eine schnelle Anpassung des Raildrucks bei Änderung des Betriebspunkts (z. B. bei Lastwechsel).

3 Beispiele für die Hochdruckregelung von Common Rail Systemen

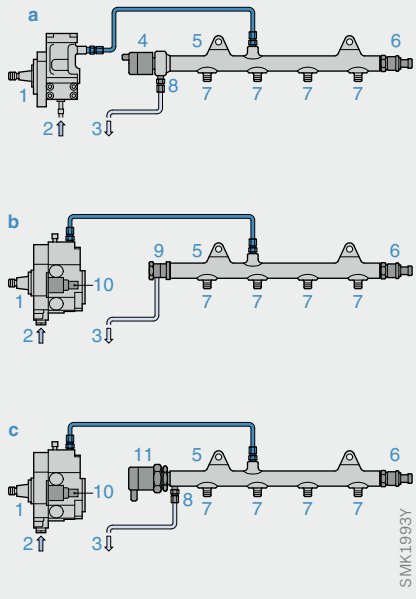


Bild 3

a Hochdruckseitige Druckregelung mit Druckregelventil für Pkw-Anwendung

b Saugseitige Druckregelung mit an der Hochdruckpumpe angeflanschter Zumesseinheit (für Pkw und Nkw)

c Saugseitige Druckregelung mit Zumesseinheit und zusätzliche Regelung mit Druckregelventil (für Pkw)

1 Hochdruckpumpe
2 Kraftstoffzulauf
3 Kraftstoffrücklauf
4 Druckregelventil
5 Rail
6 Raildrucksensor
7 Anschluss Injektor
8 Anschluss Kraftstoffrücklauf
9 Druckbegrenzungsventil
10 Zumesseinheit
11 Druckregelventil

Die hochdruckseitige Regelung wurde bei den ersten Common Rail Systemen angewandt. Das Druckregelventil ist vorzugsweise am Rail, bei einzelnen Anwendungen direkt an der Hochdruckpumpe angebaut.

Saugseitige Mengenregelung

Eine weitere Möglichkeit, den Raildruck zu regeln, besteht in der saugseitigen Mengenregelung (Bild 3b). Die an der Hochdruckpumpe angeflanschte Zumesseinheit (10) sorgt dafür, dass die Pumpe exakt die Kraftstoffmenge in das Rail fördert, mit welcher der vom System geforderte Einspritzdruck aufrechterhalten wird. Ein Druckbegrenzungsventil (9) verhindert im Fehlerfall einen unzulässig hohen Anstieg des Raildrucks.

Mit der saugseitigen Mengenregelung ist die auf Hochdruck verdichtete Kraftstoffmenge und somit auch die Leistungsaufnahme der Pumpe geringer. Das wirkt sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Außerdem wird die Temperatur des in den Kraftstoffbehälter rücklaufenden Kraftstoffs gegenüber der hochdruckseitigen Regelung reduziert.

Zweistellersystem

Das Zweistellersystem (Bild 3c) mit der saugseitigen Druckregelung über die Zumesseinheit und der hochdruckseitigen Regelung über das Druckregelventil kombiniert die Vorteile von hochdruckseitiger Regelung und saugseitiger Mengenregelung (s. Abschnitt „Common Rail System für Pkw“).

Einspritzung

Die Injektoren spritzen den Kraftstoff direkt in den Brennraum des Motors ein. Sie werden über kurze Hochdruck-Kraftstoffleitungen aus dem Rail versorgt. Das Motorsteuergerät steuert das im Injektor integrierte Schaltventil an, das die Einspritzdüse öffnet und wieder schließt.

Öffnungsdauer des Injektors und Systemdruck bestimmen die eingebrachte Kraftstoffmenge. Sie ist bei konstantem Druck proportional zur Einschaltzeit des Schaltventils und damit unabhängig von der Motor- bzw. Pumpendrehzahl (zeitgesteuerte Einspritzung).

Hydraulisches Leistungspotenzial

Die Trennung der Funktionen *Druckerzeugung* und *Einspritzung* eröffnet gegenüber konventionellen Einspritzsystemen einen weiteren Freiheitsgrad bei der Verbrennungsentwicklung: der Einspritzdruck kann im Kennfeld weitgehend frei gewählt werden. Der maximale Einspritzdruck beträgt derzeit 1800 bar.

Das Common Rail System ermöglicht mit Voreinspritzungen bzw. Mehrfacheinspritzungen eine weitere Absenkung von Abgasemissionen und reduziert deutlich das Verbrennungsgeräusch. Mit mehrmaligem Ansteuern des äußerst schnellen Schaltventils lassen sich Mehrfacheinspritzungen mit bis zu fünf Einspritzungen pro Einspritzzyklus erzeugen. Die Düsennadel schließt mit hydraulischer Unterstützung und sichert so ein rasches Spritzende.

Steuerung und Regelung

Arbeitsweise

Das Motorsteuergerät erfasst mithilfe der Sensoren die Fahrpedalstellung und den aktuellen Betriebszustand von Motor und Fahrzeug (siehe auch Kapitel „Elektronische Dieselregelung“). Dazu gehören unter anderem:

- Kurbelwellendrehzahl und -winkel,
- Raildruck,
- Ladedruck,
- Ansaugluft-, Kühlmittel- und Kraftstofftemperatur,
- angesaugte Luftmasse,
- Fahrgeschwindigkeit usw.

Das Steuergerät wertet die Eingangssignale aus und berechnet verbrennungssynchron die Ansteuersignale für das Druckregelventil oder die Zumesseinheit, die Injektoren und die übrigen Stellglieder (z. B. Abgasrückführventil, Steller des Turboladers).

Die erforderlichen kurzen Schaltzeiten für die Injektoren lassen sich mit den optimierten Hochdruckschaltventilen und einer speziellen Ansteuerung erreichen.

Das Winkel-Zeit-System gleicht den Einspritzzeitpunkt mit den Daten des Kurbel- und Nockenwellensensors an den Motorzustand an (Zeitsteuerung). Die Elektronische Dieselregelung (EDC) erlaubt es, die Einspritzmenge exakt zu dosieren. Außerdem bietet die EDC das Potenzial für weitere Zusatzfunktionen, die das Fahrverhalten verbessern und den Komfort erhöhen.

Grundfunktionen

Die Grundfunktionen steuern die Einspritzung von Dieselkraftstoff zum richtigen Zeitpunkt, in der richtigen Menge und mit dem vorgegebenen Druck. Sie sichern damit einen verbrauchsgünstigen und ruhigen Lauf des Dieselmotors.

Korrekturfunktionen für die Einspritzberechnung

Um Toleranzen von Einspritzsystem und Motor auszugleichen, stehen eine Reihe von Korrekturfunktionen zur Verfügung:

- Injektormengenabgleich,
- Nullmengenkalibrierung,
- Mengenausgleichsregelung,
- Mengenmittelwertadaption.

Zusatzfunktionen

Zusätzliche Steuer- und Regelfunktionen dienen einer Reduzierung der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs oder erhöhen die Sicherheit und den Komfort. Beispiele dafür sind:

- Regelung der Abgasrückführung,
- Ladedruckregelung,
- Fahrgeschwindigkeitsregelung,
- elektronische Wegfahrsperre usw.

Die Integration der EDC in ein Fahrzeug-Gesamtsystem eröffnet ebenfalls eine Reihe neuer Möglichkeiten, z. B. Datenaustausch mit der Getriebesteuerung oder der Klimaregelung.

Eine Diagnoseschnittstelle erlaubt die Auswertung der gespeicherten Systemdaten bei der Fahrzeuginspektion.

Steuergerätekonfiguration

Da das Motorsteuergerät in der Regel nur bis zu acht Endstufen für die Injektoren besitzt, werden für Motoren mit mehr als acht Zylindern zwei Motorsteuergeräte eingesetzt. Sie sind über eine sehr schnelle interne CAN-Schnittstelle im „Master Slave“-Verbund gekoppelt. Dadurch steht auch mehr Mikrocontrollerkapazität zur Verfügung. Einige Funktionen sind jeweils fest einem Steuergerät zugeordnet (z. B. Mengenausgleichsregelung). Andere können bei der Konfiguration flexibel einem Steuergerät zugeordnet werden (z. B. die Erfassung von Sensoren).

Injektormengenabgleich

Funktionsbeschreibung

Der Injektormengenabgleich (IMA) ist eine Softwarefunktion zur Steigerung der Mengenzumessgenauigkeit und gleichzeitig der Injektor-Gutausbringung am Motor. Die Funktion hat die Aufgabe, die Einspritzmenge für jeden Injektor eines CR-Systems im gesamten Kennfeldbereich individuell auf den Sollwert zu korrigieren. Dadurch ergibt sich eine Reduktion der Systemtoleranzen und des Emissionsstreubandes. Die für die IMA benötigten Abgleichwerte stellen die Differenz zum Sollwert des jeweiligen Werksprüfpunktes dar und werden in verschlüsselter Form auf jeden Injektor beschriftet.

Mithilfe eines Korrekturkennfeldes, das mit den Abgleichwerten eine Korrekturmenge errechnet, wird der gesamte motorisch relevante Bereich korrigiert. Am Bandende des Automobilherstellers werden die EDC-Abgleichwerte der verbauten Injektoren und die Zuordnung zu den Zylindern über EOL-Programmierung in das Steuergerät programmiert. Auch bei einem Injektoraustausch in der Kundendienstwerkstatt werden die Abgleichwerte neu programmiert.

Notwendigkeit dieser Funktion

Die technischen Aufwendungen für eine weitere Einengung der Fertigungstoleranzen von Injektoren steigen exponentiell und erscheinen finanziell unwirtschaftlich. Der IMA stellt die zielführende Lösung dar, die Gutausbringung zu erhöhen und gleichzeitig die motorische Mengenzumessgenauigkeit und damit die Emissionen zu verbessern.

Messwerte bei der Prüfung

Bei der Bandendeprüfung wird jeder Injektor an mehreren Punkten, die repräsentativ für das Streuverhalten dieses Injektortyps sind, gemessen. An diesen Punkten werden die Abweichungen zum Sollwert (Abgleichwerte) berechnet und anschließend auf dem Injektorkopf beschriftet.

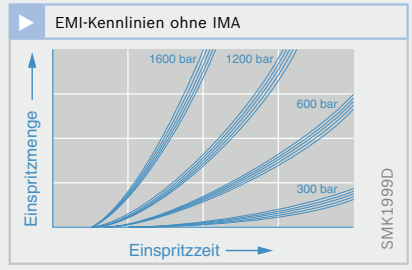


Bild 1
Kennlinien verschiedener Injektoren in Abhängigkeit des Raildrucks.
Der IMA reduziert die Streubreite der Kennlinien.
EMI Einspritzmengenindikator

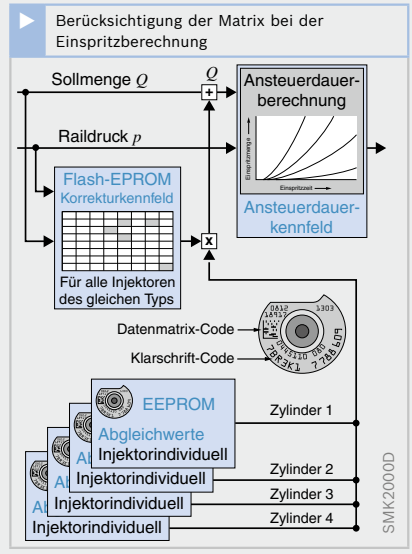


Bild 2
Berechnung der Injektor-Ansteuerdauer aus Sollmenge, Raildruck und Korrekturwerten

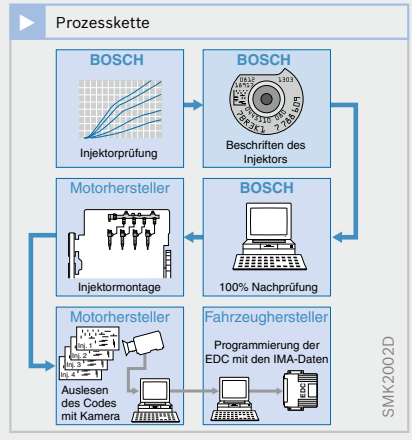


Bild 3
Darstellung der Prozesskette vom Injektorabgleich bei Bosch bis zur Bandende-Programmierung beim Fahrzeughersteller

Common Rail System für Pkw

Kraftstoffversorgung

Bei Common Rail Systemen für Pkw kommen für die Förderung des Kraftstoffs zur Hochdruckpumpe Elektrokraftstoffpumpen oder Zahnradpumpen zur Anwendung.

Systeme mit Elektrokraftstoffpumpe

Die Elektrokraftstoffpumpe – als Bestandteil der Tankeinbaueinheit im Kraftstoffbehälter eingesetzt (Intank) oder in der Kraftstoffzuleitung verbaut (Inline) – saugt den Kraftstoff über ein Vorfilter an und fördert ihn mit einem Druck von 6 bar zur Hochdruckpumpe (Bild 3). Die maximale Förderleis-tung beträgt 190 *l*/h. Um einen schnellen Motorstart zu gewährleisten, schaltet die Pumpe schon bei Drehen des Zündschlüssels ein. Damit ist sichergestellt, dass bei Motorstart der nötige Druck im Niederdruckkreis vorhanden ist.

In der Zuleitung zur Hochdruckpumpe ist der Kraftstofffilter (Feinfilter) eingebaut.

Systeme mit Zahnradpumpe

Die Zahnradpumpe ist an die Hochdruckpumpe angeflanscht und wird von deren Antriebswelle mit angetrieben (Bilder 1 und 2). Somit fördert die Zahnradpumpe erst bei Starten des Motors. Die Förderleistung ist abhängig von der Motordrehzahl und beträgt bis zu 400 *l*/h bei einem Druck bis zu 7 bar.

Im Kraftstoffbehälter ist ein Kraftstoff-Vorfilter eingebaut. Der Feinfilter befindet sich in der Zuleitung zur Zahnradpumpe.

Kombinationssysteme

Es gibt auch Anwendungen, die beide Pumpenarten einsetzen. Die Elektrokraftstoffpumpe sorgt insbesondere bei einem Heißstart für ein verbessertes Startverhalten, da die Förderleistung der Zahnradpumpe bei heißem und damit dünnflüssigerem Kraftstoff und niedriger Pumpendrehzahl verringert ist.

Hochdruckregelung

Beim Common Rail System der ersten Generation erfolgt die Regelung des Raildrucks über das Druckregelventil. Die Hochdruckpumpe (Ausführung CP1) fördert unabhängig vom Kraftstoffbedarf die maximale Fördermenge, das Druckregelventil führt überschüssig geförderten Kraftstoff in den Kraftstoffbehälter zurück.

Das Common Rail System der zweiten Generation regelt den Raildruck niederdruckseitig über die Zumesseinheit (Bilder 1 und 2). Die Hochdruckpumpe (Ausführung CP3 und CP1H) muss nur die Kraftstoffmenge fördern, die der Motor tatsächlich benötigt. Der Energiebedarf der Hochdruckpumpe und damit der Kraftstoffverbrauch sind dadurch geringer.

Das Common Rail System der dritten Generation ist durch die Piezo-Inline-Injektoren gekennzeichnet (Bild 3).

Wenn der Druck nur auf der Niederdruckseite eingestellt werden kann, dauert bei schnellen negativen Lastwechseln der Druckabbau im Rail zu lange. Die Dynamik für die Druckanpassung an die veränderten Lastbedingungen ist zu träge. Dies ist insbesondere bei Piezo-Inline-Injektoren aufgrund der nur geringen inneren Leckagen der Fall. Einige Common Rail Systeme enthalten deshalb neben der Hochdruckpumpe mit Zumesseinheit zusätzlich ein Druckregelventil (Bild 3). Mit diesem Zweistellersystem werden die Vorteile der niederdruckseitigen Regelung mit dem günstigen dynamischen Verhalten der hochdruckseitigen Regelung kombiniert.

Ein weiterer Vorteil gegenüber der ausschließlich niederdruckseitigen Regelmöglichkeit ergibt sich dadurch, dass bei kaltem Motor eine hochdruckseitige Regelung vorgenommen werden kann. Die Hochdruckpumpe fördert somit mehr Kraftstoff als eingespritzt wird, die Druckregelung erfolgt über das Druckregelventil. Der Kraftstoff wird durch die Komprimierung erwärmt, wodurch auf eine zusätzliche Kraftstoffheizung verzichtet werden kann.

1 Beispiel für ein Common Rail System der zweiten Generation für einen Vierzylindermotor

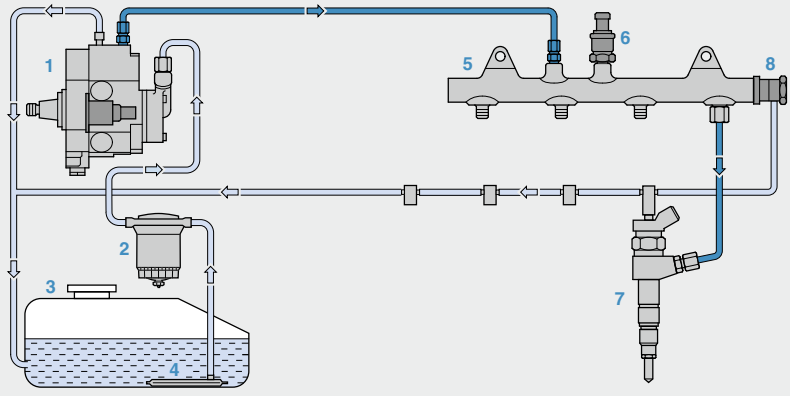


Bild 1
1 Hochdruckpumpe CP3 mit angebauter Zahnrad-Vorförderpumpe und Zumesseinheit
2 Kraftstofffilter mit Wasserabscheider und Heizung (optional)
3 Kraftstoffbehälter
4 Vorfilter
5 Rail
6 Raildrucksensor
7 Magnetventil-Injektor
8 Druckbegrenzungsventil

2 Beispiel für ein Common Rail System der zweiten Generation mit Zweistellersystem für einen V8-Motor

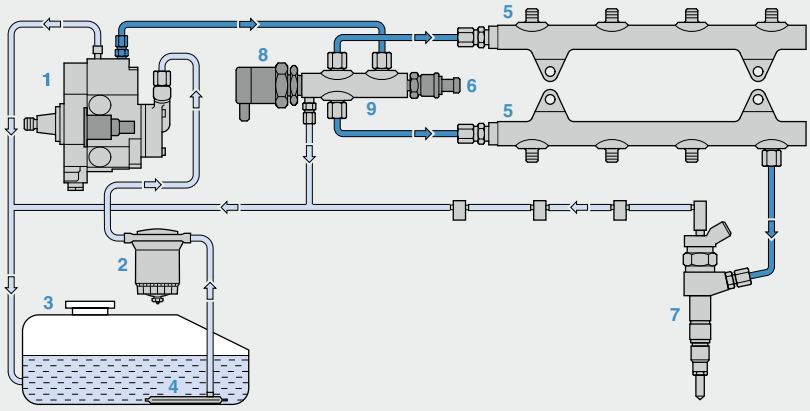


Bild 2
1 Hochdruckpumpe CP3 mit angebauter Zahnrad-Vorförderpumpe und Zumesseinheit
2 Kraftstofffilter mit Wasserabscheider und Heizung (optional)
3 Kraftstoffbehälter
4 Vorfilter
5 Rail
6 Raildrucksensor
7 Magnetventil-Injektor
8 Druckregelventil
9 Funktionsblock (Verteiler)

3 Beispiel für ein Common Rail System der dritten Generation mit Zweistellersystem für einen Vierzylindermotor

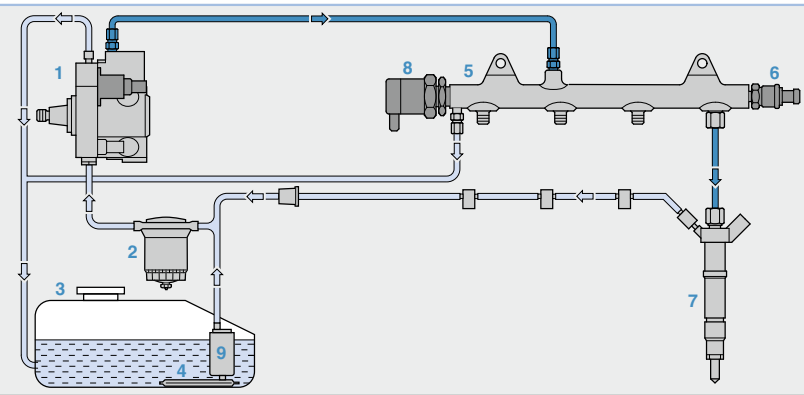


Bild 3
1 Hochdruckpumpe CP1H mit Zumesseinheit
2 Kraftstofffilter mit Wasserabscheider und Heizung (optional)
3 Kraftstoffbehälter
4 Vorfilter
5 Rail
6 Raildrucksensor
7 Piezo-Inline-Injektor
8 Druckregelventil
9 Elektrokraftstoffpumpe

Systembild Pkw

Bild 4 zeigt alle Komponenten eines Common Rail Systems für einen Vierzylinder-Pkw-Dieselmotor mit Vollausstattung. Je nach Fahrzeugtyp und Einsatzart kommen einzelne Komponenten nicht zur Anwendung.

Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, sind die Sensoren und Sollwertgeber (A) nicht an ihrem Einbauort dargestellt. Ausnahme bilden die Sensoren der Abgasnachbehandlung (F) und der Raildrucksensor, da ihre Einbauposition zum Verständnis der Anlage notwendig ist.

Über den CAN-Bus im Bereich „Schnittstellen“ (B) ist der Datenaustausch zu den verschiedensten Bereichen möglich:

- Starter,
- Generator,
- elektronische Wegfahrsperre,
- Getriebesteuerung,
- Antriebsschlupfregelung (ASR) und
- Elektronisches Stabilitäts-Programm (ESP).

Auch das Kombiinstrument (13) und die Klimaanlage (14) können über den CAN-Bus angeschlossen sein.

Für die Abgasnachbehandlung werden zwei mögliche Kombinationssysteme aufgeführt (a oder b).

Bild 4
Motor, Motorsteuerung und Hochdruck-Einspritzkomponenten

17 Hochdruckpumpe
18 Zumesseinheit
25 Motorsteuergerät
26 Rail
27 Raildrucksensor
28 Druckregelventil (DRV-2)
29 Injektor
30 Glühstiftkerze
31 Dieselmotor (DI)
M Drehmoment

A Sensoren und Sollwertgeber
1 Fahrpedalsensor
2 Kupplungsschalter
3 Bremskontakte (2)
4 Bedienteil für Fahrgeschwindigkeitsregler
5 Glüh-Start-Schalter („Zündschloss“)
6 Fahrgeschwindigkeitssensor
7 Kurbelwellendrehzahlsensor (induktiv)
8 Nockenwellendrehzahlsensor (Induktiv- oder Hall-Sensor)
9 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
10 Ansauglufttemperatursensor
11 Ladedrucksensor
12 Heißfilm-Luftmassenmesser (Ansaugluft)

B Schnittstellen
13 Kombiinstrument mit Signalausgabe für Kraftstoffverbrauch, Drehzahl usw.
14 Klimakompressor mit Bedienteil
15 Diagnoseschnittstelle
16 Glühzeitsteuergerät
CAN Controller Area Network (serieller Datenbus im Kraftfahrzeug)

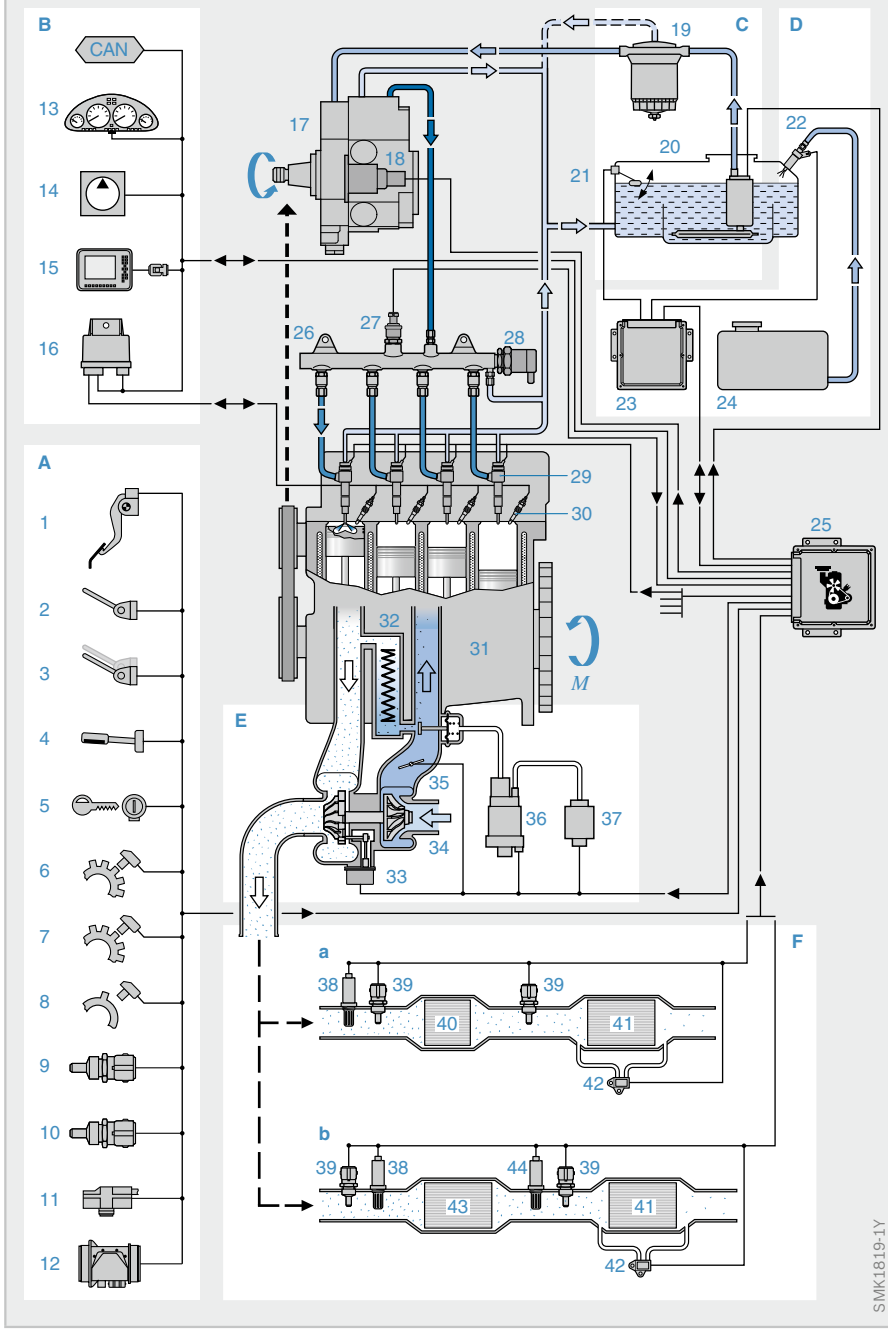
C Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)
19 Kraftstofffilter mit Überströmventil
20 Kraftstoffbehälter mit Vorfilter und Elektrokraftstoffpumpe, EKP (Vorförderpumpe)
21 Füllstandsensor

D Additivsystem
22 Additivdosiereinheit
23 Additiv-Control-Steuergerät
24 Additivtank

E Luftversorgung
32 Abgasrückführkühler
33 Ladedrucksteller
34 Abgasturbolader (hier mit variabler Turbinengeometrie, VTG)
35 Regelklappe
36 Abgasrückführsteller
37 Unterdruckpumpe

F Abgasnachbehandlung
38 Breitband-Lambda-Sonde LSU
39 Abgastemperatursensor
40 Oxidationskatalysator
41 Partikelfilter
42 Differenzdrucksensor
43 NO_X-Speicherkatalysator
44 Breitband-Lambda-Sonde, optional NOX-Sensor

4 Diesel-Einspritzanlage für Pkw mit Common Rail Einspritzsystem



Dieselboom in Europa

Einsatz des Dieselmotors

Zu Beginn der Automobilgeschichte war der Ottomotor das Antriebsaggregat für Straßenfahrzeuge. Im Jahr 1927 wurden schließlich die ersten Nkw, 1936 dann auch Pkw mit Dieselmotoren ausgeliefert.

Im Nkw-Bereich konnte sich der Dieselmotor aufgrund seiner Wirtschaftlichkeit und Langlebigkeit durchsetzen. Im Pkw-Bereich hingegen führte der Dieselmotor lange Zeit noch ein Schattendasein. Erst mit den direkt einspritzenden modernen Dieselmotoren mit Aufladung – das Prinzip der Direkteinspritzung wurde schon bei den ersten Nkw-Dieselmotoren angewandt – hat sich das Erscheinungsbild des Diesels gewandelt. Mittlerweile liegt der Diesel-Anteil an neu zugelassenen Pkw in Europa bei annähernd 50%.

Merkmale des Dieselmotors

Was zeichnet den Dieselmotor der Gegenwart aus, dass er in Europa einen derartigen Boom erlebt?

Wirtschaftlichkeit

Zum einen ist der Kraftstoffverbrauch gegenüber vergleichbaren Ottomotoren immer noch geringer – das ergibt sich aus dem höheren Wirkungsgrad des Dieselmotors. Zum anderen werden Dieselkraftstoffe in vielen europäischen Ländern geringer besteuert. Für Vielfahrer ist der Diesel somit trotz des höheren Anschaffungspreises die wirtschaftlichere Alternative.

Fahrspaß

Nahezu alle aktuellen Dieselmodelle arbeiten mit Aufladung. Dadurch kann schon im niedrigen Drehzahlbereich eine hohe Zylinderfüllung erreicht werden. Entsprechend hoch kann auch die zugemessene Kraftstoffmenge sein, wodurch der Motor ein hohes Drehmoment erzeugt. Daraus ergibt sich ein Drehmomentverlauf, der das Fahren mit hohem Drehmoment schon bei niedrigen Drehzahlen ermöglicht.

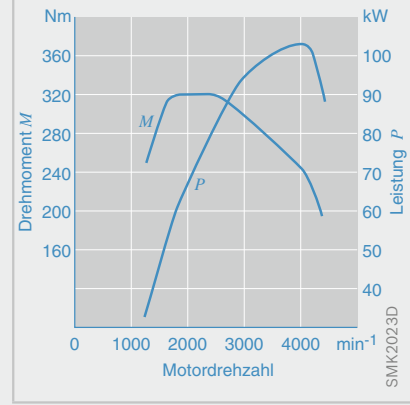
Das Drehmoment – und nicht etwa die Motorleistung – ist entscheidend für die Durchzugskraft des Motors. Im Vergleich zu einem Ottomotor ohne Aufladung kann auch mit einem leistungsschwächeren Dieselmotor mehr „Fahrspaß“ erreicht werden. Das Image des „lahmen Stinkers“ trifft auf Dieselfahrzeuge der neuen Generationen nicht mehr zu.

Umweltverträglichkeit

Die Rauchschwaden, die Dieselfahrzeuge früher im höheren Lastbetrieb produzierten, gehören der Vergangenheit an. Möglich wurde das durch verbesserte Einspritzsysteme und die Elektronische Dieselregelung (EDC). Die Kraftstoffmenge kann mit diesen Systemen exakt dosiert und an den Motorbetriebspunkt und die Umgebungsbedingungen angepasst werden. Mit dieser Technik werden die aktuell gültigen Abgasnormen erfüllt.

Oxidationskatalysatoren, die Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffe (HC) aus dem Abgas entfernen, sind beim Dieselmotor Standard. Mit weiteren Systemen zur Abgasnachbehandlung, wie z. B. Partikelfilter und NO_X-Speicherkatalysatoren, werden auch zukünftige verschärfte Abgasnormen erfüllt – auch die Normen der US-Gesetzgebung.

Typischer Drehmoment- und Leistungsverlauf eines Pkw-Dieselmotors



Common Rail System für Nkw

Kraftstoffversorgung

Vorförderung

Common Rail Systeme für leichte Nutzfahrzeuge unterscheiden sich nur wenig von den Pkw-Systemen. Zur Vorförderung des Kraftstoffs werden Elektrokraftstoff- oder Zahnradpumpen eingesetzt. Bei Common Rail Systemen für schwere Nkw kommen für die Förderung des Kraftstoffs zur Hochdruckpumpe ausschließlich Zahnradpumpen (s. Kapitel „Kraftstoffversorgung Niederdruckteil“, Abschnitt „Zahnradkraftstoffpumpe“) zur Anwendung. Die Vorförderpumpe ist in der Regel an der Hochdruckpumpe angeflanscht (Bilder 1 und 2), bei verschiedenen Anwendungen ist sie am Motor befestigt.

Kraftstofffilterung

Im Gegensatz zu Pkw-Systemen ist hier der Kraftstofffilter (Feinfilter) druckseitig eingebaut. Die Hochdruckpumpe benötigt daher auch bei angeflanschter Zahnradpumpe einen außen liegenden Kraftstoffzulauf.

1 Common Rail System für Nkw mit Hochdruckpumpe CP3

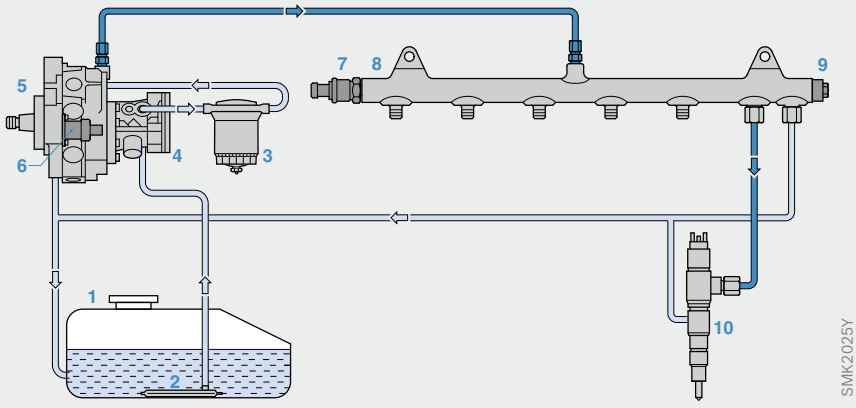


Bild 1
1 Kraftstoffbehälter
2 Vorfilter
3 Kraftstofffilter
4 Zahnrad-Vorförderpumpe
5 Hochdruckpumpe CP3.4
6 Zumesseinheit
7 Raildrucksensor
8 Rail
9 Druckbegrenzungsventil
10 Injektor

2 Common Rail System für Nkw mit Hochdruckpumpe CPN2

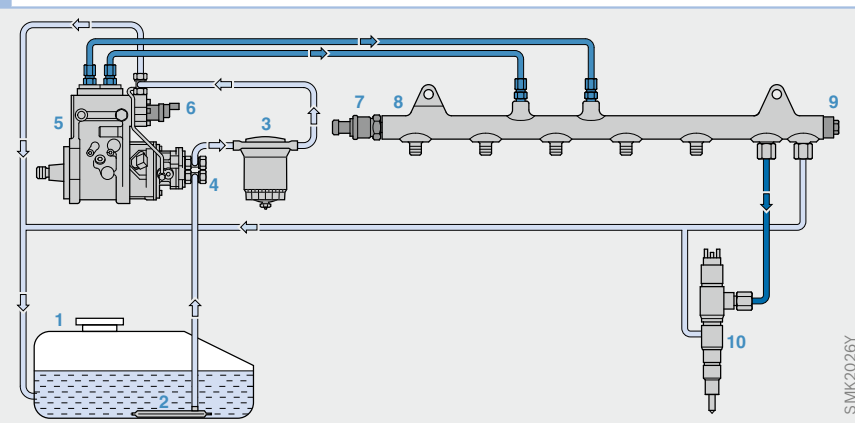


Bild 2
1 Kraftstoffbehälter
2 Vorfilter
3 Kraftstofffilter
4 Zahnrad-Vorförderpumpe
5 Hochdruckpumpe CPN2.2
6 Zumesseinheit
7 Raildrucksensor
8 Rail
9 Druckbegrenzungsventil
10 Injektor

Systembild Nkw

Bild 3 zeigt alle Komponenten eines Common Rail Systems für einen Sechszylinder-Nkw-Dieselmotor. Je nach Fahrzeugtyp und Einsatzart kommen einzelne Komponenten nicht zur Anwendung.

Um eine übersichtlichere Darstellung zu erhalten, sind nur die Sensoren und Sollwertgeber an ihrem Einbauort dargestellt, deren Einbauposition zum Verständnis der Anlage notwendig ist.

Über den CAN-Bus im Bereich „Schnittstellen“ (B) ist der Datenaustausch zu den verschiedensten Bereichen möglich (z. B. Getriebesteuerung, Antriebsschlupfregelung ASR, Elektronisches Stabilitäts-Programm ESP, Ölgütesensor, Fahrtschreiber, Abstandsradar ACC, Bremskoordinator – bis zu 30 Steuergeräte). Auch der Generator (18) und die Klimaanlage (17) können über den CAN-Bus angeschlossen sein.

Für die Abgasnachbehandlung werden drei mögliche Systeme aufgeführt: ein reines DPF-System (a) vorwiegend für den US-Markt, ein reines SCR-System (b) vorwiegend für den EU-Markt sowie ein Kombinationssystem (c).

Bild 3
Motor, Motorsteuerung und Hochdruck-Einspritzkomponenten

22 Hochdruckpumpe
29 Motorsteuergerät
30 Rail
31 Raildrucksensor
32 Injektor
33 Relais
34 Zusatzaggregate (z.-B. Retarder, Auspuffklappe für Motorbremse, Starter, Lüfter)
35 Dieselmotor (DI)
36 Flammkerze (alternativ Grid-Heater)
M Drehmoment

A Sensoren und Sollwertgeber

1 Fahrpedalsensor
2 Kupplungsschalter
3 Bremskontakte (2)
4 Motorbremskontakt
5 Feststellbremskontakt
6 Bedienschalter (z. B. Fahrgeschwindigkeitsregler, Zwischendrehzahlregelung, Drehzahl- und Drehmomentreduktion)
7 Schlüssel-Start-Stopp („Zündschloss“)
8 Turboladerdrehzahlsensor
9 Kurbelwellendrehzahlsensor (induktiv)
10 Nockenwellendrehzahlsensor
11 Kraftstofftemperatursensor
12 Motortemperatursensor (im Kühlmittelkreislauf)
13 Ladelufttemperatursensor
14 Ladedrucksensor
15 Lüfterdrehzahlsensor
16 Luftfilter-Differenzdrucksensor

B Schnittstellen

17 Klimakompressor mit Bedienteil
18 Generator
19 Diagnoseschnittstelle
20 SCR-Steuergerät
21 Luftkompressor
CAN Controller Area Network (serieller Datenbus im Kraftfahrzeug) (bis zu 3 Busse)

C Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)

23 Kraftstoffvorförderpumpe
24 Kraftstofffilter mit Wasserstands- und Drucksensoren
25 Steuergerätekühler
26 Kraftstoffbehälter mit Vorfilter
27 Druckbegrenzungsventil
28 Füllstandsensor

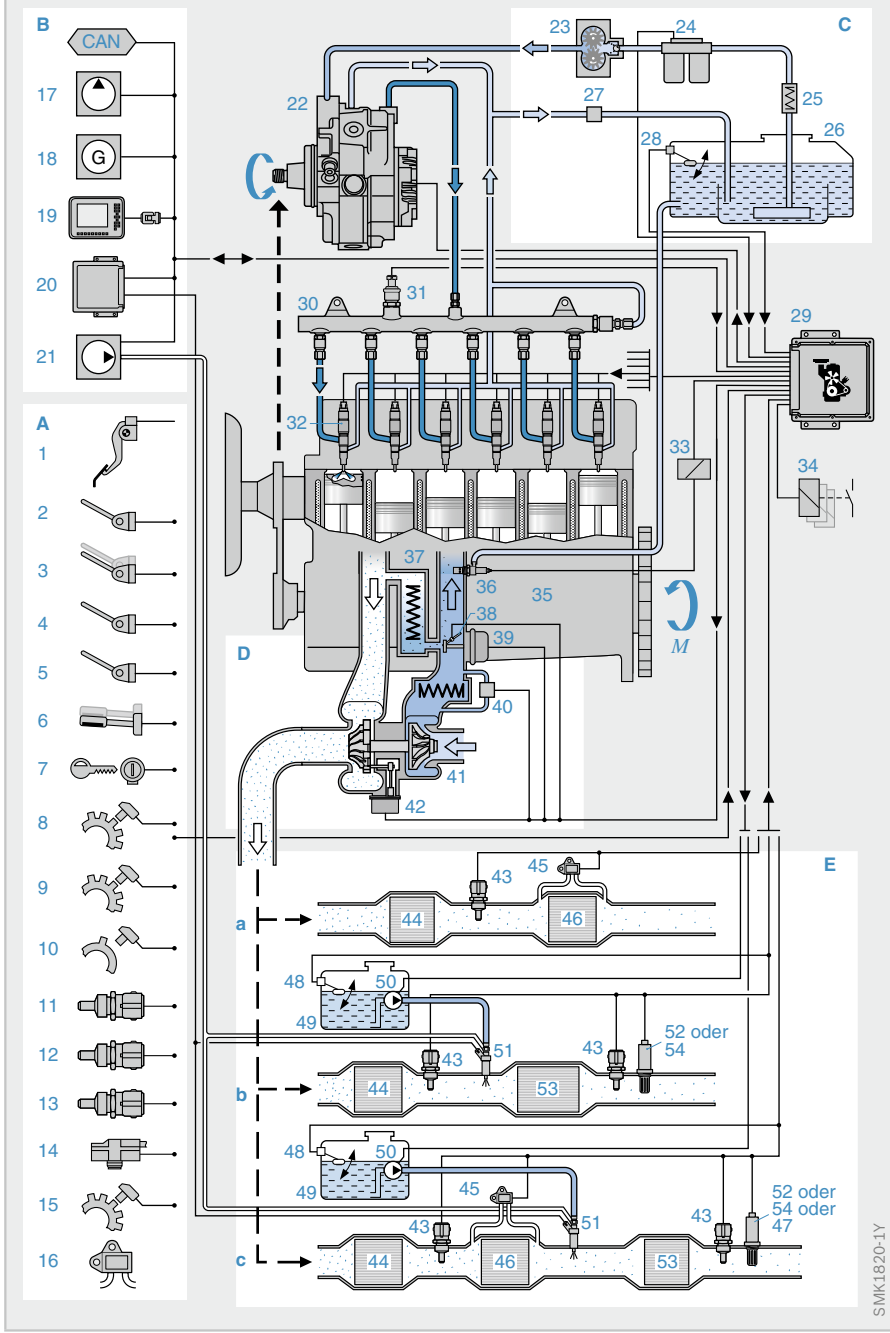
D Luftversorgung

37 Abgasrückführkühler
38 Regelklappe
39 Abgasrückführsteller mit Abgasrückführventil und Positionssensor
40 Ladeluftkühler mit Bypass für Kaltstart
41 Abgasturbolader (hier mit variabler Turbinengeometrie VTG) mit Positionssensor
42 Ladedrucksteller

E Abgasnachbehandlung

43 Abgastemperatursensor
44 Oxidationskatalysator
45 Differenzdrucksensor
46 katalytisch beschichteter Partikelfilter (CSF)
47 Rußsensor
48 Füllstandsensor
49 Reduktionsmitteltank
50 Reduktionsmittelförderpumpe
51 Reduktionsmitteldüse
52 NO_X-Sensor
53 SCR-Katalysator
54 NH_3-Sensor

3 Diesel-Einspritzanlage für Nkw mit Common Rail System



Abgasnachbehandlung in Dieselmotoren

Bisher wurde die Emissionsminderung beim Dieselmotor vorwiegend durch innermotorische Maßnahmen bewirkt. Bei vielen Diesel-Fahrzeugen werden die vom Motor freigesetzten Emissionen (Rohemissionen) jedoch die zukünftig in Europa, den USA und Japan geltenden Emissionsgrenzwerte überschreiten. Die erforderlichen hohen Minderungsraten lassen sich voraussichtlich nur durch eine effiziente Kombination von innermotorischen und nachmotorischen Maßnahmen erreichen. Analog zur bewährten Vorgehensweise bei Benzinfahrzeugen werden deshalb auch für Dieselfahrzeuge verstärkt Systeme zur Abgasnachbehandlung (nachmotorische Emissionsminderung) entwickelt.

Für Benzinfahrzeuge wurde in den 1980er-Jahren der Dreiwegekatalysator eingeführt, der Stickoxide (NO_x) mit Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) zu Stickstoff reduziert. Der Dreiwegekatalysators wird bei einem λ-Wert von 1 betrieben.

Für den mit Luftüberschuss arbeitenden Dieselmotor kann der Dreiwegekatalysator nicht zur NO_x-Reduktion eingesetzt werden, da im mageren Dieselabgas die HC- und CO-Emissionen am Katalysator bevorzugt nicht mit NO_x reagieren, sondern mit dem Restsauerstoff aus dem Abgas.

Die Beseitigung der HC- und CO-Emissionen aus dem Dieselabgas kann vergleichsweise einfach durch einen Oxidationskatalysator erfolgen, während sich die Entfernung der Stickoxide in Anwesenheit von Sauerstoff aufwändiger gestaltet. Grundsätzlich möglich ist die Entstickung mit einem NO_x-Speicherkatalysator oder einem SCR-Katalysator (Selective Catalytic Reduction).

Durch die innere Gemischbildung beim Dieselmotor entstehen erheblich höhere Rußemissionen als beim Ottomotor. Die aktuelle Tendenz beim Pkw geht dahin, diese mittels eines Partikelfilters nachmotorisch aus dem Abgas zu entfernen und die innermotorischen Maßnahmen vor allem auf die NO_x- und Geräuschminderung zu konzentrieren. Beim Nkw werden die NO_x-Emissionen i. d. R. bevorzugt nachmotorisch mit einem SCR-System vermindert.

1 Emissionsminderung durch Abgasmanagement (Beispiel für Pkw mit Common Rail System)

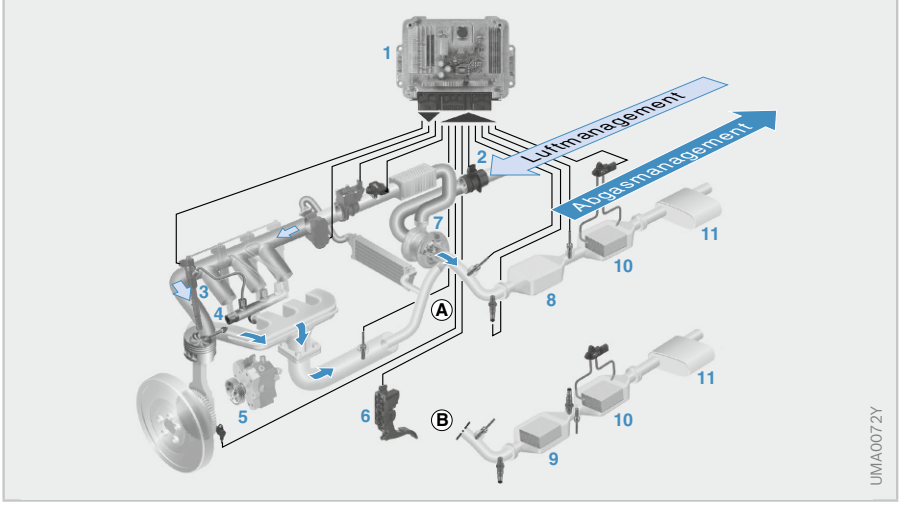


Bild 1
A: DPF-Regelung (Dieselpartikelfilter)
B: DPF- und NSC-Regelung (Dieselpartikelfilter und NO_x-Speicherkatalysator), Anwendung nur für Pkw

1 Motorsteuergerät
2 Luftmassenmesser (HFM)
3 Injektor
4 Rail
5 Hochdruckpumpe
6 Fahrpedal
7 Abgasturbolader
8 Diesel-Oxidationskatalysator
9 NO_x-Speicherkatalysator
10 Partikelfilter
11 Schalldämpfer

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_11

NO_x-Speicherkatalysator

Der NO_x-Speicherkatalysator (NSC: NO_x Storage Catalyst) baut die Stickoxide in zwei Schritten ab:

- Beladungsphase: kontinuierliche NO_x-Einspeicherung in die Speicherkomponenten des Katalysators im mageren Abgas.
- Regeneration: periodische NO_x-Ausspeicherung und Konvertierung im fetten Abgas.

Die Beladungsphase dauert betriebspunktabhängig 30...300 s, die Regeneration des Speichers erfolgt in 2...10 s.

NO_x-Einspeicherung

Der NO_x-Speicherkatalysator ist mit chemischen Verbindungen beschichtet, die eine hohe Neigung haben, mit NO_2 eine feste, aber chemisch reversible Verbindung einzugehen. Beispiele hierfür sind die Oxide und Carbonate der Alkali- und Erdalkalimetalle, wobei aufgrund des Temperaturverhaltens überwiegend Bariumnitrat verwendet wird.

Da nur NO_2, nicht aber NO direkt eingespeichert werden kann, werden die NO-Anteile des Abgases in einem vorgeschalteten oder integrierten Oxidationskatalysator an der Oberfläche einer Platinbeschichtung zu NO_2 oxidiert. Diese Reaktion verläuft mehrstufig, da sich während der Einspeicherung die Konzentration an freiem NO_2 im Abgas verringert und dann weiteres NO zu NO_2 oxidiert wird.

Im NO_x-Speicherkatalysator reagiert das NO_2 mit den Verbindungen der Katalysatoroberfläche (z. B. Bariumcarbonat $BaCO_3$ als Speichermaterial) und Sauerstoff (O_2) aus dem mageren Dieselabgas zu Nitraten:

$$BaCO_3 + 2\,NO_2 + {}^1/_2\,O_2 = Ba(NO_3)_2 + CO_2.$$

Der NO_x-Speicherkatalysator speichert so die Stickoxide. Die Speicherung ist nur in einem materialabhängigen Temperaturintervall des Abgases zwischen 250 und 450 °C optimal. Darunter ist die Oxidation von NO zu NO_2 sehr langsam, darüber ist das NO_2 nicht stabil. Die Speicherkatalysatoren besitzen jedoch auch im Niedertemperaturbereich eine kleine Speicherfähigkeit (Oberflächenspeicherung), die

2 Emissionsminderung durch Abgasmanagement (Beispiel für Pkw mit Common Rail System)

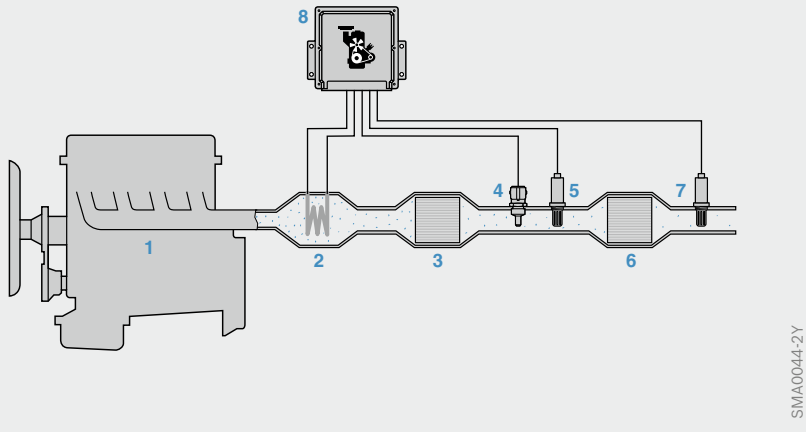


Bild 2
1 Dieselmotor
2 Abgasheizung (optional)
3 Oxidationskatalysator
4 Temperatursensor
5 Breitband-Lambda-Sonde
6 NO_x-Speicherkatalysator
7 NO_x-Sensor
8 Motorsteuergerät

ausreicht, um die beim Startvorgang im niedrigen Temperaturbereich entstehenden Stickoxide in hinreichendem Maße zu speichern.

Mit zunehmender Menge an gespeicherten Stickoxiden (Beladung) nimmt die Fähigkeit des Katalysators, weiter Stickoxide zu binden, ab. Dadurch steigt die Menge an Stickoxiden, die den Katalysator passieren, mit der Zeit an. Es gibt zwei Möglichkeiten zu erkennen, wann der Katalysator so weit beladen ist, dass die Einspeicherphase beendet werden muss:

- Ein modellgestütztes Verfahren berechnet unter Berücksichtigung des Katalysatorzustandes die Menge der eingespeicherten Stickoxide und daraus das verbleibende Speichervermögen.
- Ein NO_x-Sensor hinter dem NO_x-Speicherkatalysator misst die Stickoxidkonzentration im Abgas und bestimmt so den aktuellen Beladungsgrad.

NO_x-Ausspeicherung und Konvertierung

Am Ende der Einspeicherphase muss der Katalysator regeneriert werden, d. h., die eingelagerten Stickoxide müssen aus der Speicherkomponente entfernt und in die Komponenten Stickstoff (N_2) und Kohlendioxid (CO_2) konvertiert werden. Die Vorgänge für die Ausspeicherung des NO_x und die Konvertierung laufen getrennt ab. Dazu muss im Abgas Luftmangel (fett, $\lambda < 1$) eingestellt werden. Als Reduktionsmittel dienen die im Abgas vorhandenen Stoffe CO, H_2 und verschiedene Kohlenwasserstoffe. Die Ausspeicherung – im Folgenden mit CO als Reduktionsmittel dargestellt – geschieht in der Weise, dass das CO das Nitrat (z. B. Bariumnitrat $Ba(NO_3)_2$) zu N_2 reduziert und zusammen mit Barium wieder ein Carbonat bildet:

$$Ba(NO_3)_2 + 3\,CO \rightarrow BaCO_3 + 2\,NO + 2\,CO_2$$

Dabei entstehen CO_2 und NO. Eine Rhodium-Beschichtung reduziert anschließend die Stickoxide mittels CO zu N_2 und CO_2:

$$2\,NO + 2\,CO \rightarrow N_2 + 2\,CO_2$$

Es gibt zwei Verfahren, das Ende der Ausspeicherphase zu erkennen:

- Das modellgestützte Verfahren berechnet die Menge der noch im NO_x-Speicherkatalysator vorhandenen Stickoxide.
- Eine Lambda-Sonde hinter dem Katalysator misst den Sauerstoffüberschuss im Abgas und zeigt eine Spannungsänderung von „mager“ nach „fett“, wenn die Ausspeicherung beendet ist.

Bei Dieselmotoren können fette Betriebsbedingungen ($\lambda < 1$) u. a. durch Späteinspritzung und Ansaugluftdrosselung eingestellt werden. Der Motor arbeitet während dieser Phase mit einem schlechteren Wirkungsgrad. Um den Kraftstoffmehrverbrauch gering zu halten, sollte die Regenerationsphase möglichst kurz im Verhältnis zur Einspeicherphase gehalten werden. Beim Umschalten von Mager- auf Fettbetrieb sind uneingeschränkte Fahrbarkeit sowie Konstanz von Drehmoment, Ansprechverhalten und Geräusch zu gewährleisten.

Desulfatisierung

Ein Problem von NO_x-Speicherkatalysatoren ist ihre Schwefelempfindlichkeit. Die Schwefelverbindungen, die in Kraftstoff und Schmieröl enthalten sind, oxidieren zu Schwefeldioxid (SO_2). Die im Katalysator eingesetzten Beschichtungen zur Nitratbildung ($BaCO_3$) besitzen jedoch eine sehr große Affinität (Bindungsstärke) zum Sulfat, d. h., SO_2 wird noch effektiver als NO_x aus dem Abgas entfernt und im Speichermaterial durch Sulfatbildung gebunden. Die Sulfatbindung wird bei einer normalen Regeneration des Speichers nicht getrennt, sodass die Menge des gespeicherten Sulfats während der Betriebsdauer kontinuierlich ansteigt. Dadurch stehen immer weniger Speicherplätze für die NO_x-Speicherung zur Verfügung und der NO_x-Umsatz nimmt ab. Um eine ausreichende NO_x-Speicherfähigkeit zu ge-

währleisten, muss deshalb regelmäßig eine Desulfatisierung (Schwefelregenerierung) des Katalysators durchgeführt werden. Bei einem Gehalt von 10 mg/kg Schwefel im Kraftstoff („schwefelfreier Kraftstoff") wird diese nach etwa 5 000 km Fahrstrecke erforderlich.

Zur Desulfatisierung wird der Katalysator für eine Dauer von mehr als 5 min auf über 650 °C aufgeheizt und mit fettem Abgas ($\lambda < 1$) beaufschlagt. Zur Temperaturerhöhung können die gleichen Maßnahmen wie zur Regeneration des Dieselpartikelfilters (DPF) eingesetzt werden. Im Gegensatz zur DPF-Regeneration wird aber durch die Verbrennungsführung auf eine vollständige Entfernung von O_2 aus dem Abgas abgezielt. Unter diesen Bedingungen wird das Bariumsulfat wieder zu Bariumcarbonat umgewandelt.

Bei der Desulfatisierung ist durch die Wahl einer geeigneten Prozessführung (z. B. oszillierendes λ um 1) darauf zu achten, dass das ausspeichernde SO_2 nicht durch dauerhaften Mangel an Rest-O_2 zu Schwefelwasserstoff (H_2S) reduziert wird. H_2S ist bereits in sehr geringen Konzentrationen hochgiftig und durch seinen intensiven Geruch wahrnehmbar.

Die bei der Desulfatisierung eingestellten Bedingungen müssen außerdem so gewählt werden, dass die Katalysatoralterung nicht übermäßig erhöht wird. Hohe Temperaturen (>750 °C) beschleunigen zwar die Desulfatisierung, bewirken aber auch eine verstärkte Katalysatoralterung. Eine Katalysator-optimierte Desulfatisierung muss deshalb in einem begrenzten Temperatur- und Luftzahlfenster erfolgen und darf den Fahrbetrieb nicht nennenswert beeinträchtigen.

Ein hoher Schwefelgehalt im Kraftstoff führt wegen der erforderlichen Häufigkeit der Desulfatisierung zu einer verstärkten Alterung des Katalysators und zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch. Der Einsatz von Speicherkatalysatoren setzt deshalb die flächendeckende Verfügbarkeit von schwefelfreiem Kraftstoff voraus.

Selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden

Übersicht

Die selektive katalytische Reduktion (SCR-Verfahren: Selective Catalytic Reduction) arbeitet im Unterschied zum NSC-Verfahren (NO_x-Speicherkatalysator) kontinuierlich und greift nicht in den Motorbetrieb ein. Das Verfahren befindet sich derzeit in der Serieneinführung bei Nutzfahrzeugen. Es bietet die Möglichkeit, niedrige NO_x-Emissionen bei gleichzeitig geringem Kraftstoffverbrauch zu gewährleisten. Im Gegensatz dazu bedingt die NO_x-Ausspeicherung und Konvertierung beim NSC-Verfahren einen erhöhten Kraftstoffverbrauch.

In Großfeuerungsanlagen hat sich die selektive katalytische Reduktion für die Abgasentstickung bereits bewährt. Sie beruht darauf, dass ausgewählte Reduktionsmittel in Gegenwart von Sauerstoff selektiv Stickoxide (NO_x) reduzieren. Selektiv bedeutet hierbei, dass die Oxidation des Reduktionsmittels bevorzugt (selektiv) mit dem Sauerstoff der Stickoxide und nicht mit dem im Abgas wesentlich reichlicher vorhandenen molekularen Sauerstoff erfolgt. Ammoniak (NH_3) hat sich hierbei als das Reduktionsmittel mit der höchsten Selektivität bewährt.

Für den Betrieb im Fahrzeug müssten NH_3-Mengen gespeichert werden, die aufgrund der Toxizität sicherheitstechnisch bedenklich sind. NH_3 kann jedoch aus ungiftigen Trägersubstanzen wie Harnstoff oder Ammoniumcarbamat erzeugt werden. Als Trägersubstanz hat sich Harnstoff bewährt. Harnstoff, $(NH_2)_2CO$, wird großtechnisch als Dünge- und Futtermittel hergestellt, ist grundwasserverträglich und chemisch bei Umweltbedingungen stabil. Harnstoff weist eine sehr gute Löslichkeit in Wasser auf und kann daher als einfach zu dosierende Harnstoff-Wasser-Lösung dem Abgas zugegeben werden.

Bei einer Massenkonzentration von 32,5 % Harnstoff in Wasser hat der Gefrierpunkt bei 11 °C ein lokales Minimum: es bildet sich ein Eutektikum, wodurch ein Entmischen der Lösung im Falle des Einfrierens ausgeschlossen wird.

Für die präzise Zudosierung des Reduktionsmittels in das Abgas wurde das DENOXTRONIC-System entwickelt (Bild 1). Dieses System ist gefrierfest ausgelegt. Wesentliche Bauteile können beheizt werden, um die Dosierfunktion auch kurz nach einem Kaltstart sicherzustellen.

Harnstoff-Wasser-Lösung ist unter dem Markennamen AdBlue in Deutschland flächendeckend verfügbar. Für AdBlue existiert der Normenvorschlag DIN 70 070, der die Eigenschaften der Lösung verbindlich festlegt.

Chemische Reaktionen

Vor der eigentlichen SCR-Reaktion muss aus Harnstoff zunächst Ammoniak gebildet werden. Dies geschieht in zwei Reaktionsschritten, die zusammengefasst als Hydrolysereaktion bezeichnet werden. Zunächst werden in einer Thermolysereaktion NH_3 und Isocyansäure gebildet:

$(NH_2)_2CO \rightarrow NH_3 + HNCO$ (Thermolyse)

Anschließend wird in einer Hydrolysereaktion die Isocyansäure mit Wasser zu Ammoniak und Kohlendioxid umgesetzt.

$HNCO + H_2O \rightarrow NH_3 + CO_2$ (Hydrolyse)

Zur Vermeidung von festen Ausscheidungen ist es erforderlich, dass die zweite Reaktion durch die Wahl geeigneter Katalysatoren und genügend hoher Temperaturen (ab 250 °C) ausreichend schnell erfolgt. Moderne SCR-Reaktoren übernehmen gleichzeitig die Funktion des Hydrolysekatalysators, sodass ein (früher üblicher) vorgelagerter Hydrolysekatalysator entfallen kann.

Das durch die Thermohydrolyse entstandene Ammoniak reagiert am SCR-Katalysator nach den folgenden Gleichungen:

1 Modularer Systemaufbau DENOXTRONIC 2

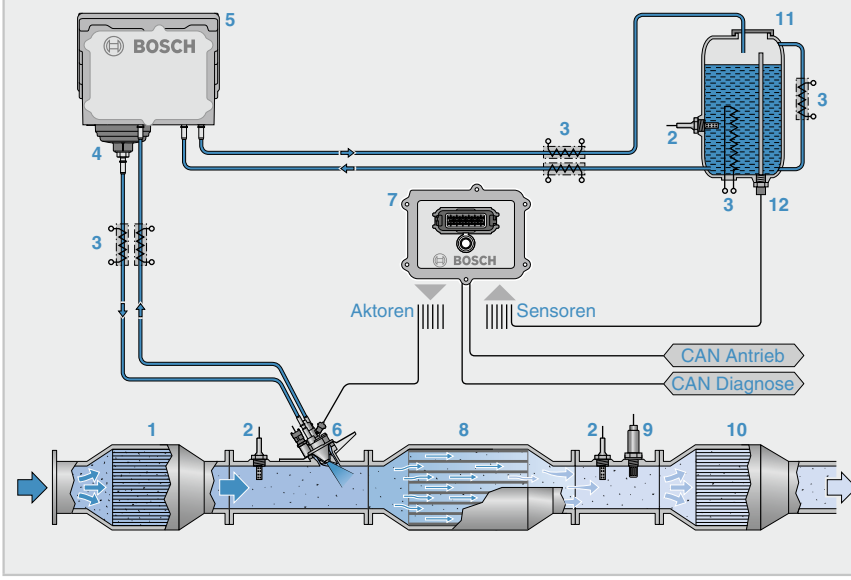


Bild 1
1 Diesel-Oxidationskatalysator
2 Temperatursensor
3 Heizung
4 Filter
5 Fördermodul DENOX2
6 AdBlue-Dosiermodul
7 Dosiersteuergerät
8 SCR-Katalysator
9 NO_x-Sensor
10 Schlupf-Katalysator
11 AdBlue-Tank
12 AdBlue-Füllstandsensor

$$4\,NO + 4\,NH_3 + O_2 \rightarrow 4\,N_2 + 6H_2O \qquad \text{(Gl. 1)}$$

$$NO + NO_2 + 2\,NH_3 \rightarrow 2\,N_2 + 3\,H_2O \qquad \text{(Gl. 2)}$$

$$6\,NO_2 + 8\,NH_3 \rightarrow 7\,N_2 + 12\,H_2O \qquad \text{(Gl. 3)}$$

Bei niedrigen Temperaturen (< 300 °C) läuft der Umsatz überwiegend über Reaktion 2 ab. Für einen guten Niedertemperatur-Umsatz ist es deshalb erforderlich, ein NO_2:NO-Verhältnis von etwa 1:1 einzustellen. Unter diesen Umständen kann die Reaktion 2 bereits bei Temperaturen ab 170...200 °C erfolgen.

Die Oxidation von NO zu NO_x erfolgt an einem vorgelagerten Oxidationskatalysator, der deshalb wesentlich für einen optimalen Wirkungsgrad ist.

Wird mehr Reduktionsmittel dosiert, als bei der Reduktion mit NO_x umgesetzt wird, so kann es zu einem unerwünschten NH_3-Schlupf kommen. NH_3 ist gasförmig und hat eine sehr niedrige Geruchsschwelle (15 ppm), sodass es zu einer – vermeidbaren – Belästigung der Umgebung kommen würde. Die Entfernung des NH_3 kann durch einen zusätzlichen Oxidationskatalysator hinter dem SCR-Katalysator erzielt werden. Dieser Sperrkatalysator oxidiert das gegebenenfalls auftretende Ammoniak zu N_2 und H_2O. Darüber hinaus ist eine sorgfältige Applikation der AdBlue-Dosierung unerlässlich.

Eine für die Applikation wichtige Kenngröße ist das Feed-Verhältnis α, definiert als das molare Verhältnis von zudosiertem NH_3 zu dem im Abgas vorhandenen NO_x. Bei idealen Betriebsbedingungen (kein NH_3-Schlupf, keine Nebenreaktionen, keine NH_3-Oxidation) ist α direkt proportional zur NO_x-Reduktionsrate: bei α = 1 wird theoretisch eine 100%ige NO_x-Reduktion erreicht. Im praktischen Einsatz kann bei einem NH_3-Schlupf von < 20 ppm eine NO_x-Reduktion von 90 % im stationären und instationären Betrieb erzielt werden. Die hierfür erforderliche Menge AdBlue entspricht etwa 5 % der Menge des eingesetzten Dieselkraftstoffs.

Der Reduktionsmittelbedarf hängt von der spezifischen NO_x-Emission (g_{NO_x}/kg_{Diesel}) ab. Mit dem SCR-Verfahren können höhere NO_x-Emissionen im Rohabgas, die bei wirkungsgradoptimierten Brennverfahren auftreten, durch die Zugabe von AdBlue kompensiert werden.

Durch die vorgelagerte Hydrolysereaktion wird bei den heutigen SCR-Katalysatoren ein NO_x-Umsatz > 50 % erst bei Temperaturen oberhalb von ca. 250 °C erreicht, optimale Umsatzraten werden im Temperaturfenster 250...450 °C erzielt. Die Vergrößerung des Temperaturarbeitsbereichs und insbesondere eine verbesserte Niedertemperaturaktivität sind Gegenstand der aktuellen Katalysatorforschung.

2 Vergleich der NO_x-Emission im europäischen Transienten-Fahrzyklus (ETC) und NH_3-Schlupf nach SCR-Katalysator

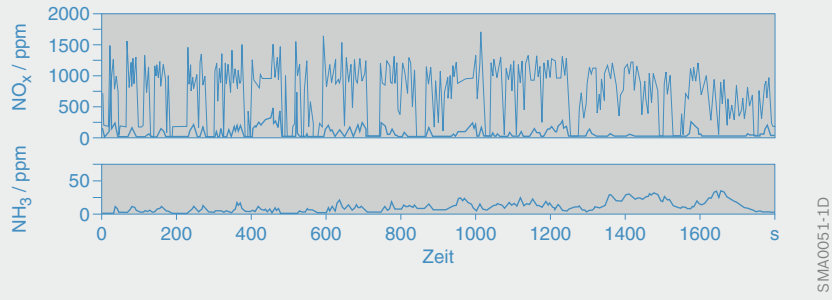


Bild 2
Oberes Diagramm:
— Ohne Zumischung einer Harnstoff-Wasser-Lösung: 10,9 g/kWh
— mit Zumischung einer 32,5 %igen Harnstoff-Wasser-Lösung: 1,0 g/kWh

Partikelfilter DPF

Die von einem Dieselmotor emittierten Rußpartikel können durch Dieselpartikelfilter (DPF) effizient aus dem Abgas entfernt werden. Die bisher bei Pkw eingesetzten Partikelfilter bestehen aus porösen Keramiken.

Geschlossene Partikelfilter

Keramische Partikelfilter bestehen im Wesentlichen aus einem Wabenkörper aus Siliziumkarbid oder Cordierit, der eine große Anzahl von parallelen, meist quadratischen Kanälen aufweist. Die Dicke der Kanalwände beträgt typischerweise 300...400 µm. Die Größe der Kanäle wird durch Angabe der Zelldichte (channels per square inch, cpsi) angegeben (typischer Wert: 100...300 cpsi).

Benachbarte Kanäle sind an den jeweils gegenüberliegenden Seiten durch Keramikstopfen verschlossen, sodass das Abgas durch die porösen Keramikwände hindurchströmen muss. Beim Durchströmen der Wände werden die Rußpartikel zunächst durch Diffusion zu den Porenwänden (im Innern der Keramikwände) transportiert, wo sie haften bleiben (Tiefenfilterung). Bei zunehmender Beladung des Filters mit Ruß bildet sich auch auf den Oberflächen der Kanalwände (auf der den Eintrittskanälen zugewandten Seite) eine Rußschicht, welche zunächst eine sehr effiziente Oberflächenfilterung für die folgende Betriebsphase bewirkt. Eine übermäßige Beladung muss jedoch verhindert werden (siehe Abschnitt „Regeneration“).

Im Gegensatz zu Tiefenfiltern speichern Wall-Flow-Filter die Partikel im Wesentlichen auf der Oberfläche der Keramikwände (Oberflächenfilterung).

Neben Filtern mit einer symmetrischen Anordnung von jeweils quadratischen Eingangs- und Ausgangskanälen werden jetzt auch keramische „Octosquaresubstrate“ angeboten (Bild 2). Dieses besitzen größere achteckige Eingangskanäle und kleinere quadratische Ausgangskanäle. Durch die großen Eingangskanäle lässt sich das Speichervermögen des Partikelfilters für Asche, nicht brennbare Rückstände aus verbranntem Motoröl sowie Additivasche (siehe Abschnitt „Additivsystem“) erheblich erhöhen.

Keramische Filter erreichen einen Rückhaltegrad von mehr als 95 % für Partikel des gesamten relevanten Größenspektrums (10 nm...1 µm). Bei diesen geschlossenen Partikelfiltern durchströmt das gesamte Abgas die Porenwände.

1 Keramischer Partikelfilter

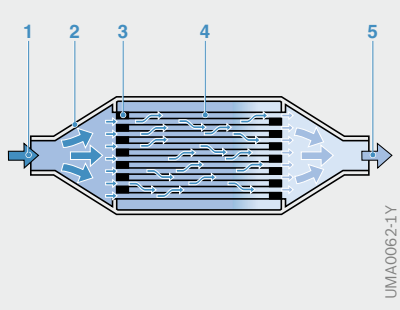


Bild 1
1 einströmendes Abgas
2 Gehäuse
3 Keramikpropfen
4 Wabenkeramik
5 ausströmendes Abgas

2 Ausführungen des keramischen Partikelfilters

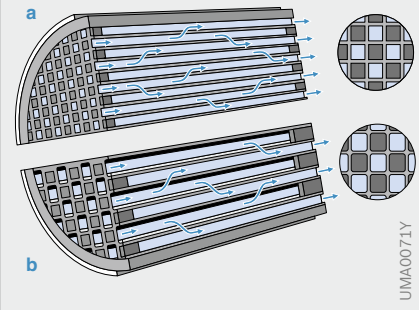


Bild 2
a quadratischer Kanal-Querschnitt
b Octosquare-Design

Offene Partikelfilter

Bei offenen Partikelfiltern wird nur ein Anteil des Abgases durch eine Filterwand geleitet, während der Rest ungefiltert vorbei strömt. Offene Filter erreichen je nach Anwendung einen Abscheidegrad von 30...80 %.

Mit zunehmender Partikelbeladung steigt der Anteil des Abgases, der ungefiltert das Filter passiert und dieses somit nicht verstopfen kann. Dadurch sinkt jedoch der Abscheidegrad. Die offenen Filter werden hauptsächlich als Retrofit-Filter eingesetzt, da keine geregelte Filterreinigung benötigt wird (Regeneration siehe nächster Abschnitt). Die Reinigung der offenen Filter erfolgt durch den CRT®-Effekt (s. Abschnitt CRT®-System).

Regeneration

Partikelfilter müssen von Zeit zu Zeit von den anhaftenden Partikeln befreit, d. h. regeneriert werden. Durch die anwachsende Rußbeladung des Filters steigt der Abgasgegendruck stetig an. Der Wirkungsgrad des Motors und das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs werden beeinträchtigt.

Eine Regeneration muss jeweils nach ca. 500 Kilometern durchgeführt werden; abhängig von der Rußrohemission und der Größe des Filters kann dieser Wert stark schwanken (ca. 300...800 Kilometer). Die Dauer des Regenerationsbetriebs liegt in der Größenordnung von 10...15 Minuten, beim Additivsystem auch darunter. Sie ist zudem abhängig von den Betriebsbedingungen des Motors.

Die Regeneration des Filters erfolgt durch Abbrennen des gesammelten Rußes im Filter. Der Kohlenstoffanteil der Partikel kann mit dem im Abgas stets vorhandenen Sauerstoff oberhalb von ca. 600 °C zu ungiftigem CO_2 oxidiert (verbrannt) werden. Solche hohen Temperaturen liegen nur bei Nennleistungsbetrieb des Motors vor und stellen sich im normalen Fahrbetrieb sehr selten ein. Daher müssen Maßnahmen ergriffen werden, um die Rußabbrand-Temperatur zu senken und/oder die Abgastemperatur zu erhöhen.

Mit NO_2 als Oxidationsmittel kann Ruß bereits bei Temperaturen von 300...450 °C oxidiert werden. Dieses Verfahren wird technisch im CRT®-System genutzt.

3 Abgasanlage mit Oxidationskatalysator und Partikelfilter mit Additivsystem

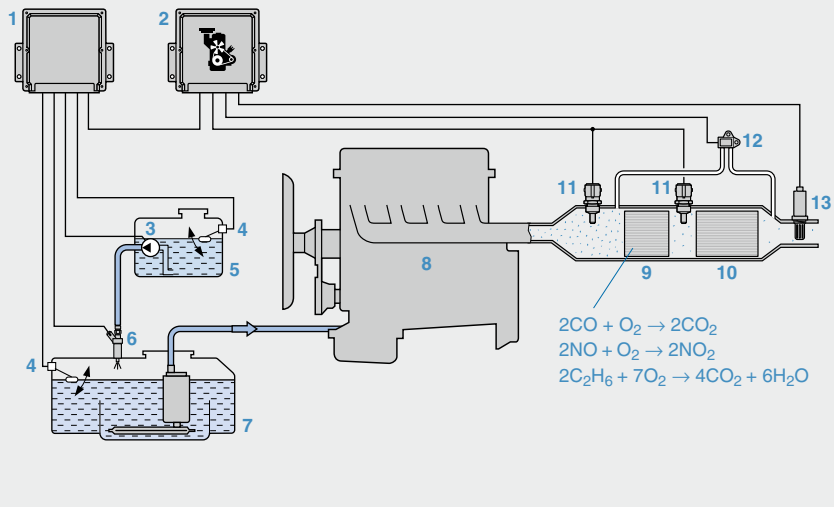


Bild 3

1 Additivsteuergerät
2 Motorsteuergerät
3 Additivpumpe
4 Füllstandssensor
5 Additivtank
6 Additivdosiereinheit
7 Kraftstoffbehälter
8 Dieselmotor
9 Oxidations-katalysator
10 Partikelfilter
11 Temperatursensor
12 Differenzdruck-sensor
13 Rußsensor

Additivsystem

Durch Zugabe eines Additivs – meist Cer- oder Eisenverbindungen – in den Dieselkraftstoff kann die Ruß-Oxidationstemperatur von 600 °C auf ca. 450...500 °C abgesenkt werden. Doch auch diese Temperatur wird im Fahrzeugbetrieb im Abgasstrang nicht immer erreicht, sodass der Ruß nicht kontinuierlich verbrennt. Oberhalb einer gewissen Rußbeladung des Partikelfilters wird deshalb die aktive Regeneration eingeleitet. Dazu wird die Verbrennungsführung des Motors so verändert, dass die Abgastemperatur bis zur Rußabbrandtemperatur ansteigt. Dies kann z. B. durch spätere Einspritzung erreicht werden.

Das dem Kraftstoff zugegebene Additiv bleibt nach der Regeneration als Rückstand (Asche) im Filter zurück. Diese Asche, wie auch Asche aus Motoröl- oder Kraftstoffrückständen, setzt den Filter allmählich zu und erhöht den Abgasgegendruck. Um den Druckanstieg zu verringern, wird die Asche-Speicherfähigkeit bei keramischen Octosquarefiltern durch möglichst große Querschnitte der Eintrittskanäle vergrößert. Dadurch bieten diese Filter hinreichend Kapazität für alle beim Abbrand entstehenden Ascherückstände, die während der normalen Lebensdauer des Fahrzeugs anfallen.

Beim herkömmlichen Keramikfilter geht man davon aus, dass er beim Einsatz einer additivbasierten Regeneration ca. alle 120 000 km ausgebaut und mechanisch gereinigt werden muss.

Katalytisch beschichteter Filter (CDPF)

Durch eine Beschichtung des Filters mit Edelmetallen (meist Platin) kann ebenfalls der Abbrand der Rußpartikel verbessert werden. Der Effekt ist hier jedoch geringer als beim Einsatz eines Additivs.

Zur Regeneration sind beim CDPF weitere Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur erforderlich, entsprechend den Maßnahmen beim Additivsystem. Gegenüber dem Additivsystem hat die katalytische Beschichtung jedoch den Vorteil, dass keine Additivasche im Filter anfällt.

4 HCI-System (hydro carbon injection)

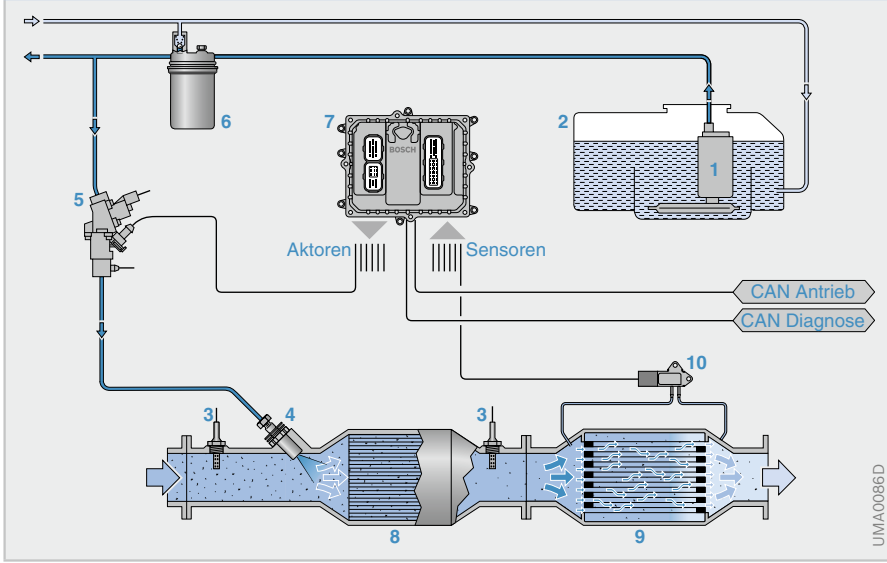


Bild 4
1 Kraftstoffpumpe
2 Kraftstoffbehälter
3 Temperatursensor
4 HC-Dosiermodul
5 HC-Zumesseinheit
6 Kraftstofffilter
7 Motorsteuergerät
8 Diesel-Oxidationskatalysator
9 Diesel-Partikelfilter
10 Differenzdrucksensor

Die katalytische Beschichtung erfüllt mehrere Funktionen:

- Oxidation von CO und HC,
- Oxidation von NO zu NO_2,
- Oxidation von CO zu CO_2.

CRT®-System

Nutzfahrzeugmotoren werden häufiger als Pkw-Motoren in der Nähe des maximalen Drehmoments, also bei vergleichsweise hohen NO_x-Emissionen betrieben. Bei Nutzfahrzeugen ist daher die kontinuierliche Regeneration des Partikelfilters nach dem CRT®-Prinzip (Continuously Regenerating Trap) möglich.

Das Prinzip beruht darauf, dass Ruß mit NO_2 bereits bei Temperaturen von 300...450 °C verbrannt werden kann. Das Verfahren arbeitet bei diesen Temperaturen zuverlässig, wenn das Massenverhältnis NO_2/Ruß größer ist als 8:1. Für die Nutzung des Verfahrens wird ein Oxidationskatalysator, der NO zu NO_2 oxidiert, stromauf des Partikelfilters angeordnet. Damit sind die Voraussetzungen für die Regeneration nach dem CRT®-Verfahren bei Nutzfahrzeugen im normalen Betrieb meistens gegeben. Diese Methode wird auch als passive Regeneration bezeichnet, da der Ruß kontinuierlich ohne Einleitung aktiver Maßnahmen verbrannt wird.

Die Wirksamkeit des Verfahrens wurde in Nkw-Flottenversuchen demonstriert, aber in der Regel sind auch bei Nutzfahrzeugen weitere Regenerationsmaßnahmen vorgesehen.

Bei Pkw, die häufig im niedrigen Lastbereich betrieben werden, lässt sich eine vollständige Regeneration des Partikelfilters durch den CRT®-Effekt nicht realisieren.

HCI-System

Um Partikelfilter aktiv zu regenerieren, muss die Temperatur im Filter auf über 600 °C erhöht werden. Dies kann durch motorinterne Einstellungen erreicht werden. Bei ungünstigen Applikationen – z. B. bei sehr großem Abstand zwischen Partikelfilter und Motor – werden die motorinternen Maßnahmen sehr aufwändig. Hier wird dann ein HCI-System (hydro carbon injection) verwendet, bei dem Dieselkraftstoff vor einem Katalysator (Bild 4, Pos. 8) eingespritzt bzw. verdampft wird und dann in diesem katalytisch verbrennt. Die bei der Verbrennung entstehende Wärme wird zur Regeneration des nachgeschalteten Partikelfilters (9) genutzt.

Diesel-Oxidationskatalysator

Funktionen

Der Diesel-Oxidationskatalysator (Diesel Oxidation Catalyst, DOC) erfüllt verschiedene Funktionen für die Abgasnachbehandlung:

- Senkung der CO- und HC-Emissionen,
- Reduktion der Partikelmasse,
- Oxidation von NO zu NO_2,
- Einsatz als katalytischer Brenner.

Senkung der CO- und HC-Emissionen

Am DOC werden Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffe (HC) zu Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O) oxidiert. Die Oxidation am DOC erfolgt ab einer gewissen Grenztemperatur, der Light-off-Temperatur, fast vollständig. Die Light-off-Temperatur liegt je nach Abgaszusammensetzung, Strömunggeschwindigkeit und Katalysatorzusammensetzung bei 170...200 °C. Ab dieser Temperatur steigt der Umsatz innerhalb eines Temperaturintervalls von 20...30 °C auf über 90 %.

Reduktion der Partikelmasse

Die vom Dieselmotor emittierten Partikel bestehen zum Teil aus Kohlenwasserstoffen, die bei steigenden Temperaturen vom Partikelkern desorbieren. Durch Oxidation dieser Kohlenwasserstoffe im DOC kann die Partikelmasse (PM) um 15...30 % reduziert werden.

Oxidation von NO zu NO_2

Eine wesentliche Funktion des DOC ist die Oxidation von NO zu NO_2. Ein hoher NO_2-Anteil am NO_x ist für eine Reihe von nachgelagerten Komponenten (Partikelfilter, NSC, SCR) wichtig.

Im motorischen Rohabgas beträgt der NO_2-Anteil am NO_x in den meisten Betriebspunkten nur etwa 1:10. NO_2 steht mit NO in Anwesenheit von Sauerstoff (O_2) in einem temperaturabhängigen Gleichgewicht. Dieses Gleichgewicht liegt bei niedrigen Temperaturen (< 250 °C) aufseiten von NO_2. Oberhalb von etwa 450 °C ist hingegen NO die thermodynamisch bevorzugte Komponente. Aufgabe des DOC ist es, bei niedrigen Temperaturen das NO_2:NO-Verhältnis durch Einstellen des thermodynamischen Gleichgewichts zu erhöhen. Je nach Katalysatorbeschichtung und Zusammensetzung des Abgases gelingt dies ab einer Temperatur von 180...230 °C, sodass die Konzentration von NO_2 in diesem Temperaturbereich stark ansteigt. Entsprechend dem thermodynamischen Gleichgewicht nimmt die NO_2-Konzentration mit steigenden Temperaturen wieder ab.

Katalytischer Brenner

Der Oxidationskatalysator kann auch als katalytische Heizkomponente („katalytischer Brenner", „Cat-Burner") eingesetzt werden. Dabei wird die bei der Oxidation von CO und HC frei werdende Reaktionswärme zur Erhöhung der Abgastemperatur hinter DOC genutzt. Die CO- und HC-Emissionen werden zu diesem Zweck über eine motorische Nacheinspritzung oder über ein nachmotorisches Einspritzventil gezielt erhöht.

Katalytische Brenner werden z. B. zur Anhebung der Abgastemperatur bei der Partikelfilter-Regeneration eingesetzt.

Als Näherung für die bei der Oxidation freigesetzte Wärme gilt, dass je 1 Vol.-% CO die Temperatur des Abgases um etwa 90 °C steigt. Da die Temperaturerhöhung sehr schnell erfolgt, stellt sich im Katalysator ein starker Temperaturgradient ein. Im ungünstigsten Fall erfolgen der CO- bzw. HC-Umsatz und die Wärmefreisetzung nur im vorderen Bereich des Katalysators. Die dadurch entstehende Werkstoffbelastung des keramischen Trägers und des Katalysators begrenzt den zulässigen Temperaturhub auf etwa 200...250 °C.

Aufbau

Struktureller Aufbau

Oxidationskatalysatoren bestehen aus einer Trägerstruktur aus Keramik oder

Metall, einer Oxidmischung („Washcoat“) aus Aluminiumoxid (Al_2O_3), Ceroxid (CeO_2) und Zirkonoxid (ZrO_2) sowie aus den katalytisch aktiven Edelmetallkomponenten Platin (Pt), Palladium (Pd) und Rhodium (Rh).

Primäre Aufgabe des Washcoats ist es, eine große Oberfläche für das Edelmetall bereitzustellen und die bei hohen Temperaturen auftretende Sinterung des Katalysators, die zu einer irreversiblen Abnahme der Katalysatoraktivität führt, zu verlangsamen. Die hochporöse Struktur des Washcoats muss ihrerseits stabil gegenüber Sinterungsprozessen sein.

Die für die Beschichtung eingesetze Edelmetallmenge, häufig auch als Beladung bezeichnet, wird in g/ft³ angegeben. Die Beladung liegt im Bereich 50...90 g/ft³ (1,8...3,2 g/*l*). Da nur die Oberflächenatome chemisch aktiv sind, ist es ein Ziel der Entwicklung, möglichst kleine Edelmetallpartikel (Größenordnung einige nm) zu erzeugen und zu stabilisieren, um so den Edelmetalleinsatz zu minimieren.

Über den strukturellen Aufbau des Katalysators und die Wahl der Katalysatorzusammensetzung lassen sich wesentliche Eigenschaften wie Anspringverhalten (Light-off-Temperatur), Umsatz, Temperaturstabilität, Toleranz gegenüber Vergiftung, aber auch die Herstellungskosten, in großen Bereichen verändern.

Innere Struktur

Wesentliche Parameter des Katalysators sind die Dichte der Kanäle (angegeben in cpi, Channels per inch²), die Wandstärke der einzelnen Kanäle und die Außenmaße des Katalysators (Querschnittsfläche und Länge). Kanaldichte und Wandstärke bestimmen das Aufwärmverhalten, den Abgasgegendruck sowie die mechanische Stabilität des Katalysators.

Auslegung

Das Katalysatorvolumen V_{Kat} wird abhängig vom Abgasvolumenstrom festgelegt, der seinerseits proportional zum Hubvolumen V_{Hub} des Motors ist. Typische Werte für die Auslegung eines Oxidationskatalysators sind V_{Kat}/V_{Hub} = 0,6...0,8.

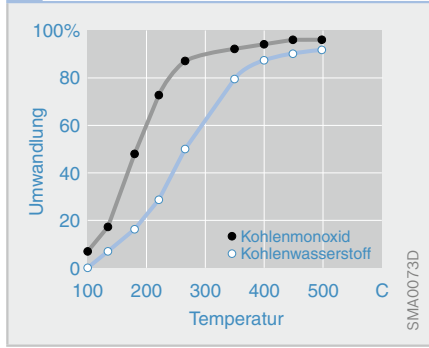
Das Verhältnis von Abgasvolumenstrom zu Katalysatorvolumen wird als Raumgeschwindigkeit (Einheit: h^{-1}) bezeichnet. Typische Werte für einen Oxidationskatalysator betragen 150 000...250 000 h^{-1}.

Betriebsbedingungen

Wesentlich für eine wirkungsvolle Abgasnachbehandlung sind neben dem Einsatz des richtigen Katalysators auch die richtigen Betriebsbedingungen. Diese können durch das Motormanagement in einem weiten Bereich eingestellt werden.

Bei zu hohen Betriebstemperaturen treten Sinterungsprozesse auf, d. h., aus mehreren kleineren Edelmetallpartikeln entsteht ein größeres Partikel mit entsprechend kleinerer Oberfläche und dadurch herabgesetzter Aktivität. Aufgabe des Abgastemperaturmanagements ist es deshalb, die Haltbarkeit des Katalysators durch Vermeidung zu hoher Temperaturen zu verbessern.

1 CO- und HC-Umsatz in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur



Grundlagen des Ottomotors

Der Ottomotor ist eine Verbrennungskraftmaschine mit Fremdzündung, die ein Luft-Kraftstoff-Gemisch verbrennt und damit die im Kraftstoff gebundene chemische Energie freisetzt und in mechanische Arbeit umwandelt. Hierbei wurde in der Vergangenheit das brennfähige Arbeitsgemisch durch einen Vergaser im Saugrohr gebildet. Die Emissionsgesetzgebung bewirkte die Entwicklung der Saugrohreinspritzung (SRE), welche die Gemischbildung übernahm. Weitere Steigerungen von Wirkungsgrad und Leistung erfolgten durch die Einführung der Benzin-Direkteinspritzung (BDE). Bei dieser Technologie wird der Kraftstoff zum richtigen Zeitpunkt in den Zylinder eingespritzt, sodass die Gemischbildung im Brennraum erfolgt.

Arbeitsweise

Im Arbeitszylinder eines Ottomotors wird periodisch Luft oder Luft-Kraftstoff-Gemisch angesaugt und verdichtet. Anschließend wird die Entzündung und Verbrennung des Gemisches eingeleitet, um durch die Expansion des Arbeitsmediums (bei einer Kolbenmaschine) den Kolben zu bewegen. Aufgrund der periodischen, linearen Kolbenbewegung stellt der Ottomotor einen Hubkolbenmotor dar. Das Pleuel setzt dabei die Hubbewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle um (Bild 1).

Viertakt-Verfahren

Die meisten in Kraftfahrzeugen eingesetzten Verbrennungsmotoren arbeiten nach dem Viertakt-Prinzip (Bild 1). Bei diesem Verfahren steuern Gaswechselventile den Ladungswechsel. Sie öffnen und schließen die Ein- und Auslasskanäle des Zylinders und steuern so die Zufuhr von Frischluft oder -gemisch und das Ausstoßen der Abgase.

Das verbrennungsmotorische Arbeitsspiel stellt sich aus dem Ladungswechsel (Ausschiebetakt und Ansaugtakt), Verdichtung,

1 Das Arbeitsspiel des Viertakt-Ottomotors (am Beispiel eines Motors mit Saugrohreinspritzung und getrennter Ein- und Auslassnockenwelle)

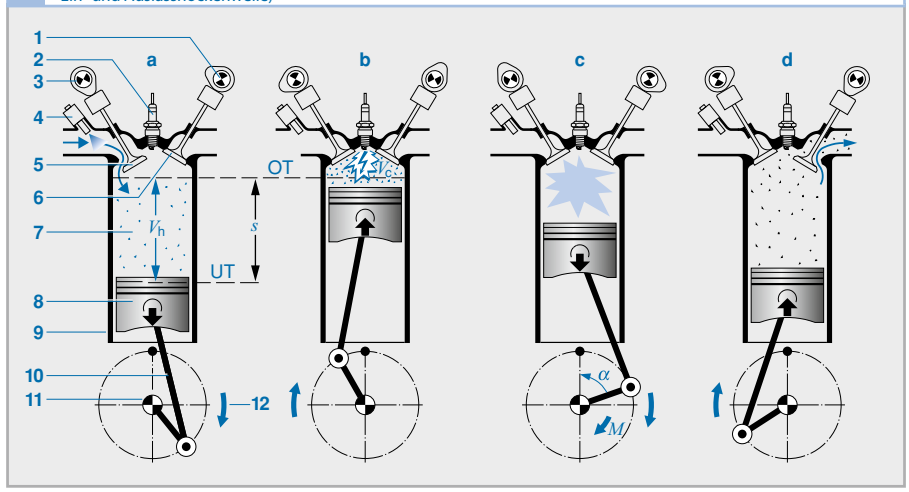


Bild 1
a Ansaugtakt
b Verdichtungstakt
c Arbeitstakt
d Ausstoßtakt

1 Auslassnockenwelle
2 Zündkerze
3 Einlassnockenwelle
4 Einspritzventil
5 Einlassventil
6 Auslassventil
7 Brennraum
8 Kolben
9 Zylinder
10 Pleuelstange
11 Kurbelwelle
12 Drehrichtung
M Drehmoment
α Kurbelwinkel
s Kolbenhub
V_h Hubvolumen
V_c Kompressionsvolumen

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_12

Verbrennung und Expansion zusammen. Nach der Expansion im Arbeitstakt öffnen die Auslassventile kurz vor Erreichen des unteren Totpunkts, um die unter Druck stehenden heißen Abgase aus dem Zylinder strömen zu lassen. Der sich nach dem Durchschreiten des unteren Totpunkts aufwärts zum oberen Totpunkt bewegende Kolben stößt die restlichen Abgase aus.

Danach bewegt sich der Kolben vom oberen Totpunkt (OT) abwärts in Richtung unteren Totpunkt (UT). Dadurch strömt Luft (bei der Benzin-Direkteinspritzung) bzw. Luft-Kraftstoffgemisch (bei Saugrohreinspritzung) über die geöffneten Einlassventile in den Brennraum. Über eine externe Abgasrückführung kann der im Saugrohr befindlichen Luft ein Anteil an Abgas zugemischt werden. Das Ansaugen der Frischladung wird maßgeblich von der Gestalt der Ventilhubkurven der Gaswechselventile, der Phasenstellung der Nockenwellen und dem Saugrohrdruck bestimmt.

Nach Schließen der Einlassventile wird die Verdichtung eingeleitet. Der Kolben bewegt sich in Richtung des oberen Totpunkts (OT) und reduziert somit das Brennraumvolumen. Bei homogener Betriebsart befindet sich das Luft-Kraftstoff-Gemisch bereits zum Ende des Ansaugtaktes im Brennraum und wird verdichtet. Bei der geschichteten Betriebsart, nur möglich bei Benzin-Direkteinspritzung, wird erst gegen Ende des Verdichtungstaktes der Kraftstoff eingespritzt und somit lediglich die Frischladung (Luft und Restgas) komprimiert. Bereits vor Erreichen des oberen Totpunkts leitet die Zündkerze zu einem gegebenen Zeitpunkt (durch Fremdzündung) die Verbrennung ein. Um den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen, sollte die Verbrennung kurz nach dem oberen Totpunkt abgelaufen sein. Die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie wird durch die Verbrennung freigesetzt und erhöht den Druck und die Temperatur der Brennraumladung, was den Kolben abwärts treibt. Nach zwei Kurbelwellenumdrehungen beginnt ein neues Arbeitsspiel.

Arbeitsprozess: Ladungswechsel und Verbrennung

Der Ladungswechsel wird üblicherweise durch Nockenwellen gesteuert, welche die Ein- und Auslassventile öffnen und schließen. Dabei werden bei der Auslegung der Steuerzeiten (**Bild 2**) die Druckschwingungen in den Saugkanälen zum besseren Füllen und Entleeren des Brennraums berücksichtigt. Die Kurbelwelle treibt die Nockenwelle über einen Zahnriemen, eine Kette oder Zahnräder an. Da ein durch die Nockenwellen zu steuerndes Viertakt-Arbeitsspiel zwei Kurbelwellenumdrehungen andauert, dreht sich die Nockenwelle nur halb so schnell wie die Kurbelwelle.

Ein wichtiger Auslegungsparameter für den Hochdruckprozess und die Verbrennung beim Ottomotor ist das Verdichtungsverhältnis ε, welches durch das Hubvolumen V_h und Kompressionsvolumen V_c folgendermaßen definiert ist:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \tag{1}$$

Dieses hat einen entscheidenden Einfluss auf den idealen thermischen Wirkungsgrad η_{th}, da für diesen gilt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \tag{2}$$

wobei κ der Adiabatenexponent ist [4]. Des Weiteren hat das Verdichtungsverhältnis Einfluss auf das maximale Drehmoment, die maximale Leistung, die Klopfneigung und die Schadstoffemissionen. Typische Werte beim Ottomotor in Abhängigkeit der Füllungssteuerung (Saugmotor, aufgeladener Motor) und der Einspritzart (Saugrohrein-

spritzung, Direkteinspritzung) liegen bei ca. 8 bis 13. Beim Dieselmotor liegen die Werte zwischen 14 und 22. Das Hauptsteuerelement der Verbrennung ist das Zündsignal, welches elektronisch in Abhängigkeit vom Betriebspunkt gesteuert werden kann.

Unterschiedliche Brennverfahren können auf Basis des ottomotorischen Prinzips dargestellt werden. Bei der Fremdzündung sind homogene Brennverfahren mit oder ohne Variabilitäten im Ventiltrieb (von Phase und Hub) möglich. Mit variablem Ventiltrieb wird eine Reduktion von Ladungswechselverlusten und Vorteile im Verdichtungs- und Arbeitstakt erzielt. Dies erfolgt durch erhöhte Verdünnung der Zylinderladung mit Abgas, welches mittels interner (oder auch externer) Rückführung in die Brennkammer gelangt. Diese Vorteile werden noch weiter durch das geschichtete Brennverfahren ausgenutzt. Ähnliche Potentiale kann die so genannte homogene Selbstzündung beim Ottomotor erreichen, aber mit erhöhtem Regelungsaufwand, da die Verbrennung durch reaktionskinetisch relevante Bedingungen (thermischer Zustand, Zusammensetzung) und nicht durch einen direkt steuerbaren Zündfunken initiiert wird. Hierfür werden Steuerelemente wie die Ventilsteuerung und die Benzin-Direkteinspritzung herangezogen.

Darüber hinaus werden Ottomotoren je nach Zufuhr der Frischladung in Saugmotoren- und aufgeladene Motoren unterschieden. Bei letzteren wird die maximale Luftdichte, welche zur Erreichung des maximalen Drehmomentes benötigt wird, z. B. durch eine Strömungsmaschine erhöht.

2 Steuerung im Ladungswechsel

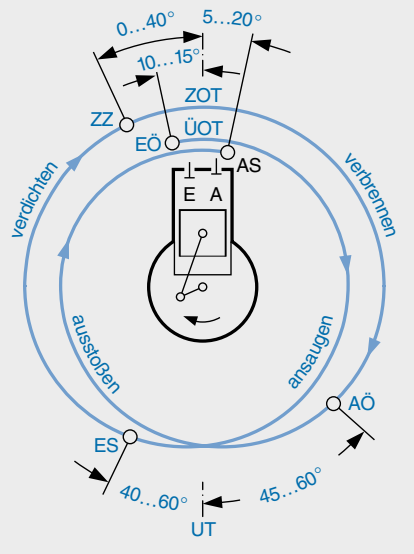


Bild 2
Im Ventilsteuerzeiten-Diagramm sind die Öffnungs- und Schließzeiten der Ein- und Auslassventile aufgetragen.
E Einlassventil
EÖ Einlassventil öffnet
ES Einlassventil schließt
A Auslassventil
AÖ Auslassventil öffnet
AS Auslassventil schließt
OT oberer Totpunkt
ÜOT Überschneidungs-OT
ZOT Zünd-OT
UT unterer Totpunkt
ZZ Zündzeitpunkt

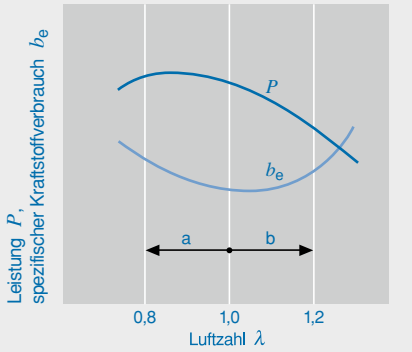
Luftverhältnis und Abgasemissionen

Setzt man die pro Arbeitsspiel angesaugte Luftmenge m_L ins Verhältnis zur pro Arbeitsspiel eingespritzten Kraftstoffmasse m_K, so erhält man mit m_L/m_K eine Größe zur Unterscheidung von Luftüberschuss (großes m_L/m_K) und Luftmangel (kleines m_L/m_K). Der genau passende Wert von m_L/m_K für eine stöchiometrische Verbrennung hängt jedoch vom verwendeten Kraftstoff ab. Um eine kraftstoffunabhängige Größe zu erhalten, berechnet man das Luftverhältnis λ als Quotient aus der aktuellen pro Arbeitsspiel angesaugten Luftmasse m_L und der für eine stöchiometrische Verbrennung des Kraftstoffs erforderliche Luftmasse m_{Ls}, also

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{Ls}}. \qquad (3)$$

Für eine sichere Entflammung homogener Gemische muss das Luftverhältnis in engen Grenzen eingehalten werden. Des Weiteren nimmt die Flammengeschwindigkeit stark mit dem Luftverhältnis ab, so dass Ottomotoren mit homogener Gemischbildung nur in einem Bereich von $0{,}8 < \lambda < 1{,}4$ betrieben werden können, wobei der beste Wirkungs-

3 Leistung und Verbrauch in Abhängigkeit des Luftverhältnisses



4 Emissionen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses

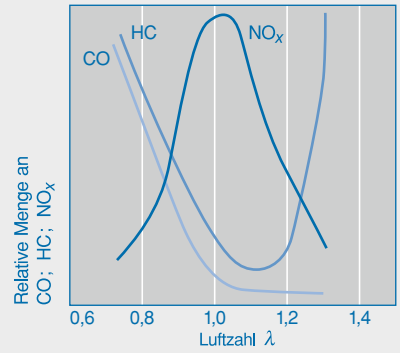


Bild 3
a fettes Gemisch (Luftmangel)
b mageres Gemisch (Luftüberschuss)

grad im homogen mageren Bereich liegt ($1{,}3 < \lambda < 1{,}4$). Für das Erreichen der maximalen Last liegt andererseits das Luftverhältnis im fetten Bereich ($0{,}9 < \lambda < 0{,}95$), welches die beste Homogenisierung und Sauerstoffoxidation erlaubt, und dadurch die schnellste Verbrennung ermöglicht (**Bild 3**).

Wird der Emissionsausstoß in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses betrachtet (**Bild 4**), so ist erkennbar, dass im fetten Bereich hohe Rückstände an HC und CO verbleiben. Im mageren Bereich sind HC-Rückstände aus der langsameren Verbrennung und der erhöhten Verdünnung erkennbar, sowie ein hoher NO_x-Anteil, der sein Maximum bei $1 < \lambda < 1{,}05$ erreicht. Zur Erfüllung der Emissionsgesetzgebung beim Ottomotor wird ein Dreiwegekatalysator eingesetzt, welcher die HC- und CO-Emissionen oxidiert und die NO_x-Emissionen reduziert. Hierfür ist ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1$ notwendig, das durch eine entsprechende Gemischregelung eingestellt wird.

Weitere Vorteile können aus dem Hochdruckprozess im mageren Bereich ($\lambda > 1$) nur mit einem geschichteten Brennverfahren gewonnen werden. Hierbei werden weiterhin HC- und CO-Emissionen im Dreiwegekatalysator oxidiert. Die NO_x-Emissionen müssen über einen gesonderten NO_x-Speicherkatalysator gespeichert und nachträglich durch Fett-Phasen reduziert oder über einen kontinuierlich reduzierenden Katalysator mittels zusätzlichem Reduktionsmittel (durch selektive katalytische Reduktion) konvertiert werden.

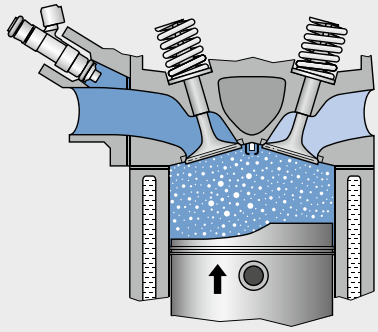
Gemischbildung

Ein Ottomotor kann eine äußere (mit Saugrohreinspritzung) oder eine innere Gemischbildung (mit Direkteinspritzung) aufweisen (**Bild 5**). Bei Motoren mit Saugrohreinspritzung liegt das Luft-Kraftstoff-Gemisch im gesamten Brennraum homogen verteilt mit dem gleichen Luftverhältnis λ vor (**Bild 5a**). Dabei erfolgt üblicherweise die Einspritzung ins Saugrohr oder in den Einlasskanal schon vor dem Öffnen der Einlassventile.

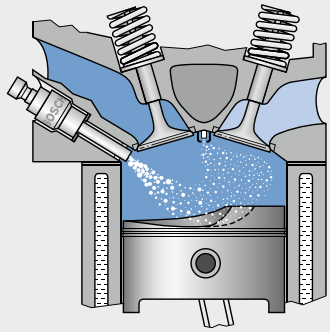
Neben der Gemischhomogenisierung muss das Gemischbildungssystem geringe Abweichungen von Zylinder zu Zylinder sowie von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel garantieren. Bei Motoren mit Direkteinspritzung sind sowohl eine homogene als auch eine heterogene Betriebsart möglich. Beim homogenen Betrieb wird eine saughubsynchrone Einspritzung durchgeführt, um eine

5 Gemischbildung

a



b



c

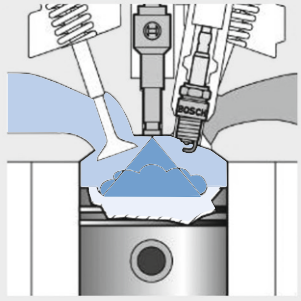


Bild 5
a homogene Gemischverteilung (mit Saugrohreinspritzung)
b Schichtladung, wand- und luftgeführtes Brennverfahren
c Schichtladung, strahlgeführtes Brennverfahren

Die homogene Gemischverteilung kann sowohl mit der Saugrohreinspritzung (Bildteil a) als auch mit der Direkteinspritzung (Bildteil c) realisiert werden.

möglichst schnelle Homogenisierung zu erreichen. Beim heterogenen Schichtbetrieb befindet sich eine brennfähige Gemischwolke mit $\lambda \approx 1$ als Schichtladung zum Zündzeitpunkt im Bereich der Zündkerze. **Bild 5** zeigt die Schichtladung für wand- und luftgeführte (**Bild 5b**) sowie für das strahlgeführte Brennverfahren (**Bild 5c**). Der restliche Brennraum ist mit Luft oder einem sehr mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch gefüllt, was über den gesamten Zylinder gemittelt ein mageres Luftverhältnis ergibt. Der Ottomotor kann dann ungedrosselt betrieben werden. Infolge der Innenkühlung durch die direkte Einspritzung können solche Motoren höher verdichten. Die Entdrosselung und das höhere Verdichtungsverhältnis führen zu höheren Wirkungsgraden.

Zündung und Entflammung

Das Zündsystem einschließlich der Zündkerze entzündet das Gemisch durch eine Funkenentladung zu einem vorgegebenen Zeitpunkt. Die Entflammung muss auch bei instationären Betriebszuständen hinsichtlich wechselnder Strömungseigenschaften und lokaler Zusammensetzung gewährleistet werden. Durch die Anordnung der Zündkerze kann die sichere Entflammung insbesondere bei geschichteter Ladung oder im mageren Bereich optimiert werden.

Die notwendige Zündenergie ist grundsätzlich vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis abhängig. Im stöchiometrischen Bereich wird die geringste Zündenergie benötigt, dagegen erfordern fette und magere Gemische eine deutlich höhere Energie für eine sichere Entflammung. Der sich einstellende Zündspannungsbedarf ist hauptsächlich von der im Brennraum herrschenden Gasdichte abhängig und steigt nahezu linear mit ihr an. Der Energieeintrag des durch den Zündfunken entflammten Gemisches muss ausreichend groß sein, um die angrenzenden Bereiche entflammen zu können und somit eine

Flammenausbreitung zu ermöglichen.

Der Zündwinkelbereich liegt in der Teillast bei einem Kurbelwinkel von ca. 50 bis 40 ° vor ZOT (vgl. Bild 2) und bei Saugmotoren in der Volllast bei ca. 20 bis 10 ° vor ZOT. Bei aufgeladenen Motoren im Volllastbetrieb liegt der Zündwinkel wegen erhöhter Klopfneigung bei ca. 10 ° vor ZOT bis 10 ° nach ZOT. Üblicherweise werden im Motorsteuergerät die positiven Zündwinkel als Winkel vor ZOT definiert.

Zylinderfüllung

Eine wichtige Phase des Arbeitspiels wird von der Verbrennung gebildet. Für den Verbrennungsvorgang im Zylinder ist ein Luft-Kraftstoff-Gemisch erforderlich. Das Gasgemisch, das sich nach dem Schließen der Einlassventile im Zylinder befindet, wird als Zylinderfüllung bezeichnet. Sie besteht aus der zugeführten Frischladung (Luft und gegebenenfalls Kraftstoff) und dem Restgas (Bild 6).

Bestandteile

Die Frischladung besteht aus Luft, und bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung (SRE) dem dampfförmigen oder flüssigen Kraftstoff. Bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung (BDE) wird der für das Arbeitsspiel benötigte Kraftstoff direkt in den Zylinder eingespritzt, entweder während des Ansaugtaktes für das homogene Verfahren oder – bei einer Schichtladung – im Verlauf der Kompression.

Der wesentliche Anteil an Frischluft wird über die Drosselklappe angesaugt. Zusätzliches Frischgas kann über das Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem angesaugt werden. Die nach dem Schließen der Einlassventile im Zylinder befindliche Luftmasse ist eine entscheidende Größe für die während der Verbrennung am Kolben verrichtete Arbeit und damit für das vom Motor abgegebene Drehmoment. Maßnahmen zur Steigerung des maximalen Drehmomentes und der maximalen Leistung des Motors bedingen eine Erhöhung der maximal möglichen Füllung. Die theoretische Maximalfüllung ist durch den Hubraum, die Ladungswechselaggregate und ihre Variabilität begrenzt. Bei aufgeladenen Motoren markiert der erzielbare Ladedruck zusätzlich die Drehmomentausbeute.

6 Zylinderfüllung im Ottomotor

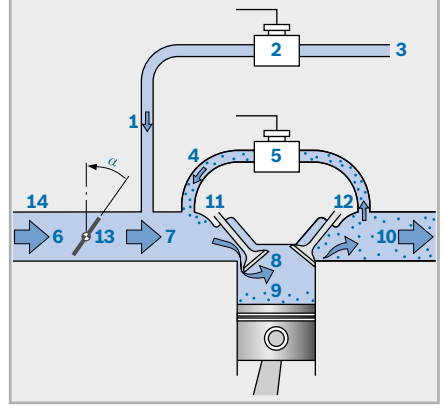


Bild 6
1 Luft- und Kraftstoffdämpfe (aus Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem)
2 Regenerierventil mit variablem Ventilöffnungsquerschnitt
3 Verbindung zum Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem
4 rückgeführtes Abgas
5 Abgasrückführventil (AGR-Ventil) mit variablem Ventilöffnungsquerschnitt
6 Luftmassenstrom (mit Umgebungsdruck p_U)
7 Luftmassenstrom (mit Saugrohrdruck p_s)
8 Frischgasfüllung (mit Brennraumdruck p_B)
9 Restgasfüllung (mit Brennraumdruck p_B)
10 Abgas (mit Abgasgegendruck p_A)
11 Einlassventil
12 Auslassventil
13 Drosselklappe
14 Ansaugrohr
α Drosselklappenwinkel

Aufgrund des Totvolumens verbleibt stets zu einem kleinen Teil Restgas aus dem letzten Arbeitszyklus (internes Restgas) im Brennraum. Das Restgas besteht aus Inertgas und bei Verbrennung mit Luftüberschuss (Magerbetrieb) aus unverbrannter Luft. Wichtig für die Prozessführung ist der Anteil des Inertgases am Restgas, da dieses keinen Sauerstoff mehr enthält und an der Verbrennung des folgenden Arbeitsspiels nicht teilnimmt.

Ladungswechsel

Der Austausch der verbrauchten Zylinderfüllung gegen Frischgas wird Ladungswechsel genannt. Er wird durch das Öffnen und das Schließen der Einlass- und Auslassventile im Zusammenspiel mit der Kolbenbewe-

gung gesteuert. Die Form und die Lage der Nocken auf der Nockenwelle bestimmen den Verlauf der Ventilerhebung und beeinflussen dadurch die Zylinderfüllung. Die Zeitpunkte des Öffnens und des Schließens der Ventile werden Ventil-Steuerzeiten genannt. Die charakteristischen Größen des Ladungswechsels werden durch Auslass-Öffnen (AÖ), Einlass-Öffnen (EÖ), Auslass-Schließen (AS), Einlass-Schließen (ES) sowie durch den maximalen Ventilhub gekennzeichnet. Realisiert werden Ottomotoren sowohl mit festen als auch mit variablem Steuerzeiten und Ventilhüben.

Die Qualität des Ladungswechsels wird mit den Größen Luftaufwand, Liefergrad und Fanggrad beschrieben. Zur Definition dieser Kennzahlen wird die Frischladung herangezogen. Bei Systemen mit Saugrohreinspritzung entspricht diese dem frisch eintretenden Luft-Kraftstoff-Gemisch, bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung und Einspritzung in den Verdichtungstakt (nach ES) wird die Frischladung lediglich durch die angesaugte Luftmasse bestimmt. Der Luftaufwand beschreibt die gesamte während des Ladungswechsels durchgesetzte Frischladung bezogen auf die durch das Hubvolumen maximal mögliche Zylinderladung. Im Luftaufwand kann somit zusätzlich jene Masse an Frischladung enthalten sein, welche während einer Ventilüberschneidung direkt in den Abgastrakt überströmt. Der Liefergrad hingegen stellt das Verhältnis der im Zylinder tatsächlich verbliebenen Frischladung nach Einlass-Schließen zur theoretisch maximal möglichen Ladung dar. Der Fangrad, definiert als das Verhältnis von Liefergrad zum Luftaufwand, gibt den Anteil der durchgesetzten Frischladung an, welcher nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder eingeschlossen wird. Zusätzlich ist als weitere wichtige Größe für die Beschreibung der Zylinderladung der Restgasanteil als das Verhältnis aus der sich zum Einlassschluss im Zylinder befindlichen Restgasmasse zur gesamt eingeschlossenen Masse an Zylinderladung definiert.

Um im Ladungswechsel das Abgas durch das Frischgas zu ersetzen, ist ein Arbeitsaufwand notwendig. Dieser wird als Ladungswechsel- oder auch Pumpverlust bezeichnet. Die Ladungswechselverluste verbrauchen einen Teil der umgewandelten mechanischen Energie und senken daher den effektiven Wirkungsgrad des Motors. In der Ansaugphase, also während der Abwärtsbewegung des Kolbens, ist im gedrosselten Betrieb der Saugrohrdruck kleiner als der Umgebungsdruck und insbesondere kleiner als der Druck im Kurbelgehäuse (Kolbenrückraum). Zum Ausgleich dieser Druckdifferenz wird Energie benötigt (Drosselverluste). Insbesondere bei hohen Drehzahlen und Lasten (im entdrosselten Betrieb) tritt beim Ausstoßen des verbrannten Gases während der Aufwärtsbewegung des Kolbens ein Staudruck im Brennraum auf, was wiederum zu zusätzlichen Energieverlusten führt, welche Ausschiebeverluste genannt werden.

Steuerung der Luftfüllung

Der Motor saugt die Luft über den Luftfilter und den Ansaugtrakt an (**Bilder 7** und **8**), wobei die Drosselklappe aufgrund ihrer Verstellbarkeit für eine dosierte Luftzufuhr sorgt und somit das wichtigste Stellglied für den Betrieb des Ottomotors darstellt. Im weiteren Verlauf des Ansaugtraktes erfährt der angesaugte Luftstrom die Beimischung von Kraftstoffdampf aus dem Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem sowie von rückgeführtem Abgas (AGR). Mit diesem kann zur Entdrosselung des Arbeitsprozesses – und damit einer Wirkungsgradsteigerung im Teillastbereich – der Anteil des Restgases an der Zylinderfüllung erhöht werden. Die äußere Abgasrückführung führt das ausgesto-

ßene Restgas vom Abgassystem zurück in den Saugkanal. Dabei kann ein zusätzlich installierter AGR-Kühler das rückgeführte Abgas vor dem Eintritt in das Saugrohr auf ein niedrigeres Temperaturniveau kühlen und damit die Dichte der Frischladung erhöhen. Zur Dosierung der äußeren Abgasrückführung wird ein Stellventil verwendet.

Der Restgasanteil der Zylinderladung kann jedoch im großen Maße ebenfalls durch die Menge der im Zylinder verbleibenden Restgasmasse geändert werden. Zu deren Steuerung können Variabilitäten im Ventiltrieb eingesetzt werden. Zu nennen sind hier insbesondere Phasensteller der Nockenwellen, durch deren Anwendung die Steuerzeiten im breiten Bereich beeinflusst werden können und dadurch das Einbehalten einer gewünschten Restgasmasse ermöglichen. Durch eine Ventilüberschneidung kann beispielsweise der Restgasanteil für das folgende Arbeitsspiel wesentlich beeinflusst werden. Während der Ventilüberschneidung sind Ein- und Auslassventil gleichzeitig geöffnet, d. h., das Einlassventil öffnet, bevor das Auslassventil schließt. Ist in der Überschneidungsphase der Druck im Saugrohr niedriger als im Abgastrakt, so tritt eine Rückströmung des Restgases in das Saugrohr auf. Da das so ins Saugrohr gelangte Restgas nach dem Auslass-Schließen wieder angesaugt wird, führt dies zu einer Erhöhung des Restgasgehalts.

Der Einsatz von variablen Ventiltrieben ermöglicht darüber hinaus eine Vielzahl an Verfahren, mit welchen sich die spezifische Leistung und der Wirkungsgrad des Ottomotors weiter steigern lassen. So ermöglicht eine verstellbare Einlassnockenwelle beispielsweise die Anpassung der Steuerzeit für die Einlassventile an die sich mit der Drehzahl veränderliche Gasdynamik des Saugtraktes, um in Volllastbetrieb die optimale Füllung der Zylinder zu ermöglichen. Zur Wirkungsgradsteigerung im gedrosselten Betrieb bei Teillast ist zudem die Anwendung vom späten oder frühen Schließen der Einlassventile möglich. Beim Atkinson-Verfahren wird durch spätes Schließen der Einlassventile ein Teil der angesaugten Ladung wieder aus dem Zylinder in das Saugrohr verdrängt. Um die Ladungsmasse der Standardsteuerzeit im Zylinder einzuschließen, wird der Motor weiter entdrosselt und damit der Wirkungsgrad erhöht. Aufgrund der langen Öffnungsdauer der Einlassventile beim Atkinson-Verfahren können insbesondere bei Saugmotoren zudem gasdynamische Effekte ausgenutzt werden.

Das Miller-Verfahren hingegen beschreibt ein frühes Schließen der Einlassventile. Dadurch wird die im Zylinder eingeschlossene Ladung im Fortgang der Abwärtsbewegung des Kolbens (Saugtakt) expandiert. Verglichen mit der Standard-Steuerzeit erfolgt die darauf folgende Kompression auf einem niedrigeren Druck- und Temperaturniveau. Um das gleiche Moment zu erzeugen und hierfür die gleiche Masse an Frischladung im Zylinder einzuschließen, muss der Arbeitsprozess (wie auch beim Atkinson-Verfahren) entdrosselt werden, was den Wirkungsgrad erhöht. Aufgrund der weitgehenden Bremsung der Ladungsbewegung während der Expansion vor dem Verdichtungstakt wird allerdings die Verbrennung verlangsamt und das theoretische Wirkungsgradpotential daher zum großen Teil wieder kompensiert. Da beide Verfahren die Temperatur der Zylinderladung während der Kompression senken, können sie insbesondere bei aufgeladenen Ottomotoren an der Volllast ebenfalls zur Senkung der Klopfneigung und damit zur Steigerung der spezifischen Leistung verwendet werden.

Die Anwendung variabler Ventihubverfahren ermöglicht durch die Darstellung von Teilhüben der Einlassventile ebenfalls eine

7 Strukturbild eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung ohne Aufladung einschließlich Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung

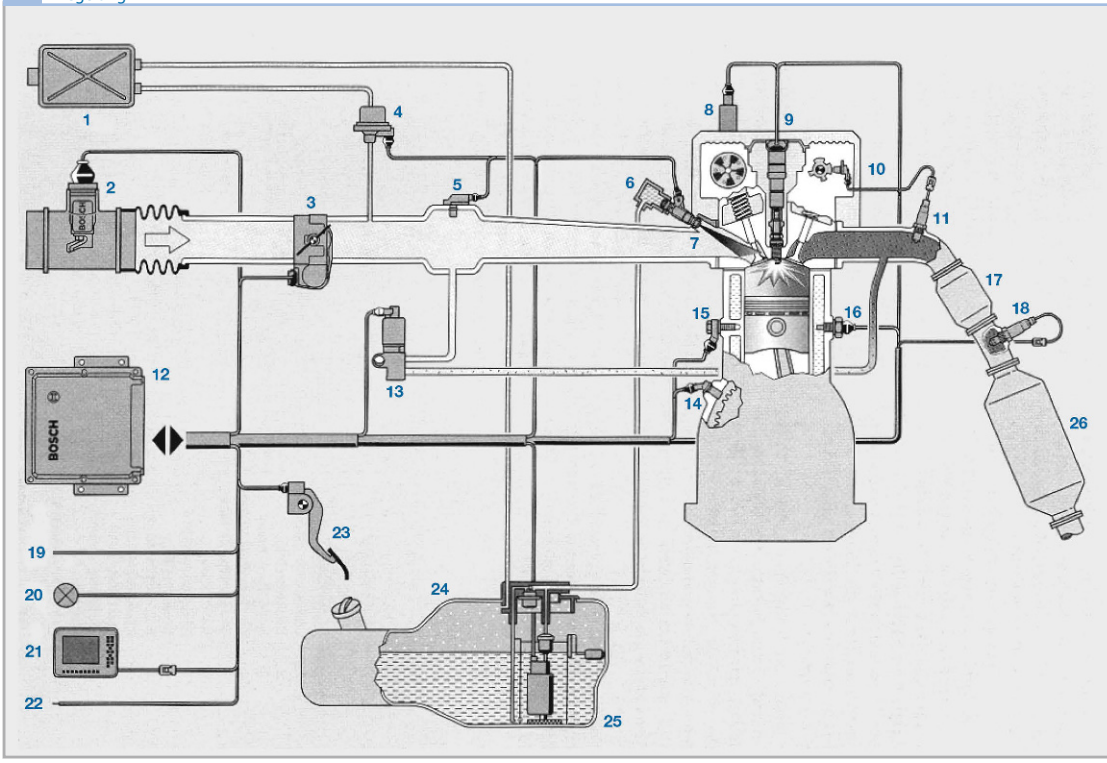


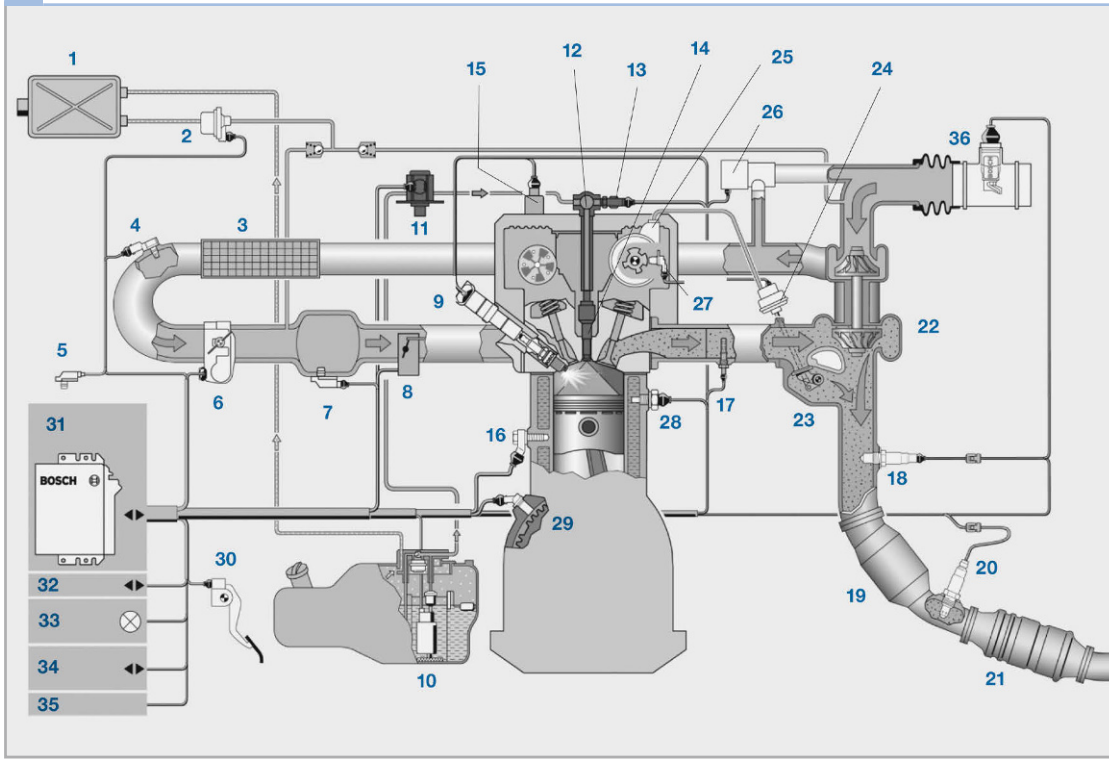
Bild 7
1 Aktivkohlebehälter
2 Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) mit integriertem Temperatursensor
3 Drosselvorrichtung (EGAS)
4 Tankentlüftungsventil
5 Saugrohrdrucksensor
6 Kraftstoffverteilerstück
7 Einspritzventil
8 Aktoren und Sensoren für variable Nockenwellensteuerung
9 Zündkerze mit aufgesteckter Zündspule
10 Nockenwellen-Phasensensor
11 λ-Sonde vor dem Vorkatalysator
12 Motorsteuergerät
13 Abgasrückführventil
14 Drehzahlsensor
15 Klopfsensor
16 Motortemperatursensor
17 Vorkatalysator (Dreiwegekatalysator)
18 λ-Sonde nach dem Vorkatalysator
19 CAN-Schnittstelle
20 Motorkontrollleuchte
21 Diagnoseschnittstelle
22 Schnittstelle zur Wegfahrsperre
23 Fahrpedalmodul mit Pedalwegsensor
24 Kraftstoffbehälter
25 Tankeinbaueinheit mit Elektrokraftstoffpumpe, Kraftstofffilter und Kraftstoffregler
26 Hauptkatalysator (Dreiwegekatalysator)

Der in Bild 7 dargestellte Systemumfang bezüglich der On-Board-Diagnose entspricht den Anforderungen der EOBD.

Entdrosselung des Motors an der Drosselklappe und damit eine Wirkungsgradsteigerung. Zudem kann durch unterschiedliche Hubverläufe der Einlassventile eines Zylinders die Ladungsbewegung deutlich erhöht werden, was insbesondere im Bereich niedriger Lasten die Verbrennung deutlich stabilisiert und damit die Anwendung hoher Restgasraten erleichtert. Eine weitere Möglichkeit zur Steuerung der Ladungsbewegung bilden Ladungsbewegungsklappen, welche durch ihre Stellung im Saugkanal des Zylinderkopfs die Strömungsbewegung beeinflussen. Allerdings ergibt sich hier aufgrund der höheren Strömungsverluste auch eine Steigerung der Ladungswechselarbeit.

Insgesamt lassen sich durch die Anwen-

8 Strukturbild eines aufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung einschließlich Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung



dung variabler Ventiltriebe, welche eine Kombination aus Steuerzeit- und Ventilhubverstellung bis hin zu voll-variablen Systemen umfassen, beträchtliche Steigerungen der spezifischen Leistung sowie des Wirkungsgrades erreichen. Auch die Anwendung eines geschichteten Brennverfahrens erlaubt aufgrund des hohen Luftüberschusses einen weitgehend ungedrosselten Betrieb, welcher insbesondere in der Teillast des Ottomotors zur einer erheblichen Steigerung des effektiven Wirkungsgrades führt.

Das bei homogener, stöchiometrischer Gemischverteilung erreichbare Drehmoment ist proportional zu der Frischgasfüllung. Daher kann das maximale Drehmoment lediglich durch die Verdichtung der

Bild 8

1 Aktivkohlebehälter
2 Tankentlüftungsventil
3 Heißfilm-Luftmassenmesser
4 kombinierter Ladedruck- und Ansauglufttemperatursensor
5 Umgebungsdrucksensor
6 Drosselvorrichtung (EGAS)
7 Saugrohrdrucksensor
8 Ladungsbewegungsklappe
9 Zündspule mit Zündkerze
10 Kraftstofffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe
11 Hochdruckpumpe
12 Kraftstoff-Verteilerrohr
13 Hochdrucksensor
14 Hochdruck-Einspritzventil
15 Nockenwellenversteller
16 Klopfsensor
17 Abgastemperatursensor
18 λ-Sonde
19 Vorkatalysator
20 λ-Sonde
21 Hauptkatalysator
22 Abgasturbolader
23 Waste-Gate
24 Waste-Gate-Steller
25 Vakuumpumpe
26 Schub-Umluftventil
27 Nockenwellen-Phasensensor
28 Motortemperatursensor
29 Drehzahlsensor
30 Fahrpedalmodul
31 Motorsteuergerät
32 CAN-Schnittstelle
33 Motorkontrollleuchte
34 Diagnoseschnittstelle
35 Schnittstelle zur Wegfahrsperre

Luft vor Eintritt in den Zylinder (Aufladung) gesteigert werden. Mit der Aufladung kann der Liefergrad, bezogen auf Normbedingungen, auf Werte größer als eins erhöht werden. Eine Aufladung kann bereits allein durch Nutzung gasdynamischer Effekte im Saugrohr erzielt werden (gasdynamische Aufladung). Der Aufladungsgrad hängt von der Gestaltung des Saugrohrs sowie vom Betriebspunkt des Motors ab, im Wesentlichen von der Drehzahl, aber auch von der Füllung. Mit der Möglichkeit, die Saugrohrgeometrie während des Fahrbetriebs beispielsweise durch eine variable Saugrohrlänge zu ändern, kann die gasdynamische Aufladung in einem weiten Betriebsbereich für eine Steigerung der maximalen Füllung herangezogen werden.

Eine weitere Erhöhung der Luftdichte erzielen mechanisch angetriebene Verdichter bei der mechanischen Aufladung, welche von der Kurbelwelle des Motors angetrieben werden. Die komprimierte Luft wird dabei durch das Ansaugsystem, welches dann zugunsten eines schnellen Ansprechverhaltens des Motors mit kleinem Sammlervolumen und kurzen Saugrohrlängen ausgeführt wird, in die Zylinder gepumpt.

Bei der Abgasturboaufladung wird im Unterschied zur mechanischen Aufladung der Verdichter des Abgasturboladers nicht von der Kurbelwelle angetrieben, sondern von einer Abgasturbine, welche sich im Abgastrakt befindet und die Enthalpie des Abgases ausnutzt. Die Enthalpie des Abgases kann zusätzlich erhöht werden, in dem durch die Anwendung einer Ventilüberschneidung ein Teil der Frischladung durch die Zylinder gespült (Scavenging) und damit der Massenstrom an der Abgasturbine erhöht wird. Zusätzlich sorgt eine hohe Spülrate für niedrige Restgasanteile. Da bei Motoren mit Abgasturboaufladung im unteren Drehzahlbereich an der Volllast ein positives Druckgefälle über dem Zylinder gut eingestellt werden kann, erhöht dieses Verfahren wesentlich das maximale Drehmoment in diesem Betriebsbereich (Low-End-Torque).

Füllungserfassung und Gemischregelung

Beim Ottomotor wird die zugeführte Kraftstoffmenge in Abhängigkeit der angesaugten Luftmasse eingestellt. Dies ist nötig, weil sich nach einer Änderung des Drosselklappenwinkels die Luftfüllung erst allmählich ändert, während die Kraftstoffmenge arbeitsspielindividuell variiert werden kann. In der Motorsteuerung muss daher für jedes Arbeitsspiel je nach der Betriebsart (Homogen, Homogen-mager, Schichtbetrieb) die aktuell vorhandene Luftmasse bestimmt werden (durch Füllungserfassung). Es gibt grundsätzlich drei Verfahren, mit welchen dies erfolgen kann. Das erste Verfahren arbeitet folgendermaßen: Über ein Kennfeld wird in Abhängigkeit von Drosselklappenwinkel α und Drehzahl n der Volumenstrom bestimmt, der über geeignete Korrekturen in einem Luftmassenstrom umgerechnet wird. Die auf diesem Prinzip arbeitenden Systeme heißen α-n-Systeme.

Beim zweiten Verfahren wird über ein Modell (Drosselklappenmodell) aus der Temperatur vor der Drosselklappe, dem Druck vor und nach der Drosselklappe sowie der Drosselklappenstellung (Winkel α) der Luftmassenstrom berechnet. Als Erweiterung dieses Modells kann zusätzlich aus der Motordrehzahl n, dem Druck p im Saugrohr (vor dem Einlassventil), der Temperatur im Einlasskanal und weiteren Einflüssen (Nockenwellen- und Ventilhubverstellung, Saugrohrumschaltung, Position der Ladungsbewegungsklappe) die vom Zylinder angesaugte Frischluft berechnet werden. Nach diesem Prinzip arbeitende Systeme werden p-n-Systeme genannt. Je nach Komplexität des Motors, insbesondere die Varia-

bilitäten des Ventiltriebs betreffend, können hierfür aufwendige Modelle notwendig sein. Das dritte Verfahren besteht darin, dass ein Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) direkt den in das Saugrohr einströmenden Luftmassenstrom misst. Weil mittels eines Heißfilm-Luftmassenmessers oder eines Drosselklappenmodells nur der in das Saugrohr einfließende Massenstrom bestimmt werden kann, liefern diese beiden Systeme nur im stationären Motorbetrieb einen gültigen Wert für die Zylinderfüllung. Ein stationärer Betrieb setzt die Annahme eines konstanten Saugrohrdrucks voraus, so dass die dem Saugrohr zufließenden und den Motor verlassenden Luftmassenströme identisch sind. Die Anwendung sowohl des Heißfilm-Luftmassenmessers als auch des Drosselklappenmodells liefert bei einem plötzlichen Lastwechsel (d. h. bei einer plötzlichen Änderung des Drosselklappenwinkels) eine augenblickliche Änderung des dem Saugrohr zufließenden Massenstroms, während sich der in den Zylinder eintretende Massenstrom und damit die Zylinderfüllung erst ändern, wenn sich der Saugrohrdruck erhöht oder erniedrigt hat. Daher muss für die richtige Abbildung transienter Vorgänge entweder das *p*-*n*-System verwendet oder eine zusätzliche Modellierung des Speicherverhaltens im Saugrohr (Saugrohrmodell) erfolgen.

Kraftstoffe

Für den ottomotorischen Betrieb werden Kraftstoffe benötigt, welche aufgrund ihrer Zusammensetzung eine niedrige Neigung zur Selbstzündung (hohe Klopffestigkeit) aufweisen. Andernfalls kann die während der Kompression nach einer Selbstzündung erfolgte, schlagartige Umsetzung der Zylinderladung zu mechanischen Schäden des Ottomotors bis hin zu seinem Totalausfall führen. Die Klopffestigkeit eines Ottokraftstoffes wird durch die Oktanzahl beschrieben. Die Höhe der Oktanzahl bestimmt die

Tabelle 1
Eigenschaftswerte flüssiger Kraftstoffe. Die Viskosität bei 20 °C liegt für Benzin bei etwa 0,6 mm²/s, für Methanol bei etwa 0,75 mm²/s

Stoff	Dichte in kg/l	Hauptbestandteile in Gewichtsprozent	Siedetemperatur in °C	Spezifische Verdampfungswärme in kJ/kg	Spezifischer Heizwert in MJ/kg	Zündtemperatur in °C	Luftbedarf, stöchiometrisch in kg/kg	Zündgrenze	
								untere	obere
								in Volumenprozent Gas in Luft	
Ottokraftstoff									
Normal	0,720...0,775	86 C, 14 H	25...210	380...500	41,2...41,9	≈ 300	14,8	≈ 0,6	≈ 8
Super	0,720...0,775	86 C, 14 H	25...210	–	40,1...41,6	≈ 400	14,7	–	–
Flugbenzin	0,720	85 C, 15 H	40...180	–	43,5	≈ 500	–	≈ 0,7	≈ 8
Kerosin	0,77...0,83	87 C, 13 H	170...260	–	43	≈ 250	14,5	≈ 0,6	≈ 7,5
Dieselkraftstoff	0,820...0,845	86 C, 14 H	180...360	≈ 250	42,9...43,1	≈ 250	14,5	≈ 0,6	≈ 7,5
Ethanol C_2H_5OH	0,79	52 C, 13 H, 35 O	78	904	26,8	420	9	3,5	15
Methanol CH_3OH	0,79	38 C, 12 H, 50 O	65	1 110	19,7	450	6,4	5,5	26
Rapsöl	0,92	78 C, 12 H, 10 O	–	–	38	≈ 300	12,4	–	–
Rapsölmethylester (Biodiesel)	0,88	77 C, 12 H, 11 O	320...360	–	36,5	283	12,8	–	–

Stoff	Dichte bei 0 °C und 1 013 mbar in kg/m³	Hauptbestandteile in Gewichtsprozent	Siedetemperatur bei 1 013 mbar in °C	Spezifischer Heizwert		Zündtemperatur in °C	Luftbedarf, stöchiometrisch in kg/kg	Zündgrenze	
				Kraftstoff in MJ/kg	Luft-Kraftstoff-Gemisch in MJ/m³			untere	obere
								in Volumenprozent Gas in Luft	
Flüssiggas (Autogas)	2,25	C_3H_8, C_4H_{10}	–30	46,1	3,39	≈ 400	15,5	1,5	15
Erdgas H (Nordsee)	0,83	87 CH_4, 8 C_2H_6, 2 C_3H_8, 2 CO_2, 1 N_2	–162 (CH_4)	46,7	–	584	16,1	4,0	15,8
Erdgas H (Russland)	0,73	98 CH_4, 1 C_2H_6, 1 N_2	–162 (CH_4)	49,1	3,4	619	16,9	4,3	16,2
Erdgas L	0,83	83 CH_4, 4 C_2H_6, 1 C_3H_8, 2 CO_2, 10 N_2	–162 (CH_4)	40,3	3,3	≈ 600	14,0	4,6	16,0

Tabelle 2
Eigenschaftswerte gasförmiger Kraftstoffe. Das als Flüssiggas bezeichnete Gasgemisch ist bei 0 °C und 1 013 mbar gasförmig; in flüssiger Form hat es eine Dichte von 0,54 kg/l.

spezifische Leistung des Ottomotors. An der Volllast wird aufgrund der Gefahr von Motorschäden die Lage der Verbrennung durch das Motorsteuergerät über einen Zündwinkeleingriff (durch die Klopfregelung) so eingestellt, dass – durch Senkung der Verbrennungstemperatur durch eine späte Lage der Verbrennung – keine Selbstzündung der Frischladung erfolgt. Dies begrenzt jedoch das nutzbare Drehmoment des Motors. Je höher die verwendete Oktanzahl ist, desto höher fällt, bei einer entsprechenden Bedatung des Motorsteuergeräts, die spezifische Leistung aus.

In den Tabellen 1 und 2 sind die Stoffwerte der wichtigsten Kraftstoffe zusammengefasst. Verwendung findet meist Benzin, welches durch Destillation aus Rohöl gewonnen und zur Steigerung der Klopffestigkeit mit geeigneten Komponenten versetzt wird. So wird bei Benzinkraftstoffen in Deutschland zwischen Super und Super-Plus unterschieden, einige Anbieter haben ihre Super-Plus-Kraftstoffe durch 100-Oktan-Benzine ersetzt. Seit Januar 2011 enthält der Super-Kraftstoff bis zu 10 Volumenprozent Ethanol (E10), alle anderen Sorten sind mit max. 5 Volumenprozent Ethanol (E5) versetzt. Die Abkürzung E10 bezeichnet dabei einen Ottokraftstoff mit einem Anteil von 90 Volumenprozent Benzin und 10 Volumenprozent Ethanol. Die ottomotorische Verwendung von reinen Alkoholen (Methanol M100, Ethanol E100) ist bei Verwendung geeigneter Kraftstoffsysteme und speziell adaptierter Motoren möglich, da aufgrund des höheren Sauerstoffgehalts ihre Oktanzahl die des Benzins übersteigt.

Auch der Betrieb mit gasförmigen Kraftstoffen ist beim Ottomotor möglich. Verwendung findet als serienmäßige Ausstattung (in bivalenten Systemen mit Benzin- und Gasbetrieb) in Europa meist Erdgas (Compressed Natural Gas CNG), welches hauptsächlich aus Methan besteht. Aufgrund des höheren Wasserstoff-Kohlenstoff-Verhältnisses entsteht bei der Verbrennung von Erdgas weniger CO_2 und mehr Wasser als bei Verbrennung von Benzin. Ein auf Erdgas eingestellter Ottomotor erzeugt bereits ohne

weitere Optimierung ca. 25 % weniger CO_2-Emissionen als beim Einsatz von Benzin. Durch die sehr hohe Oktanzahl (ROZ 130) eignet sich der mit Erdgas betriebene Ottomotor ideal zur Aufladung und lässt zudem eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu. Durch den monovalenten Gaseinsatz in Verbindung mit einer Hubraumverkleinerung (Downsizing) kann der effektive Wirkungsgrad des Ottomotors erhöht und seine CO_2-Emission gegenüber dem konventionellen Benzin-Betrieb maßgeblich verringert werden.

Häufig, insbesondere in Anlagen zur Nachrüstung, wird Flüssiggas (Liquid Petroleum Gas LPG), auch Autogas genannt, eingesetzt. Das verflüssigte Gasgemisch besteht aus Propan und Butan. Die Oktanzahl von Flüssiggas liegt mit ROZ 120 deutlich über dem Niveau von Super-Kraftstoffen, bei seiner Verbrennung entstehen ca. 10 % weniger CO_2-Emissionen als im Benzinbetrieb.

Auch die ottomotorische Verbrennung von reinem Wasserstoff ist möglich. Aufgrund des Fehlens an Kohlenstoff entsteht bei der Verbrennung von Wasserstoff kein Kohlendioxid, als „CO_2-frei“ darf dieser Kraftstoff dennoch nicht gelten, wenn bei seiner Herstellung CO_2 anfällt. Aufgrund seiner sehr hohen Zündwilligkeit ermöglicht der Betrieb mit Wasserstoff eine starke Abmagerung und damit eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrades des Ottomotors.

9 Hemisphärische Flammenausbreitung im Brennraum bei der turbulenten vorgemischten Verbrennung

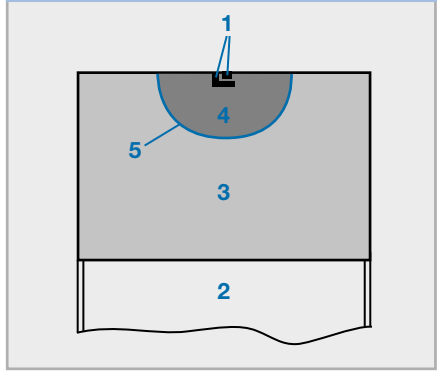


Bild 9
1 Elektroden der Zündkerze
2 Kolben
3 Gemisch mit λ_g
4 Verbranntes Gas mit $\lambda_v \approx \lambda_g$
5 Flammenfront

λ bezeichnet die Luftzahl.

Verbrennung

Turbulente vorgemischte Verbrennung

Das homogene Brennverfahren stellt die Referenz bei der ottomotorischen Verbrennung dar. Dabei wird ein stöchiometrisches, homogenes Gemisch während der Verdichtungsphase durch einen Zündfunken entflammt. Der daraus entstehende Flammkern geht in eine turbulente, vorgemischte Verbrennung mit sich nahezu hemisphärisch (halbkugelförmig) ausbreitender Flammenfront über (Bild 9).

Hierzu wird eine zunächst laminare Flammenfront, deren Fortschrittgeschwindigkeit von Druck, Temperatur und Zusammensetzung des Unverbrannten abhängt, durch viele kleine, turbulente Wirbel zerklüftet. Dadurch vergrößert sich die Flammenoberfläche deutlich. Das wiederum erlaubt einen erhöhten Frischladungseintrag in die Reaktionszone und somit eine deutliche Erhöhung der Flammenfortschrittsgeschwindigkeit. Hieraus ist ersichtlich, dass die Turbulenz der Zylinderladung einen sehr relevanten Faktor zur Verbrennungsoptimierung darstellt.

10 Hemisphärische Flammenausbreitung im Brennraum bei der turbulenten vorgemischten teildiffusiven Verbrennung

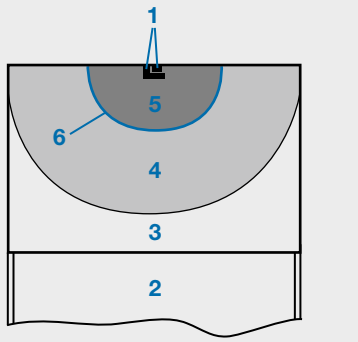


Bild 10
1 Elektroden der Zündkerze
2 Kolben
3 Luft (und Restgas) mit $\lambda \rightarrow \infty$
4 Gemisch mit $\lambda_g \approx 1$
5 Verbranntes Gas mit $\lambda_v \approx 1$
6 Flammenfront

Über den gesamten Brennraum gemittelt ergibt sich eine Luftzahl über eins.

Turbulente vorgemischte teildiffusive Verbrennung

Zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und somit der CO_2-Emission ist das Verfahren der geschichteten Fremdzündung beim Ottomotor, auch Schichtbetrieb genannt, ein vielversprechender Ansatz.

Bei der geschichteten Fremdzündung wird im Extremfall lediglich die Frischluft verdichtet und erst in Nähe des oberen Totpunkts der Kraftstoff eingespritzt sowie zeitnah von der Zündkerze gezündet. Dabei entsteht eine geschichtete Ladung, welche idealerweise in der Nähe der Zündkerze ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1$ besitzt, um die optimalen Bedingungen für die Entflammung und Verbrennung zu ermöglichen (Bild 10). In der Realität jedoch ergeben sich aufgrund der stochastischen Art der Zylinderinnenströmung sowohl fette als auch magere Gemisch-Zonen in der Nähe der Zündkerze. Dies erfordert eine höhere geometrische Genauigkeit in der Abstimmung der idealen Injektor- und Zündkerzenposition, um die Entflammungsrobustheit sicher zu stellen.

Nach erfolgter Zündung stellt sich eine überwiegend turbulente, vorgemischte Verbrennung ein, und zwar dort, wo der Kraftstoff schon verdampft innerhalb eines Luft-Kraftstoff-Gemisches vorliegt. Des Weiteren verläuft die Umsetzung eines Teils des Kraftstoffs an der Luft-Kraftstoff-Grenze verdampfender Tropfen als diffusive Verbrennung. Ein weiterer wichtiger Effekt liegt beim Verbrennungsende. Hierbei erreicht die Flamme sehr magere Bereiche, die früher ins Quenching führen, d. h. in den Zustand, bei welchem die thermodynamischen Bedingungen wie Temperatur und Gemischqualität nicht mehr ausreichen, die Flamme weiter fortschreiten zu lassen. Hieraus können sich erhöhte HC- und CO-Emissionen ergeben. Die NO_x-Bildung ist für dieses entdrosselte und verdünnte Brennverfahren im Vergleich zur homogenen stöchiometrischen Verbrennung relativ gering. Der Dreiwegekatalysator ist jedoch wegen des mageren Abgases nicht in der Lage, selbst die geringe NO_x-Emission zu reduzieren. Dies macht eine spezifische Nachbehandlung der Abgase erforderlich, z. B. durch den Einsatz eines NO_x-Speicherkatalysators oder durch die Anwendung der selektiven katalytischen Reduktion unter Verwendung eines geeigneten Reduktionsmittels.

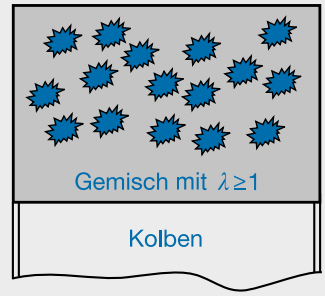
Homogene Selbstzündung

Vor dem Hintergrund einer verschärften Abgasgesetzgebung bei gleichzeitiger Forderung nach geringem Kraftstoffverbrauch ist das Verfahren der homogenen Selbstzündung beim Ottomotor, auch HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) genannt, eine weitere interessante Alternative. Bei diesem Brennverfahren wird ein stark mit Luft oder Abgas verdünntes Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch im Zylinder bis zur Selbstzündung verdichtet. Die Verbrennung erfolgt als Volumenreaktion ohne Ausbildung einer turbulenten Flammenfront oder einer Diffusionsverbrennung (Bild 11).

Die thermodynamische Analyse des Arbeitsprozesses verdeutlicht die Vorteile des HCCI-Verfahrens gegenüber der Anwendung anderer ottomotorischer Brennverfahren mit konventioneller Fremdzündung: Die Entdrosselung (hoher Massenanteil, der am thermodynamischen Prozess teilnimmt und drastische Reduktion der Ladungswechselverluste), kalorische Vorteile bedingt durch die Niedrigtemperatur-Umsetzung und die schnelle Wärmefreisetzung führen zu einer Annäherung an den idealen Gleichraumprozess und somit zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades. Da die Selbstzündung und die Verbrennung an unterschiedlichen Orten im Brennraum gleichzeitig beginnen, ist die Flammenausbreitung im Gegensatz zum fremdgezündeten Betrieb nicht von lokalen Randbedingungen abhängig, so dass geringere Zyklusschwankungen auftreten.

Die kontrollierte Selbstzündung bietet die Möglichkeit, den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses unter Beibehaltung des klassischen Dreiwegekatalysators ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung zu steigern. Die überwiegend magere Niedrigtemperatur-Wärmefreisetzung bedingt einen sehr niedrigen NO_x-Ausstoß bei ähnlichen HC-Emissionen und reduzierter CO-Bildung im Vergleich zum konventionellen fremdgezündeten Betrieb.

11 Volumenreaktion im Brennraum bei der homogenen Selbstzündung



Irreguläre Verbrennung

Unter irregulärer Verbrennung beim Ottomotor versteht man Phänomene wie die klopfende Verbrennung, Glühzündung oder andere Vorentflammungserscheinungen. Eine klopfende Verbrennung äußert sich im Allgemeinen durch ein deutlich hörbares, metallisches Geräusch (Klingeln, Klopfen). Die schädigende Wirkung eines dauerhaften Klopfens kann zum völligen Ausfall des Motors führen. In heutigen Serienmotoren dient eine Klopfregelung dazu, den Motor bei Volllast gefahrlos an der Klopfgrenze zu betreiben. Hierzu wird die klopfende Verbrennung durch einen Sensor detektiert und der Zündwinkel vom Steuergerät entsprechend angepasst. Durch die Anwendung der Klopfregelung ergeben sich weitere Vorteile, insbesondere die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs, die Erhöhung des Drehmoments sowie die Darstellung des Motorbetriebs in einem vergrößerten Oktanzahlbereich. Eine Klopfregelung ist allerdings nur dann anwendbar, wenn das Klopfen ein reproduzierbares und wiederkehrendes Phänomen ist.

Der Unterschied zwischen einer regulären und einer klopfenden Verbrennung ist in (**Bild 12**) dargestellt. Aus dieser wird deutlich, dass der Zylinderdruck bereits vor Klopfbeginn infolge hochfrequenter Druckwellen, welche durch den Brennraum pulsieren, im Vergleich zum nicht klopfenden Arbeitsspiel deutlich ansteigt. Bereits die frühe Phase der klopfenden Verbrennung zeichnet sich also gegenüber dem mittleren Arbeitsspiel (in **Bild 12** als reguläre Verbrennung gekennzeichnet) durch einen schnelleren Massenumsatz aus. Beim Klopfen kommt es

12 Druckverläufe von Verbrennungen (Mitteldruck 20 bar, Drehzahl 2 000 min^{-1})

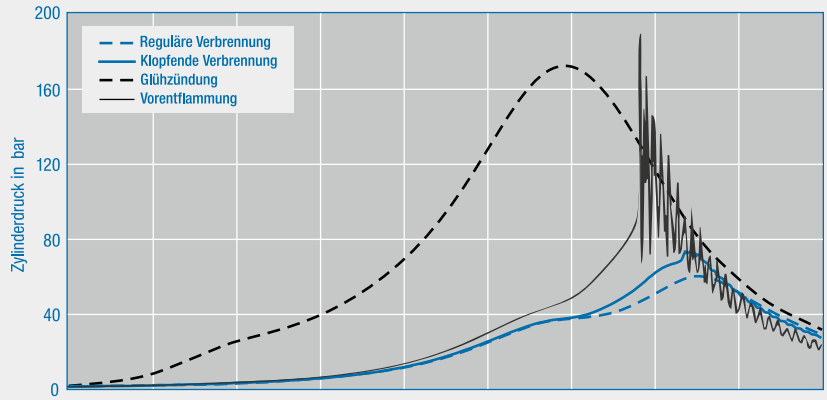


Bild 12
Der Kurbelwinkel ist auf den oberen Totpunkt in der Kompressionsphase (ZOT) bezogen.

zur Selbstzündung in den noch nicht von der Flamme erfassten Endgaszonen. Die stehenden Wellen, die anschließend durch den Brennraum fortschreiten, verursachen das hörbare, klingelnde Geräusch. Im Motorbetrieb wird das Eintreten von Klopfen durch eine Spätverstellung des Zündwinkels vermieden. Dies führt, je nach resultierender Schwerpunktslage der Verbrennung, zu einem nicht unerheblichen Wirkungsgradverlust.

Die Glühzündung führt gewöhnlich zu einer sehr hohen mechanischen Belastung des Motors. Die Entflammung des Frischgemischs erfolgt hierbei teilweise deutlich vor dem regulären Auslösen des Zündfunkens. Häufig kommt es zu einem sogenannten Run-on, wobei nach starkem Klopfen der Zeitpunkt der Entzündung mit jedem weiteren Arbeitsspiel früher erfolgt. Dabei wird ein Großteil des Frischgemisches bereits deutlich vor dem oberen Totpunkt in der Kompressionsphase umgesetzt (**Bild 12**). Druck und Temperatur im Brennraum steigen dabei aufgrund der noch ablaufenden Kompression stark an. Hat sich die Glühzündung erst eingestellt, kommt es im Gegensatz zur klopfenden Verbrennung zu keinem wahrnehmbaren Geräusch, da die pulsierenden Druckwellen im Brennraum ausbleiben. Solch eine extrem frühe Glühzündung führt meistens zum sofortigen Ausfall des Motors. Bevorzugte Stellen, an denen eine Oberflächenzündung beginnen kann, sind überhitzte Ventile oder Zündkerzen, glühende Verbrennungsrückstände oder sehr heiße Stellen im Brennraum wie beispielsweise Kanten von Kolbenmulden. Eine Oberflächenzündung kann durch entsprechende Auslegung der Kühlkanäle im Bereich des Zylinderkopfs und der Laufbuchse in den meisten Fällen vermieden werden.

Eine Vorentflammung zeichnet sich durch eine unkontrollierte und sporadisch auftretende Selbstentflammung aus, welche vor allem bei kleinen Drehzahlen und hohen Lasten auftritt. Der Zeitpunkt der Selbstentflammung kann dabei von deutlich vor bis zum Zeitpunkt der Zündeinleitung selbst variieren. Betroffen von diesem Phänomen

sind generell hoch aufgeladene Motoren mit hohen Mitteldrücken im unteren Drehzahlbereich (Low-End-Torque). Hier entfällt bis heute die Möglichkeit zur effektiven Regelung, die dem Auftreten der Vorentflammung entgegenwirken könnte, da die Ereignisse meist einzeln auftreten und nur selten unmittelbar in mehreren Arbeitsspielen aufeinander folgen. Als Reaktion wird bei Serienmotoren nach heutigem Stand zunächst der Ladedruck reduziert. Tritt weiterhin ein Vorentflammungsereignis auf, wird als letzte Maßnahme die Einspritzung ausgeblendet. Die Folge einer Vorentflammung ist eine schlagartige Umsetzung der verbliebenen Zylinderladung mit extremen Druckgradienten und sehr hohen Spitzendrücken, die teilweise 300 bar erreichen. Im Allgemeinen führt ein Vorentflammungsereignis daraufhin immer zu extremem Klopfen und gleicht vom Ablauf her einer Verbrennung, wie sie sich bei extrem früher Zündeinleitung (Überzündung) darstellt. Die Ursache hierfür ist noch nicht vollends geklärt. Vielmehr existieren auch hier mehrere Erklärungsversuche. Die Direkteinspritzung spielt hier eine relevante Rolle, da zündwillige Tropfen und zündwilliger Kraftstoffdampf in den Brennraum gelangen können. Unter anderem stehen Ablagerungen (Partikel, Ruß usw.) im Verdacht, da sie sich von der Brennraumwand lösen und als Initiator in Betracht kommen. Ein weiterer Erklärungsversuch geht davon aus, dass Fremdmedien (z. B. Öl) in den Brennraum gelangen, welche eine kürzere Zündverzugszeit aufweisen als übliche Kohlenwasserstoff-Bestandteile im Ottokraftstoff und damit das Reaktionsniveau entsprechend herabsetzen. Die Vielfalt des Phänomens ist stark motorabhängig und lässt sich kaum auf eine allgemeine Ursache zurückführen.

Drehmoment, Leistung und Verbrauch

Drehmomente am Antriebsstrang

Die von einem Ottomotor abgegebene Leistung P wird durch das verfügbare Kupplungsmoment M_k und die Motordrehzahl n bestimmt. Das an der Kupplung verfügbare Moment (Bild 13) ergibt sich aus dem durch den Verbrennungsprozess erzeugten Drehmoment, abzüglich der Ladungswechselverluste, der Reibung und dem Anteil zum Betrieb der Nebenaggregate. Das Antriebsmoment ergibt sich aus dem Kupplungsmoment abzüglich der an der Kupplung und im Getriebe auftretenden Verluste.

Das aus dem Verbrennungsprozess erzeugte Drehmoment wird im Arbeitstakt (Verbrennung und Expansion) erzeugt und ist bei Ottomotoren hauptsächlich abhängig von:

- der Luftmasse, die nach dem Schließen der Einlassventile für die Verbrennung zur Verfügung steht – bei homogenen Brennverfahren ist die Luft die Führungsgröße,
- die Kraftstoffmasse im Zylinder – bei geschichteten Brennverfahren ist die Kraftstoffmasse die Führungsgröße,
- dem Zündzeitpunkt, zu welchem der Zündfunke die Entflammung und Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches einleitet.

Definition von Kenngrößen

Das instationäre innere Drehmoment M_i im Verbrennungsmotor ergibt sich aus dem Produkt von resultierender tangentialer Kraft F_T und Hebelarm r an der Kurbelwelle:

$$M_i = F_T r . \tag{4}$$

Die am Kurbelradius r wirkende Tangentialkraft F_T (Bild 14) resultiert aus der Kolbenkraft des Zylinders F_z, dem Kurbelwinkel φ und dem Pleuelschwenkwinkel β zu:

13 Drehmomente am Antriebsstrang

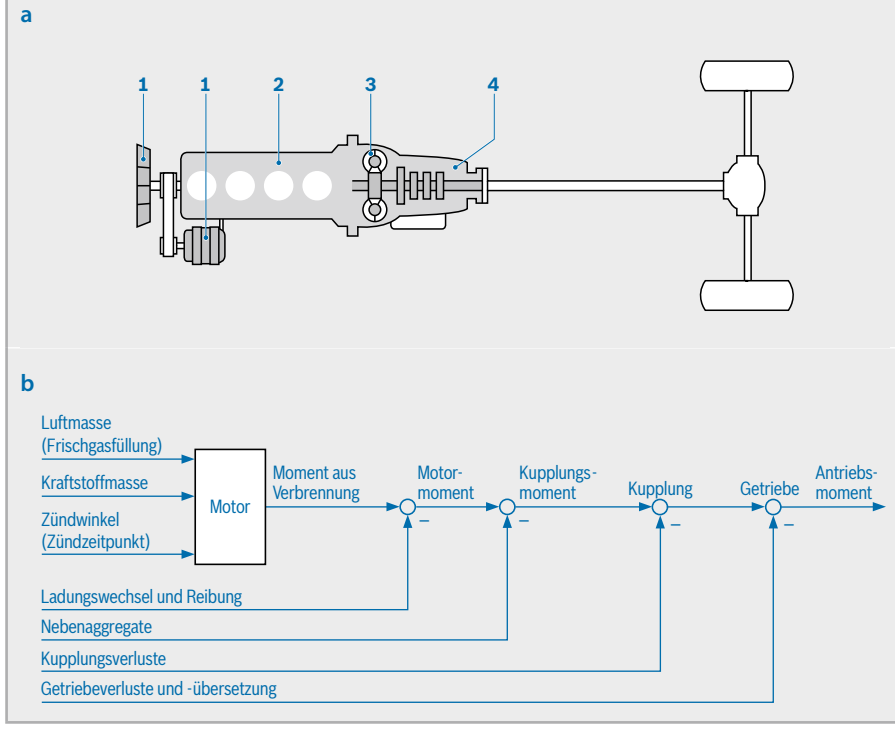


Bild 13
a schematische Anordnung der Komponenten
b Drehmomente am Antriebsstrang

1 Nebenaggregate (Generator, Klimakompressor usw.)
2 Motor
3 Kupplung
4 Getriebe

14 Kräfte an Pleuel und Kurbelwelle

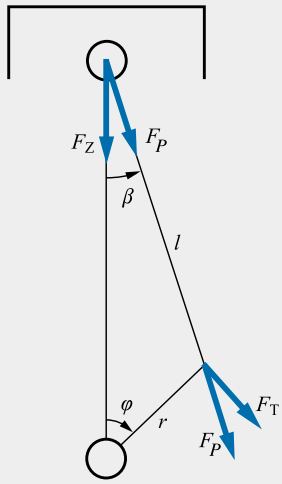


Bild 14
l Pleuellänge
r Kurbelradius
φ Kurbelwinkel
β Pleuelschwenkwinkel
F_Z Kolbenkraft
F_p Pleuelstangenkraft
F_T Tagentialkraft

$$F_T = F_z \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}. \quad (5)$$

Mit

$$r\sin\varphi = l\sin\beta \quad (6)$$

und der Einführung des Schubstangenverhältnisses λ_l

$$\lambda_l = \frac{r}{l} \quad (7)$$

ergibt sich für die Tangentialkraft:

$$F_T = F_z\left(\sin\varphi + \lambda_l \frac{\sin\varphi\cos\varphi}{\sqrt{1-\lambda_l{}^2\sin^2\varphi}}\right). \quad (8)$$

Die Kolbenkraft F_z ist ihrerseits bestimmt durch das Produkt aus der lichten Kolbenflä-

che A, die sich aus dem Kolbenradius r_K zu

$$A_K = r_K^2 \pi \tag{9}$$

ergibt und dem Differenzdruck am Kolben, welcher durch den Brennraumdruck p_Z und dem Druck p_K im Kurbelgehäuse gegeben ist:

$$F_Z = A_K (p_Z - p_K) = r_K^2 \pi (p_Z - p_K). \tag{10}$$

Für das instationäre innere Drehmoment M_i ergibt sich schließlich in Abhängigkeit der Stellung der Kurbelwelle:

$$M_i = r_K^2 \pi (p_Z - p_K) \left(\sin\varphi + \lambda_l \frac{\sin\varphi \cos\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_l^2 \sin^2\varphi}} \right) r. \tag{11}$$

Für die Hubfunktion s, welche die Bewegung des Kolbens bei einem nicht geschränktem Kurbeltrieb beschreibt, folgt aus der Beziehung

$$s = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\beta) \tag{12}$$

der Ausdruck:

$$s = \left(1 + \frac{1}{\lambda_l} - \cos\varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda_l^2} - \sin^2\varphi} \right) r. \tag{13}$$

Damit ist die augenblickliche Stellung des Kolbens durch den Kurbelwinkel φ, durch den Kurbelradius r und durch das Schubstangenverhältnis λ_l beschrieben. Das momentane Zylindervolumen V ergibt sich aus der Summe von Kompressionsendvolumen V_K und dem Volumen, welches sich über die Kolbenbewegung s mit der lichten Kolbenfläche A_K ergibt:

$$V = V_K + A_K s = V_K + r_K^2 \pi \left(1 + \frac{1}{\lambda_l} - \cos\varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda_l^2} - \sin^2\varphi} \right) r. \tag{14}$$

15 Typische Leistungs- und Drehmomentkurven eines Ottomotors mit vier Zylindern

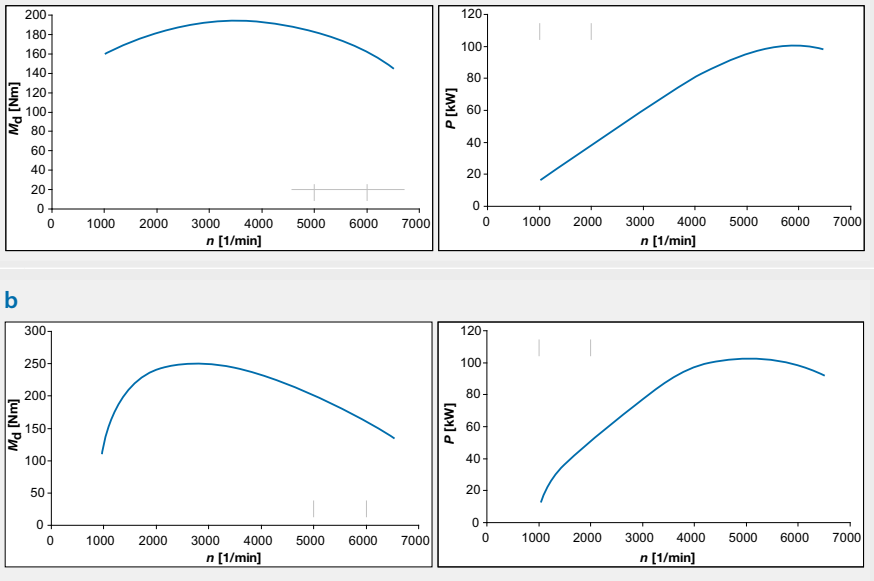


Bild 15
a 1,9 *l* Hubraum ohne Aufladung
b 1,4 *l* Hubraum mit Aufladung
n Drehzahl
M_d Drehmoment
P Leistung

16 Verbrauchskennfeld eines Ottomotors ohne Aufladung

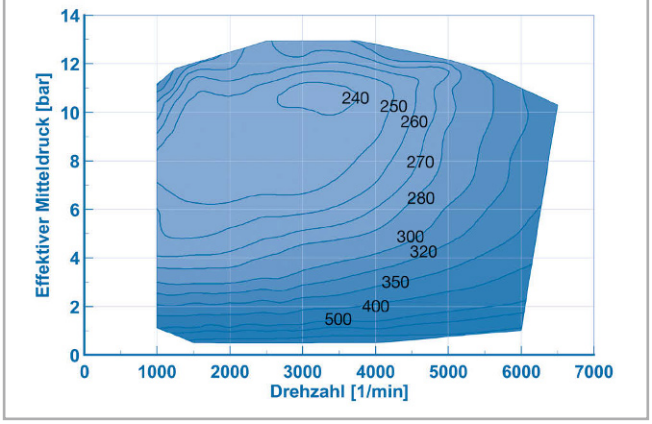


Bild 16
Die Zahlen geben den Wert für b_e in g/kWh an.

17 Verbrauchskennfeld eines aufgeladenen Ottomotors

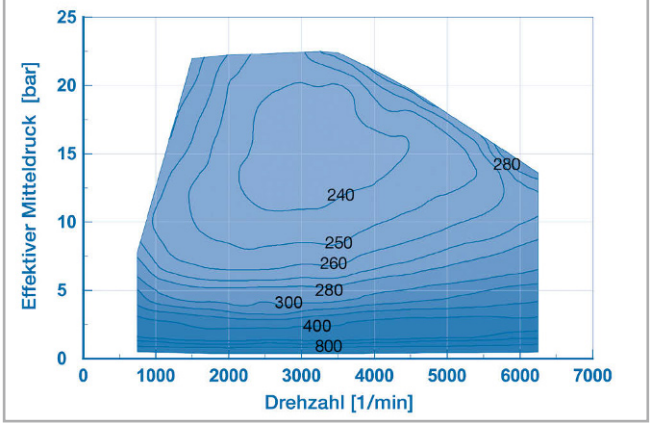


Bild 17
Die Zahlen geben den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e in g/kWh an.

Das am Kurbeltrieb erzeugte Drehmoment kann in Abhängigkeit des Fahrerwunsches durch Einstellen von Qualität und Quantität des Luft-Kraftstoff-Gemisches sowie des Zündwinkels geregelt werden. Das maximal erreichbare Drehmoment wird durch die maximale Füllung und die Konstruktion des Kurbeltriebs und Zylinderkopfes begrenzt.

Das effektive Drehmoment an der Kurbelwelle M_d entspricht der inneren technischen Arbeit abzüglich aller Reibungs- und Aggregateverluste. Üblicherweise erfolgt die Auslegung des maximalen Drehmomentes für niedrige Drehzahlen ($n \approx 2\,000\ \text{min}^{-1}$), da in diesem Bereich der höchste Wirkungsgrad des Motors erreicht wird.

Die innere technische Arbeit W_i kann direkt aus dem Druck im Zylinder und der Volumenänderung während eines Arbeitsspiels in Abhängigkeit der Taktzahl n_T berechnet werden:

$$W_i = \int_{0^\circ}^{\varphi_T} p \frac{dV}{d\varphi} d\varphi, \tag{15}$$

wobei

$$\varphi_T = n_T \cdot 180^\circ \tag{16}$$

beträgt.

Unter Verwendung des an der Kurbelwelle des Motors abgegebenen Drehmomentes M_d und der Taktzahl n_T ergibt sich für die effektive Arbeit:

$$W_e = 2\pi \frac{n_T}{2} M_d. \tag{17}$$

Die auftretenden Verluste durch Reibung und Nebenaggregate können als Differenz zwischen der inneren Arbeit W_i und der effektiven Nutzarbeit W_e als Reibarbeit W_R angegeben werden:

$$W_R = W_i - W_e. \tag{18}$$

Eine Drehmomentgröße, die das Vergleichen der Last unterschiedlicher Motoren erlaubt, ist die spezifische effektive Arbeit w_e, welche die effektive Arbeit W_e auf das Hubvolumen des Motors bezieht:

$$w_e = \frac{W_e}{V_H}. \tag{19}$$

Da es sich bei dieser Größe um den Quotienten aus Arbeit und Volumen handelt, wird

diese oft als effektiver Mitteldruck p_{me} bezeichnet.

Die effektiv vom Motor abgegebene Leistung P resultiert aus dem erreichten Drehmoment M_d und der Motordrehzahl n zu:

$$P = 2\pi M_d n . \tag{20}$$

Die Motorleistung steigt bis zur Nenndrehzahl. Bei höheren Drehzahlen nimmt die Leistung wieder ab, da in diesem Bereich das Drehmoment stark abfällt.

Verläufe

Typische Leistungs- und Drehmomentkurven je eines Motors ohne und mit Aufladung, beide mit einer Leistung von 100 kW, werden in **Bild 15** dargestellt.

Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e stellt den Zusammenhang zwischen dem Kraftstoffaufwand und der abgegebenen Leistung des Motors dar. Er entspricht damit der Kraftstoffmenge pro erbrachte Arbeitseinheit und wird in g/kWh angegeben. Die **Bilder 16** und **17** zeigen typische Werte des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im homogenen, fremdgezündeten Betriebskennfeld eines Ottomotors ohne und mit Aufladung.

Füllungssteuerung bei Ottomotoren

Bei einem mit definiertem Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ homogen betriebenen Ottomotor werden Drehmoment und Leistung von der zugeführten Luftmasse bestimmt. Damit λ genau eingehalten werden kann, wird die zugeführte Luftmasse exakt gemessen, die zu λ passende Einspritzmenge Kraftstoff berechnet und zugemessen.

Elektronische Motorleistungssteuerung

Für die Verbrennung des Kraftstoffs ist Sauerstoff erforderlich, den der Motor aus der angesaugten Luft bezieht. Bei Motoren mit äußerer Gemischbildung (Saugrohreinspritzung) und auch bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung im Homogenbetrieb ist das abgegebene Motordrehmoment direkt abhängig von der angesaugten Luftmasse. Zur Einstellung einer definierten Luftfüllung muss die Luftzufuhr zum Motor gedrosselt werden.

Aufgabe und Arbeitsweise

Das vom Fahrer geforderte Drehmoment ergibt sich aus der Stellung des Fahrpedals. Bei Einsatz einer elektronischen Motorleistungssteuerung und einem elektronischen Gaspedal (EGAS-System) erfasst ein Positionssensor im Fahrpedalmodul (**Bild 1**, Pos. 1) diese Größe. Weitere Drehmomentanforderungen ergeben sich aus funktionalen Anforderungen wie z. B. ein zusätzliches Drehmoment bei eingeschalteter Klimaanlage oder eine Drehmomentreduzierung beim Schaltvorgang.

Das Motorsteuergerät (2) – z. B. ME-Motronic für Systeme mit Saugrohreinspritzung oder DI-Motronic für Benzin-Direkteinspritzung – berechnet aus dem einzustellenden Drehmoment die notwendige Luftmasse und erzeugt die Ansteuersignale für die elektrisch betätigte Drosselklappe (5). Dadurch wird der Öffnungsquerschnitt und damit der vom Ottomotor angesaugte Luftmassenstrom eingestellt. Der Drosselklappenwinkelsensor (3) liefert eine Rückmeldung der aktuellen Stellung der Drosselklappe und ermöglicht somit das exakte Einhalten der gewünschten Drosselklappenposition.

Mit dem EGAS-System kann auf einfache Weise auch eine Fahrgeschwindigkeitsregelung (FGR) integriert werden. Das Steuergerät stellt das Drehmoment so ein, dass die über das Bedienelement der Fahrgeschwindigkeitsregelung vorgewählte Geschwindigkeit eingehalten wird. Ein Betätigen des Fahrpedals ist dabei nicht erforderlich.

Elektrische Drosselvorrichtung des EGAS-Systems

Die elektrische Drosselvorrichtung (**Bild 2**) dient zur Steuerung der Luftzufuhr zum Verbrennungsmotor. Sie besteht aus dem Pneumatikgehäuse (1) und der Drosselklappe (3), dem Antrieb mit einem Gleichstrommotor (5), aus den Sensoren zur Messung der Klappenstellung und dem Stecker (4) zum Anschluss an das Steuergerät. Darüber hinaus gibt es Drosselvorrichtungen mit Anschlüssen an den Kühlwasserkreislauf des Motors zur Vermeidung einer Klappenvereisung oder mit einem Unterdruckanschluss für den Bremskraftverstärker.

Der Drosselklappensteller ist typischerweise modular aufgebaut, wodurch eine einfache Anpassung an unterschiedliche Klappendurchmesser, Flanschgeometrien oder Steckergeometrien möglich ist. Die Drosselklappe ist über die Drosselklappenwelle im Gehäuse drehbar gelagert. Durch die mittige Anordnung der Welle werden Momente durch den Druckabfall über der Klappe vermieden. Je nach Motorhubraum kommen Klappendurchmesser von 32 mm bis 82 mm zum Einsatz. Der Druckabfall über der Klap-

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_13

1 Elektronische Motorleistungssteuerung (EGAS-System)

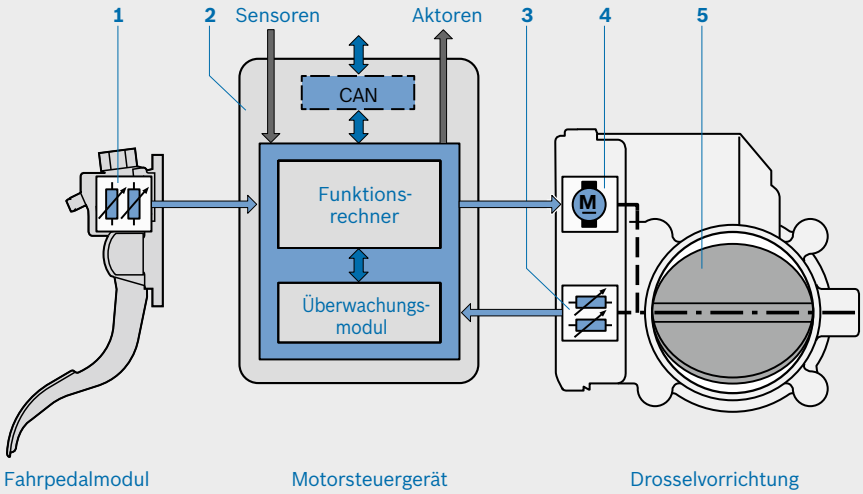


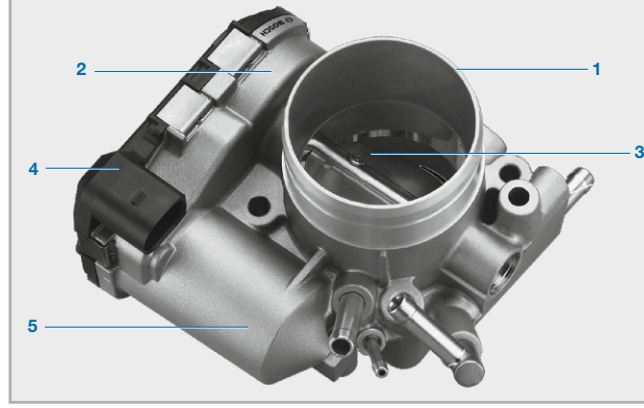
Bild 1
1 Fahrpedalsensor
2 Motorsteuergerät
3 Drosselklappenwinkelsensor
4 Drosselklappenantrieb
5 Drosselklappe

pe kann bei Turbomotoren bis zu 4 bar betragen.

Der Antrieb der Drosselklappenwelle erfolgt über einen Gleichstrommotor und ein zweistufiges Getriebe mit einer typischen Übersetzung von ca. 1:20. Der Motor wird vom Steuergerät mit einer pulsweitenmodulierten Rechteckspannung von ca. 2 kHz angesteuert. Die typische Öffnungs- und Schließzeit der Klappe liegt unter 100 ms. Ein in das Gehäuse integriertes Federsystem bringt die Klappe bei fehlender Ansteuerung in eine Stellung, die einen Betrieb des Fahrzeugs mit erhöhter Leerlaufdrehzahl (im Notbetrieb) ermöglicht. Sensoren erfassen die Stellung der Drosselklappe und geben eine zur Drosselklappenstellung (zum Winkel) proportionale Gleichspannung aus. Berührende Sensoren (Potentiometer) werden zunehmend durch berührungslose Sensoren (Induktiv- oder Hallsensoren) ersetzt. Die Sensoren sind redundant ausgelegt. Das Steuergerät erkennt mögliche Fehler in der Signalerfassung, indem es die beiden (redundanten) Sensorsignale ständig vergleicht oder Spannungen außerhalb des normalen Bereiches feststellt. Neuerdings gibt es auch Sensoren, die über eine digitale Schnittstelle mit dem Steuergerät kommunizieren. Der Steckverbinder der Drosselvorrichtung ist 6-polig ausgelegt mit zwei Anschlüssen für den Motor und vier Anschlüssen für Sensorversorgung, Sensormasse und die beiden Sensorsignale.

Bild 2
1 Pneumatikgehäuse
2 Getriebegehäuse
3 Drosselklappe
4 Stecker
5 Gleichstrommotor

2 Elektrische Drosselvorrichtung



3 Kennlinien der beiden Potentiometer eines Fahrpedalsensors

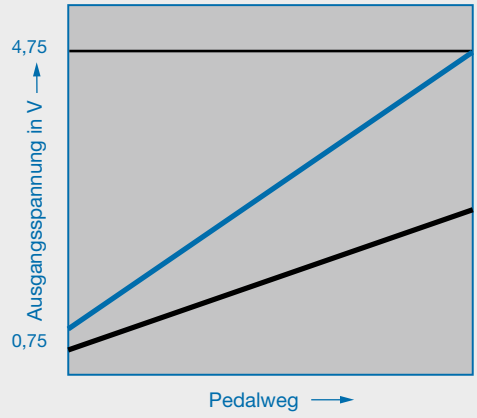


Bild 3
Der Pedalweg beträgt etwa 25 mm.

4 Explosionsdarstellung eines Fahrpedalmoduls

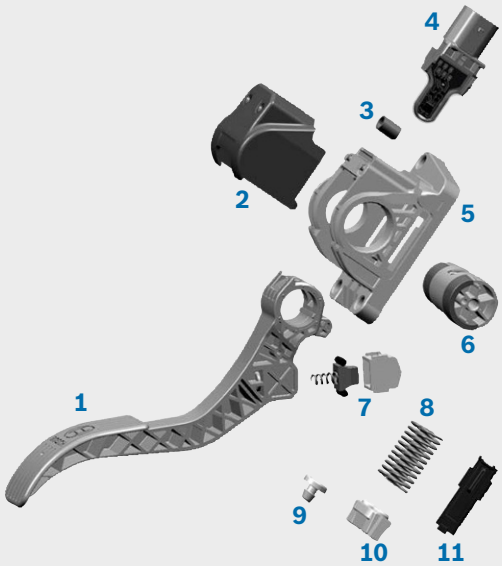


Bild 4
1 Pedal
2 Deckel
3 Abstandshülse
4 Sensorblock mit Gehäuse und Stecker
5 Lagerblock
6 Welle mit zwei Magneten und Hysteresee-lementen (runde Magnete nicht sichtbar)
7 Kickdown (optional)
8 zwei Federn
9 Anschlagsdämpfer
10 Druckstück
11 Bodendeckel

Fahrpedalmodul

Das Motorsteuergerät erhält den Messwert der Pedalstellung als elektrische Spannung. Mithilfe einer gespeicherten Sensorkennlinie rechnet das Steuergerät diese Spannung in den relativen Pedalweg, d. h. die Winkelstellung des Fahrpedals, um (Bild 3).

Für Diagnosezwecke und für den Fall einer Störung ist ein redundanter (doppelter) Sensor integriert. Er ist Bestandteil des Überwachungssystems. Eine typische Ausführung arbeitet mit einem zweiten Sensor, der in allen Betriebspunkten immer die halbe Spannung des ersten Sensors liefert. Für die Fehlererkennung stehen damit zwei unabhängige Signale zur Verfügung (Bild 3).

Der Fahrpedalsensor ist im Fahrpedalmodul (Bild 4) integriert. Dieses besteht aus dem eigentlichen Pedal (1), einem Federsystem (8) welches das Pedal in die Ruhestellung zurückführt und den Gehäuseelementen Deckel (2), Lagerblock (5) sowie Bodendeckel (11). Die Bewegung des Pedals wird in eine Drehbewegung der Welle (6) und der darauf aufgebrachten Magneten übertragen, welche durch den im Sensorblock (4) verbauten Hall-Winkelsensor in ein elektrisches Signal umgesetzt wird (siehe z. B. [2]). Optional kann bei Fahrzeugen mit automatischem Getriebe ein Schalter (7) im Bereich des Anschlags ein elektrisches Kickdown-Signal erzeugen.

Überwachungskonzept der elektronischen Motorleistungssteuerung

Die elektronische Motorleistungssteuerung (EGAS-System) gehört zu den sicherheitsrelevanten Systemen. Das Motormanagement beinhaltet deshalb eine Diagnose der Einzelkomponenten. Eingangsinformationen, die den leistungsbestimmenden Fahrerwunsch (Stellung des Fahrpedals) oder den Motorzustand (Stellung der Drosselklappe) darstellen, werden dem Steuergerät durch eine red-

undante Sensorik zugeführt. Die beiden Sensoren im Fahrpedalmodul sowie die beiden Sensoren in der Drosselvorrichtung liefern jeweils voneinander unabhängige Signale, sodass bei Ausfall des einen Signals das andere einen gültigen Wert liefert. Unterschiedliche Kennlinien stellen sicher, dass ein Kurzschluss zwischen den beiden Signalen erkannt wird.

Dynamische Aufladung

Das erreichbare Motordrehmoment ist näherungsweise proportional zum Frischgasanteil der Zylinderfüllung. Das maximale Drehmoment kann daher in gewissen Grenzen gesteigert werden, indem die Luft vor Eintritt in den Zylinder verdichtet wird. Die Ladungswechselvorgänge werden nicht nur durch die Steuerzeiten der Gaswechselventile, sondern auch durch die Saug- und Abgasleitung beeinflusst. Die Saugrohranlage besteht aus einer Kombination von Schwingrohren und Volumina.

In Bild 5 ist der prinzipielle Aufbau einer Ansauganlage eines Verbrennungsmotors dargestellt. Zwischen den Zylindern (1) und den Schwingrohren (2) befinden sich die periodisch öffnenden Einlassventile des Motors. Angeregt durch die Saugarbeit des Kolbens löst das öffnende Einlassventil eine zurücklaufende Unterdruckwelle aus. Am offenen Ende des Saugrohrs trifft die Druckwelle auf ruhende Umgebungsluft (Sammler (3) oder Luftfilter) oder auf die Drosselklappe (4), und wird dort teilweise als Überdruckwelle reflektiert und läuft wieder zurück in Richtung Einlassventil. Die dadurch entstehenden Druckschwankungen am Einlassventil sind phasen- und frequenzabhängig und können ausgenutzt werden, um die Frischgasfüllung zu vergrößern und damit ein höchstmögliches Drehmoment zu erreichen.

5 Prinzip der Schwingsaugrohraufladung

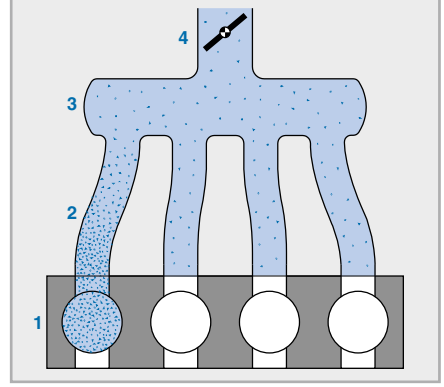


Bild 5
1 Zylinder
2 Einzelschwingrohr
3 Sammelbehälter
4 Drosselklappe

Dieser Aufladeeffekt beruht also auf der Ausnutzung der Dynamik der angesaugten Luft. Die dynamischen Effekte im Saugrohr hängen von den geometrischen Verhältnissen im Saugrohr, aber auch von der Motordrehzahl ab. Es kann daher durch eine geeignete Abstimmung eine Erhöhung der Zylinderfüllung in bestimmten Drehzahlbereichen erzielt werden.

Schwingsaugrohraufladung

Saugrohre für Einzeleinspritzanlagen bestehen aus den Einzelschwingrohren und Sammelbehälter (Sammler). Bei der Schwingsaugrohraufladung (Bild 5) hat jeder Zylinder ein gesondertes Einzelschwingrohr (2) bestimmter Länge, das meist an einen Sammelbehälter (3) angeschlossen ist. In diesen Schwingrohren können sich die Druckwellen, welche durch die periodisch öffnenden Einlassventile erzeugt werden, unabhängig voneinander ausbreiten.

Der Aufladeeffekt ist abhängig von der Saugrohrgeometrie und der Motordrehzahl. Länge und Durchmesser der Einzelschwingrohre werden deshalb so auf die Ventilsteuerzeiten abgestimmt, dass im gewünschten Drehzahlbereich eine am Ende des Schwingrohrs (an der Drosselklappe oder am Luftfil-

ter) teilweise reflektierte Druckwelle durch das geöffnete Einlassventil des Zylinders (1) läuft und somit eine bessere Füllung ermöglicht. Lange, dünne Schwingrohre bewirken einen hohen Aufladeeffekt im niedrigen Drehzahlbereich. Kurze, weite Schwingrohre wirken sich günstig auf den Drehmomentverlauf im oberen Drehzahlbereich aus.

Resonanzaufladung

Bei einer bestimmten Motordrehzahl kommen die Gasschwingungen in der Saugrohranlage, angeregt durch die periodische Kolbenbewegung, in Resonanz. Das führt zu einer Drucksteigerung und zu einem zusätzlichen Aufladeeffekt.

Bei Resonanzsaugrohrsystemen (Bild 6) werden Gruppen von Zylindern (1) mit gleichen Zündabständen über kurze Saugrohre (2) an jeweils einen Resonanzbehälter (3) angeschlossen. Diese sind über Resonanzsaugrohre (4) mit der Atmosphäre oder einem Sammelbehälter (5) verbunden und wirken als Resonatoren. Die Auftrennung in zwei Zylindergruppen mit zwei Resonanzsaugrohren verhindert eine Überschneidung der Strömungsvorgänge von zwei in der Zündfolge benachbarten Zylindern. Der Drehzahlbereich, bei dem der Aufladeeffekt durch die entstehende Resonanz groß sein soll, bestimmt die Länge der Resonanzsaugrohre und die Größe der Resonanzbehälter. Die teilweise benötigten großen Volumina der Saugrohranlage können aber durch ihre Speicherwirkung bei schnellen Laständerungen Dynamikfehler zur Folge haben.

Variable Saugrohrgeometrie

Die zusätzliche Füllung durch die dynamische Aufladung hängt vom Betriebspunkt des Motors ab. Die beiden zuvor genannten Systeme erhöhen die erzielbare maximale Füllung (den Liefergrad) im gewünschten Drehzahlband (Bild 7). Einen nahezu idealen Drehmomentverlauf ermöglicht eine variable Saugrohrgeometrie (z. B. Schalt-Ansaugsysteme), bei der zum Beispiel über Klappen in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunkt verschiedene Verstellungen möglich sind:

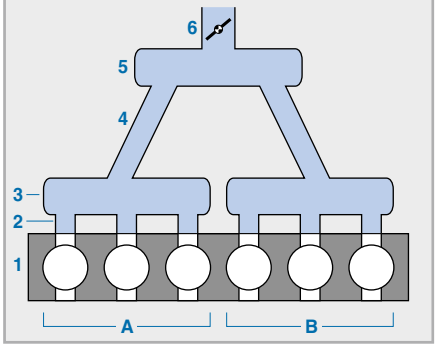
- Verstellen der Schwingsaugrohrlänge,
- Umschalten zwischen verschiedenen Schwingsaugrohrlängen oder unterschiedlichen Durchmessern von Schwingsaugrohren,
- wahlweises Abschalten eines Einzelrohrs je Zylinder bei Mehrfachschwingsaugrohren,
- Umschalten auf unterschiedliche Sammlervolumen.

Bild 6
1 Zylinder
2 kurzes Saugrohr
3 Resonanzbehälter
4 Resonanzsaugrohr
5 Sammelbehälter
6 Drosselklappe

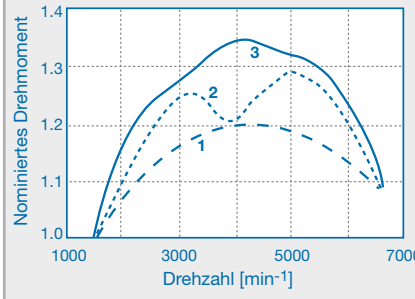
A und B bezeichnen Zylindergruppen mit gleichen Zündabständen.

Bild 7
1 Standard
2 optimiertes Schaltsystem
3 optimiertes Schaltsystem mit variablem Ventiltrieb

6 Prinzip der Resonanzaufladung



7 Verlauf des normierten Drehmoments über der Motordrehzahl für 8-Zylinder-Motoren [1]



Zum Umschalten der Schalt-Ansaugsysteme dienen zum Beispiel elektrisch oder elektropneumatisch betätigte Klappen.

Schwingsaugrohrsysteme

Bei dem in **Bild 8** dargestellten Saugrohrsystem kann zwischen zwei verschiedenen Schwingsaugrohren umgeschaltet werden. Im unteren Drehzahlbereich ist die Umschaltklappe (1) geschlossen und die angesaugte Luft strömt durch das lange Schwingsaugrohr (3) zu den Zylindern. Bei hohen Drehzahlen und geöffneter Umschaltklappe nimmt die angesaugte Luft den Weg durch das kurze, weite Saugrohr (4). Damit ist eine bessere Zylinderfüllung bei hohen Drehzahlen möglich.

Resonanzsaugrohrsysteme

Mit Öffnen einer Resonanzklappe wird ein zweites Resonanzrohr zugeschaltet (**Bild 9**). Die veränderte Geometrie dieser Anordnung beeinflusst die Eigenfrequenz der Sauganlage. Das größere wirksame Volumen bei zugeschaltetem zusätzlichen Resonanzrohr verbessert die Füllung im unteren Drehzahlbereich.

Kombiniertes Resonanz- und Schwingsaugrohrsystem

Eine Kombination von Resonanz- und Schwingsaugrohrsystem ist gegeben, wenn die geöffnete Umschaltklappe (**Bild 9**, Pos. 7) die beiden Resonanzbehälter (3) zu einem einzigen Volumen verbinden kann. Es entsteht dann ein Luftsammler für die kurzen Schwingsaugrohre (2) mit hoher Eigenfrequenz. Bei niedrigen und mittleren Drehzahlen ist die Umschaltklappe geschlossen. Das System wirkt als Resonanzsaugrohrsystem (wie in **Bild 6**). Die niedrige Eigenfrequenz ist dann durch das lange Resonanzsaugrohr (4) festgelegt.

8 Schwingsaugrohrsystem

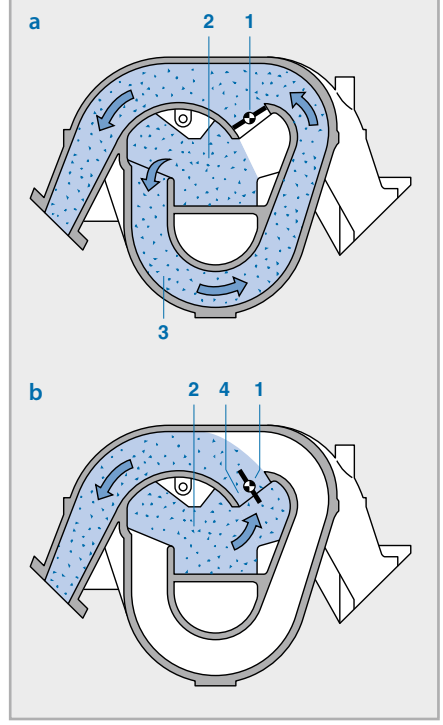


Bild 8
- a Saugrohrgeometrie bei geschlossener Umschaltklappe
- b Saugrohrgeometrie bei geöffneter Umschaltklappe
- 1 Umschaltklappe
- 2 Sammelbehälter
- 3 langes, dünnes Schwingsaugrohr bei geschlossener Umschaltklappe
- 4 kurzes, weites Schwingsaugrohr bei geöffneter Umschaltklappe

9 Kombiniertes Resonanz- und Schwingsaugrohrsystem

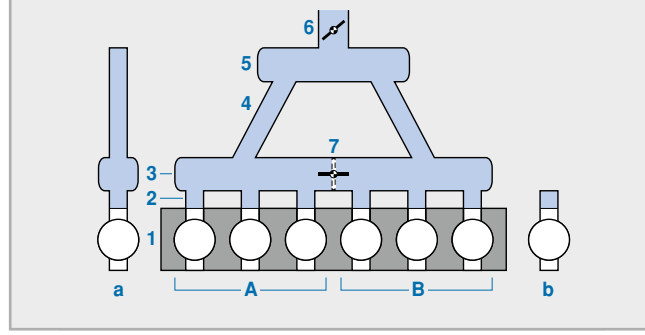


Bild 9
- 1 Zylinder
- 2 Schwingsaugrohr (kurzes Saugrohr)
- 3 Resonanzbehälter
- 4 Resonanzsaugrohr
- 5 Sammelbehälter
- 6 Drosselklappe
- 7 Umschaltklappe
- A, B Zylindergruppen mit gleichen Zündabständen
- a äquivalente Saugrohrverhältnisse bei geschlossener Umschaltklappe
- b äquivalente Saugrohrverhältnisse bei geöffneter Umschaltklappe

Aufladung

Da Drehmoment und Leistung eines Verbrennungsmotors bei steigendem Saugrohrdruck (bis zu einer gewissen Grenze) stetig ansteigen, ist es sinnvoll, Saugrohrdrücke mit einem Ladedruck oberhalb des atmosphärischen Luftdruckes bereitzustellen. Dies eröffnet die Basis, ohne Leistungseinbuße gegenüber einem Saugmotor mit kleinerem Hubraum auszukommen. Zur Realisierung entsprechender Ladedrücke ist ein Aufladesystem erforderlich, welches grundlegend unterschiedlich aufgebaut sein kann. In den folgenden Abschnitten werden die Aufladeverfahren, ihre Vorteile und Nachteile ausgeführt.

Mechanische Aufladung

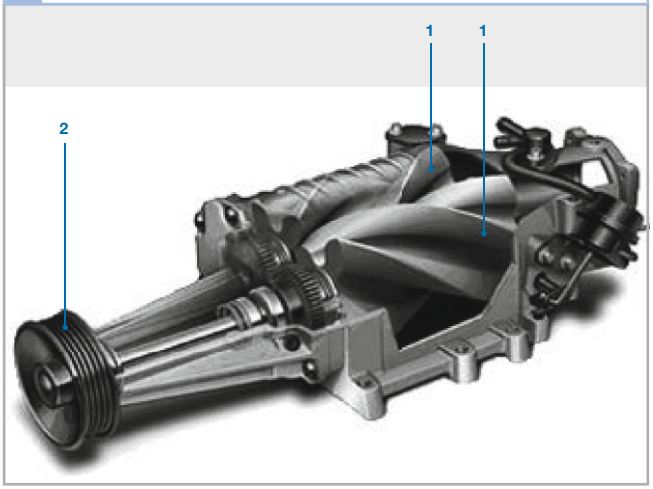
Bei der mechanischen Aufladung wird ein Verdichter direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben. **Bild 16** zeigt den Aufbau eines modernen Roots-Kompressors mit den beiden gegeneinander drehenden Rotoren (1). In der Regel sind Motor- und Verdichterdrehzahl z. B. über einen Keilrippenriemenantrieb (2) fest miteinander gekoppelt. Zum Abschalten des mechanischen Laders bei niedriger Motorlast wird i.A. noch eine elektromechanische Kupplung (nicht dargestellt) eingesetzt.

Der Ladedruck kann beim mechanischen Lader über einen Bypass gesteuert werden. Ein Teil des verdichteten Luftmassenstroms gelangt in die Zylinder und bestimmt die Füllung, der andere Teil strömt über den Bypass zurück zur Ansaugseite. Die Ansteuerung des Bypassventils übernimmt die Motorsteuerung.

Die Vorteile des mechanischen Laders sind ein spontanes Ansprechverhalten und ein gleichmäßiger Drehmomentverlauf. Allerdings belastet die Antriebsleistung den Motor und es sind Geräuschdämpfungsmaßnahmen sowie ein vergleichsweise großer Bauraum erforderlich.

Bild 16
1 Rotoren
2 Riemenscheibe

16 Rootslader (Eaton)

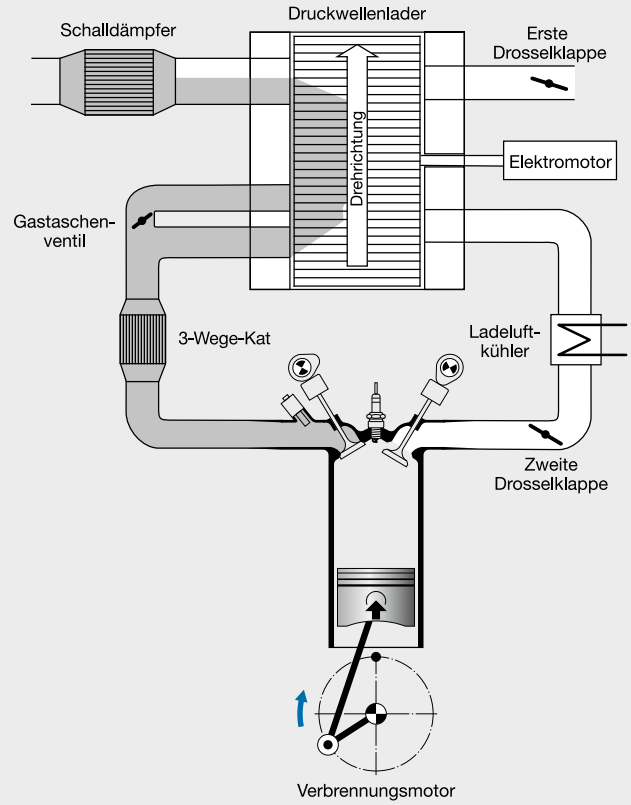


Druckwellenaufladung

Bei der Druckwellenaufladung werden im Hochdruckprozess heiße, unter Druck stehende Abgase kurzzeitig mit atmosphärischer Ansaugluft in Zellen eines Rotors in Kontakt gebracht (**Bild 17**). Dabei entwickelt sich von der Abgasseite ausgehend eine Druckwelle, welche die Ansaugluft verdichtet und auf der Ladeluftseite des Druckwellenladers ausstößt. Kurz vor Eintreffen der Abgas-Luft-Trennzone auf der Ladeluftseite wird die betreffende Zelle ladeluftseitig durch Weiterdrehen des Zellenrotors verschlossen. Durch den geringen Einzel-Kanalquerschnitt wird eine Vermischung von Frisch- und Abgas in der Trennzone weitgehend reduziert.

Im anschließenden Niederdruckprozess läuft die nun gedämpfte Druckwelle in die Gegenrichtung und verdichtet mit geringer Restenergie das in die Zelle zuvor eingetretene Abgas und stößt dieses durch die zwischenzeitlich erfolgte Öffnung auf der Ab-

17 Elektrisch angetriebener Druckwellenlader



gasseite in die Abgasanlage. Gleichzeitig erfolgt auf der gegenüberliegenden Seite derselben Zelle bedingt durch dynamischen Unterdruck ein Ansaugvorgang von atmosphärischer Luft. Unmittelbar vor Erreichen der neuen Trennzone zwischen Ansaugluft und Abgas erfolgt durch kontinuierliches Weiterdrehen des Rotors ein Verschließen der Abgasseite, so dass ein unkontrolliertes Überströmen von Ansaugluft in den Abgasanlage vermieden wird.

Zur Erzielung günstigerer Einbauverhältnisse und zur besseren Regelung bietet es sich an, den Riementrieb durch einen elektrischen Antrieb zu ersetzen. Die Antriebsleistung ergibt sich im Wesentlichen auf Basis der Rotorträgheit und der Drehzahldynamik des Verbrennungsmotors und begrenzt sich damit auf dynamische Situationen. Zur Prozessoptimierung kann optional eine Verschiebung (Verdrehung) der Steuerquerschnitte auf der Luftseite vorgesehen werden, um den unterschiedlichen Gaslaufzeiten Rechnung tragen zu können. Die Leistung zur Verdichtung der Ladeluft wird ausschließlich vom Abgas generiert.

Zur Ladedruckregelung wird ein Gastaschenventil (siehe **Bild 17**) eingesetzt, welches bei voller Ladedruckanforderung im geschlossenen Zustand das Abgas vollstän-

dig in den Hochdruckprozess einleitet und mit sinkender Ladedruckanforderung bei zunehmender Öffnung zunehmend mehr Abgas in den Niederdruckprozess überführt.

Eine erste Drosselklappe stromauf des Druckwellenladers steuert das effektive Druckverhältnis im Niederdruckprozess, so dass weder kritische Mengen an Frischluft ins Abgas gelangen noch kritische Mengen an Abgas in die Frischluft überströmen können. Analog zu Ottomotoren ohne Aufladung wird eine zweite Drosselklappe zur Steuerung des Saugrohrdruckes verwendet.

Die Vorteile des Druckwellenladers sind ein hohes Druckverhältnis über einen breiten Drehzahlbereich und eine hohe Dynamik, daher zeigt er keine Anfahrschwäche. Außerdem zeigt er einen hohen Wirkungsgrad über einen weiten Drehzahlbereich.

Er zeigt jedoch eine sehr hohe Empfindlichkeit bezüglich des Abgasgegendrucks (z. B. aufgrund einer Abgasnachbehandlung stromabwärts des Druckwellenladers) und bezüglich des Druckverlusts der Sauganlage (z. B. ist ein beladenes oder nasses Luftfilterelement sehr kritisch). Außerdem heizt die Abgaswärme zunächst hauptsächlich den Zellenrotor und steht dabei dem Verdichtungsprozess nur ungenügend zur Verfügung, was zu einer Anfahrschwäche mit kaltem Zellenrotor führt. Ferner ist die Geräuschdämpfung kritisch. In den 70er- und 80er-Jahren entwickelte die Fa. BBC (CH-Baden) einen Druckwellenlader unter dem Namen Comprex, welcher in den Folgejahren zum Hyprex weiterentwickelt wurde.

Abgasturboaufladung

Von den bekannten Verfahren zur Aufladung von Verbrennungsmotoren findet die Abgasturboaufladung heute die breiteste Anwendung. Sie ermöglicht bereits bei Motoren mit kleinem Hubraum hohe Drehmomente und Leistungen bei guten Motorwirkungsgraden. Vor wenigen Jahren wurde die Abgasturboaufladung noch vorwiegend zur Leistungssteigerung bestehender Motoren eingesetzt. Aufgrund stetig wachsender Anforderungen an eine CO_2-Minderung, gleichzusetzen mit einer Kraftstoffverbrauchsminderung des Fahrzeuges, hat sich dieser Trend in Richtung innovativer Downsizing-Konzepte gewandelt. Hierbei wird der Hubraum sowie die Zylinderanzahl des Verbrennungsmotors verringert, um die mechanische Reibung des Aggregats zu minimieren und der einhergehende Leistungsverlust mittels Aufladung kompensiert.

Aufbau und Arbeitsweise

Der Abgasturbolader (ATL, **Bild 18**) setzt sich in seinen Hauptbestandteilen aus einer Abgasturbine, einem Verdichter sowie einer Lagerung zusammen. Die Abgasturbine besteht aus dem Turbinenrad (8) und dem Turbinengehäuse (9), der Verdichter aus dem Verdichterrad (3) und dem Verdichtergehäuse (2), die Lagerung aus der Welle (6), der Radiallagerung (5, 7), der Axiallagerung (4) und dem Lagergehäuse (11).

Die Abgasturbine sitzt im Abgastrakt, üblicherweise direkt hinter dem Abgaskrümmer und vor dem Katalysator. Aufgrund der hohen Abgastemperaturen müssen Turbinenrad und -gehäuse aus hitzebeständigen Werkstoffen gefertigt sein.

Zum Antrieb der Turbine wird die Energie genutzt, die im heißen und unter Druck stehenden Abgas enthalten ist. Das heiße Abgas strömt durch das Turbinengehäuse ein, in welchem es durch eine kontinuierliche Querschnittsverengung beschleunigt wird, bevor es schließlich näherungsweise tangential auf das Turbinenrad auftrifft. Anschließend wird der Abgasstrom im Laufrad umgelenkt und verlässt das Turbinenrad in axialer Richtung. Der Impulsaustausch durch die Umlenkung treibt das Turbinen-

18 Abgasturbolader mit elektrisch betätigtem Wastegate und Schubumluftventil

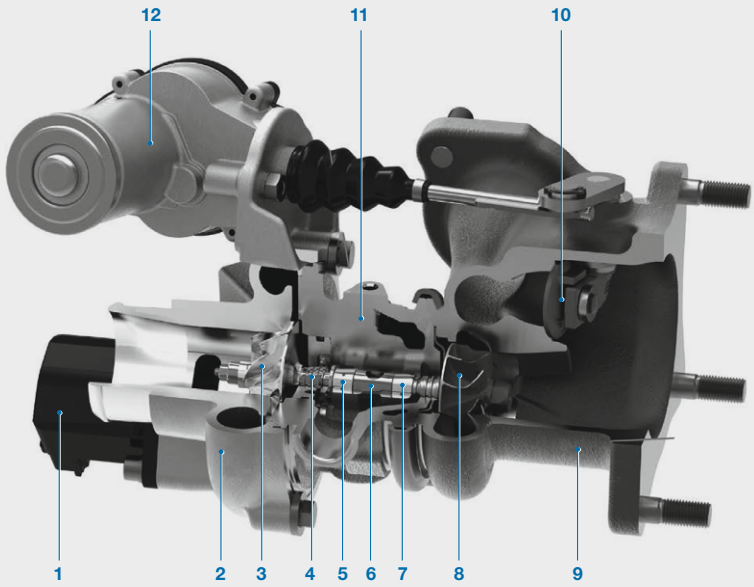


Bild 18
1 Schubumluftventil
2 Verdichtergehäuse
3 Verdichterrad
4 Axiallagerung
5 Radiallagerung
6 Welle
7 Radiallagerung
8 Turbinenrad
9 Turbinengehäuse
10 Wastegate
11 Lagergehäuse
12 elektrischer Wastegateaktor

rad an und versetzt es in eine schnelle Drehbewegung (je nach Raddurchmesser bis zu 350 000 min^{-1}).

Über die Welle wird die Rotationsleistung auf das Verdichterrad übertragen, welches sich bezüglich der Strömungsverhältnisse genau umgekehrt zum Turbinenrad verhält. Die Frischluft tritt axial in das Verdichterrad ein und wird von den Schaufeln radial nach außen geleitet, dabei stark beschleunigt und je nach Bauart auch bereits leicht verdichtet. Der hauptsächliche Druckaufbau findet nach Austritt aus dem Rad im Diffusor statt, wo die kinetische Energie des Gases in Druck umgesetzt wird.

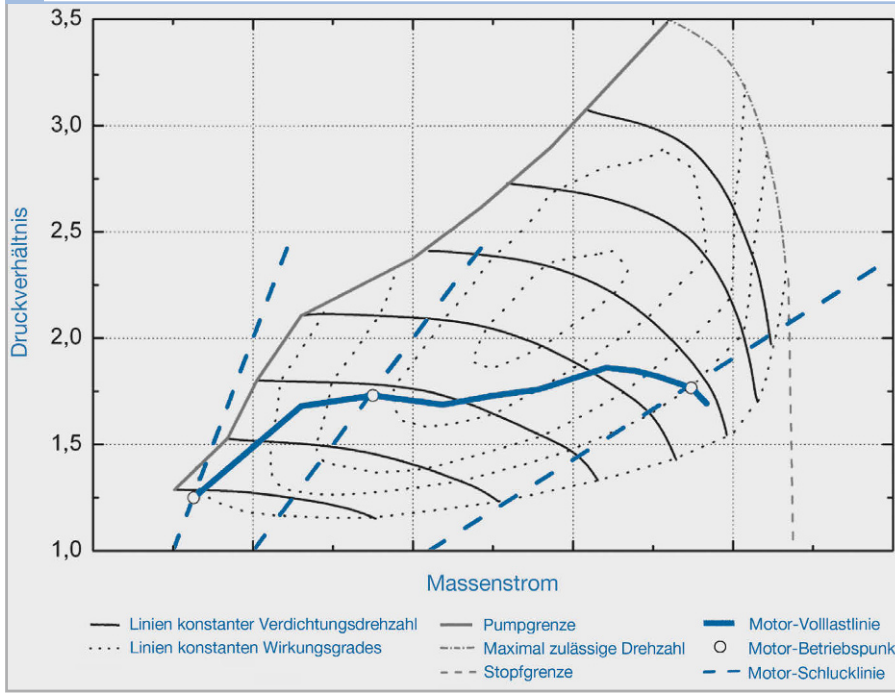
Hierdurch wird eine Erhöhung der Ladungsdichte im Zylinder und damit eine größere Zylindermasse bei gleichem Hubvolumen erzielt, welche sich durch entsprechende Kraftstoffzugabe in einer annähernd proportional höheren Motorleistung widerspiegelt.

Durch die Komprimierung der Luft kommt es neben der Druckerhöhung jedoch auch zu einem Temperaturanstieg der Luft, welcher sich kontraproduktiv auf die Erhöhung der Dichte auswirkt. Um diesem Effekt entgegen zu wirken, wird die Luft nach Austritt aus dem Verdichtergehäuse vor Eintritt in den Motor in einem Ladeluftkühler wieder heruntergekühlt.

Damit nutzt der Abgasturbolader Abgasenergie, die sonst ungenutzt den Motor verlassen würde. Andererseits muss Energie aufgewendet werden, um das Abgas im Ausschiebetakt des Motors auf den mit Turbolader höheren Abgasdruck aufzustauen. Dies erhöht die Ladungswechselarbeit des Verbrennungsmotors.

In **Bild 19** ist exemplarisch ein Verdichterkennfeld mit einer typischen Volllast-Betriebslinie eines Ottomotors dargestellt. Aufgetragen ist das Druckverhältnis (Verhältnis

19 Exemplarisches Kennfeld des Verdichters eines Abgas-Turboladers



des Austrittsdrucks zum Eintrittsdruck) über dem Massenstrom. Die Drehzahl des Verdichters steigt mit dem Durchsatz und dem Druckverhältnis an. Die Linien konstanten Wirkungsgrades haben eine Muschelform, wobei der maximale Wirkungsgrad in etwa in der Mitte des Kennfeldes liegt und bei typischen Pkw-Verdichtern je nach Größe Werte zwischen etwa 70 und 75 % erreicht. Begrenzt wird das Kennfeld links durch die Pump-, rechts durch die Stopf- und oben durch die maximale Drehzahlgrenze.

Links von der Pumpgrenze im Bereich niedriger Durchsätze und hoher Druckverhältnisse ist kein stabiler Betrieb des Verdichters möglich. Hier kommt es zu einer Ablösung der Strömung von der Verdichterschaufel, was zu Verwirbelungen und schließlich einem Abfall des Druckes führt. Durch die sich einstellenden Druckverhältnisse kommt es zu einem kurzzeitigen Rückströmen bis sich schließlich der Druck hinter dem Verdichter wieder aufbaut. Dieser sich wiederholende Prozess wird als „Verdichterpumpen“ bezeichnet und ist durch Schwingungen großer Amplitude im Ladedruck im Bereich von 5...10 Hz, abhängig von der Geometrie der Leitungsführung vor und hinter dem Verdichter, erkennbar.

Um das Verdichterpumpen und die damit einhergehende, störende Geräuschentwicklung und eine unzulässige Belastung des Verdichters zu vermeiden, wird in kritischen Betriebssituationen (z. B. schnelle Gaswegnahme) das Schubumluftventil (**Bild 18**, Pos. 1) im Verdichter-Bypass geöffnet.

Nach oben hin wird das Kennfeld durch die maximale Drehzahl begrenzt, für die der Abgasturbolader je nach Lastkollektiv und

Bauweise zugelassen ist. Die Stopfgrenze wird durch die stark fallenden Drehzahllinien am rechten Kennfeldrand gekennzeichnet. Der maximale Volumenstrom eines Radialverdichters ist in der Regel durch die Querschnittsfläche am Verdichterradeintritt begrenzt. Erreicht dort die einströmende Luft Schallgeschwindigkeit, so ist kein weiteres Anwachsen des Durchsatzes mehr möglich.

Die Motor-Volllastlinie des Verbrennungsmotors steigt bei niedrigen Motordrehzahlen nahe der Pumpgrenze an. Mit zunehmender Motordrehzahl, zunehmender Motorleistung und zunehmender Abgasenthalpie steigt auch die verrichtete Arbeit an der Turbine. Die feste Kopplung zwischen Turbine und Verdichter führt schließlich zu einem höheren Ladedruck. Sobald das maximale Drehmoment des Motors erreicht wird, muss mittels eines Stellglieds die Turbinenleistung und damit der Ladedruck begrenzt werden. Nachfolgend werden verschiedene Bauarten vorgestellt, die dies auf unterschiedliche Weise realisieren.

Abgasturbolader-Bauarten

Eine hinsichtlich Fahrbarkeit angenehme Motorauslegung weist ein hohes Motordrehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen auf. Die Charakteristik des Abgasturboladers weist jedoch entgegen diesem Auslegungskriterium einen exponentiell steigenden Ladedruck mit zunehmendem Massenstrom auf. Hierdurch wird zum einen bei niedrigen Motordrehzahlen der erforderliche Ladedruck nicht erreicht, zum anderen übersteigt der Ladedruck bei hohen Motordrehzahlen die Motoranforderungen.

Abgasturbolader mit Wastegate

Bei einem Abgasturbolader mit Wastegate (**Bild 18**) wird eine Auslegung für einen kleinen Abgasmassenstrom gewählt, sodass bereits bei geringen Motordrehzahlen ein ausreichend hoher Ladedruck bereitgestellt werden kann. Bei größeren Abgasmassenströmen wird dagegen ein Teilstrom über ein Bypassventil, das Wastegate (**Bild 18**, Pos. 10), an der Turbine vorbei in die Abgasanlage abgeführt. Üblicherweise ist dieses Bypassventil in Klappenausführung im Turbinengehäuse integriert.

In den meisten Anwendungen wird das Wastegate über eine pneumatische Steuerdose betätigt. Hierbei kommen je nach Anwendungsgebiet und Medienverfügbarkeit am Fahrzeug Unter- oder Überdruckdosen zum Einsatz. Die einfachste Variante stellt hier die Verwendung des Ladedruckes als Steuerdruck dar. Mittels eines Taktventils zwischen Druckversorgung und Aktor kann über das Motorsteuergerät der Druck und damit der Weg am Aktor eingestellt werden. Eine Weiterentwicklung stellen Druckdosen mit integriertem Wegsensor dar, was die Genauigkeit der Positionseinstellung erhöht und damit den Einregelvorgang des Ladedruckes beschleunigt.

Bild 18 zeigt ein Wastegate mit elektrischem Aktor (Pos. 12). Die Vorteile liegen hier bei höheren Zuhaltekräften des Wastegates, was zu geringeren Leckageströmen und damit zu einem besseren Ansprechverhalten führt sowie zu einer flexiblen Ansteuerung des Wastegates im gesamten Motorbetriebskennfeldes, unabhängig vom verfügbaren Systemdruck.

Abgasturbolader mit zweiflutiger Turbine

Bei Motoren mit vier oder mehr Zylindern kann es für den Ladungswechsel des Motors von Vorteil sein, die abgasseitige Leitungsführung der hintereinander zündenden Zylinder voneinander zu trennen (**Bild 20**), um ein Übersprechen des ersten Druckpulses nach Öffnen des Ventils (Vorauslassstoß) auf den Zylinder, dessen Auslassventil gerade

20 Abgasturbolader mit zweiflutiger Turbine

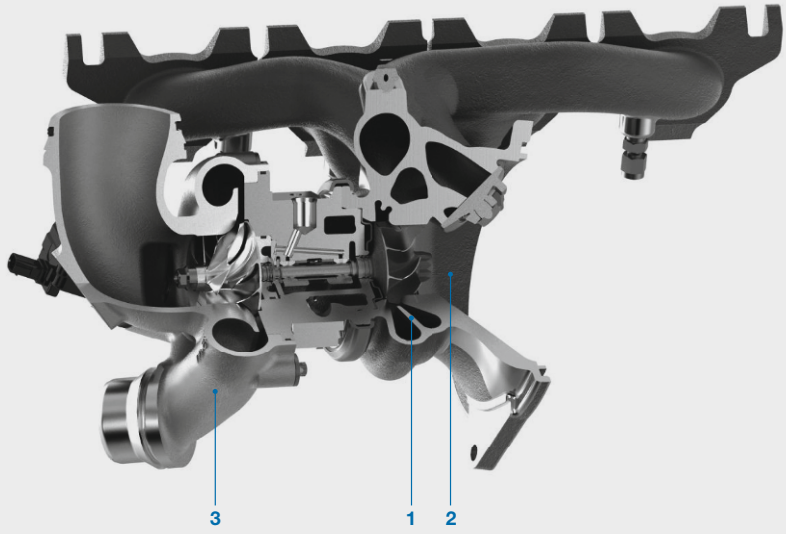


Bild 20
1 zweiflutige Turbinenvolute
2 Turbinengehäuse
3 Verdichtergehäuse

schließt, zu vermeiden. Dies würde zu einem Anstieg der im Zylinder verbleibenden Restgasmasse und damit zu einer schlechteren Füllung sowie zu einer schlechteren Klopfempfindlichkeit führen.

Die Trennung der Abgasleitungen (die Flutentrennung) erfolgt bei der zweiflutigen Turbine bis kurz vor das Turbinenrad. Dabei werden die Zylinder voneinander separiert, welche direkt hintereinander ausschieben. Ein weiterer Vorteil dieses Prinzips ist die sogenannte Stoßaufladung. Durch das verringerte Volumen zwischen ausstoßendem Zylinder und Turbine kann noch ein Großteil der kinetischen Energie des Druckpulses zur Beschleunigung des Turbinenrades beitragen, was sich in einem besseren Ansprechverhalten sowie einem höheren Motordrehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen (Low-End-Torque) äußert. Befindet sich dagegen ein großes Volumen zur Dämpfung der Druckpulse zwischen den Auslasskanälen und der Turbine, spricht man von einer Stauaufladung. Diese weist zwar Nachteile im Ansprechverhalten und im Low-End-Torque auf, erreicht jedoch bei optimierter Auslegung durch eine konstante Druckbeaufschlagung höhere thermodynamische Wirkungsgrade.

Abgasturbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie

Verstellbare Turbinen-Geometrien (Variable Turbinen-Geometrie VTG) bieten eine weitere Möglichkeit, den Ladedruck bei hoher Motordrehzahl zu begrenzen. Der VTG-Abgasturbolader ist bei Dieselmotoren Stand der Technik (siehe z. B. [3]). Bei Ottomotoren wird er ebenfalls eingesetzt, konnte sich jedoch u. a. wegen der hohen thermischen Belastung durch die heißeren Abgase nicht auf breiter Front durchsetzen.

Die verstellbaren Leitschaufeln (**Bild 21**) passen den Strömungsquerschnitt zwischen der turbinenseitigen Volute und dem Eintritt in das Turbinenrad durch Variation des

21 Abgasturbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie

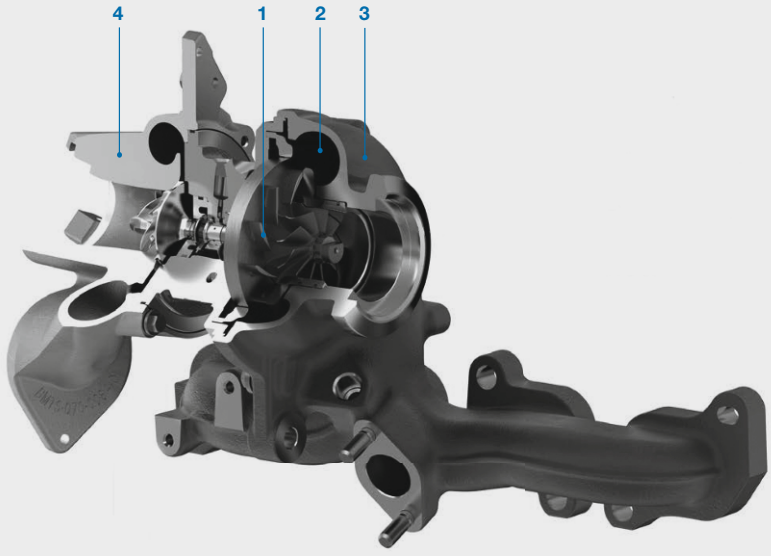


Bild 21
1 verstellbare Leitschaufeln
2 Turbinenvolute
3 Turbinengehäuse
4 Verdichtergehäuse

Schaufelwinkels an. Bei niedrigem Abgasmassenstrom, also bei geringer Motordrehzahl, geben sie einen kleinen Strömungsquerschnitt frei, sodass der Abgasmassenstrom am Austritt der Leitschaufeln eine hohe Geschwindigkeit erreicht und damit die Abgasturbine auf eine hohe Drehzahl beschleunigt. Bei steigender Motordrehzahl werden dagegen die Leitschaufeln geöffnet. Dadurch wird ein größerer Strömungsquerschnitt freigegeben, was den Aufstaudruck und damit die Drehzahl nicht weiter ansteigen lässt. Über die kontinuierliche Verstellung der Leitschaufeln ist es damit möglich, in allen Betriebsbereichen den gewünschten Ladedruck einzustellen, ohne Abgas an der Turbine vorbeizuleiten.

Zur Steuerung des Strömungsquerschnitts wird der Anstellwinkel der Leitschaufeln verstellt. Hierzu werden die Leitschaufeln über einzelne an ihnen befestigte Verstellhebel, die mittels eines Verstellrings angesteuert werden, auf den gewünschten Winkel eingestellt. Die Verstellung geschieht pneumatisch über eine Verstelldose oder mit Hilfe eines elektrischen Aktors. Die Vorteile der Abgasturboaufladung sind hohe Ladedrücke, eine kostengünstige Realisierung und kompakte Abmessungen. Nachteilig wirken sich die begrenzte Kennfeldbreite und die Anfahrschwäche, insbesondere bei Hochaufladung aus. Zur Vermeidung der oben beschriebenen Nachteile werden verschiedene Aufladesysteme kombiniert.

Kombinierte Aufladesysteme

Neben dem Einsatz eines einzelnen Abgasturboladers mit verschiedensten Verstellmechanismen gibt es auch eine Vielzahl von Anwendungen mit einer Kombination aus mehreren Aufladeaggregaten. Hierbei werden mehrere Abgasturbolader in unterschiedlichen Anordnungen miteinander gekoppelt, um den Leistungs- und Betriebsbereich des Motors zu erweitern. Zudem gibt es auch Kombinationen aus mechanischen Auflade-

aggregaten und Abgasturboladern. Im Nachfolgenden wird auf die bekanntesten kombinierten Aufladesysteme kurz eingegangen.

Je ein Turbolader pro Zylinderbank
Dabei wird ein großer Turbolader durch zwei identische kleine Turbolader ersetzt, welche jeweils von einer Zylinderbank mit Abgas versorgt werden. Luftseitig werden die Ausgänge der beiden Verdichter vor dem Saugrohr zusammengeführt.

Registeraufladung
Im Gegensatz dazu wird bei der Registeraufladung ein großer Turbolader durch zwei unterschiedlich dimensionierte Turbolader ersetzt. Für geringe Massendurchsätze, d. h. im Teillastbetrieb oder im Vollastbetrieb bei niedrigen Motordrehzahlen wird nur ein kleiner Turbolader verwendet und der zweite Turbolader wird abgeschaltet. Bei hohen Massendurchsätzen stößt der kleine Turbolader an seine Grenzen und der zweite Turbolader wird dazugeschaltet.

Kombination aus mechanischer Aufladung und Abgasturboaufladung
Bei einer Reihenschaltung eines mechanischen Rootskompressors und eines Abgasturboladers wird der Vorteil des mechanischen Laders genutzt, bereits bei niedrigen Motordrehzahlen einen hohen Ladedruck und damit ein hohes Anfahrdrehmoment zur Verfügung zu stellen. Bei höheren Betriebspunkten und damit bei größeren Abgasmassenströmen wird der Kompressor abgekuppelt und der Abgasturbolader übernimmt die Aufgabe des effizienten Befüllens der Zylinder. In transienten Fahrvorgängen kann es selbst bei mittleren Motordrehzahlen zu einem kurzzeitigen Zuschalten des Kompressors kommen, um die Längsdynamik des Fahrzeuges zu unterstützen.

Ladungsbewegung

Für eine gute Gemischaufbereitung spielen die Strömungsverhältnisse im Saugrohr und im Zylinder eine wesentliche Rolle. Eine hohe Ladungsbewegung sorgt für eine gute Durchmischung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und damit für eine gute, schadstoffarme Verbrennung.

Bei Teillast ist eine ausreichende Ladungsbewegung für die Gemischbildung und für eine stabile und robuste Verbrennung von großer Bedeutung, insbesondere für Betriebspunkte mit externer Abgasrückführung oder hohen internen Restgasraten zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs. Mangelnde Zündfähigkeit würde zu unruhigem Motorlauf bis hin zu Aussetzern führen. Zusätzlich dient die hohe Ladungsbewegung, insbesondere bei aufgeladenen Motoren im Bereich hoher Lasten, für eine schnellere Verbrennung und somit zu einer reduzierten Klopfneigung.

Einlasskanalauslegung zur Optimierung der Ladungsbewegung

Ladungsbewegung setzt sich aus großskaligen wirbel- und kreisförmigen Strömungen mit einem Durchmesser ähnlich zu den charakteristischen Größen des Brennraums zusammen. Diese Ladungsbewegung zerfällt während des Kompressionshubs in kleinskalige Turbulenz, welche maßgeblich zur Flammenausbreitung beiträgt. Dadurch wirkt sich die Ladungsbewegung positiv auf Kraftstoffverbrauch und Laufruhe des Motors aus.

Die Auslegung des Einlasskanals führt zu einem Kompromiss hinsichtlich optimalem Durchfluss und hoher Ladungsbewegung. Zur Erreichung der Volllastziele ist der Saugrohr- und Ventilspaltdurchfluss entscheidend. Dabei muss aber auch auf die notwendige Ladungsbewegung und Turbulenz zur Erreichung hoher Brenngeschwindigkeiten

geachtet werden. Bei Teillast spielt die Ladungsbewegung und die zum Verbrennungszeitpunkt entstehende Turbulenz zum Erhalt einer guten Verbrennungsstabilität eine entscheidende Rolle, da im Brennraum sehr niedrige Drücke und Temperaturen vorliegen und dadurch die Reaktionsgeschwindigkeiten gering sind.

Ladungsbewegungsklappe

Zusätzlich zur Saugrohrauslegung werden zur aktiven Steuerung der Ladungsbewegung Ladungsbewegungsklappen eingesetzt. Bei Systemen mit Benzin-Direkteinspritzung kann entweder eine kontinuierlich geregelte oder eine geschaltete Ladungsbewegungsklappe mit zwei Stellungen eingesetzt werden, um eine hohe Ladungsbewegung zu erzeugen. Das Saugrohr ist typischerweise im Bereich des Einlassventils in zwei Kanäle getrennt, wobei sich ein Kanal durch eine Klappe verschließen lässt (**Bild 25**). Durch diese Ladungsbewegungsklappe wird in Verbindung mit der Geometrie des Einlassbereichs eine walzen- oder eine drallförmige Bewegung des Gemischs im Brennraum erreicht (**Bild 26**). Für die walzenförmige Bewegung wird auch häufig der Begriff Tumble verwendet, für die drallförmige Bewegung ist der Begriff Swirl üblich. Über eine Ladungsbewegungsklappe kann die Intensität der Ladungsbewegung beeinflusst werden. Diese erzwungene Strömung stellt beim wandgeführten Schichtbrennverfahren den Gemischtransport zur Zündkerze sicher und unterstützt die Gemischaufbereitung.

Im Homogenbetrieb ist die Ladungsbewegungsklappe in der Regel bei niedrigen Drehmomenten und Drehzahlen geschlossen. Bei hohen Drehmomenten und Drehzahlen muss die Ladungsbewegungsklappe geöffnet werden. Sonst ist es nicht möglich, die für die hohe Leistung benötigte Luft in den Brennraum anzusaugen, da die Ladungsbewegungsklappe einen Teil des Strömungsquerschnitts verschließen würde. Durch die frühe Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum, die bereits im Ansaugtakt erfolgt, sowie durch das hohe Temperaturniveau wird eine gute Gemischaufberei-

25 Gesteuerte Ladungsbewegung

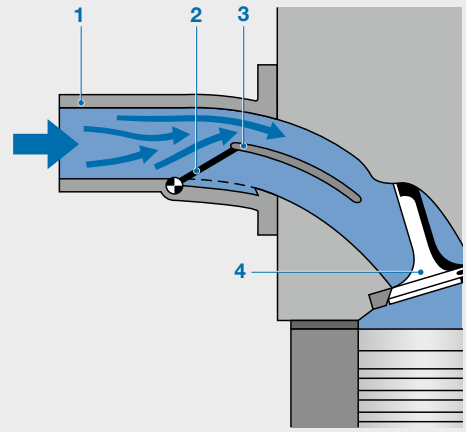


Bild 25
1 Saugrohr
2 Ladungsbewegungsklappe
3 Trennsteg
4 Einlassventil

26 Strömungen im Brennraum

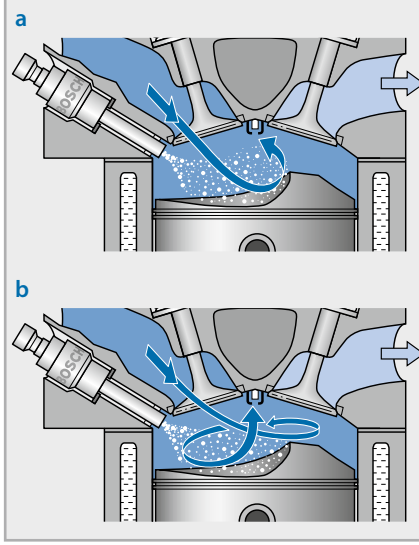


Bild 26
a Tumble (walzenförmige Bewegung)
b Swirl (Drallbewegung)

tung auch ohne erhöhte Ladungsbewegung erreicht.

Bei der Saugrohreinspritzung ist die technische Realisierung mit einer Ladungsbewegungsklappe schwierig, da verhindert werden muss, dass sich bei geschlossener Klappe Kraftstoff ansammelt, welcher beim Öffnen der Klappe in den Brennraum gelangt.

Abgasrückführung

Die durch Abgasrückführung (AGR) im Zylinder verbleibende Restgasmasse erhöht den Inertgasanteil der Zylinderfüllung über den Wert des Inertgasanteils der angesaugten Luft. Der Anteil des im Zylinder verbleibenden Restgases kann über variable Steuerzeiten beeinflusst werden. In diesem Fall spricht man von einer „inneren" Abgasrückführung. Eine größere Variation des Inertgasanteils ist über eine „äußere" Abgasrückführung möglich, bei der über eine Leitung bereits ausgestoßene Abgase zum Saugrohr zurückgeführt werden (Bild 27, Pos. 3). Ein größerer Inertgasanteil führt im Allgemeinen zu geringeren Stickoxidemissionen und zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch.

Steuerung der externen Abgasrückführung

Das Motorsteuergerät (Bild 27, Pos. 4) regelt abhängig vom Betriebspunkt des Motors das elektrisch betätigte Abgasrückführventil (5). Dem Abgas (6) wird ein Teilstrom entnommen (3) und der angesaugten Frischluft (1) zugeführt. Damit Abgas über das Abgasrückführventil angesaugt werden kann, muss ein Druckgefälle zwischen Saugrohr und Abgastrakt herrschen.

Direkteinspritzende Motoren im Magerbetrieb werden in der Teillast nahezu ungedrosselt, d. h. bei hohem Saugrohrdruck ge-

27 Abgasrückführung (AGR)

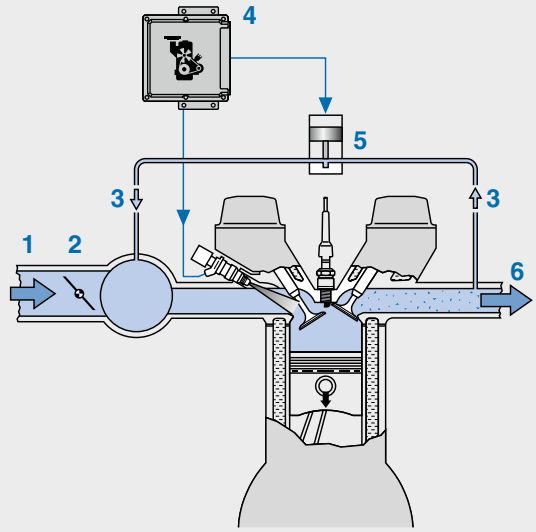


Bild 27
1 angesaugte Frischluft
2 Drosselklappe
3 rückgeführtes Abgas
4 Motorsteuergerät
5 Abgasrückführventil (AGR-Ventil)
6 Abgas

fahren. Ferner wird im Magerbetrieb neben dem gewünschten Inertgas eine nicht unerhebliche Menge Sauerstoff über das Abgasrückführsystem in das Saugrohr zurückgeleitet. Daher ist eine Steuerstrategie erforderlich, die sowohl die Drosselklappe als auch das AGR-Ventil koordiniert. Außerdem ergeben sich hohe Anforderungen an das Abgasrückführsystem: Es muss präzise und zuverlässig arbeiten, und es muss robust gegenüber den Ablagerungen sein, die sich aufgrund der niedrigeren Abgastemperatur in den abgasführenden Teilen bilden.

Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs

Das zurückgeführte Inertgas verdrängt den Sauerstoff im vom Motor angesaugten Gas. Um den gewünschten Lastpunkt einstellen zu können, muss dies durch einen höheren Ansaugdruck kompensiert werden. Ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch aufgrund gesunkener Drosselverluste (Pumpverluste, Ladungswechselverluste) ist die Folge. Das Inertgas beeinträchtigt jedoch die Zündfähigkeit des Gemischs. Um diese bis zu möglichst hohen Inertgas-Mengen aufrecht zu erhalten, sind Zusatzmaßnahmen erforderlich. Als sehr wirksames Mittel kann man die Turbulenz im Brennraum durch Ladungsbewegungsklappen im Ansaugkanal steigern.

Begrenzung der NO_x-Emission

Bei magerem Motorbetrieb kann der Dreiwegekatalysator die Stickoxide im Abgas aufgrund des Sauerstoffüberschusses nicht mehr reduzieren. Daher muss es das erste Ziel sein, die NO_x-Rohemissionen im Verbrennungsabgas zu senken. Nur so kann man vermeiden, dass die Maßnahmen zur NO_x-Nachbehandlung den durch den Magerbetrieb erreichten Verbrauchsvorteil zunichtemachen, da bei hohen NO_x-Rohemissionen die Regeneration des NO_x-Speicherkatalysators über einen fetten Homogenbetrieb (mit $\lambda < 1$) öfters eingeleitet werden muss.

Die Abgasrückführung ist ein wirkungsvolles Mittel zur Reduktion der NO_x-Rohemissionen; durch Zumischen von bereits verbranntem Abgas zum Luft-Kraftstoff-Gemisch wird die Verbrennungs-Spitzentemperatur gesenkt. Diese Maßnahme mindert die sehr stark temperaturabhängige Stickoxidbildung.

Literatur

[1] Rudolf Pischinger, Manfred Klell, Theodor Sams: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; ISBN 978-3-211-99276-0, 3. Aufl. Springer, Wien NewYork

[2] Konrad Reif (Hrsg.): Sensoren im Kraftfahrzeug. 3. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden 2017, ISBN 978-3-658-11210-3

[3] Konrad Reif (Hrsg.): Dieselmotor-Management: Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung. 5., überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden 2012, ISBN 978-3-8348-1715-0

Benzin-Einspritzung

Aufgabe der Einspritzsysteme ist es, den vom Kraftstoffversorgungssystem aus dem Tank zum Motorraum geförderten Kraftstoff auf die einzelnen Zylinder des Ottomotors zu verteilen und den Kraftstoff entsprechend der Anforderungen aufzubereiten.

Moderne Ottomotoren benötigen zur Einhaltung strenger Abgas- und Verbrauchsvorschriften eine bezüglich Menge und zeitlicher Abfolge hoch präzise Zumessung des Kraftstoffs sowie eine optimale Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Die hoch dynamischen und sehr komplexen Vorgänge der Gemischbildung stellen hohe Anforderungen an das Gemischaufbereitungssystem, weshalb sich die elektronisch gesteuerte Kraftstoffeinspritzung gegenüber dem Vergaser als das dominierende System durchgesetzt hat.

Man unterscheidet grundsätzlich zwei Arten von Einspritzsystemen: das System mit äußerer Gemischbildung – die Saugrohreinspritzung (SRE), und das System mit innerer Gemischbildung – die Benzindirekteinspritzung (BDE). Bei der Saugrohreinspritzung findet die Gemischbildung überwiegend außerhalb des Brennraums im Saugkanal statt, während bei der Benzindirekteinspritzung die Gemischbildung ausschließlich im Zylinder stattfindet. In Bild 1 sind die wesentlichen Unterschiede beider Systeme dargestellt. Die Unterschiede in den Gemisch-

1 Schematische Darstellung der Einspritzsysteme

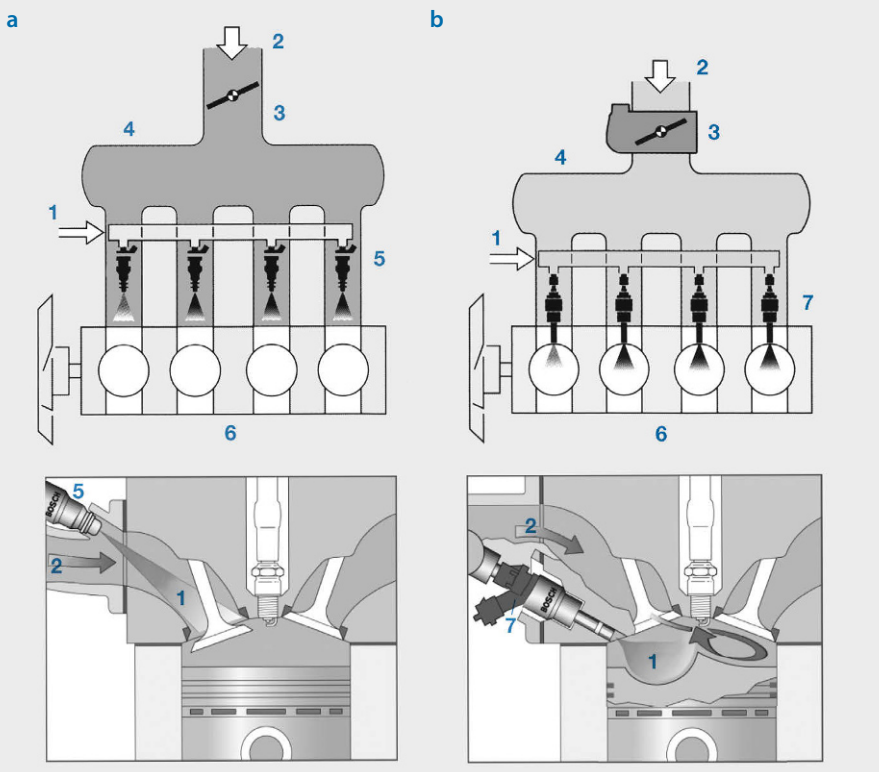


Bild 1
a Saugrohr-einspritzung
b Benzindirekt-einspritzung

1 Kraftstoff
2 Luft
3 Drosselvorrichtung
4 Saugrohr
5 Einspritzventil
6 Motor
7 Hochdruck-Einspritzventil

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_14

bildungsmechanismen und in der Systemgestaltung führen auch zu unterschiedlichen Anforderungen an die Einspritzkomponenten, die in den nachfolgenden Abschnitten näher beschrieben werden.

Durch den zunehmenden Einsatz von alternativen Kraftstoffen ergeben sich erweiterte Anforderungen an die Subsysteme und Komponenten des Gemischbildungssystems hinsichtlich der Qualität der Gemischaufbereitung, der Zumessbereiche und auch der Medienverträglichkeit der Komponenten.

Saugrohreinspritzung

Bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung (SRE) beginnt die Bildung des Luft-Kraftstoff-Gemischs außerhalb des Brennraums im Saugrohr. Diese Motoren sowie deren Steuerungssysteme wurden im Lauf der Zeit immer weiter verbessert.

Übersicht

Aufbau

An Kraftfahrzeuge werden hohe Ansprüche hinsichtlich des Abgasverhaltens, des Verbrauchs und der Laufkultur gestellt. Daraus ergeben sich komplexe Anforderungen an die Bildung des Luft-Kraftstoff-Gemischs. Neben der genauen Dosierung der eingespritzten Kraftstoffmasse – abgestimmt auf die vom Motor angesaugte Luftmasse – ist auch der genaue Zeitpunkt der Einspritzung (das Einspritz-Timing) sowie die Ausrichtung des Sprays relativ zum Saugkanal und zum Brennraum (das Spray-Targeting) von Bedeutung. Diese Anforderungen treten – bedingt durch die fortwährende Verschärfung der Abgasgesetzgebung – immer stärker in den Vordergrund. Auch der Beitrag des Brennverfahrens zur Verbrauchsreduzierung gewinnt immer mehr an Bedeutung. Dementsprechend bedarf es einer stetigen Weiterentwicklung der Einspritzsysteme.

Stand der Technik bei der Saugrohreinspritzung ist die elektronisch gesteuerte Einzeleinspritzanlage, bei der der Kraftstoff für jeden Zylinder einzeln intermittierend (d. h. zeitweilig aussetzend) direkt vor die Einlassventile eingespritzt wird. Die elektronische Steuerung ist im Steuergerät des Motormanagementsystems integriert. Eine Übersicht über ein System mit Saugrohreinspritzung gibt **Bild 2**.

Keine Bedeutung mehr für Neuentwicklungen haben die mechanischen, kontinuierlich einspritzenden Einzeleinspritzsysteme sowie die Systeme mit Zentraleinspritzung. Bei der Zentraleinspritzung wird der Kraftstoff intermittierend, aber nur über ein einziges Einspritzventil vor der Drosselklappe in das Saugrohr eingespritzt.

Weiterentwicklungen finden im Bereich der Einspritzkomponenten bezüglich des Zumessbereichs (durch den Trend zu Turbo-Motoren und ethanolhaltigen Kraftstoffen), der Ventilsitzdichtheit (zur Verringerung der Verdunstungsemissionen) und der Optimierung der Baugröße statt. Im Bereich der Einspritzsysteme werden neuartige Ansätze, wie z. B. die Verwendung von zwei Einspritzventilen je Saugkanal (Twin-Injection) betrachtet.

2 Strukturbild eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung einschließlich Komponenten für die Steuerung und Regelung

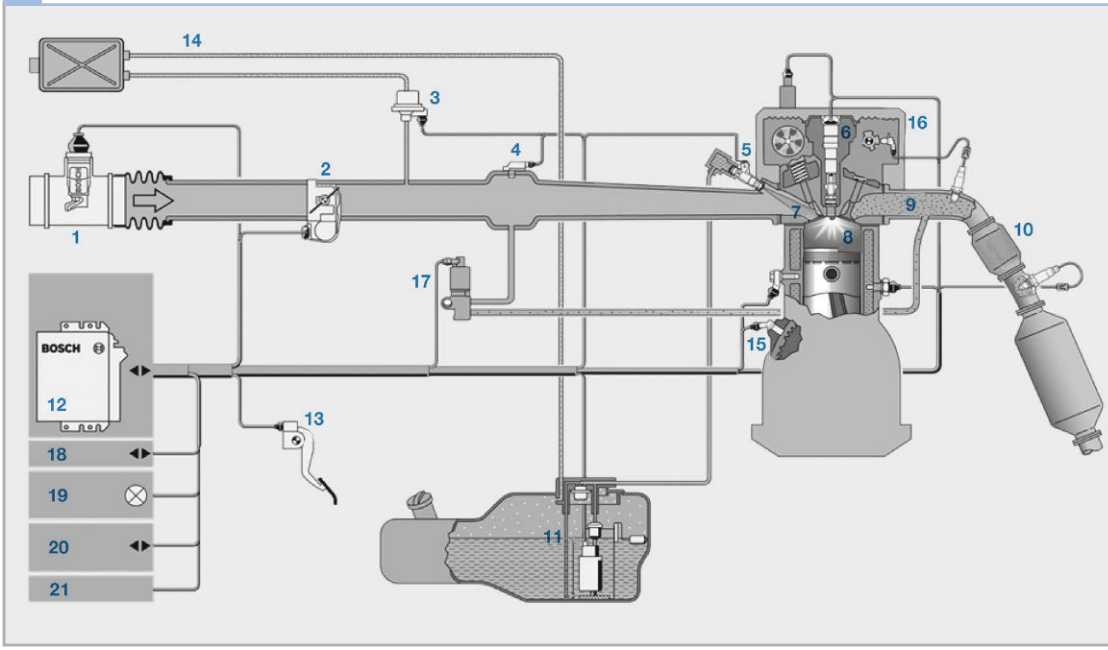


Bild 2

1 Luftmassenmesser
2 Drosselklappensteller
3 Tankentlüftungsventil
4 Saugrohrdrucksensor
5 Einspritzventil mit Rail
6 Zündspule mit Zündkerze
7 Einlasskanal
8 Brennraum
9 Auslasstrakt
10 Abgassystem
11 Tank mit Fördermodul
12 Motorsteuergerät
13 Fahrpedalmodul
14 Tankentlüftungssystem
15 Drehzahlsensor
16 Phasensensor für die Nockenwelle
17 Abgasrückführventil
18 CAN-Schnittstelle
19 Motorkontrollleuchte
20 Diagnoseschnittstelle
21 Schnittstelle zur Wegfahrsperre

Arbeitsweise

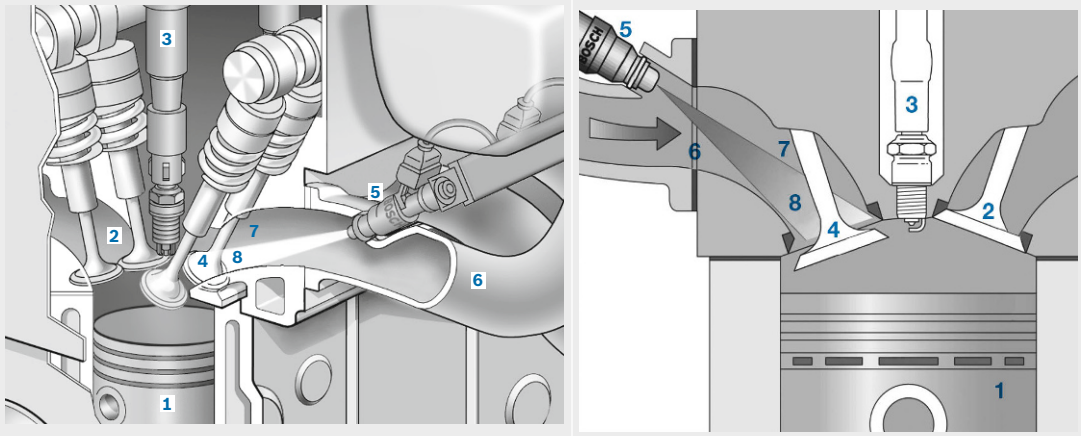
Erzeugen des Luft-Kraftstoff-Gemischs

Bei Benzineinspritzsystemen mit Saugrohreinspritzung wird der Kraftstoff in das Saugrohr oder in den Einlasskanal eingespritzt. Hierzu fördert die Elektrokraftstoffpumpe den Kraftstoff zu den Einspritzventilen. Dort steht der Kraftstoff mit dem Systemdruck an. Bei Einzeleinspritzanlagen ist jedem Zylinder ein Einspritzventil zugeordnet (Bild 3, Pos. 5), das den Kraftstoff intermittierend in das Saugrohr (6) oder in den Einlasskanal vor die Einlassventile (4) einspritzt.

Die Gemischbildung beginnt außerhalb des Brennraums im Einlasskanal mit der Einspritzung des Kraftstoffsprays (7). Nach der Einspritzung strömt im darauf folgenden Ansaugtakt das entstandene Luft-Kraftstoff-Gemisch durch die geöffneten Einlassventile in den Zylinder, wo die Gemischbildung vollendet wird. Dieser Vorgang wird entscheidend vom Spray-Targeting und auch vom Einspritz-Timing beeinflusst. Die Luftmasse wird dabei über die Drosselklappe (Bild 2, Pos. 2) dosiert. Je nach Motortyp werden manchmal ein, überwiegend aber zwei Einlassventile pro Zylinder eingesetzt.

Die Kraftstoffzumessung der Einspritzventile ist so ausgelegt, dass der Kraftstoffbedarf für alle Motorzustände abgedeckt ist. Dies bedeutet einerseits, dass bei hohen

3 Motor mit Saugrohreinspritzung



Drehzahlen und Lasten in der zur Verfügung stehenden Zeit ausreichend Kraftstoff eingespritzt werden muss (bei maximalem Durchfluss, eventuell zusätzlich erweitert durch Turboaufladung). Andererseits ist auch sicherzustellen, dass für den Leerlaufbetrieb eine ausreichende Kleinsteinspritzmenge unter Berücksichtigung von zusätzlichen Bedingungen (z. B. der Tankentlüftung) darstellbar ist, um den stöchiometrischen Betrieb (mit $\lambda = 1$) des Motors zu gewährleisten.

Messen der Luftmasse

Damit das Luft-Kraftstoff-Gemisch genau eingestellt werden kann, kommt der Erfassung der an der Verbrennung beteiligten Luftmasse eine große Bedeutung zu. Der Luftmassenmesser (**Bild 2**, Pos. 1), der vor der Drosselklappe sitzt, misst den Luftmassenstrom, der durch das Saugrohr strömt und gibt ein elektrisches Signal an das Motorsteuergerät (12) weiter. Alternativ dazu gibt es auch Systeme, die mit einem Drucksensor (4) den Saugrohrdruck messen und daraus in Verbindung mit der Drosselklappenstellung und der Drehzahl die angesaugte Luftmasse berechnen. Das Motorsteuergerät berechnet aus der angesaugten Luftmasse und dem aktuellen Betriebszustand des Motors die erforderliche Kraftstoffmasse.

Einspritzzeit

Die Einspritzzeit, die notwendig ist, um die berechnete Kraftstoffmasse einzuspritzen, ergibt sich aus der Abhängigkeit vom engsten Querschnitt im Einspritzventil, dessen Öffnungs- und Schließverhalten, sowie dem Differenzdruck zwischen Saugrohr und Kraftstoffdruck.

Schadstoffminderung

Die Weiterentwicklung in der Motortechnik führte in den vergangenen Jahren zu verbesserten Verbrennungsprozessen und damit zu geringeren Rohemissionen. Elektronische Motorsteuerungssysteme ermöglichen die exakte Einspritzung der benötigten Kraftstoffmenge entsprechend der angesaugten Luftmasse, die genaue Einstellung des Zündzeitpunkts sowie die betriebspunktabhängige Optimierung der Ansteuerung aller vorhan-

Bild 3
1 Kolben
2 Auslassventil
3 Zündspule mit Zündkerze
4 Einlassventil
5 Einspritzventil
6 Saugrohr
7 Einlasskanal
8 Spray

denen Komponenten (z. B. der elektrischen Drosselvorrichtung, **Bild 2**, Pos. 2). Diese Punkte führen neben der Leistungssteigerung der Motoren auch zur deutlichen Verbesserung der Abgasqualität und zu einer Verbrauchsreduzierung.

In Kombination mit dem Abgasnachbehandlungssystem (**Bild 2**, Pos. 10) ist es möglich, die marktspezifischen gesetzlichen Abgasgrenzwerte einzuhalten. Der Dreiwegekatalysator kann die bei der Verbrennung entstandenen Schadstoffe bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Gemisch ($\lambda = 1$) weitgehend abbauen. Deshalb werden Motoren mit Saugrohreinspritzung in den meisten Betriebspunkten mit dieser Gemischzusammensetzung betrieben.

Motorische Maßnahmen

Neben den nachfolgend diskutierten Maßnahmen im Einspritzsystem können auch motorische Maßnahmen die Rohemissionen verringern und die Verbrennungseffizienz steigern. Folgende Maßnahmen sind heute verbreitet:

- Optimierung der Brennraumgeometrie,
- Mehrventiltechnik,
- variabler Ventiltrieb,
- zentrale Zündkerzenlage,
- Erhöhung der Verdichtung,
- Abgasrückführung.

Im Betriebsbereich des Motorkaltstarts ist die Schadstoffminderung eine wichtige Aufgabe. Mit der Betätigung des Zündschlüssels oder des Startknopfes dreht der Starter und treibt den Motor mit Starterdrehzahl an. Die Signale von Drehzahl- und Phasensensor (**Bild 2**, Pos. 15 und 16) werden erfasst. Das Motorsteuergerät ermittelt daraus die Kolbenpositionen der einzelnen Zylinder. Entsprechend der im Steuergerät abgelegten Kennfelder werden die Einspritzmengen berechnet und über die Einspritzventile eingespritzt. Darauf abgestimmt wird die Zündung aktiviert. Mit der ersten Verbrennung erfolgt der Drehzahlanstieg.

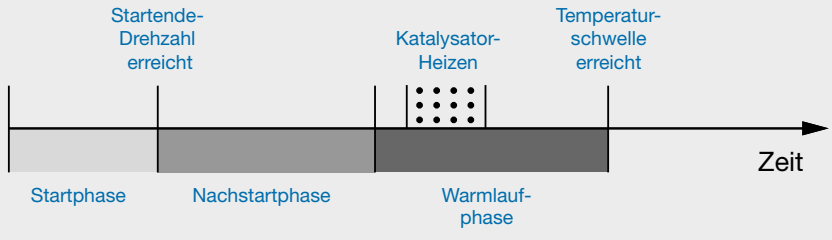
Der Kaltstart wird durch verschiedene Phasen charakterisiert (**Bild 4**):

- Startphase,
- Nachstartphase,
- Warmlauf,
- Katalysator-Heizen.

Startphase

Der Bereich von der ersten Verbrennung bis zum erstmaligen Überschreiten der definierten Startende-Drehzahl wird als Startphase bezeichnet. Für den Motorstart ist eine erhöhte Kraftstoffmenge notwendig (z. B. bei 20 °C ca. die 3- bis 4-fache Volllastmenge).

4 Phasen des Kaltstarts



Nachstartphase
In der anschließenden Nachstartphase werden die Füllung und die Einspritzmenge abhängig von der Motortemperatur und der bereits seit Startende vergangenen Zeit sukzessive reduziert.

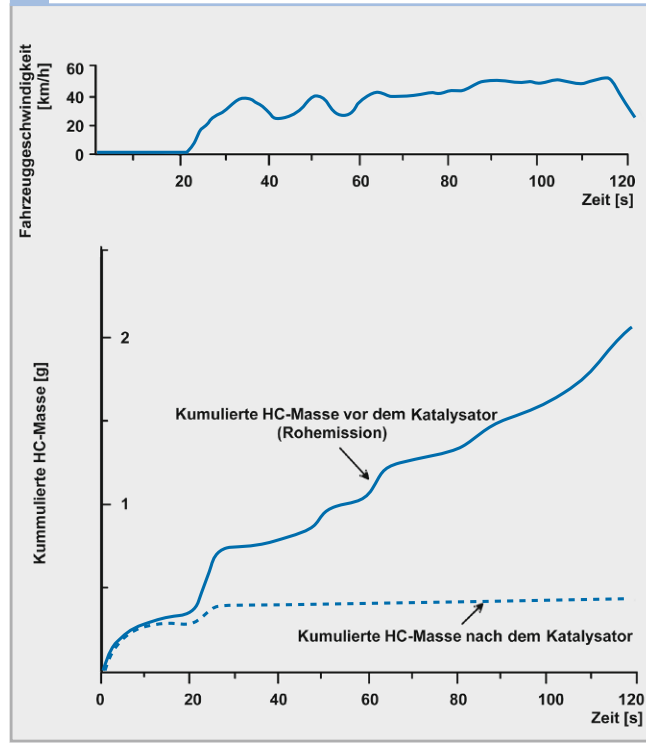
Warmlaufphase
Die Warmlaufphase schließt sich der Nachstartphase an. Aufgrund der noch niedrigen Motortemperatur (und der daraus resultierenden erhöhten Reibmomente) besteht ein erhöhter Drehmomentbedarf. Dies bedeutet, dass weiterhin ein größerer Kraftstoffbedarf im Vergleich zum Bedarf bei warmem Motor gegeben ist. Dieser Mehrbedarf ist im Gegensatz zur Nachstartphase nur von der Motortemperatur abhängig und bis zu einer bestimmten Temperaturschwelle erforderlich.

Katalysator-Heizphase
Mit der Katalysator-Heizphase wird der Bereich des Kaltstarts bezeichnet, in dem durch Zusatzmaßnahmen ein schnelleres Aufheizen des Katalysators erreicht wird. Die Grenzen der verschiedenen Phasen sind fließend. Die Katalysator-Heizphase kann dem Warmlauf überlagert sein. Abhängig vom jeweiligen Motorsystem kann die Warmlaufphase auch über die Katalysator-Heizphase hinausreichen.

Emissionen während des Kaltstarts

Kraftstoff, der sich im Start bei kaltem Motor an der kalten Zylinderwand niederschlägt, verdunstet nicht sofort und nimmt deshalb nicht an der folgenden Verbrennung teil. Er gelangt im Ausstoßtakt in das Abgassystem und leistet somit keinen Beitrag zum Drehmomentaufbau. Um einen stabilen Motorhochlauf zu gewährleisten, ist deshalb eine erhöhte Kraftstoffmenge in Start- und Nachstartphase erforderlich.

5 HC-Emissionen nach dem Start vor und hinter dem Katalysator



Die unverbrannt ausgestoßenen Kraftstoffbestandteile führen zu einem drastischen Anstieg der HC-Emissionen (**Bild 5**), aber auch der CO-Rohemissionen. Hinzu kommt, dass der Katalysator die Mindesttemperatur von etwa 300 °C erreicht haben muss, bevor er die Schadstoffe umsetzen kann. Damit der Katalysator schnell seine Betriebstemperatur erreicht, gibt es Maßnahmen, die ein schnelles Aufheizen des Katalysators ermöglichen. Zusätzlich gibt es Zusatzsysteme zur thermischen Nachbehandlung des Abgases, die in der Katalysator-Heizphase aktiviert werden.

Maßnahmen zur Aufheizung des Katalysators

Ein schnelles Aufheizen des Katalysators im Kaltstart kann durch folgende Maßnahmen erreicht werden:

- hohe Abgastemperaturen durch späte Zündwinkel und großen Gasmassenstrom,
- motornahe Katalysatoren,
- Erhöhung der Abgastemperatur durch thermische Nachbehandlung.

Die Auswahl und der Einsatz der Maßnahmen erfolgt je nach Zielmarkt und seinen entsprechenden Abgasvorschriften.

Thermische Nachbehandlung

Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe werden im Abgastrakt durch thermische Nachbehandlung gemindert, indem sie bei hohen Temperaturen nachverbrennen. Bei fetter Motorabstimmung ist dazu eine Lufteinblasung (Sekundärlufteinblasung) erforderlich. Bei magerer Motorabstimmung erfolgt die Nachverbrennung durch den im Abgas vorhanden Restsauerstoff.

Sekundärlufteinblasung

Durch Sekundärlufteinblasung wird nach dem Startvorgang in der Warmlaufphase (mit $\lambda < 1$) zusätzlich Luft in den Abgastrakt eingebracht. Es kommt zur exothermen Reaktion mit den unverbrannten Kohlenwasserstoffen, die die hohen HC-und CO-Konzentrationen im Abgas reduzieren. Zusätzlich setzt dieser Oxidationsvorgang Wärme frei, sodass das Abgas heißer wird und den von ihm durchströmten Katalysator rasch aufheizt.

Einspritzlage

Neben der korrekten Einspritzdauer ist der Zeitpunkt der Einspritzung (die Einspritzlage) bezogen auf den Kurbelwellenwinkel ein weiterer Parameter zur Optimierung der Verbrauchs- und Abgaswerte. Für jeden einzelnen Zylinder wird zwischen vorgelagerter und saugsynchroner Einspritzung differenziert. Es handelt sich um eine vorgelagerte Einspritzung, wenn das Einspritzende für den betreffenden Zylinder zeitlich noch vor dem Öffnen des Einlassventils liegt und ein Großteil des Kraftstoffsprays auf den Kanal-

6 Einspritzarten bei der Saugrohreinspritzung

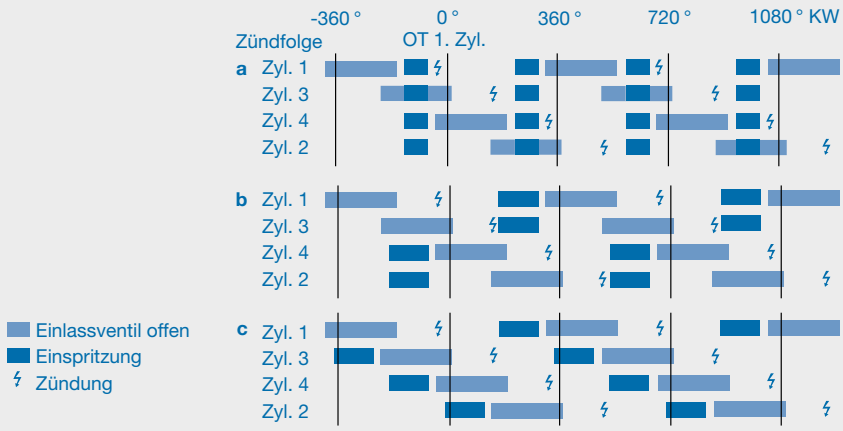


Bild 6
Der Kurbelwinkel (KW) ist auf den oberen Totpunkt des 1. Zylinders bezogen.
a simultane Einspritzung
b Gruppeneinspritzung
c sequentielle Einspritzung und zylinderindividuelle Einspritzung

boden und die Einlassventile trifft. Im Gegensatz hierzu erfolgt die saugsynchrone Einspritzung bei geöffneten Einlassventilen.

Wird hingegen die Einspritzlage aller Zylinder zueinander betrachtet, so wird zwischen folgenden Einspritzlagen unterschieden (**Bild 6**):

- simultane Einspritzung,
- Gruppeneinspritzung,
- sequentielle Einspritzung,
- zylinderindividuelle Einspritzung.

Die Variationsmöglichkeiten sind hierbei von der verwendeten Einspritzlage abhängig. Heute kommt nahezu ausschließlich die sequentielle Einspritzung zum Einsatz. Nur im Kaltstart bei den ersten Verbrennungen wird vereinzelt noch die simultane Einspritzung oder die Gruppeneinspritzung angewandt.

Simultane Einspritzung

Bei der simultanen Einspritzung werden alle Einspritzventile zum gleichen Zeitpunkt betätigt. Die Zeit, die zum Verdunsten des Kraftstoffs zur Verfügung steht, ist für die Zylinder unterschiedlich. Um trotzdem eine gute Gemischbildung zu erreichen, wird die für die Verbrennung benötigte Kraftstoffmenge in zwei Hälften aufgeteilt und jeweils einmal pro Kurbelwellenumdrehung eingespritzt. Bei dieser Einspritzlage ist nicht für alle Zylinder eine vorgelagerte Einspritzung möglich. Teilweise muss in das offene Einlassventil eingespritzt werden, da der Einspritzbeginn fest vorgegeben ist. Nachteilig ist hier, dass die Gemischaufbereitung für die verschiedenen Zylinder sehr unterschiedlich ist.

Gruppeneinspritzung

Bei der Gruppeneinspritzung werden die Einspritzventile zu zwei Gruppen zusammengefasst. Die beiden Gruppen spritzen die gesamte Einspritzmenge im Wechsel einmal pro Kurbelwellenumdrehung ein. Diese Anordnung ermöglicht bereits eine betriebspunktabhängige Wahl des Einspritztimings und vermeidet in bestimmten Kennfeldbereichen die dort unerwünschte Einspritzung in den offenen Einlasskanal. Die Zeit, die für die Verdunstung des Kraftstoffs zur Verfügung steht, ist aber auch hier für die verschiedenen Zylinder unterschiedlich.

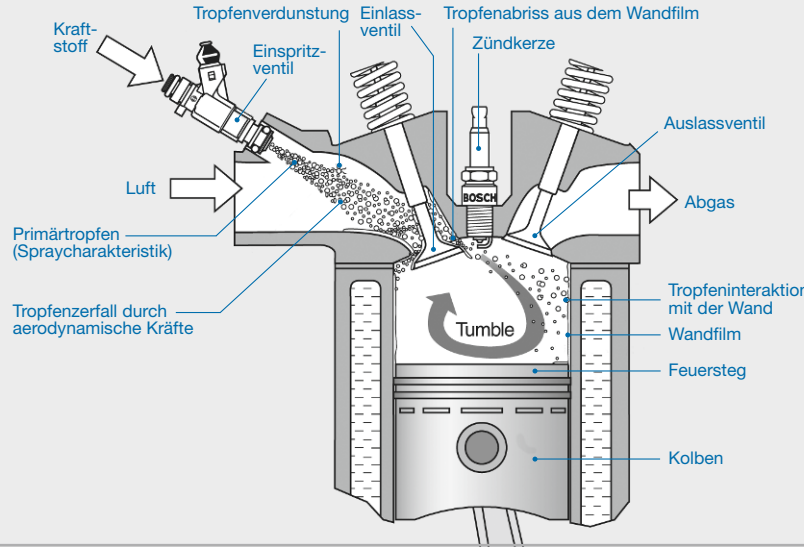
Sequentielle Einspritzung

Bei der sequentiellen Einspritzung (Sequential Fuel Injection SEFI) wird der Kraftstoff für jeden Zylinder einzeln eingespritzt. Die Einspritzventile werden nacheinander in der Zündfolge betätigt. Die Einspritzzeit und die Einspritzlage bezogen auf den oberen Totpunkt des jeweiligen Zylinders ist für alle Zylinder identisch. Damit ist die Gemischaufbereitung für jeden Zylinder identisch. Der Einspritzbeginn ist frei programmierbar und kann an den Motorbetriebszustand angepasst werden.

Zylinderindividuelle Einspritzung

Die zylinderindividuelle Einspritzung (Cylinder Individual Fuel Injection) bietet die größten Freiheitsgrade. Gegenüber der sequentiellen Einspritzung bietet sie den Vorteil, dass hier für jeden Zylinder die Einspritzzeit individuell beeinflusst werden kann. Damit können Ungleichmäßigkeiten z. B. bei der Zylinderfüllung ausgeglichen werden, was besonders für den Motorhochlauf im Kaltstart von großer Bedeutung für die Emissionsreduzierung ist. Der stöchiometrische Betrieb jedes Zylinders setzt hier eine zylinderspezifische Erfassung des Luftverhältnisses λ voraus. Dies bedingt eine Optimierung der Krümmergeometrie, um die Abgasdurchmischung der einzelnen Zylinder möglichst zu vermeiden.

7 Mechanismen und Einflussfaktoren der Gemischbildung bei Saugrohreinspritzung



Gemischbildung

Die Gemischbildung beginnt mit der Kraftstoffeinspritzung in das Saugrohr und erstreckt sich über die Ansaugphase bis in die Kompressionsphase des jeweiligen Zylinders. Sie unterliegt vielen Forderungen wie z. B. der Bereitstellung eines zündfähigen Gemischs an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt, einer guten Homogenisierung des Gemischs im Zylinder, einem guten dynamischen Verhalten im instationären Betrieb und geringen HC-Emissionen im Kaltstart.

Die Gemischbildung bei Saugrohreinspritzsystemen ist komplex (**Bild 7**). Sie erstreckt sich von der Charakteristik des primären Kraftstoffsprays über den Spraytransport im Saugrohr, den Sprayeintrag in den Brennraum bis zur Homogenisierung des Gemischs zum Zündzeitpunkt. Eine optimale Abstimmung dieser Bereiche führt letztlich zu einer guten Gemischaufbereitung. Sie unterscheidet sich teilweise für den kalten und den warmen Motorbetrieb und wird maßgeblich beeinflusst von:

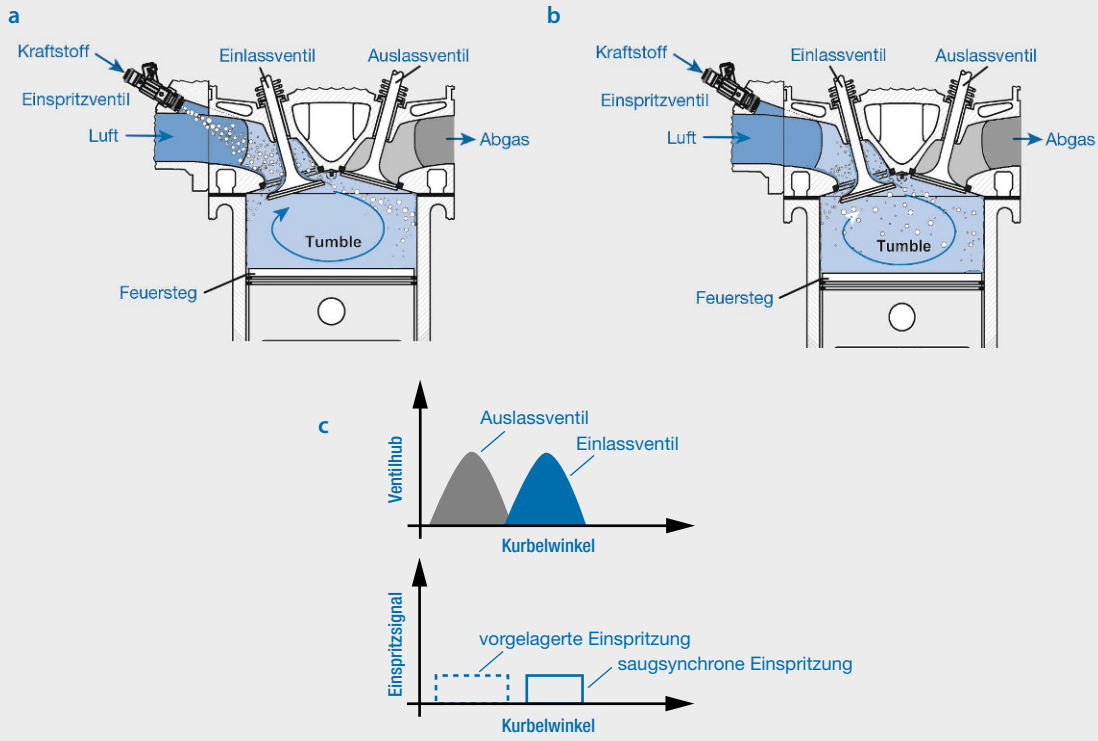
- Motortemperatur,
- Primärtröpfchenspray,
- Einspritzlage,
- Spray-Targeting,
- Luftströmung.

Ziel ist es, zum Zündzeitpunkt des jeweiligen Zylinders ein homogenes Gemisch von Kraftstoffdampf und Luft im Brennraum vorliegen zu haben.

Primärtröpfchenspray

Als Primärtröpfchenspray bezeichnet man das Kraftstoffspray direkt nach dem Austritt aus dem Einspritzventil. Kleine Primärtröpfchen begünstigen tendenziell die Kraftstoffverdunstung. Allerdings ist hier zu berücksichtigen, dass bei kaltem Motor infolge niedriger Temperatur nur ein sehr geringer Anteil des eingespritzten Kraftstoffs im Saugrohr verdunstet. Der Großteil liegt als Wandfilm vor und wird in der Ansaugphase von der Luftströmung mitgerissen. Die eigentliche Gemischaufbereitung findet im Zylinder

8 Einströmung und Einspritzung



statt. Bei warmem Motor hingegen verdunstet bereits im Saugrohr ein Großteil des eingespritzten Kraftstoffsprays sowie ein Teil des vorhandenen Wandfilms.

Einspritzlage

Die Einspritzlage hat vor allem bei kaltem Motor einen großen Einfluss auf die Gemischbildung und die HC-Rohemissionen.

Saugsynchrone Einspritzung

Bei saugsynchroner Einspritzung wird ein Teil des Kraftstoffs durch die Luftströmung an die gegenüberliegende Zylinderwand Richtung Auslassventile transportiert (**Bild 8a**). Dieser Kraftstofffilm (Wandfilm) verdunstet an den kalten Zylinderwänden nicht, nimmt somit nicht an der Verbrennung teil und gelangt deshalb unverbrannt in den Auslasskanal. Dies führt zu erhöhten Rohemissionen. Die saugsynchrone Einspritzung wird heute im Kaltstart nur noch selten angewandt. Sie kommt im warmen Motorbetrieb an der Volllast zur Leistungssteigerung (zur Ladungskühlung und zur Klopfreduzierung) zum Einsatz. Neue Ansätze mit zwei Einspritzventilen je Zylinder bieten hier neue Freiheitsgrade. Da bei saugsynchroner Einspritzung die Kraftstoffverdunstung weitgehend im Brennraum stattfindet, kann die Frischluftfüllung gesteigert werden. Der Grund hierfür ist, dass die flüssigen Kraftstofftröpfchen im Saugrohr ein kleineres Volumen einnehmen als

Bild 8
a) Einströmung bei saugsynchroner Einspritzung
b) Einströmung bei vorgelagerter Einspritzung
c) Lage des Einspritzsignals

9 Spray-Targeting

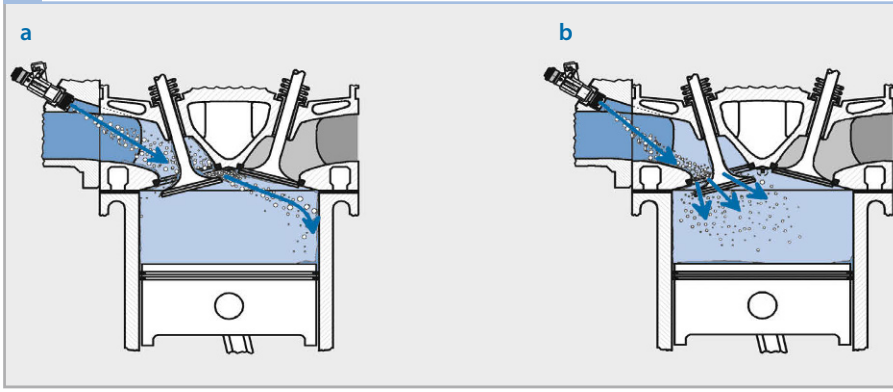


Bild 9
a) Spray-Ausrichtung zentral auf den Ventilteller
b) Spray-Ausrichtung auf die untere Kanalwand.

Dampf. Außerdem wird durch die Kraftstoffverdampfung im Brennraum die Zylinderladung abgekühlt, was sich positiv auf die Klopfneigung des Motors auswirkt.

Vorgelagerte Einspritzung
Durch eine vorgelagerte Einspritzung (**Bild 8b**) ist im Kaltstart eine deutliche Reduzierung der Schadstoffemissionen erreichbar. Der Kraftstoffeintrag wird in Richtung Brennraummitte verschoben und die unerwünschte Wandfilmbildung an der auslassseitigen Zylinderwand wird vermieden.

Spray-Targeting

Zusätzlich zur vorgelagerten Einspritzung können in Kombination mit optimalem Spray-Targeting (Sprayausrichtung relativ zum Saugkanal und Brennraum, **Bild 9**) die HC-Emissionen im Kaltstart weiter verringert werden. Bei Ausrichtung des Sprays in Richtung Kanalboden (**Bild 9b**) wird das angesaugte Spray verstärkt in Richtung Brennraummitte transportiert. Dadurch wird die Kraftstoffbenetzung der auslassseitigen Zylinderwand weiter reduziert, was sich in niedrigeren HC-Emissionen in der Startphase zeigt. Zudem verringert sich die Gefahr einer zu starken Benetzung der Zündkerze mit Kraftstoff. Die Benetzung des Kanalbodens führt andererseits aber auch zu einer verstärkten Wandfilmbildung im Saugrohr. Hierbei ist der Applikationsaufwand für den Instationärbetrieb (beim Lastwechsel) etwas aufwendiger. Grundsätzlich ist immer ein Kompromiss zwischen den Anforderungen des Kaltstarts und denen des Instationärbetriebs zu suchen.

Bei Motoren mit Saugrohreinspritzung ist es notwendig, bei Laständerungen die gespeicherte Wandfilmmasse im Saugrohr zu berücksichtigen. Bei einer sprunghaften Lasterhöhung wird mehr Wandfilm aufgebaut. Es würde ein unerwünschter Luftüberschuss entstehen, falls bei der Berechnung der notwendigen Einspritzmenge die gespeicherte Wandfilmmenge und ihr verzögerter Eintrag in den Brennraum nicht berücksichtigt würde. Hierfür sind im Motorsteuergerät Wandfilm-Kompensationsfunktionen integriert, die bei der Applikation auf die jeweilige Motorgeometrie und das Spray-Targeting bedatet werden müssen, um weitgehend einen Betrieb bei $\lambda = 1$ auch im instationären Betriebszustand zu gewährleisten.

Luftströmung

Die Luftströmung wird maßgeblich durch die Motordrehzahl, die geometrische Gestaltung des Einlasskanals sowie durch die Öffnungszeiten und die Erhebungskurve der Einlassventile beeinflusst. Teilweise sind Ladungsbewegungsklappen im Einsatz, um zusätzlich auf die Strömungsrichtung (Tumble, Drall) betriebspunktabhängig Einfluss zu nehmen. Ziel ist es, die notwendige Luft in der zur Verfügung stehenden Zeit in den Brennraum zu bekommen und eine gute Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemischs im Brennraum bis zum Zündzeitpunkt zu erzielen.

Eine starke Zylinderinnenströmung begünstigt eine gute Homogenisierung und ermöglicht eine Erhöhung der AGR-Verträglichkeit (Abgasrückführrate), wodurch eine Verbrauchs- und NO_x-Reduzierung erzielt werden kann. Eine starke Zylinderinnenströmung verringert jedoch bei Volllast die Füllung, was eine Absenkung des maximalen Drehmoments und der maximalen Leistung zur Folge hat. Daher werden überwiegend variable Klappen eingesetzt, um eine hohe Ladungsbewegung in der Teillast und eine minimale Drosselung in der Volllast zu kombinieren (**Bild 18**, Pos. 8).

Sekundäre Gemischaufbereitung

Zusätzlich unterstützt die Luftströmung auch die Kraftstoffaufbereitung (durch sekundäre Gemischaufbereitung). Besteht zum Zeitpunkt des Öffnens der Einlassventile (EÖ) ein Differenzdruck zwischen Saugrohr und Brennraum, werden durch die entstehende Strömung die Kraftstoffaufbereitung und der Transport beeinflusst. Ist der Saugrohrdruck beim Öffnen des Einlassventils wesentlich größer als der Brennraumdruck, so werden das Luft-Kraftstoff-Gemisch und der Wandfilm im Ventilspalt beschleunigt in den Brennraum gesaugt.

Ist der Saugrohrdruck beim Öffnen der Einlassventile kleiner als im Brennraum, dann strömt warmes Abgas aus der vorhergehenden Verbrennung zurück in das Saugrohr. Hier wird zum einen die Aufbereitung des Wandfilms und der Kraftstofftröpfchen durch die Rückströmung begünstigt, zum anderen unterstützt das warme Abgas zusätzlich die Verdunstung. Dieser Vorgang ist besonders beim Kaltstart in der Warmlauf- und in der Katalysator-Heizphase wichtig.

Elektromagnetische Einspritzventile

Aufgabe

Elektrisch angesteuerte Einspritzventile spritzen den unter Systemdruck stehenden Kraftstoff in das Saugrohr ein. Dabei werden Einspritzzeitpunkt und -dauer individuell für jeden Zylinder vom Motorsteuergerät anhand der angesaugten Luftmasse und des aktuellen Betriebszustands des Motors berechnet und die Einspritzventile über Endstufen, die im Motorsteuergerät integriert sind, entsprechend angesteuert. Neben der exakten Dosierung der Einspritzmenge ist die Strahlaufbereitung unter Berücksichtigung der Saugrohrgeometrie und der Position der Einlassventile sowie die Zerstäubung des Kraftstoffs eine wichtige Funktion des Einspritzventils.

10 Elektromagnetisches Einspritzventil für die Saugrohreinspritzung

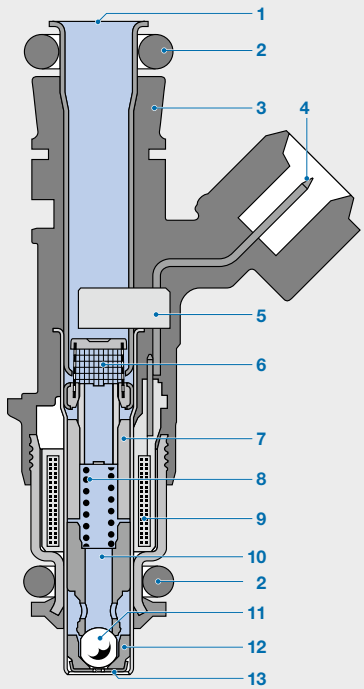


Bild 10
1 hydraulischer Anschluss
2 Dichtring (O-Ring)
3 Ventilgehäuse
4 elektrischer Anschluss
5 Plastikclip mit eingespritzten Pins
6 Filtersieb
7 Innenpol
8 Ventilfeder
9 Magnetspule
10 Ventilnadel mit Anker
11 Ventilkugel
12 Ventilsitz
13 Spritzlochscheibe

Aufbau und Arbeitsweise

Elektromagnetische Einspritzventile (**Bild 10**) bestehen im Wesentlichen aus

- dem Ventilgehäuse (3) mit elektrischem (4) und hydraulischem Anschluss (1),
- der Spule des Elektromagneten (9),
- der beweglichen Ventilnadel (10) mit Magnetanker und Ventilkugel (11),
- dem Ventilsitz (12) mit der Spritzlochscheibe (13),
- der Ventilfeder (8).

Um einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten, ist das Einspritzventil im Kraftstoff führenden Bereich aus korrosionsbeständigem Stahl gefertigt. Ein Filtersieb (6) im Kraftstoffzulauf schützt das Einspritzventil vor Verschmutzung.

Anschlüsse

Bei den gegenwärtig verwendeten Einspritzventilen verläuft die Kraftstoffzuführung in axialer Richtung zum Einspritzventil von oben nach unten (Top Feed). Die Einspritzventile sind am hydraulischen Anschluss mit einer Klemm- oder Spannvorrichtung am Kraftstoffverteilerrohr (Fuel Rail) befestigt und mit einem Dichtring (O-Ring) abgedichtet. Halteklemmen sorgen für eine zuverlässige Fixierung. Am Saugrohr sind Öffnungen für die Einspritzventile vorgesehen, in welche diese eingeschoben werden. Die Abdichtung erfolgt durch den unteren Dichtring (O-Ring) am Einspritzventil. Der elektrische Anschluss des Einspritzventils ist mit dem Motorsteuergerät verbunden.

Funktion des Ventils

Bei stromloser Spule drücken die Federkraft und die aus dem Kraftstoffdruck resultierende Kraft die Ventilnadel mit der Ventilkugel in den kegelförmigen Ventilsitz. Hierdurch wird das Kraftstoffversorgungssystem gegen das Saugrohr abgedichtet. Wird die Spule bestromt, entsteht ein Magnetfeld, das den Magnetanker der Ventilnadel anzieht. Die Ventilkugel hebt vom Ventilsitz ab und der Kraftstoff wird eingespritzt. Wird der Erregerstrom abgeschaltet, schließt die Ventilnadel wieder durch die Federkraft.

Kraftstoffaustritt

Die Zerstäubung des Kraftstoffs geschieht mit einer Spritzlochscheibe. Mit den gestanzten Spritzlöchern wird eine hohe Konstanz der eingespritzten Kraftstoffmenge erzielt. Die Spritzlochscheibe ist auch unempfindlich gegenüber Kraftstoffablagerungen. Das Strahlbild des austretenden Kraftstoffs ergibt sich durch die Anordnung und die Anzahl der Spritzlöcher.

Die Kugel im kegelförmigen Ventilsitz gewährleistet eine gute Ventildichtheit. Die

eingespritzte Kraftstoffmenge pro Zeiteinheit ist im Wesentlichen durch den Systemdruck im Kraftstoffversorgungssystem, den Gegendruck im Saugrohr und die Geometrie des Kraftstoffaustrittsbereichs bestimmt.

Elektrische Ansteuerung

Ein Endstufenbaustein im Motorsteuergerät steuert das Einspritzventil mit einem Schaltsignal an (**Bild 11**). Der Strom in der Magnetspule steigt (b) und bewirkt eine Anhebung der Ventilnadel (c). Nach Ablauf der Zeit t_{an} (Anzugszeit) ist der maximale Ventilhub erreicht. Sobald die Ventilkugel aus ihrem Sitz abhebt, wird Kraftstoff eingespritzt. In **Bild 11d** ist der prinzipielle Verlauf der während eines Einspritzimpulses insgesamt eingespritzten Menge dargestellt. Während der Ventilanzug- und -abfallzeiten treten Nichtlinearitäten auf, die nicht eingezeichnet sind.

Da sich das Magnetfeld nach Abschalten der Ansteuerung nicht schlagartig abbaut, schließt das Ventil verzögert. Nach Ablauf der Zeit t_{ab} (Abfallzeit) ist das Ventil wieder vollständig geschlossen. Bei vollständig geöffnetem Ventil ist die Einspritzmenge proportional zur Zeit. Die Nichtlinearitäten während der Ventilanzugs- und Ventilabfallphase müssen über die Zeitdauer der An-

11 Ansteuerung des Einspritzventils

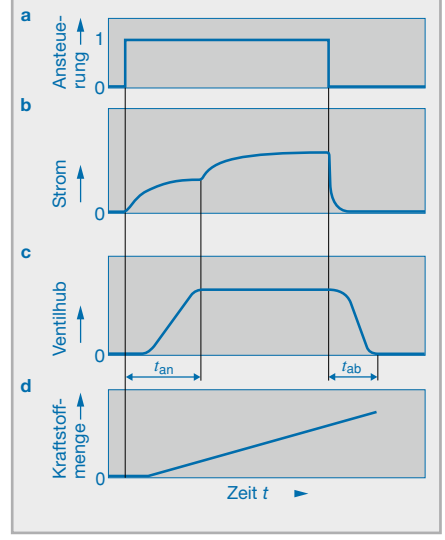


Bild 11
a Ansteuerungssignal
b Stromverlauf
c Ventilhub
d eingespritzte Kraftstoffmenge (prinzipieller Verlauf)
t_{an} Anzugszeit
t_{ab} Abfallzeit

12 Verschiedene Bauformen von Bosch-Einspritzventilen

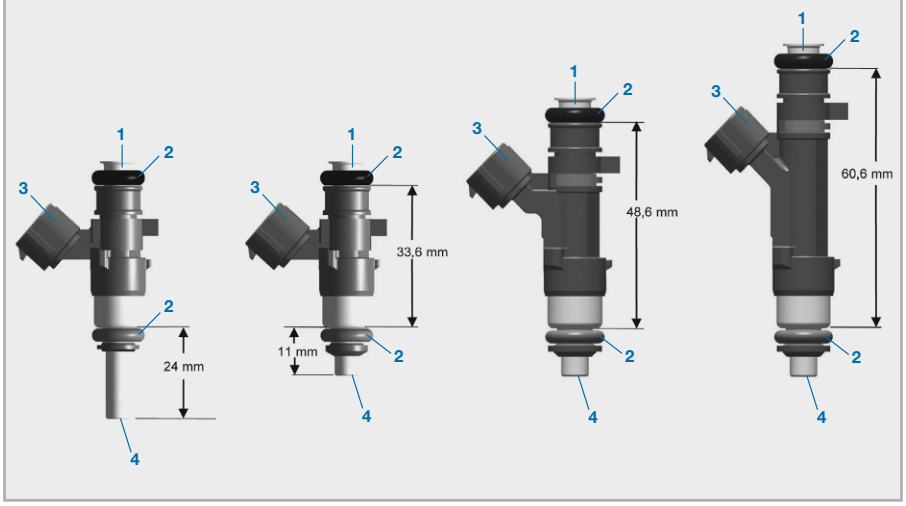


Bild 12
1 hydraulischer Anschluss
2 Dichtring (O-Ring)
3 elektrischer Anschluss
4 Kraftstoffaustritt

13 Strahlgeometrien

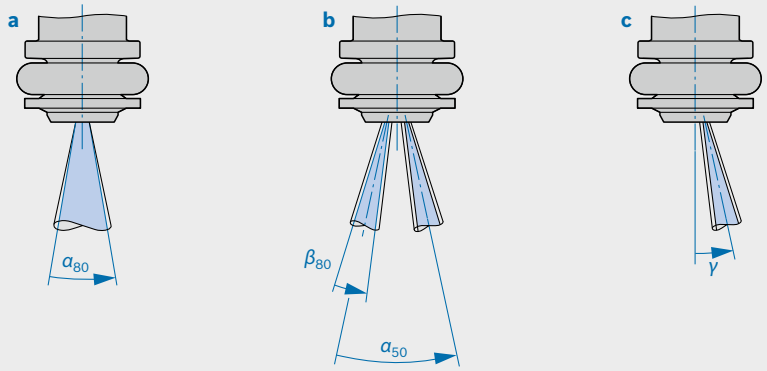


Bild 13
a Kegelstrahl
b Zweistrahl
c gekippter Strahl

α_{80} Ein Anteil von 80 % des Kraftstoffs befinden sich innerhalb des Winkels α_{80}
α_{50} Ein Anteil von 50 % des Kraftstoffs befinden sich innerhalb des Winkels α_{50}
β_{80} Ein Anteil von 80 % des Kraftstoffs im Einzelstrahl befinden sich innerhalb des Winkels β_{80}
γ Strahlrichtungswinkel

14 Rail ohne Rücklauf

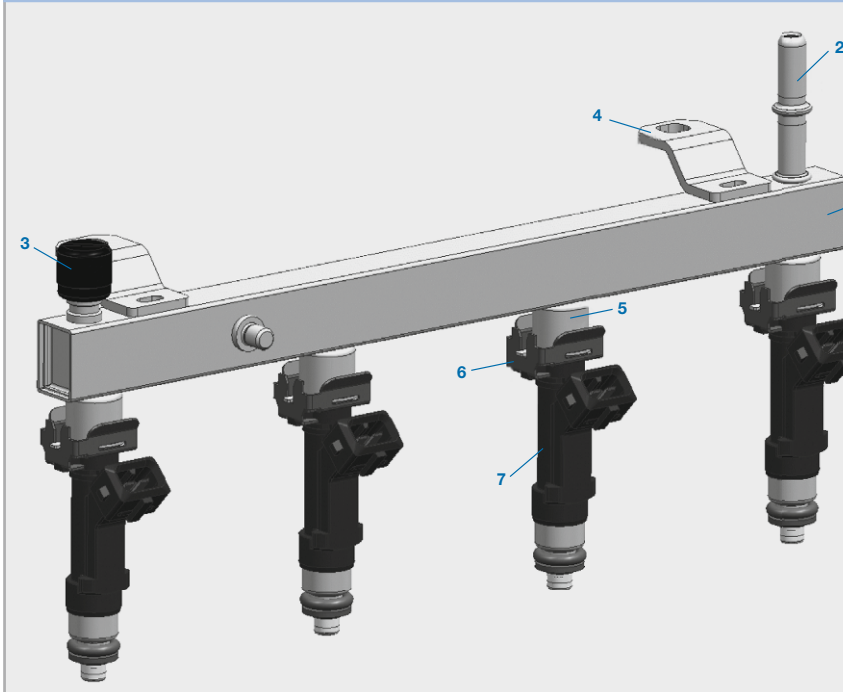


Bild 14
1 Kraftstoffverteiler (Rail)
2 Zulaufanschluss
3 Diagnoseventil
4 Rail-Montagehalter
5 Rail-Tasse
6 Montage-Clip
7 Einspritzventil

15 Rail mit Rücklauf

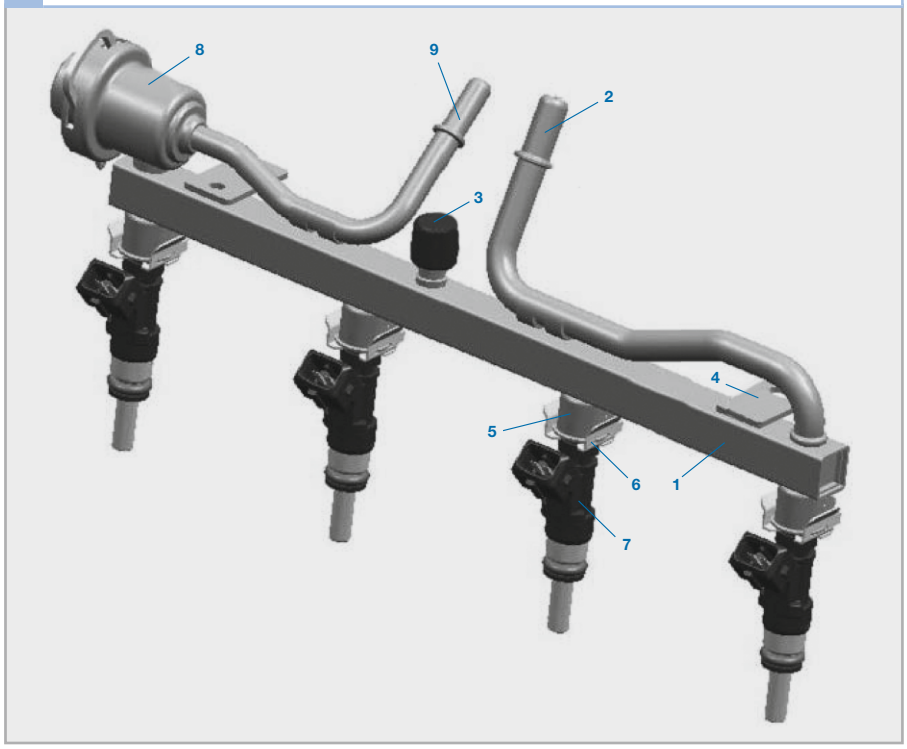


Bild 15
1 Kraftstoffverteiler (Rail)
2 Zulaufanschluss
3 Diagnoseventil
4 Rail-Montagehalter
5 Rail-Tasse
6 Montage-Clip
7 Einspritzventil
8 Druckregler
9 Rücklauf zum Tank

steuerung kompensiert werden. Die Geschwindigkeit, mit der die Ventilnadel von ihrem Sitz abhebt, ist zudem von der Batteriespannung abhängig. Eine batteriespannungsabhängige Einspritzzeitverlängerung korrigiert diese Einflüsse.

Einspritzventil

Die **Bilder 10** und **12** zeigen Standardeinspritzventile für die aktuellen Einspritzanlagen. Eine geringe Neigung zur Dampfblasenbildung bei heißem Kraftstoff erleichtert den Einsatz rücklauffreier Kraftstoffversorgungssysteme, da dort die Kraftstofftemperatur im Einspritzventil gegenüber Systemen mit Rücklauf höher ist. Zur besseren Zerstäubung des Kraftstoffs werden die in der Regel verwendeten Spritzlochscheiben mit vier Löchern durch Mehrlochscheiben mit bis zu zwölf Spritzlöchern ersetzt. Dies führt zu einer bis zu 35 % reduzierten Tröpfchengröße und verringerten Abgasemissionen.

Strahlaufbereitung

Die Strahlaufbereitung der Einspritzventile, d. h. Strahlform, Strahlwinkel und Tröpfchengröße, beeinflusst die Bildung des Luft-Kraftstoff-Gemischs. Sie ist somit eine sehr wichtige Funktion des Einspritzventils. Individuelle Geometrien von Saugrohr und Zylinderkopf machen unterschiedliche Ausführungen der Strahlaufbereitung erforderlich. Dafür stehen verschiedene Varianten der Strahlaufbereitung zur Verfügung. Die in

16 Rail für den Erdgasbetrieb

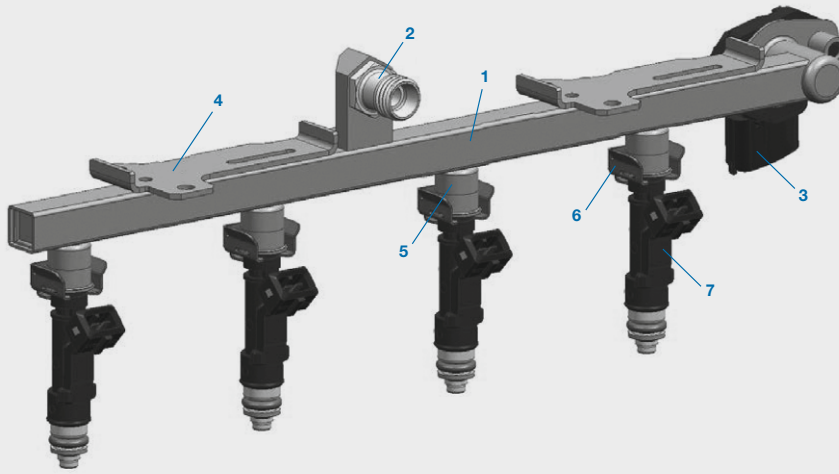


Bild 16
1 Kraftstoffverteiler
2 Zulaufanschluss
3 Gasdrucksensor
4 Rail-Montagehalter
5 Rail-Tasse
6 Montage-Clip
7 Erdgas-Injektor

Bild 13 gezeigten Strahlformen können sowohl als Vierloch- als auch als Mehrloch-Variante mit reduzierter Tröpfchengröße erzeugt werden.

Kegelstrahl (Einstrahl)
Durch die Öffnungen der Spritzlochscheibe treten einzelne Kraftstoffstrahlen aus. Die Summe der Kraftstoffstrahlen bildet einen Strahlkegel, dessen Winkel entsprechend der motorspezifischen Anforderungen variiert werden kann (**Bild 13a**). Typisches Einsatzgebiet der Kegelstrahlventile sind Motoren mit nur einem Einlassventil pro Zylinder, doch auch bei zwei Einlassventilen pro Zylinder ist der Kegelstrahl geeignet.

Zweistrahl
Die Zweistrahlaufbereitung wird bei Motoren mit zwei Einlassventilen pro Zylinder eingesetzt. Die Öffnungen der Spritzlochscheibe sind derart angeordnet, dass zwei Kraftstoffstrahlen (zwei Kegelstrahlen) – die jeweils aus mehreren Einzelstrahlen zusammengesetzt sein können – aus dem Einspritzventil austreten und vor die Einlassventile oder auf den Trennsteg zwischen den Einlassventilen spritzen (**Bild 13b**). Der Öffnungswinkel zwischen den beiden Kegelstrahlen kann entsprechend der motorspezifischen Anforderungen variiert werden.

Gekippter Strahl
Dieser Kraftstoffstrahl (Einstrahl und Zweistrahl) ist hier gegenüber der Hauptachse des Einspritzventils um einen bestimmten Winkel, den Strahlrichtungswinkel, gekippt (**Bild 13c**). Einspritzventile mit dieser Strahlform finden Anwendung bei schwierigen Einbauverhältnissen.

Kraftstoffverteiler

Die Aufgabe des Kraftstoffverteilers (Fuel Rail, Rail) ist, den für die Einspritzung benötigten Kraftstoff zu speichern, Pulsationen zu dämpfen und die Gleichverteilung auf alle Einspritzventile sicherzustellen. Man unterscheidet grundsätzlich durchströmte Rails (Return-System, mit Rücklauf, **Bild 15**) und

nicht durchströmte Rails (Returnless System, ohne Rücklauf, **Bild 14**). Die Einspritzventile sind direkt am Kraftstoffverteilerrohr montiert. Neben den Einspritzventilen kann bei Systemen mit Rücklauf auch ein Kraftstoffdruckregler und eventuell im Kraftstoffverteilerrohr ein Druckdämpfer integriert werden.

Die gezielte Auslegung von Abmessungen des Kraftstoffverteilerrohrs verhindert örtliche Druckänderungen durch Resonanzen beim Öffnen und Schließen der Einspritzventile. Last- und drehzahlabhängige Unregelmäßigkeiten der Einspritzmengen werden dadurch vermieden. Abhängig von den Anforderungen der verschiedenen Fahrzeugtypen besteht das Kraftstoffverteilerrohr aus Edelstahl oder Kunststoff. Zu Prüfzwecken und zum Druckabbau im Service kann ein Diagnoseventil integriert sein.

Ergänzend zu den Benzin- und Ethanol-Kraftstoffverteilerrohren gibt es auch Kraftstoffverteilerrohre für den Erdgasbetrieb (siehe **Bild 16**). Hierbei kommen spezielle Gasventile zum Einsatz. Die Druck- und Temperaturüberwachung erfolgt über einen entsprechenden Sensor.

Benzin-Direkteinspritzung

Einleitung

Die Benzin-Direkteinspritzung ermöglicht eine effektive Weiterentwicklung von Ottomotoren hinsichtlich Verbrauch und Abgas, bei der auch die Fahrdynamik und der Fahrkomfort nicht zu kurz kommen muss. Sie ist der Schlüssel für effektives Downsizing von Ottomotoren und ermöglicht Verbrauchseinsparungen bis zu 20 %. Durch die Synergie von Benzin-Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung und einer variablen Nockenwellensteuerung können Drehmomente und Motorleistungen realisiert werden, die bislang nur größeren Motorhubräumen und -zylinderzahlen vorbehalten waren.

Für den Fahrer äußert sich dies z. B. im hochdynamischen Ansprechverhalten des Fahrzeugs bei Geschwindigkeitsänderungen, was im heutigen Straßenverkehr einen Komfort- und einen Sicherheitsaspekt darstellt. Überdies lässt die Benzin-Direkteinspitzung eine Gesamtoptimierung des Antriebs zu, um kostengünstige Abgasnachbehandlungskonzepte für künftige Emissionsgrenzen, wie z. B. EU6 in Europa und SULEV in USA, darzustellen.

Übersicht

Die Forderung nach leistungsfähigen Ottomotoren bei gleichzeitig niedrigem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Emissionen führte zur Wiederentdeckung der Benzin-Direkteinspritzung. Gegenüber Saugrohr-Einspritzsystemen bietet die Benzin-Direkteinspritzung zusätzliche Freiheitsgrade aufgrund der inneren Gemischbildung. Sie bietet die Grundlage moderner und leistungsfähiger Brennverfahren wie z. B. des Schichtmagerbetriebs oder der homogenen Kompressionszündung (HCCI). Bei Turbomotoren mit stöchiometrischer Verbrennung ergeben sich Vorteile im Drehmoment

im unteren Drehzahlbereich durch eine erhöhte Überschneidung der Ladungswechselventile und durch die geringere Klopfneigung aufgrund der Verdampfung des Kraftstoffs im Brennraum.

Das Prinzip ist nicht neu. Bereits 1937 kam ein Flugzeugmotor mit einer mechanischen Benzin-Direkteinspritzung zum Einsatz. 1951 wurde ein Zweitakt-Motor mit einer mechanischen Benzin-Direkteinspritzung erstmals serienmäßig in einem Pkw, dem Gutbrod, eingebaut. 1954 folgte der Mercedes 300 SL mit einem Viertakt-Motor und Direkteinspritzung.

Die Konstruktion eines direkteinspritzenden Motors war für die damalige Zeit sehr aufwendig. Zudem stellte diese Technik hohe Anforderungen an die benötigten Werkstoffe. Die Dauerhaltbarkeit des Motors war ein weiteres Problem. All diese Probleme verhinderten über eine lange Zeit den Durchbruch der Benzin-Direkteinspritzung.

Arbeitsweise

Benzin-Direkteinspritzsysteme sind durch eine Hochdruckeinspritzung direkt in den Brennraum gekennzeichnet (**Bild 17**). Das Luft-Kraftstoff-Gemisch entsteht wie beim Dieselmotor innerhalb des Brennraums (durch innere Gemischbildung). Das Kraftstoffsystem besteht aus Elektrokraftstoffpumpe, Hochdruckpumpe, Rail, Hochdrucksensor und den Einspritzventilen (**Bild 18**).

Hochdruckerzeugung

Die Elektrokraftstoffpumpe (**Bild 18**, Pos. 10) fördert den Kraftstoff mit dem Vorförderdruck von 3...5 bar zur Hochdruckpumpe (11). Diese erzeugt abhängig vom Betriebspunkt (gefordertes Drehmoment und Drehzahl) den Systemdruck. Der unter Hochdruck stehende Kraftstoff gelangt in das Rail (12) und wird dort gespeichert. Der Kraftstoffdruck wird mit dem Hochdrucksensor (13) gemessen und über das in der

17 Benzin-Direkteinspritzung

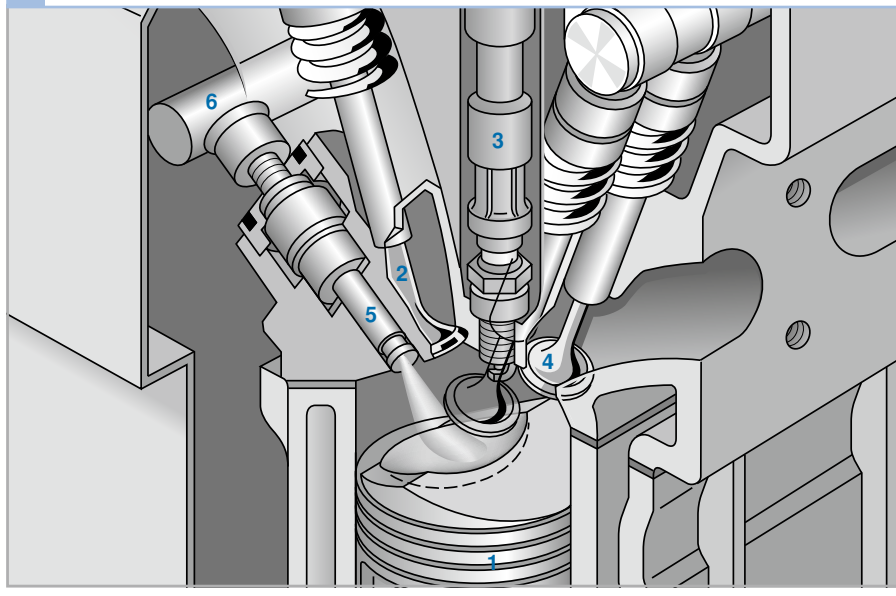
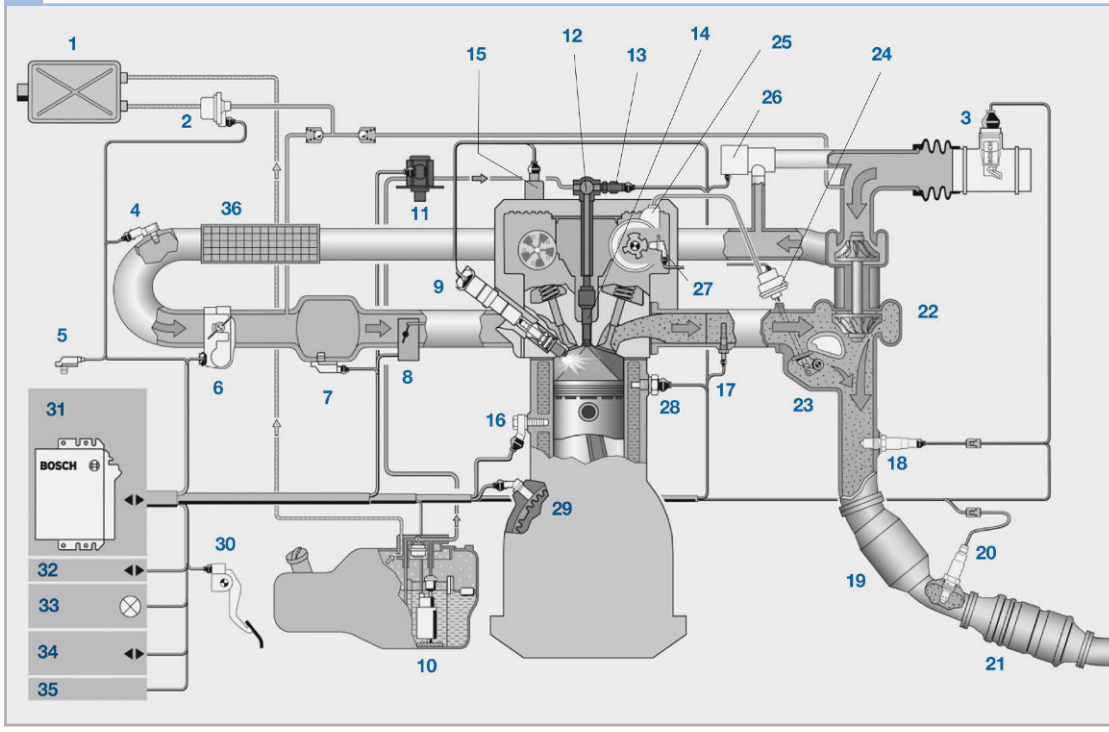


Bild 17
1 Kolben
2 Einlassventil
3 Zündkerze mit aufgesteckter Zündspule
4 Auslassventil
5 Hochdruck-Einspritzventil
6 Kraftstoffverteilerrohr (Rail)

18 Strukturbild eines Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung einschließlich Komponenten für die Steuerung und Regelung



Hochdruckpumpe integrierte Mengensteuerventil auf Werte zwischen 50 und 200 bar eingestellt. Am Rail, auch als „Common Rail" bezeichnet, sind die Hochdruck-Einspritzventile (14) angeordnet. Sie werden vom Motorsteuergerät angesteuert und spritzen den Kraftstoff in den Brennraum des Zylinders ein. Die Komponenten der Bosch-Benzin-Direkteinspritzung sind aus Edelstahl gefertigt und somit robust im Einsatz mit unterschiedlichen Kraftstoffen. Die Medienverträglichkeit besteht für alle gängigen Kraftstoffe, E85 (85 % Ethanol und 15 % Benzin) und M15 (15 % Methanol und 85 % Benzin). Weitere Kraftstoffe können in Abstimmung mit dem Fahrzeughersteller freigegeben werden.

Bild 18

1 Aktivkohlebehälter
2 Tankentlüftungsventil
3 Heißfilm-Luftmassenmesser
4 kombinierter Ladedruck- und Ansauglufttemperatursensor
5 Umgebungsdrucksensor
6 Drosselvorrichtung (EGAS)
7 Saugrohrdrucksensor
8 Ladungsbewegungsklappe
9 Zündspule mit Zündkerze
10 Kraftstoffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe
11 Hochdruckpumpe
12 Kraftstoff-Verteilerrohr
13 Hochdrucksensor
14 Hochdruck-Einspritzventil
15 Nockenwellenversteller
16 Klopfsensor
17 Abgastemperatursensor
18 λ-Sonde
19 Vorkatalysator
20 λ-Sonde
21 Hauptkatalysator
22 Abgasturbolader
23 Waste-Gate
24 Waste-Gate-Steller
25 Vakuumpumpe
26 Schub-Umluftventil
27 Nockenwellenphasensensor
28 Motortemperatursensor
29 Drehzahlsensor
30 Fahrpedalmodul
31 Motorsteuergerät
32 CAN-Schnittstelle
33 Motorkontrollleuchte
34 Diagnoseschnittstelle
35 Schnittstelle zur Wegfahrsperre
36 Ladeluftkühler

19 Einbaulagen des Injektors, seitlich und zentral

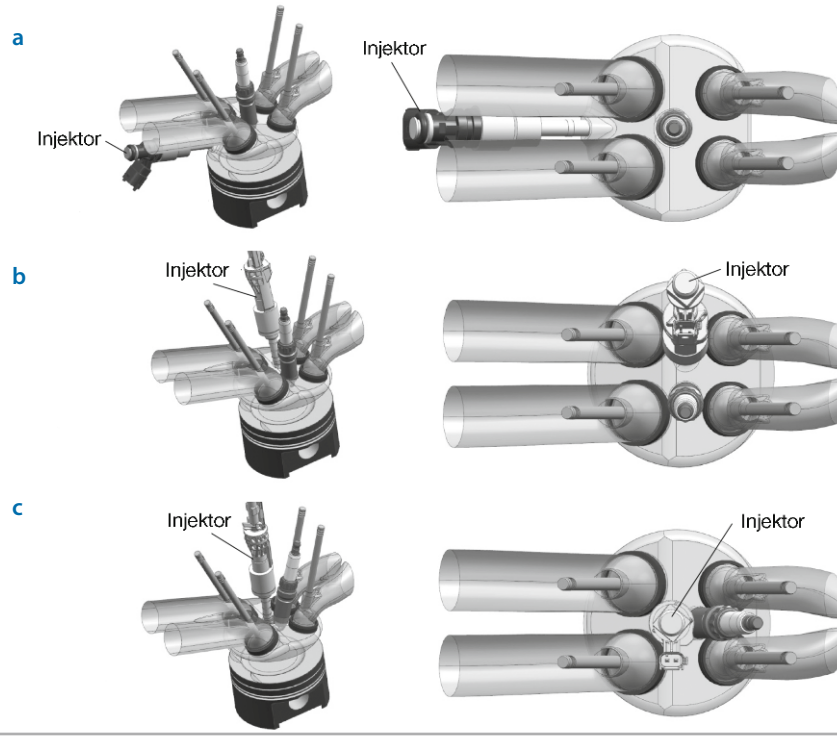


Bild 19
a seitlicher Einbau
b zentral longitudinal
c zentral transversal

Brennverfahren und Betriebsarten

Brennverfahren

Als Brennverfahren wird die Art und Weise bezeichnet, wie das Gemisch im Brennraum gebildet und die Energie durch die Verbrennung freigesetzt wird. Hierbei werden die Abläufe durch viele Parameter beeinflusst. Wesentliche Parameter sind die Geometrie des Brennraums, die Brennraumströmung und die Ausrichtung des Kraftstoffsprays, aber auch die steuerbaren Größen wie der Einspritz- und der Zündungszeitpunkt. Die Optimierung all dieser Parameter ist die Grundvoraussetzung für ein robust ablaufendes Brennverfahren mit rascher und vollständiger Verbrennung und geringen Emissionen.

Die Kraftstoffverteilung im Brennraum wird stark durch die Einbaulage des Einspritzventils beeinflusst. Heute haben sich bei den üblichen Vierventilmotoren die beiden Einbaulagen seitlich und zentral etabliert. Bei seitlicher Einbaulage wird der Injektor unterhalb des Einlasskanals positioniert (**Bild 19a**) . Der Kraftstoff wird zwischen den Einlassventilen in den Brennraum eingespritzt. Ein wesentlicher Vorteil dieser Einbaulage ist die relativ einfache Anpassung eines Zylinderkopfes einer bestehenden Saugrohreinspritzung, was den Umstieg auf die Direkteinspritzung für die Motorenhersteller deutlich erleichtert.

Bei zentraler Einbaulage haben sich in Serienmotoren zwei Positionierungssmöglichkeiten durchgesetzt, der longitudinale und der transversale Einbau (**Bild 19b, c**). Beim longitudinalen Einbau liegen Zündkerze und Injektor im Zylinderdach zwischen den Ein-

und Auslassventilen. Dadurch kann eine bessere Zylinderkopfkühlung erreicht werden. Es bleibt auch ein größerer Freiraum für die Einlass- und Auslasskanäle. Bei der transversalen Einbaulage liegt der Injektor zwischen den Einlassventilen, die Zündkerze zwischen den Auslassventilen. Bei dieser Positionierung bleibt die Injektorspitze vergleichsweise kühl. Die Robustheit gegen Ablagerungen an der Injektorspitze wird dadurch verbessert. Die zentrale Einbaulage erlaubt zudem, das volle Potential der Verbrauchsreduzierung durch Kraftstoffschichtung zu nutzen. Heutige Schichtbrennverfahren verwenden hierzu die transversale Einbaulage.

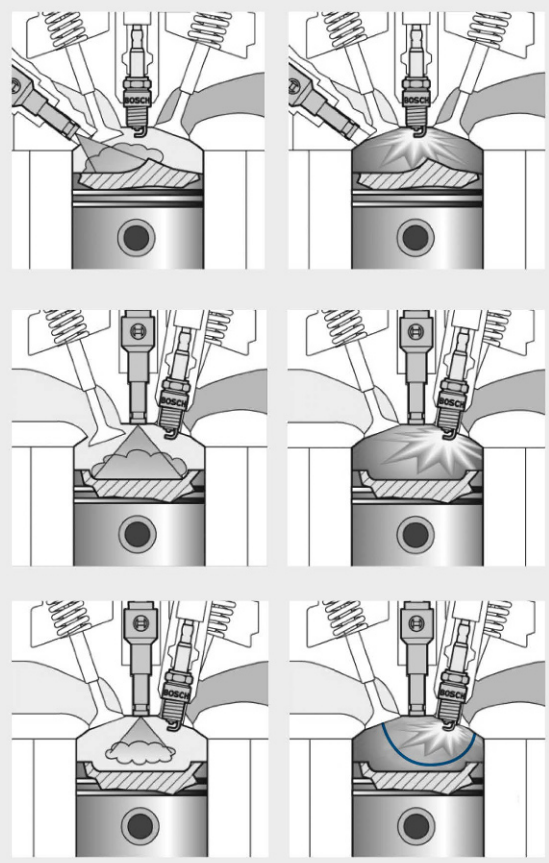
Ein Brennverfahren besteht oft aus mehreren verschiedenen Betriebsarten, auf die betriebspunktabhängig umgeschaltet wird. Prinzipiell teilen sich die Brennverfahren in zwei Klassen auf: in Homogen- und Schichtbrennverfahren.

Homogenbrennverfahren

Beim Homogenbrennverfahren wird in der Regel im gesamten Motorkennfeld ein im Mittel stöchiometrisches Gemisch im Brennraum gebildet (**Bild 20**). Das bedeutet, dass immer eine Luftzahl von $\lambda = 1$ vorliegt. Damit wird wie bei der Saugrohreinspritzung die Abgasnachbehandlung durch einen Drei-Wege-Katalysator ermöglicht. Dieses Brennverfahren wird in Verbindung mit einer Aufladung häufig beim Downsizing (Reduzierung des Hubraums bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung) angewandt, um den Kraftstoffverbrauch zu senken.

Das Homogenbrennverfahren wird immer im Homogenmodus betrieben, allerdings kann es auch hier Sonderbetriebsarten geben, die motorindividuell unterschiedlich zu bestimmten Einsatzzwecken genutzt werden.

20 Gemischverteilung im Brennraum



Schichtbrennverfahren

Beim Schichtbrennverfahren wird in einem bestimmten Kennfeldbereich (kleine Last, kleine Drehzahl) der Kraftstoff erst im Verdichtungstakt in den Brennraum eingespritzt und ggf. als Schichtwolke zur Zündkerze transportiert (**Bild 20 c**). Die Wolke ist dabei im idealen Fall von reiner Frischluft umgeben. Somit ist nur in der lokalen Wolke ein zündfähiges Gemisch vorhanden. Gemittelt über den gesamten Brennraum liegt eine Luftzahl $\lambda > 1$ vor. Dadurch kann in größeren Bereichen ungedrosselt gefahren werden, was aufgrund der reduzierten Ladungswech-

Bild 20
a seitliche Einbaulage des Einspritzventils: homogene Gemischbildung und Verbrennung
b zentrale Einbaulage des Einspritzventils: homogene Gemischbildung und Verbrennung
c zentrale Einbaulage des Einspritzventils: geschichtete Gemischbildung und Verbrennung, die blaue Linie markiert die Gemischwolke

21 Schichtbrennverfahren

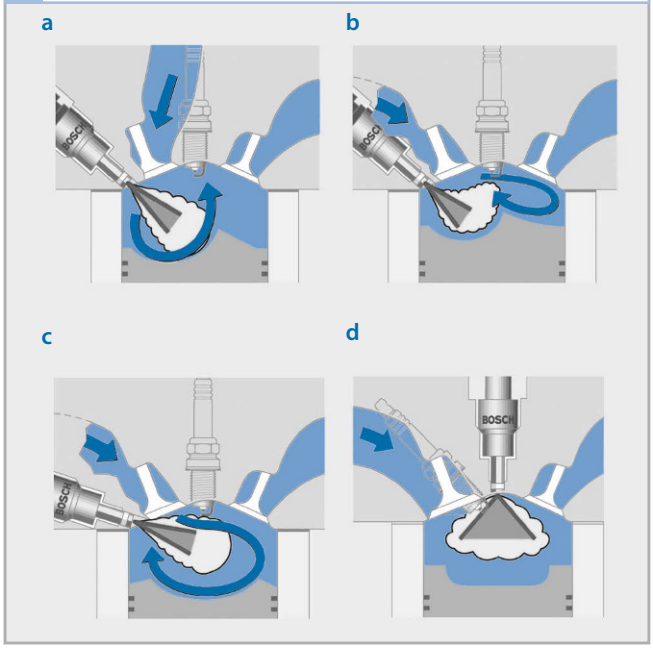


Bild 21
a–c wand- und luftgeführte Brennverfahren
a, b Gemischtransport über die Kolbenmulde
d strahlgeführtes Brennverfahren

selverluste und der wegen der erhöhten Verdünnung reduzierten mittleren Gastemperatur, und damit günstigen Stoffwerten der Zylinderladung im Brennraum, zu einer Erhöhung des Wirkungsgrads führt. Das Schichtbrennverfahren ist ein mageres Verbrauchskonzept mit hohen Potentialen für den Ottomotor.

Heute wird in Neufahrzeugen aufgrund der hohen Kosten für das Abgassystem nur noch das Schichtkonzept mit dem größten Verbrauchspotential, das strahlgeführte Brennverfahren, eingesetzt.

Wand- und luftgeführtes Brennverfahren
Beim wand- und luftgeführten Brennverfahren sitzt der Injektor in seitlicher Einbaulage (**Bild 21a-c**). Der Gemischtransport erfolgt über die Kolbenmulde, die (im Falle der Wandführung) entweder direkt mit dem Kraftstoff interagiert oder die Luftströmung im Brennraum so führt, dass (im Falle der Luftführung) der Kraftstoff auf einem Luftpolster zur Zündkerze geleitet wird. Reale geschichtete Brennverfahren mit seitlichem Injektoreinbau vereinen meist beides, abhängig vom Einbauwinkel der Injektoren, der eingespritzten Kraftstoffmenge und der Ladungsbewegung im Brennraum. Wand- und luftgeführte Schichtbrennverfahren werden seit ca. 2005 aus Kosten-Nutzen-Gründen in Serienmotoren nicht mehr umgesetzt.

Strahlgeführtes Brennverfahren
Das strahlgeführte Brennverfahren verwendet die zentrale Einbaulage. Die Zündkerze ist injektornah im Brennraumdach eingebaut (**Bild 21d**). Der Vorteil dieser Anordnung ist die Möglichkeit der direkten Strahlführung des Kraftstoffstrahls zur Zündkerze ohne Umwege über Kolben oder Luftströmungen. Nachteilig ist allerdings die kurze Zeit, die zur Gemischaufbereitung zur Verfügung steht. Strahlgeführte Schichtbrennverfahren benötigen daher einen Kraftstoffdruck von ca. 200 bar und eine hohe Gemischgüte. Dies wird beim Injektor für strahlgeführte Brennverfahren durch eine außenöffnende Düse mit Lamellenzerfall erreicht.

Das strahlgeführte Brennverfahren erfordert eine exakte Positionierung von Zündkerze und Einspritzventil sowie eine präzise Strahlausrichtung, um das Gemisch zum richtigen Zeitpunkt entzünden zu können. Die Wärmewechselbelastung der Zündkerze ist dabei sehr hoch, da die heiße Zündkerze unter Umständen vom relativ kalten Einspritzstrahl direkt benetzt wird. Bei guter Auslegung des Systems weist das strahlgeführte Brennverfahren einen höheren Wirkungsgrad auf als die anderen geschichteten Brennverfahren, sodass hier gegenüber dem Schichtbetrieb mit wand- und luftgeführten Brennverfahren eine noch höhere Verbrauchsersparnis erreicht werden kann.

Außerhalb des Schichtbetriebbereichs wird auch beim Schichtbrennverfahren der Motor im Homogenmodus betrieben.

Betriebsarten

Im Folgenden sollen die unterschiedlichen Betriebsarten, die bei der Benzin-Direkteinspritzung eingesetzt werden, aufgeführt werden. Je nach Betriebspunkt des Motors wird die geeignete Betriebsart von der Motorsteuerung eingestellt (**Bild 22**).

Homogen

Im Homogenmodus wird die eingespritzte Kraftstoffmenge genau im stöchiometrischen Verhältnis ($\lambda = 1$), z. B. bei Super-Benzin 14,7:1, der Frischluft zugemessen. Dabei wird der Kraftstoff im Ansaughub eingespritzt, damit genügend Zeit verbleibt, um das gesamte Gemisch zu homogenisieren. Zum Bauteilschutz des Katalysators oder zur Leistungssteigerung an der Volllast wird in Teilen des Betriebskennfelds auch mit leichtem Kraftstoffüberschuss gefahren ($\lambda < 1$). Die Betriebsart „Homogen" ist bei einer hohen Drehmomentanforderung notwendig, da sie den gesamten Brennraum ausnutzt. Wegen des stöchiometrisch vorliegenden Luft-Kraftstoff-Gemischs ist in dieser Betriebsart auch die Rohemission von Schadstoffen niedrig, die zudem vom Drei-Wege-Katalysator vollständig konvertiert werden kann. Beim Homogenbetrieb entspricht die Verbrennung weitgehend der Verbrennung bei der Saugrohreinspritzung.

Schichtbetrieb

Beim Schichtbetrieb wird der Kraftstoff erst im Verdichtungstakt eingespritzt. Der Kraftstoff soll dabei nur mit einem Teil der Luft aufbereitet werden. Es entsteht eine Schichtwolke, die idealerweise von reiner Frischluft umgeben ist. Das Einspritzende ist im Schichtbetrieb sehr wichtig. Die Schicht-

22 Einspritz- und Zündzeitpunkte der verschiedenen Betriebsarten

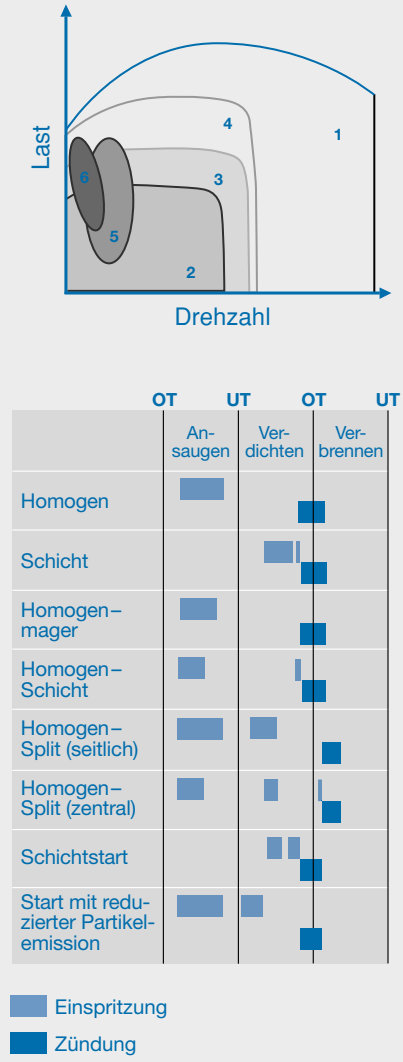


Bild 22
1 Homogen
2 Schichtbetrieb
3 Homogen-Mager
4 Homogen-Schicht
5 Homogen-Split (zum Katalysator-Heizen)
6 Schichtstart und Start mit reduzierter Partikelemission

wolke muss zum Zündzeitpunkt nicht nur ausreichend homogenisiert, sondern auch an der Zündkerze positioniert sein. Da im Schichtbetrieb nur lokal ein stöchiometrisches Gemisch vorliegt, ist das Gemisch durch die umhüllende Frischluft im Mittel mager. Hierbei ist eine aufwendigere Abgasnachbehandlung notwendig, da der Dreiwegekatalysator im Magerbetrieb keine NO_x-Emissionen reduzieren kann.

Der Schichtbetrieb kann nur in vorgegebenen Grenzen betrieben werden, da sich zu höheren Lasten die Ruß- oder die NO_x-Emissionen deutlich erhöhen und der Verbrauchsvorteil gegenüber dem Homogenbetrieb schwindet. Bei kleineren Lasten ist der Schichtbetrieb durch niedrige Abgasenthalpien begrenzt, weil die Abgastemperaturen so gering werden, dass der Katalysator allein durch das Abgas nicht auf Betriebstemperatur gehalten werden kann. Der Drehzahlbereich ist beim Schichtbetrieb bis ungefähr $n = 3500\ \text{min}^{-1}$ begrenzt, da oberhalb dieser Schwelle die zur Verfügung stehende Zeit nicht mehr ausreicht, um die Schichtwolke zu homogenisieren.

Die Schichtwolke magert in der Randzone zur umgebenden Luft ab. Bei der Verbrennung entstehen daher in dieser Zone erhöhte NO_x-Rohemissionen. Abhilfe schafft bei dieser Betriebsart eine hohe Abgasrückführrate. Die rückgeführten Abgase reduzieren die Verbrennungstemperatur und senken dadurch die temperaturabhängigen NO_x-Emissionen.

Homogen-Mager
In einem Übergangsbereich zwischen Schicht- und Homogenbetrieb kann der Motor mit Schichtbrennverfahren mit homogenem mageren Gemisch betrieben werden ($\lambda > 1$). Im Homogen-Mager-Betrieb ist der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Homogenbetrieb mit $\lambda = 1$ geringer, da die Ladungswechselverluste durch die Entdrosselung geringer werden. Zu beachten sind aber die erhöhten NO_x-Emissionen, da der Dreiwegekatalysator in diesem Bereich diese Emissionen nicht reduzieren kann. Zusätzliche NO_x-Emissionen bedeuten wiederum Wirkungsgradverluste durch die Regenerierungsphasen eines hier notwendigen NO_x-Speicherkatalysators.

Homogen-Schicht
Im Homogen-Schicht-Betrieb ist der gesamte Brennraum mit einem homogen-mageren Grundgemisch gefüllt. Dieses Gemisch entsteht durch Einspritzung einer Grundmenge an Kraftstoff in den Ansaugtakt. Eine zweite Einspritzung erfolgt im Kompressionstakt. Dadurch entsteht eine fettere Zone im Bereich der Zündkerze. Diese Schichtladung ist leichter entflammbar und kann mit der Flamme – ähnlich einer Fackelzündung – das homogen-magere Gemisch im übrigen Brennraum sicher entzünden.

Der Aufteilungsfaktor zwischen den beiden Einspritzungen beträgt ungefähr 75 %. Das bedeutet, 75 % des Kraftstoffs werden bei der ersten Einspritzung, die für das homogene Grundgemisch sorgt, eingespritzt. Ein stationärer Homogen-Schicht-Betrieb bei niedrigen Drehzahlen im Übergangsbereich zwischen Schicht- und Homogenbetrieb reduziert die Rußemission gegenüber dem Schichtbetrieb und verringert den Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Homogenbetrieb.

Homogen-Split
Der Homogen-Split-Modus ist eine spezielle Anwendung der Homogen-Schicht-Doppeleinspritzung. Er wird bei allen Motoren mit Benzindirekteinspritzung zum raschen Aufheizen des Katalysators nach dem Kaltstart eingesetzt. Durch die stabilisierend wirkende zweite Einspritzung im frühen Kompressi-

onstakt bei seitlicher Einbaulage oder direkt vor der Zündung bei zentraler Einbaulage kann die Zündung extrem spät (bei einem Kurbelwinkel von 15 ... 30 ° nach ZOT) erfolgen. Ein großer Anteil der Verbrennungsenergie wird dann nicht mehr in eine Drehmomentensteigerung eingehen, sondern erhöht die Abgasenthalpie. Durch diesen hohen Abgaswärmestrom ist der Katalysator schon wenige Sekunden nach dem Start einsatzbereit.

Schichtstart
Beim Schichtstart wird die Starteinspritzmenge im Kompressionshub und unter erhöhtem Kraftstoffdruck eingespritzt, anstatt konventionell im Ansaughub bei Vordruck eingespritzt zu werden. Der Vorteil dieser Einspritzstrategie beruht darauf, dass in bereits komprimierte und damit erwärmte Luft eingespritzt wird. Dadurch verdunstet prozentual mehr Kraftstoff als bei kalten Umgebungsbedingungen, bei denen sonst ein deutlich größerer Anteil des eingespritzten Kraftstoffs als flüssiger Wandfilm im Brennraum verbleibt und nicht an der Verbrennung teilnimmt. Die einzuspritzende Kraftstoffmenge kann daher beim Schicht-Start deutlich verringert werden. Dies führt zu stark reduzierten HC-Emissionen beim Start. Da zum Startzeitpunkt der Katalysator noch nicht wirken kann, ist dies eine wichtige Betriebsart für die Entwicklung von Niedrigemissionskonzepten. Zusätzlich bewirkt diese Schichteinspritzung eine deutlich stabilere Startverbrennung, was wiederum die Startrobustheit erhöht. Um eine Aufbereitung in der kurzen, zur Verfügung stehenden Zeit zu ermöglichen, wird der Schichtstart mit einem Kraftstoffdruck von ca. 50 bar durchgeführt. Dieser Druck kann von der Hochdruckpumpe bereits durch die Umdrehungen des Starters zur Verfügung gestellt werden.

Start mit reduzierter Partikelemission
Aufgrund der erhöhten Anforderungen der EU6-Emissionsgesetze zur Senkung der Partikelemission werden heute im Start Einspritzstrategien mit reduzierter Partikelemission verwendet. So wird meist eine Mehrfacheinspritzung mit einer Ersteinspritzung in der Saugphase angewandt. Ein zweiter Anteil wird in die frühe Kompressionsphase einspritzt, wodurch sehr inhomogene Schichtwolken vermieden werden. Partikel werden nur in lokalen Gemischbereichen erzeugt, in denen eine Luftzahl $\lambda < 0{,}5$ besteht.

Gemischbildung, Zündung und Entflammung

Aufgabe der Gemischbildung ist die Bereitstellung eines möglichst homogenen, brennfähigen Luft-Kraftstoff-Gemischs zum Zeitpunkt der Zündung.

Anforderungen

In der Betriebsart Homogen (Homogen mit $\lambda \leq 1$ und auch Homogen-Mager mit $\lambda > 1$) soll das Gemisch im gesamten Brennraum homogen sein. Im Schichtbetrieb hingegen ist das Gemisch nur innerhalb eines räumlich begrenzten Bereichs teilweise homogen, während sich im restlichen Brennraum Frischluft oder Inertgas befindet. Homogen kann eine Gas-Mischung oder eine Gas-Kraftstoffdampf-Mischung nur dann sein, wenn der gesamte Kraftstoff verdunstet ist. Einfluss auf die Verdunstung haben viele Faktoren, vor allem

- die Temperatur im Brennraum,
- die Brennraumströmung,
- die Tropfengröße des Kraftstoffs,
- die Zeit, die zur Verdunstung zur Verfügung steht.

Einflussgrößen

Brennfähig ist ein Gemisch mit Ottokraftstoff mit λ im Bereich von 0,6 bis 1,6; abhängig von Temperatur, Druck und Brennraumgeometrie des Motors.

Temperatureinfluss

Die Temperatur beeinflusst maßgeblich die Verdunstung des Kraftstoffs. Bei tieferen Temperaturen verdunstet er nicht vollständig. Deshalb muss unter diesen Bedingungen mehr Kraftstoff eingespritzt werden, um ein brennfähiges Gemisch zu erhalten.

Druckeinfluss

Die Tropfengröße des eingespritzten Kraftstoffs ist abhängig vom Einspritzdruck und vom Druck im Brennraum. Mit steigendem Einspritzdruck können kleinere Tropfengrößen erzielt werden, die schneller verdunsten.

Geometrieeinfluss

Bei gleichem Brennraumdruck und steigendem Einspritzdruck erhöht sich die Eindringtiefe, d. h. die Weglänge, die der einzelne Tropfen zurücklegt, bis er vollständig verdunstet ist. Ist dieser zurückgelegte Weg länger als der Abstand vom Einspritzventil zur Brennraumwand, wird die Zylinderwand oder der Kolben benetzt. Verdunstet der so entstehende Wandfilm nicht rechtzeitig bis zur Zündung, nimmt er nicht oder nur unvollständig an der Verbrennung teil und erzeugt HC- und Partikelemissionen. Wandfilme sind bei homogenen Brennverfahren die Hauptquelle der Partikelemissionen. Die Geometrie des Motors (bezüglich Einlasskanal und Brennraum) ist auch verantwortlich für die Luftströmung und die Turbulenz im Brennraum, die wesentliche Faktoren für den Einfluss auf die Brenngeschwindigkeit sind.

Gemischbildung und Verbrennung im Homogenbetrieb

Um eine lange Zeit für die Gemischbildung zu erhalten, sollte der Kraftstoff frühzeitig eingespritzt werden. Deshalb wird im Homogenbetrieb bereits im Ansaugtakt eingespritzt und mithilfe der einströmenden Luft eine schnelle Verdunstung des Kraftstoffs und eine gute Homogenisierung des Gemischs erreicht (**Bild 23a**). Die Aufbereitung wird vor allem durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und deren aerodynamische Kräfte im Bereich des öffnenden und schließenden Einlassventils unterstützt. Bei aufgeladenen Motoren wird eine starke Tumbleströmung verwendet, die zum einen das fein aufbereitete Kraftstoffspray von der Wand fernhält, und zum anderen durch die starke Durchmischung des Kraftstoffgemisches die Verdunstung und Homogenisierung fördert. Zusätzlich erzeugt zum Zeitpunkt der Entflammung der Zerfall der Tumbleströmung in Turbulenz einen raschen Durchbrand. Die Zündungs- und Entflammungsbedingungen homogener Gemische bei der Benzin-Direkteinspritzung entsprechen weitgehend denen bei der Saugrohreinspritzung.

Gemischbildung und Verbrennung im Schichtbetrieb

Für den Schichtbetrieb ist die Ausbildung der brennfähigen Gemischwolke, die sich zum Zündzeitpunkt im Bereich der Zündkerze befindet, entscheidend. Dazu wird beim strahlgeführten Brennverfahren der Kraftstoff während der Verdichtungsphase so eingespritzt, dass eine kompakte Gemischwolke entsteht (**Bild 23b**). Diese wird durch den Sprayimpuls zur Zündkerze getragen. Der Einspritzzeitpunkt ist von der Drehzahl und vom geforderten Drehmoment abhängig. Bei höheren Lasten im Schichtbetrieb wird auch eine Mehrfacheinspritzung zur Homogenisierung der Ge-

mischwolke eingesetzt. Die dadurch in die Gemischwolke zusätzlich eingetragene Luft ermöglicht auch eine Anpassung der Luftzahl im Gemisch auf stöchiometrische Verhältnisse.

Für eine robuste Entflammung ist das exakte Zusammenspiel zwischen Einspritzende und Zündung wichtig. Während der Einspritzung des Gemischs ist die Strömungsgeschwindigkeit der an der Zündkerze vorbeifliegenden Gemischwolke, aber auch die Kühlung des verdunstenden Kraftstoffes zu hoch für eine Entflammung (**Bild 24a**). Erst zum Abschluss der Einspritzung bestehen für eine sehr kurze Zeit ideale Bedingungen. In der danach folgenden Schleppe aus Brennraumluft magert das Gemisch rasch ab. In diese Schicht am Ende der Einspritzung wird der Zündfunke eingesaugt und bildet einen Flammkern aus. Dieser folgt der sich ausbreitenden Gemischwolke und brennt sie rasch ab. Damit ist der Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns, und somit auch die Schwerpunktlage der Verbrennung, fest an das Spritzende gebunden. Der ausgebildete Zündfunke steht dagegen wesentlich länger zur Verfügung. Dieser Mechanismus der Entflammung unterscheidet sich deutlich von dem der homogenen Verbrennung, und muss auch im Motormanagement bei der Regelung der Einspritzparameter berücksichtigt werden.

Entscheidend für eine sichere Zündung und Entflammung sind unter anderem:

- die Qualität der Gemischaufbereitung,
- eine genaue Mengendosierung auch bei kleinen Einspritzmengen (Mehrfacheinspritzung),
- eine möglichst große Zündfunkenbrenndauer,
- die richtige Zuordnung von Funkenort und Kraftstoffspray,
- eine relativ genaue Einhaltung des Abstandes vom Spray zum Zündort,

23 Gemischbildungsmechanismen bei der Benzin-Direkteinspritzung

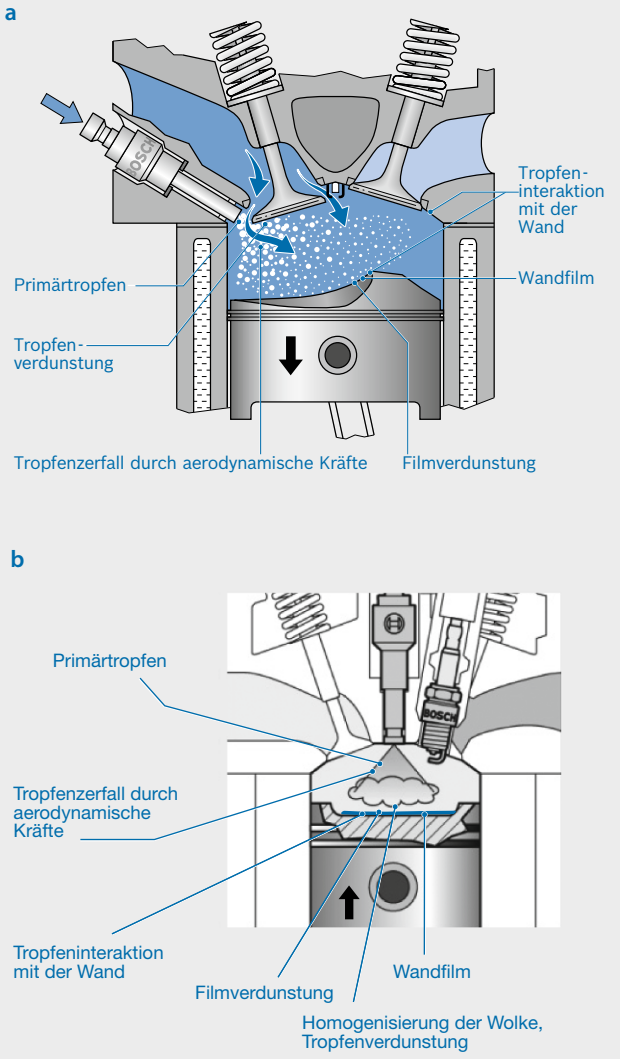


Bild 23
a Homogenbetrieb
b Schichtbetrieb

24 Schichtbetrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren: Kopplung der Entflammung und Verbrennung an das Einspritzende

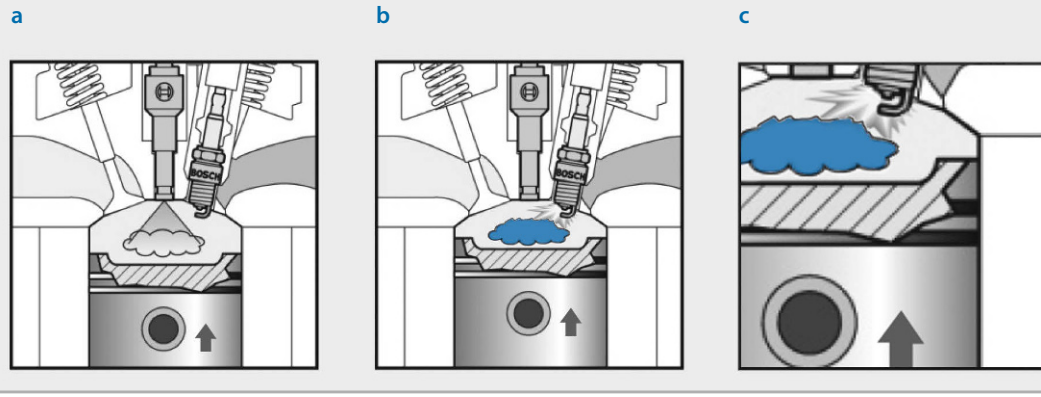


Bild 24
a Einspritzung
b Einspritzende
c vergrößerter Ausschnitt aus b

- Unveränderlichkeit des Sprays gegenüber dem Brennraumdruck,
- konstante Sprayform über die gesamte Lebensdauer des Motors.

Hochdruck-Einspritzventil

Aufgabe

Aufgabe des Hochdruck-Einspritzventils (HDEV) ist es einerseits, den Kraftstoff zu dosieren und andererseits durch dessen Zerstäubung eine gezielte Durchmischung von Kraftstoff und Luft in einem bestimmten räumlichen Bereich des Brennraums zu erzielen. Abhängig vom gewünschten Betriebszustand wird der Kraftstoff im Bereich um die Zündkerze konzentriert (geschichtet) oder gleichmäßig im gesamten Brennraum zerstäubt (homogen verteilt).

Anforderungen

Spray

Für einen robusten und sauberen Verbrennungsprozess ist ein stabiles Spray erforderlich. Sprayeigenschaften, wie z. B. Spraywinkel, Sprayneigung oder Eindringtiefe sind hierbei die wesentlichen Kriterien (**Bild 25**). Um die Interaktion des Sprays mit der Brennraumwand oder dem Kolbenboden zu minimieren, wird die Eindringtiefe des Sprays motorspezifisch angepasst. Durch Anpassung von Kraftstoffdruck, Spritzlochanordnung und -design wird ein Optimum zwischen Zerstäubung und Eindringtiefe erzielt. Eine zusätzliche Möglichkeit zur Anpassung der Sprayausbreitung ergibt sich, indem die erforderliche Kraftstoffmenge auf mehrere Einspritzvorgänge aufgeteilt wird.

Dynamik

Neben dem Spray ist vor allem die Schaltdynamik des Hochdruck-Einspritzventiles von großer Bedeutung. Wesentlicher Unterschied der Benzin-Direkteinspritzung im Vergleich zur Saugrohreinspritzung ist ein höherer Kraftstoffdruck und eine deutlich kürzere Zeit für die Einspritzung des Kraftstoffs direkt in den Brennraum (**Bild 26**). Bei der Saugrohreinspritzung kann über den Zeitraum von zwei Kurbelwellenumdrehungen der Kraftstoff in das Saugrohr eingespritzt werden. Das entspricht bei einer Drehzahl von 6 000 min^{-1} einer Einspritzdauer von 20 ms. Für den Homogenbetrieb bei der Direkteinspritzung muss der Kraftstoff im Ansaugtakt eingespritzt werden. Somit steht nur eine halbe Kurbelwellenumdre-

25 Strahlgeometrien und Sprayeigenschaften

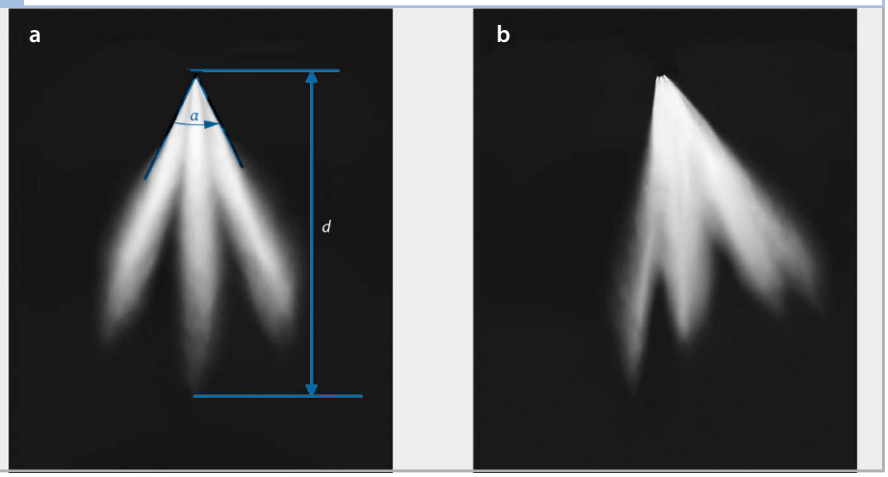


Bild 25
a zur Erläuterung von Spraywinkel *α* und Eindringtiefe *d*
b geneigtes Spray

hung für den Einspritzvorgang zur Verfügung. Bei 6 000 min^{-1} entspricht das einer Einspritzdauer von 5 ms. Bei der Benzin-Direkteinspritzung ist der Kraftstoffbedarf im Leerlauf (im Verhältnis zur Volllast) sehr viel geringer als bei der Saugrohreinspritzung (Faktor 1:12). Im Falle der Mehrfacheinspritzung wird die Einspritzzeit pro Teileinspritzung nochmals reduziert, was zu einer weiteren Anforderung an die Dynamik führt.

Einbau

Aus dem Brennverfahren und aus den räumlichen Gegebenheiten ergeben sich weitere, im Wesentlichen geometrische Anforderungen an das Hochdruck-Einspritzventil. Im Falle des seitlichen Einbaus (**Bild 27**) ist eine möglichst kleine Bauhöhe und ein schlankes Design erforderlich. Um die elektrische und hydraulische Kontaktierung realisieren zu können, wird für den zentralen Einbau (**Bild 28**) das Hochdruck-Einspritzventil entsprechend verlängert.

26 Einspritzzeit und Einspritzmenge bei Benzin-Direkteinspritzung und Saugrohreinspritzung

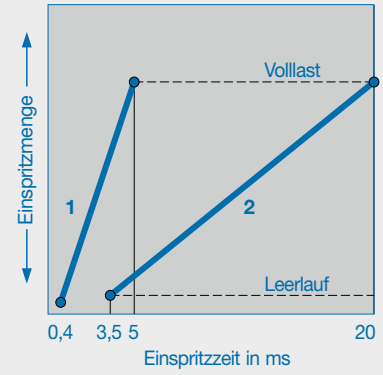
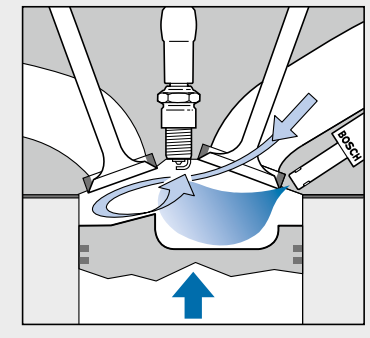
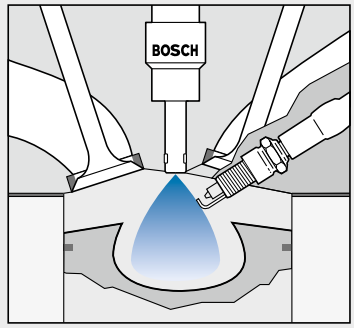


Bild 26
1 Direkteinspritzung
2 Saugrohr-einspritzung

27 Seitlicher Einbau eines Hochdruck-Einspritzventils



28 Zentraler Einbau eines Hochdruck-Einspritzventils



Magnetinjektoren

Aufbau und Arbeitsweise

Das Hochdruck-Einspritzventil (**Bilder 29** und **30**) besteht aus den Komponenten:

- Zulauf mit Filter (1),
- elektrischer Anschluss (2),
- Feder (3),
- Spule (4),
- Ventilhülse (5),
- Düsennadel mit Magnetanker (6),
- Ventilsitz (7).

Bild 30 zeigt den Aufbau im Falle einer zentralen Einbaulage.

Bei stromdurchflossener Spule wird ein Magnetfeld erzeugt. Dadurch hebt die Ventilnadel gegen die Federkraft vom Ventilsitz ab und gibt die Ventilauslassbohrungen (8) frei. Aufgrund des Systemdrucks wird nun der Kraftstoff in den Brennraum gedrückt. Die eingespritzte Kraftstoffmenge ist dabei im Wesentlichen von der Öffnungsdauer des Ventils und dem Kraftstoffdruck abhängig. Bei Abschalten des Stroms wird die Ventilnadel aufgrund der Federkraft in den Ventilsitz gepresst und unterbricht den Kraftstofffluss. Durch eine geeignete Düsengeometrie an der Ventilspitze wird eine sehr gute Zerstäubung des Kraftstoffs erreicht.

29 Aufbau eines Hochdruck-Einspritzventils

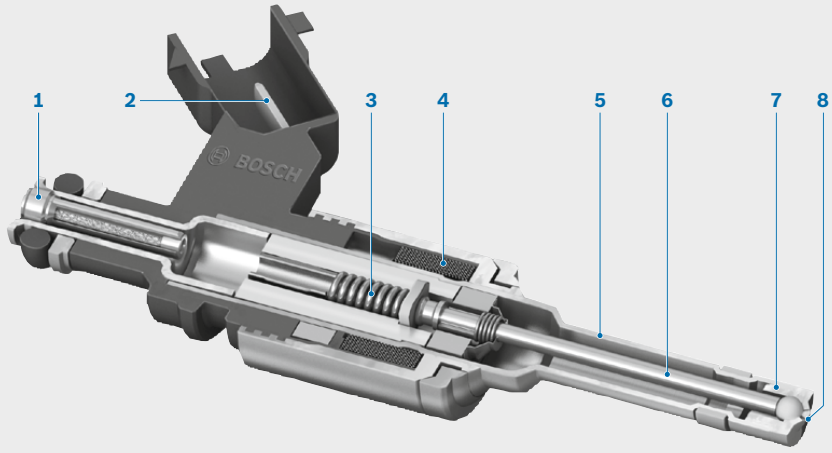


Bild 29
1 Kraftstoffzulauf mit Filter
2 elektrischer Anschluss
3 Feder
4 Spule
5 Ventilhülse
6 Düsennadel mit Magnetanker
7 Ventilsitz
8 Ventilauslass-bohrungen

30 Aufbau eines Hochdruck-Einspritzventils für die zentrale Einbaulage

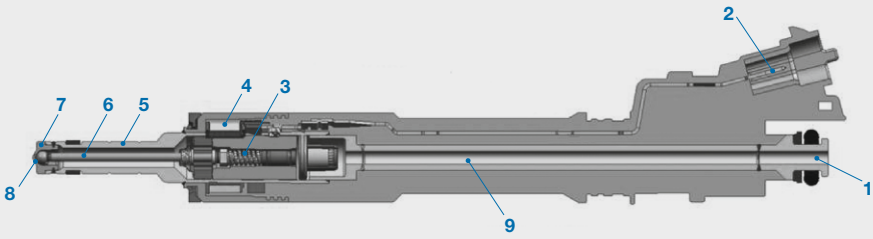


Bild 30
1 Kraftstoffzulauf mit Filter
2 elektrischer Anschluss
3 Feder
4 Spule
5 Ventilhülse
6 Düsennadel mit Magnetanker
7 Ventilsitz
8 Ventilauslass-bohrungen
9 Rohr

Ansteuerung des Einspritzventils

Um einen definierten und reproduzierbaren Einspritzvorgang zu gewährleisten, muss das Hochdruck-Einspritzventil mit einem komplexen Stromverlauf angesteuert werden (**Bild 31**). Der Mikrocontroller im Motorsteuergerät liefert ein digitales Ansteuersignal (a). Aus diesem Signal erzeugt ein Endstufenbaustein (ASIC) das Ansteuersignal (b) für das Einspritzventil. Ein DC/DC-Wandler im Motorsteuergerät erzeugt die Boosterspannung von 65 V. Sie wird benötigt, um den Strom in der Boosterphase möglichst rasch auf einen hohen Stromwert zu bringen. Das ist erforderlich, um die Einspritzventilnadel möglichst schnell zu beschleunigen. In der Anzugsphase (t_{an}) erreicht die Ventilnadel anschließend den maximalen Öffnungshub (c). Bei geöffnetem Einspritzventil reicht ein geringer Ansteuerstrom I_H (Haltestrom) aus, um das Ventil offen zu halten. Bei konstantem Ventilnadelhub ergibt sich eine zur Einspritzdauer proportionale Einspritzmenge (d).

31

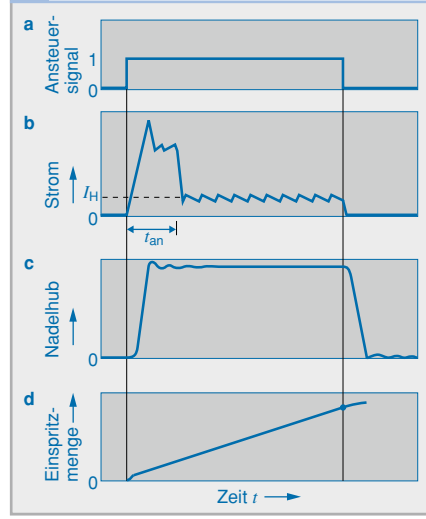
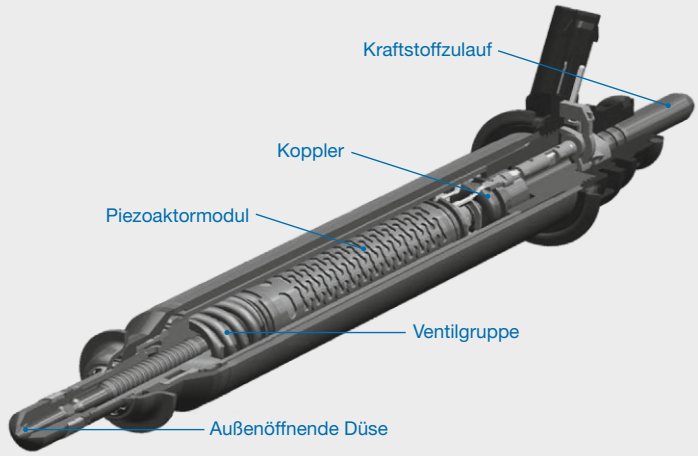


Bild 31
a Ansteuersignal
b Stromverlauf
c Nadelhub
d eingespritzte Kraftstoffmenge

32 Aufbau eines Piezoinjektors



Piezoinjektoren

Piezoinjektoren zeichnen sich durch extrem kurze Schaltzeiten und durch einen variabel einstellbaren Nadelhub aus. Damit lassen sich eine exakte Kraftstoffdosierung, insbesondere auch von kleinsten Mengen, sowie eine besonders gute Strahlzerstäubung realisieren. Haupteinsatzgebiet eines solchen Ventils ist der magerbetriebene Ottomotor.

Aufbau

Das Piezo-Einspritzventil (**Bild 32**) besteht aus drei Funktionsgruppen:

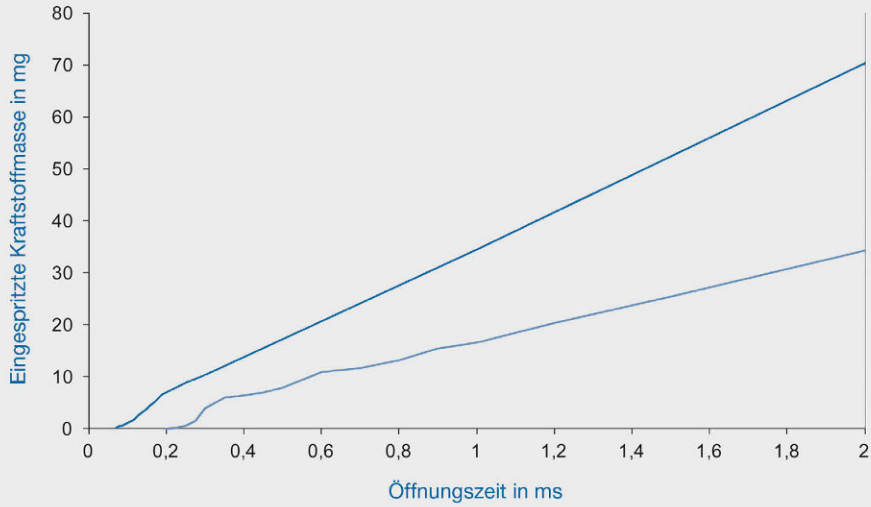
- Ventilgruppe,
- Piezo-Aktormodul,
- hydraulisches Kompensationselement.

Die Ventilgruppe besteht im Wesentlichen aus der mit einer Feder vorgespannte Ventilnadel und dem Ventilkörper. Die Nadel wird direkt über Betätigung des Piezo-Stacks bewegt. Der Öffnungs- und Schließvorgang erfolgt verzögerungsfrei. Die Nadel öffnet nach außen und gibt einen ringförmigen Spalt frei. Durch diesen tritt der Kraftstoff als dünner Film mit hoher Geschwindigkeit aus.

Das Piezo-Aktormodul ist das Stellelement. Der Piezostack besteht aus vielen piezokeramischen und elektrisch kontaktierten Schichten und ist durch eine umgebende Feder auf Druck vorgespannt. Weder im ausgelenkten noch im Ruhezustand darf der Aktor Zugspannungen erfahren.

Das Kompensationselement, auch Koppler genannt, ist als geschlossener hydraulischer Kompensator ausgeführt. Er sorgt für einen Längenausgleich zwischen Ventilgehäuse und Piezostack, der sich durch Temperatureinfluss bei unterschiedlichen Ausdehnungen einstellt. Damit ist unter allen Betriebsbedingungen, selbst in extremen Temperaturbereichen, ein konstanter Nadelhub und damit eine konstante Einspritzmenge sichergestellt. Selbst bei längeren Einspritzzeiten hat der Koppler eine ausreichende Steifigkeit, um keinen Hubverlust zu verursachen.

33 Eingespritzte Kraftstoffmenge als Funktion der Öffnungszeit bei festem Ventilhub für verschiedene Ansteuerparameter



Funktion und Ansteuerung

Zur Betätigung des Piezoinjektors wird der Stack definiert elektrisch geladen. Damit öffnet das Ventil mit einer rampenförmigen Hubkurve und mit einer Schaltzeit kleiner als 0,2 ms. Umgekehrt erfolgt das Schließen des Ventils durch Entladung des Stacks. Die Schaltzeiten sind variabel. Durch die direkte Betätigung der Ventilnadel sind eine hohe Genauigkeit und Reproduzierbarkeit des Hubes von Zyklus zu Zyklus möglich, und damit eine exakte Dosierung der Einspritzmenge (**Bild 33**). Es lassen sich sowohl Einspritzstrategien im Teilhub- als auch im Vollhubbetrieb darstellen; auch als Kombination mit bis zu fünf Mehrfacheinspritzungen pro Arbeitstakt.

34 Kraftstoffverteilerrohr für die Benzin-Direkteinspritzung aus Edelstahl

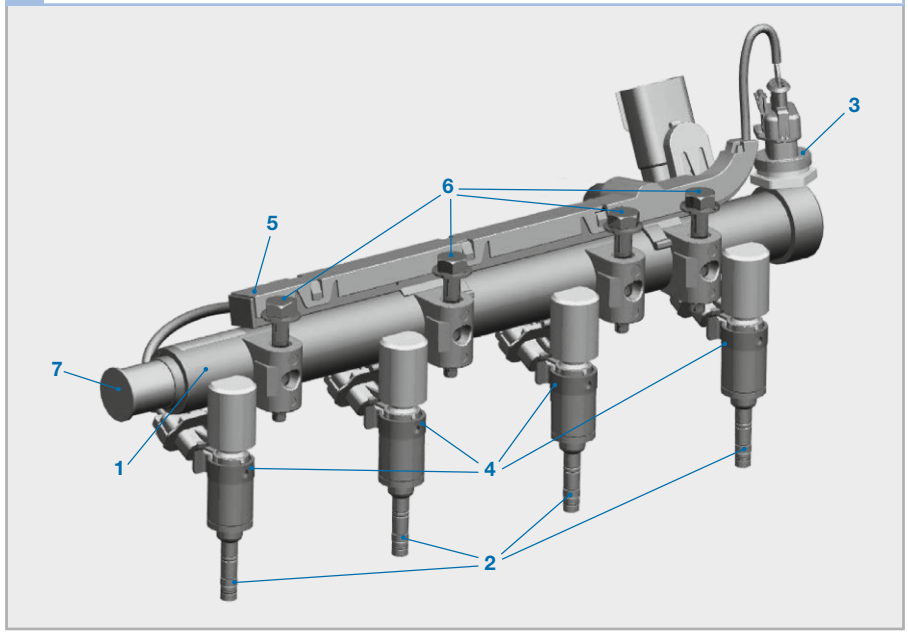


Bild 34
Systemdruck 30 MPa, Berstdruck über 90 MPa, Speichervolumen 50...140 cm³
1 Kraftstoffverteilerrohr
2 Einspritzventil
3 Drucksensor
4 Befestigung
5 Kabelbaum
6 Schraube
7 Schutzkappe

Kraftstoffverteilerrohr

Das Kraftstoffverteilerrohr (**Bild 34**), auch als Rail bezeichnet, hat die Aufgabe, die für den jeweiligen Betriebspunkt erforderliche Kraftstoffmenge zu speichern und zu verteilen. Die Speicherung hängt von dem Volumen und der Kompressibilität des Kraftstoffs ab und muss für den jeweiligen Motorbedarf und Druckbereich angepasst werden. Das Volumen des Kraftstoffverteilerrohrs sorgt außerdem für eine Dämpfung im Hochdruckbereich, d. h., Druckschwankungen im Hochdruckbereich werden ausgeglichen.
Am Rail sind die Anbaukomponenten für das Einspritzsystem montiert: die Hochdruckeinspritzventile (HDEV) und der Drucksensor zur Regelung des Hochdruckes.

Hochdruckpumpen für die Benzin-Direkteinspritzung

Aufgabe und Anforderungen

Die Hochdruckpumpe (HDP) hat die Aufgabe, den von der Elektrokraftstoffpumpe (EKP) mit einem Vordruck von 0,3...0,5 MPa gelieferten Kraftstoff auf das für die Hochdruckeinspritzung erforderliche Niveau von 5...20 MPa zu verdichten. Aktuelle Ausführungen sind grundsätzlich bedarfsgesteuerte Pumpen.

Aufbau und Arbeitsweise

Bild 35 zeigt eine in Öl laufende nockengetriebene Einzylinderpumpe mit integriertem niederdruckseitigen Mengensteuerventil (Zumesseinheit), hochdruckseitiger Druckbegrenzung und integriertem Druckdämpfer. Sie ist als Steckpumpe am Zylinderkopf befestigt. Der Antriebsnocken der Hochdruckpumpe sitzt auf der Motornockenwelle

35 Bedarfsgeregelte Einzylinder-Hochdruckpumpe für Benzin-Direkteinspritzung

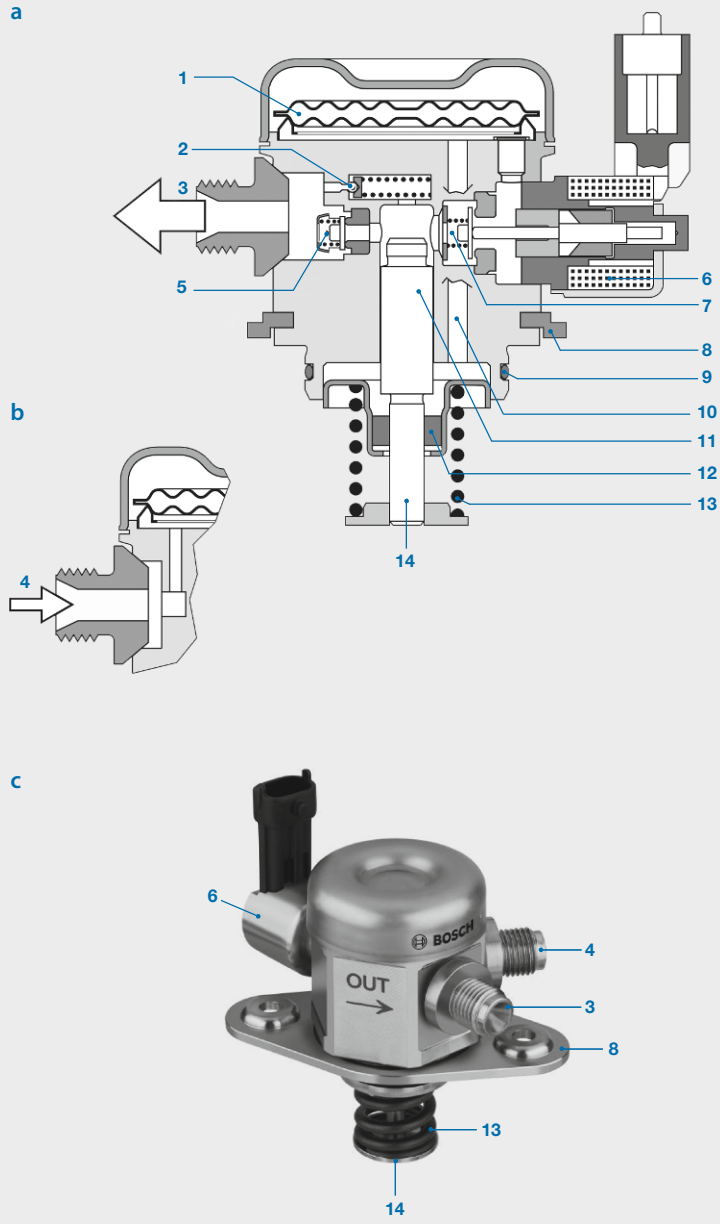


Bild 35
a Ansicht mit Hochdruckanschluss
b Detailansicht mit Niederdruckanschluss (auf gleicher Ebene winkelversetzt zum Hochdruckanschluss
c Außenansicht

1 variabler Druckdämpfer
2 Druckbegrenzungsventil
3 Hochdruckanschluss
4 Niederdruckanschluss
5 Auslassventil
6 Spule
7 Mengensteuerventil
8 Befestigungsflansch
9 Dichtring
10 Kanal zum Förderkolben (Funktion der Druckdämpfung)
11 Förderkolben
12 Kolbendichtung
13 Kolbenfeder
14 mechanischer Antrieb

36 Antrieb der Hochdruckpumpen

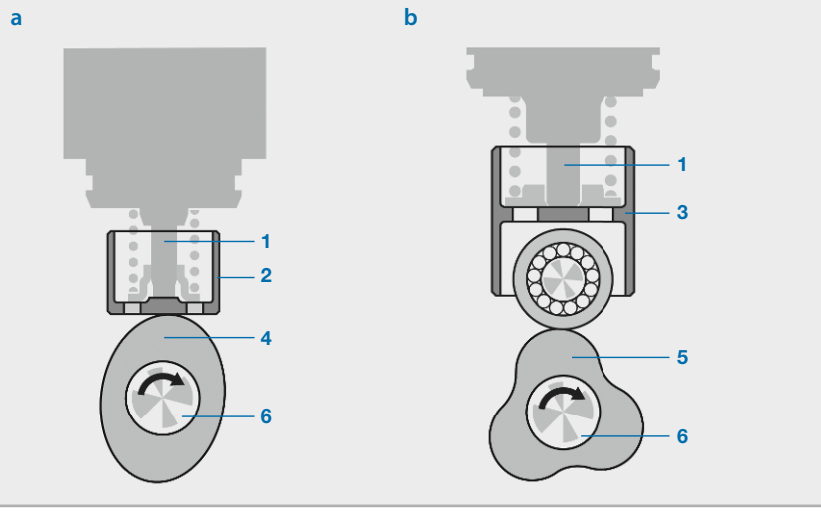


Bild 36
a Antrieb über Tassenstößel
b Antrieb über Rollenstößel

1 Pumpenkolben
2 Tassenstößel
3 Rollenstößel
4 Zweifachnocken
5 Dreifachnocken
6 Antriebswelle

und bestimmt über die Anzahl der Nockenerhebungen die Fördermenge der Pumpe.

Zur Übertragung der Hubkurve des Nockens auf den Förderkolben der Hochdruckpumpe werden bei einem Zweifach-Nocken ein Tassenstößel und beim Drei- und Vierfach-Nocken ein Rollenstößel (Bild 36) eingesetzt. Bei der Drehung der Nockenwelle fährt der Stößel die Kontur des Nockens ab, woraus sich die Hubbewegung des Förderkolbens ergibt. Im Förderhub nimmt der Stößel die anstehenden Kräfte wie Druck-, Massen-, Feder- und Kontaktkraft auf.

Mit dem Vierfach-Nocken ist eine zeitliche Synchronisierung von Förderung und Einspritzung beim 4-Zylinder-Motor möglich, d. h., bei jeder Einspritzung gibt es auch eine Förderung. Damit wird zum einen die Anregung des Hochdruckkreises reduziert, zum anderen kann das Railvolumen reduziert werden. Um sicherzustellen, dass bei maximalem Kraftstoffbedarf des Motors der Systemdruck noch ausreichend schnell variiert werden kann, wird die maximale Fördermenge auf den Maximalbedarf ausgelegt. Faktoren, die das Förderverhalten beeinflussen (z. B. Heißbenzin, Alterung der Pumpe, Dynamik), werden dabei berücksichtigt.

Der Liefergrad der Hochdruckpumpe ergibt sich aus dem Verhältnis von tatsächlich gelieferter Kraftstoffmenge zu theoretisch möglicher Menge. Diese ist vom Kolbendurchmesser und vom Hub abhängig. Der Liefergrad ist über der Drehzahl nicht konstant und hängt im unteren Drehzahlbereich von Kolben- und anderen Leckagen sowie im oberen Drehzahlbereich von Trägheit und Öffnungsdruck des Ein- und Auslassventils ab. Im gesamten Drehzahlbereich wirkt sich das Totvolumen des Förderraums und die Temperaturabhängigkeit der Kraftstoffkompressibilität aus.

Niederdruckdämpfer

Mit dem variablen Druckdämpfer (Bild 35, Pos. 1) werden die durch die Hochdruckpumpe im Niederdruckkreis angeregten Druckpulsationen gedämpft und auch bei hohen Drehzahlen eine gute Füllung garantiert. Der Druckdämpfer nimmt über die

37 Ansteuerkonzept des Mengensteuerventils für eine Hochdruckpumpe

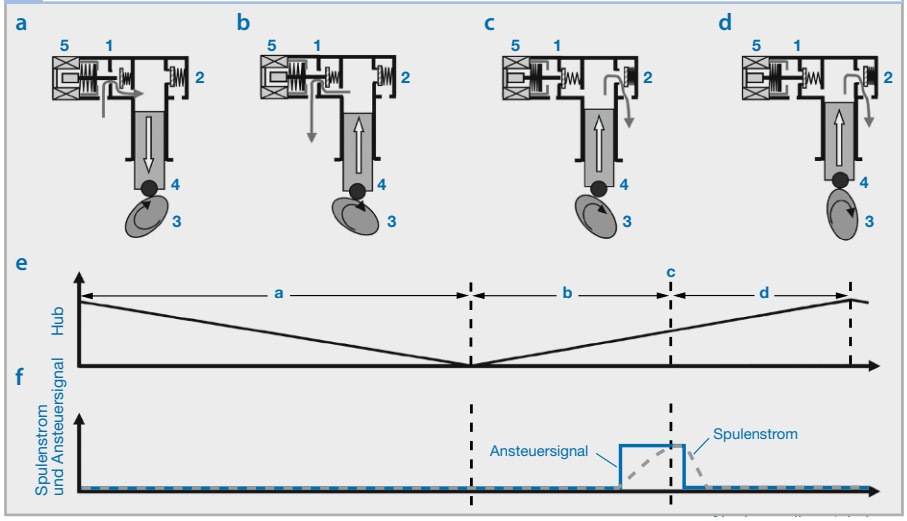


Bild 37

a–d vereinfachter Querschnitt der Hochdruckpumpe zu verschiedenen Zeitpunkten
a Saughub, Mengensteuerventil geöffnet, Auslassventil geschlossen
b Förderhub, Mengensteuerventil geöffnet, Auslassventil geschlossen
c Förderhub, Schließzeitpunkt des elektrisch angesteuerten Mengensteuerventils, Öffnungszeitpunkt des Auslassventils
d Förderhub, Mengensteuerventil bleibt auch nach Stromabschaltung geschlossen, Auslassventil geöffnet
e Hubverlauf
f Ansteuersignal und Spulenstrom des Mengensteuerventils

1 Mengensteuerventil
2 Auslassventil
3 Antriebsnocken
4 Kolben, Pfeil gibt die Bewegungsrichtung an
5 Spule

Verformung seiner Membranen die im jeweiligen Betriebspunkt abgesteuerte Kraftstoffmenge auf und gibt sie im Saughub zur Füllung des Förderraums wieder frei. Dabei ist ein Betrieb mit variablem Vordruck – d. h. der Einsatz von bedarfsgeregelten Niederdrucksystemen – möglich.

Mengensteuerventil

Mit dem Mengensteuerventil (Bild 35, Pos. 7) wird die Bedarfssteuerung der Hochdruckpumpe realisiert (Bild 37). Der von der Elektrokraftstoffpumpe gelieferte Kraftstoff wird über das Einlassventil des offenen Mengensteuerventils in den Förderraum gesaugt. Im anschließenden Förderhub bleibt das Mengensteuerventil nach dem unteren Totpunkt weiterhin offen, so dass der im jeweiligen Lastpunkt nicht benötigte Kraftstoff unter Vordruck in den Niederdruckkreis zurückgefördert wird. Nach Ansteuern des Mengensteuerventils schließt das Einlassventil, der Kraftstoff wird vom Pumpenkolben verdichtet und in den Hochdruckkreis gefördert. Das Motormanagement berechnet den Zeitpunkt, ab dem das Mengensteuerventil angesteuert wird in Abhängigkeit von der Fördermenge und dem Raildruck. Der Förderbeginn wird zur Bedarfsteuerung variiert.

Zündung

Der Ottomotor ist ein Verbrennungsmotor mit Fremdzündung. Die Zündung hat die Aufgabe, das verdichtete Luft-Kraftstoff-Gemisch im richtigen Zeitpunkt zu entflammen. Eine sichere Zündung ist Voraussetzung für den einwandfreien Betrieb des Motors. Dazu muss das Zündsystem auf die Anforderungen des Motors ausgelegt sein. Unter den zahlreichen unterschiedlichen Lösungsansätzen für ein Zündsystem haben sich bisher weltweit nur zwei Zündsysteme in größerem Umfang verbreitet. Das sind einerseits die Magnetzündung und andererseits die Batteriezündung. Beiden gemeinsam ist die Erzeugung eines elektrischen Funkens zwischen den Elektroden einer Zündkerze im Brennraum zur Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemisches.

Magnetzündung

In den Anfangszeiten des Automobils stand mit dem Niederspannungsmagnetzünder von Bosch eine erste für damalige Verhältnisse zuverlässige Zündanlage zur Verfügung. Der Funke (Abreißfunke) entstand, indem ein Stromfluss durch Abreißkontakte im Brennraum unterbrochen wurde. Aus der Niederspannungsmagnetzündung mit Abreißgestänge wurde schließlich die Hochspannungsmagnetzündung entwickelt, die auch für Motoren mit höheren Drehzahlen geeignet war. Gleichzeitig mit der Hochspannungsmagnetzündung wurde 1902 auch die Zündkerze eingeführt, die die mechanisch gesteuerten Abreißkontakte ersetzte.

Das Prinzip des Hochspannungsmagnetzünders wird bis heute verwendet. Bei den Magnetzündern neuerer Bauart unterscheidet man Ausführungen mit feststehendem Magnet und umlaufendem Anker und Ausführungen mit feststehendem Anker und umlaufendem Magnet. In beiden Fällen wird Bewegungsenergie durch magnetische Induktion in elektrische Energie in einer Primärwicklung umgesetzt, die durch eine Sekundärwicklung in eine hohe Spannung transformiert wird. Im Zündzeitpunkt wird der Zündfunke durch Unterbrechung des Stroms in der Primärwicklung ausgelöst. Für den Einsatz bei Motoren mit mehreren Zylindern kann ein mechanischer Zündverteiler mit umlaufendem Verteilerfinger in den Magnetzünder integriert werden.

Da ein Magnetzünder keine Spannungsversorgung benötigt, wird er überall dort eingesetzt, wo überhaupt kein Bordnetz vorhanden ist oder kein belastbares Bordnetz zur Verfügung steht. Bei Arbeitsgeräten wie z. B. Rasenmäher oder Kettensäge und bei Zweirädern werden Magnetzünder oft in Verbindung mit einer kapazitiven Zwischenspeicherung der Zündenergie eingesetzt.

Batteriezündung

Mit der Elektrifizierung des Kraftfahrzeugs (für Licht und Starter) stand schon früh eine Spannungsversorgung zur Verfügung. Dies führte zur Entwicklung der kostengünstigen Spulenzündung (SZ) mit einer Batterie als Spannungsquelle und einer Zündspule als Energiespeicher. Der Spulenstrom wurde über einen Unterbrecherkontakt mit festem Schließwinkel geschaltet, weshalb der Spulenstrom mit steigender Drehzahl stetig sank. Die Zündwinkel wurden über der Drehzahl mit einem Fliehkraftsteller und über der Last mit einer Unterdruckdose verstellt. Die Verteilung der Hochspannung von der Zündspule zu den einzelnen Zylindern erfolgte mechanisch durch einen Zündverteiler.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_15

Transistorzündung

Im Laufe der Weiterentwicklung wurde zunächst der Spulenstrom durch einen Leistungstransistor geschaltet. Damit wurden Zündauslegungen mit höheren Strömen und höheren Energien möglich. Der Unterbrecherkontakt diente dabei als Steuerelement für ein Zündschaltgerät und wurde nur noch mit dem niedrigen Steuerstrom belastet. Dadurch wurden der Kontaktabbrand und die damit einhergehenden Zündzeitpunktverschiebungen reduziert. In weiteren Entwicklungsschritten wurde der Unterbrecherkontakt durch Hall- oder Induktionsgeber ersetzt. Das Zündschaltgerät der Transistorzündung (TZ) enthielt bereits einfache analog gesteuerte Funktionalitäten wie eine Primärstrombegrenzung und eine Schließwinkelregelung, wodurch der Nennwert des Primärstroms in einem weiten Drehzahlbereich eingehalten werden konnte.

Elektronische Zündung

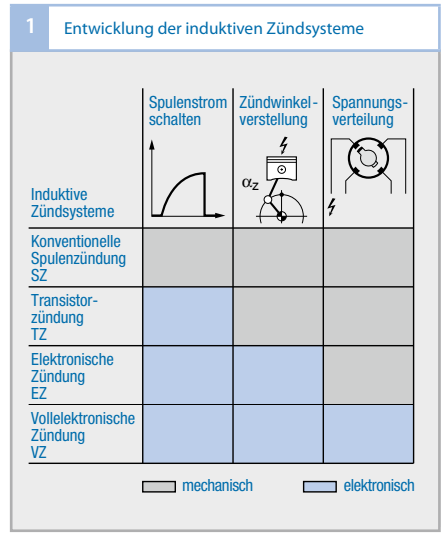
Den nächsten Entwicklungsschritt bildete die elektronische Zündung (EZ), bei der die Zündwinkel über Drehzahl und Last in einem Kennfeld eines Zündsteuergeräts gespeichert waren. Neben der besseren Reproduzierbarkeit der Zündwinkel war es auch möglich, weitere Eingangsgrößen wie z. B. die Motortemperatur für die Zündwinkelbestimmung zu berücksichtigen. Nach und nach wurde die Zündauslösung mit Hallgebern im Zündverteiler durch Auslösesysteme an der Kurbelwelle abgelöst, was durch den Entfall des Antriebsspiels der Zündverteiler zu einer höheren Zündwinkelgenauigkeit führte.

Vollelektronische Zündung

Im letzten Entwicklungsschritt der eigenständigen Zündsteuergeräte ist mit der vollelektronischen Zündung (VZ) auch noch der mechanische Zündverteiler entfallen. Bei der verteilerlosen Zündung sind Systeme mit einer Zündspule pro Zylinder am häufigsten verbreitet. Unter bestimmten Randbedingungen können auch Systeme mit jeweils einer Zweifunkenzündspule für ein Zylinderpaar eingesetzt werden. Seit 1998 werden nur noch Motorsteuerungen eingesetzt, die eine vollelektronische Zündung beinhalten.

Tabelle 1 zeigt die Entwicklung der induktiven Zündsysteme. Dabei werden mechanische Funktionen sukzessive durch elektrische und elektronische Funktionen ersetzt.

1 Entwicklung der induktiven Zündsysteme



Tab. 1

Induktive Zündanlage

Die Zündung des Luft-Kraftstoff-Gemischs im Ottomotor erfolgt bei der Spulenzündung durch einen Funken zwischen den Elektroden einer Zündkerze. Die in dem Funken umgesetzte Energie der Zündspule entzündet ein kleines Volumen des verdichteten Luft-Kraftstoff-Gemischs. Die von diesem Flammkern ausgehende Flammenfront bewirkt die Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemisches im gesamten Brennraum. Die induktive Zündanlage erzeugt für jeden Arbeitstakt die für den Funkenüberschlag notwendige Hochspannung und die für die Entflammung notwendige Brenndauer des Funkens.

Aufbau

Eine typische verteilerlose Spulenzündung hat für jeden Zylinder einen eigenen Zündkreis (Bild 1). Die wichtigsten Komponenten sind:

- Zündspule
  Die Zündspule ist die zentrale Komponente der induktiven Zündung. Sie besteht aus einer Primärwicklung mit einer niedrigen Windungszahl und einer Sekundärwicklung mit einer hohen Windungszahl. Das Verhältnis der Windungszahlen von Sekundärwicklung und Primärwicklung bezeichnet man als Übersetzungsverhältnis. Beide Wicklungen sind über einen gemeinsamen Magnetkreis miteinander gekoppelt. Die Zündspule erzeugt die Zündhochspannung und liefert die Energie für die Brenndauer des Funkens an der Zündkerze.
- Zündungsendstufe
  Die Zündungsendstufe steuert die Zündspule und hat die Hauptfunktion eines elektrischen Leistungsschalters. Zusammen mit der Primärwicklung der Zündspule und der Batterie bildet sie den Primärkreis der Spulenzündung. Die Zündungsendstufe ist entweder im Motorsteuergerät oder in der Zündspule integriert.
- Zündkerze
  Die Zündkerze ist die physikalische Schnittstelle zwischen Brennraum und Umgebung. Zusammen mit der Sekundärwicklung der Zündspule bildet sie den Sekundärkreis der Zündanlage. Die Zündkerze setzt die Energie der Zündspule in einer Funkenentladung im Brennraum um.

1 Zündkreis mit Einzelfunkenspulen

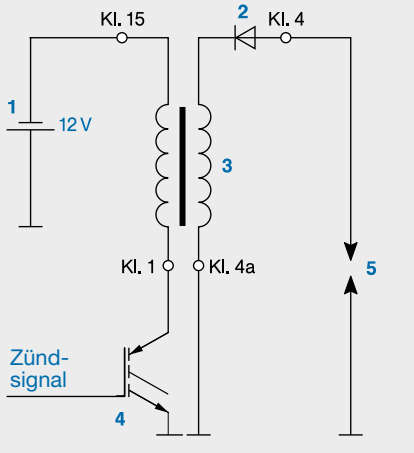


Bild 1
1 Batterie
2 Diode zur Unterdrückung der Einschaltspannung
3 Zündspule mit Eisenkern, Primär- und Sekundärwicklung
4 Zündungsendstufe (alternativ im Steuergerät oder in der Zündspule integriert
5 Zündkerze
Kl. 1, Kl. 4, Kl. 4a, Kl. 15 Klemmenbezeichnungen

Die notwendigen Verbindungs- und Entstörmittel werden an dieser Stelle als gegeben vorausgesetzt und nicht gesondert betrachtet.

Aufgabe und Arbeitsweise

Aufgabe der Zündung ist die Einleitung der Verbrennung des verdichteten Luft-Kraftstoff-Gemischs im Brennraum mit einem Funken. Zur Erzeugung eines Funkens wird zunächst elektrische Energie aus dem Bordnetz in der Zündspule zwischengespeichert. In einem nächsten Schritt wird die Energie im Zündzeitpunkt auf die Sekundärkapazität

C_2 (**Bild 2**) umgeladen. Die dabei entstehende Hochspannung löst den Funkenüberschlag an der Zündkerze aus. Anschließend wird die noch verbleibende Energie während der Brenndauer des Funkens entladen.

2 Elektrisches Ersatzbild einer Spulenzündung

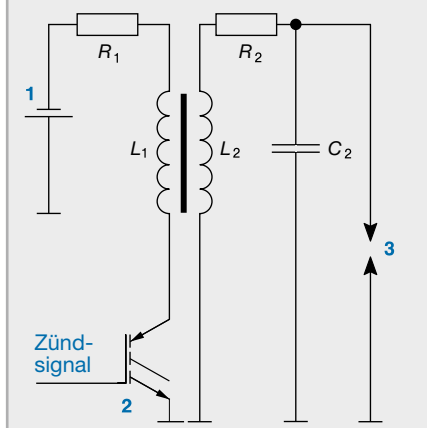


Bild 2
1 Batterie
2 Zündungsendstufe
3 Zündkerze
R_1 Widerstand der Primärseite (Spule und Kabel)
L_1 Primärinduktivität der Zündspule
R_2 Widerstand der Sekundärseite (Spule und Kabel)
L_2 Sekundärinduktivität der Zündspule
C_2 Kapazität der Sekundärseite (Zündspule, Kabel, Zündkerze)

Energiespeicherung

Sobald die Zündungsendstufe einschaltet, wird der Primärkreis geschlossen und der Primärstrom beginnt zu fließen. Dabei wird in der Primärwicklung ein Magnetfeld aufgebaut, in dem Energie gespeichert wird. Die Höhe der gespeicherten Energie wird von der Primärinduktivität L_1 und der Höhe des Primärstroms i_1 entsprechend

$$E_1 = \frac{1}{2} L_1 i_1^2$$

bestimmt. Die Primärinduktivität hängt von der Windungszahl der Primärwicklung ab. Durch einen Eisenkreis zur Führung des magnetischen Flusses wird die wirksame Induktivität erhöht. Der Eisenkreis wird für einen bestimmten Primärstrom, den Nennstrom dimensioniert. Bei höheren Strömen steigt die gespeicherte Energie durch die magnetische Sättigung des Eisenkreises nur noch geringfügig. Daher sollte der Nennwert des Primärstroms möglichst nicht überschritten werden. Die Dauer, während der die Endstufe eingeschaltet ist und der Primärstrom fließt, nennt man Schließzeit.

Schließzeit und Primärstrom

Neben der Auslegung der Zündspule hat die Versorgungsspannung einen großen Einfluss auf den Primärstromverlauf (**Bild 3**). Um auch bei wechselnder Versorgungsspannung einerseits ausreichend Zündenergie bereitzustellen und andererseits die Zündungskomponenten nicht zu überlasten, muss die Batteriespannung bei der Bestimmung der Schließzeit berücksichtigt werden. Bei einem Batteriespannungsbereich von 6–16 V sind alle vorkommenden Fälle vom Kaltstart mit geschwächter Batterie bis hin zur Starthilfe mit externer Versorgung abgedeckt. Ziel der Schließzeitbestimmung ist die Einhaltung des Nennstroms. Dies ist bei niedrigen Batteriespannungen dann nicht sichergestellt, wenn der maximal mögliche Strom durch den Gesamtwiderstand des Primärkreises unterhalb des Nennstroms begrenzt wird. In diesem Fall nimmt man für die Schließzeit einen sinnvollen Ersatzwert, z. B. die Ladezeit, bei der 90 % bis 95 % des Stromendwerts erreicht werden. Die Zündanlage muss so ausgelegt sein, dass die Funktion auch bei reduzierter Batteriespannung gewährleistet ist und ein Kaltstart erfolgen kann.

Da die Widerstände der Zuleitungen in der gleichen Größenordnung liegen wie der Widerstand der Primärwicklung, sollte bei den Zuleitungen auf ausreichende Querschnitte geachtet werden, um unnötige Leistungsverluste zu vermeiden. Ebenso ist darauf zu achten, dass die Zuleitungen zu den einzelnen Zylindern nur geringe Unterschiede bezüglich Länge und Widerstand aufweisen.

Bei Einsatztemperaturen der Zündspulen zwischen –30 °C und über 100 °C verändern

3 Primärstromverlauf und Schließzeit in Abhängigkeit der Batteriespannung

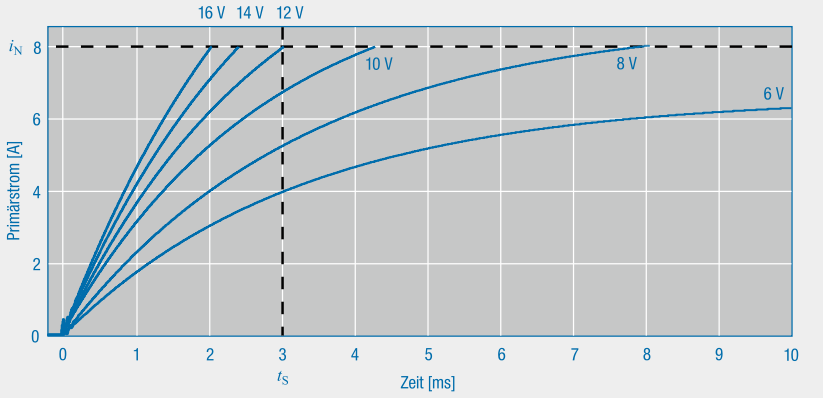


Bild 3
i_N Nennstrom
t_S Schließzeit

sich die Spulenwiderstände durch den Temperaturgang der Kupferwicklungen so stark, dass die Auswirkungen auf den Primärstrom berücksichtigt werden sollten. Da die Spulentemperatur nicht direkt verfügbar ist, kann mit Ersatzgrößen wie Kühlmittel- oder Öltemperatur zumindest bei betriebswarmem Motor und betriebswarmer Zündspule eine sinnvolle Korrektur der Schließzeit erreicht werden.

Durch den Betrieb erwärmen sich Zündspule und Zündungsendstufe, die Verlustleistung steigt mit der Drehzahl. Bei hohen Drehzahlen und besonders bei gleichzeitig hohen Umgebungstemperaturen kann es notwendig werden, die Primärströme zum Schutz der Zündungskomponenten durch eine kürzere Schließzeit zu begrenzen.

Erzeugung der Hochspannung

Das durch den Primärstrom erzeugte Magnetfeld in der Primärwicklung verursacht einen magnetischen Fluss, der bis auf einen kleinen Anteil, den Streufluss, im Magnetkreis der Zündspule geführt wird. Im Zündzeitpunkt wird der Strom durch die Primärwicklung unterbrochen, was eine rasche Flussänderung zur Folge hat. Da Primär- und Sekundärwicklung über den gemeinsamen Magnetkreis miteinander gekoppelt sind, wird in beiden Wicklungen eine Spannung induziert. Die Höhe der Spannungen hängt nach dem Induktionsgesetz von der Windungszahl und der Änderungsgeschwindigkeit des magnetischen Flusses ab. In der Sekundärwicklung mit der hohen Windungszahl entsteht so die hohe Sekundärspannung. Solange kein Funkenüberschlag erfolgt, steigt die Hochspannung mit einer Anstiegsrate von ca. 1 kV/µs bis auf die Leerlaufspannung der Zündspule an, um dann stark gedämpft auszuschwingen (**Bild 4**).

Die maximale Sekundärspannung wird im Labor ohne Zündkerze an einer definierten kapazitiven Last gemessen und als Hochspannungs- oder Sekundärspannungsangebot bezeichnet. Die Lastkapazität entspricht dabei der Belastung durch die Zündkerze und der Hochspannungsverbindung zur Zündkerze.

Zündspannung

Die Hochspannung, bei der der Funke an den Elektroden der Zündkerze durchbricht, wird als Zündspannung bezeichnet. Die Zündspannung hängt einerseits von der Zündkerze insbesondere vom Elektrodenabstand ab, andererseits von den Bedingungen im Brennraum, insbesondere von der Luft-Kraftstoff-Gemischdichte zum Zündzeitpunkt. Die maximale Zündspannung über alle Betriebspunkte bezeichnet man als Zündspannungsbedarf des Motors. Abhängig vom Elektrodenabstand, dem Verschleißzustand der Zündkerzenelektroden sowie vom Brennverfahren können Zündspannungen bis deutlich über 30 kV auftreten.

Einschaltspannung

Bereits beim Einschalten des Primärstroms wird in der Sekundärwicklung eine unerwünschte Spannung von 1–2 kV induziert, deren Polarität der Zündspannung entgegengerichtet ist. Der Einschaltzeitpunkt liegt abhängig von der Motordrehzahl und der Ladezeit der Zündspule deutlich vor dem Zündzeitpunkt. Ein Funkenüberschlag an der Zündkerze muss vermieden werden. Dies kann z. B. mit einer Diode im Sekundärkreis der Zündanlage erreicht werden. Eine solche Diode heißt Diode zur Einschaltfunkenunterdrückung oder EFU-Diode.

Funkenentladung

Sobald die Zündspannung U_z an der Zündkerze überschritten wird, entsteht der Zündfunke (**Bild 5**). Die nachfolgende Funkenentladung kann in drei Phasen eingeteilt werden, den Durchbruch, die Bogenphase und die Glimmphase [2]. Die ersten beiden Phasen sind Entladungen sehr kurzer Dauer mit hohen Strömen, die aus den Entladungen der Kapazitäten C_2 (**Bild 2**) von Zündkerze und Zündkreis resultieren und einen Teil der Spulenenergie umsetzen. In der anschließenden Glimmphase wird die noch verbleibende Energie während der Funkendauer t_F umgesetzt (**Bild 5**). Der Funkenstrom beginnt dabei mit dem Anfangsfunkenstrom i_F und fällt dann stetig. An den Elektroden der Zündkerze liegt während der Glimmphase die Brennspannung U_F an. Sie liegt im Bereich von wenigen hundert Volt bis deutlich über 1 kV. Die Brennspannung hängt von der Länge des Funkenplasmas ab und wird wesentlich vom Elektrodenabstand der Zündkerze und der Auslenkung des Funkens durch Luft-Kraftstoff-Gemischbewegung bestimmt. Unterhalb eines bestimmten Funkenstroms erlischt der Funke und die Spannung an der Zündkerze schwingt gedämpft aus.

4 Zündspannung und Sekundärspannungsangebot

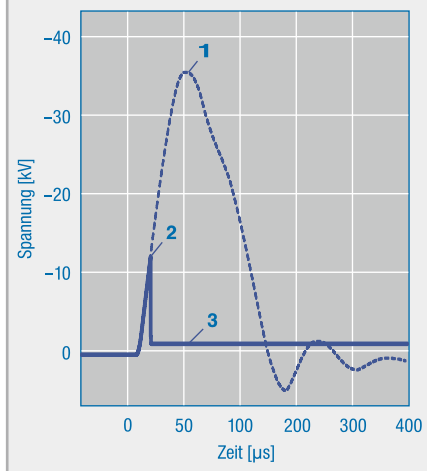


Bild 4
1 Sekundärspannungsangebot (bei einem Aussetzer)
2 Zündspannung (für einen Funken)
3 Brennspannung

Funkenenergie

Als Funkenenergie wird üblicherweise die Energie der Glimmentladung bezeichnet. Sie ist das Integral aus dem Produkt von Brennspannung und Funkenstrom über der Funkendauer. Vereinfacht kann der Zusammenhang nach **Bild 5** durch

$$E_F = \frac{1}{2} U_F i_F t_F$$

beschrieben werden. Bei genauerer Betrachtung gilt die zuvor beschriebene Bestimmung der Funkenenergie aber nur für sehr niedrige Zündspannungen [1].

Energiebilanz

Bei höheren Zündspannungen können die zuvor beschriebenen kapazitiven Entladungen (Durchbruch- und Bogenphase) nicht mehr vernachlässigt werden. Die notwendige Energie zum Aufladen der Kapazitäten auf der Sekundärseite steigt quadratisch mit der Zündspannung entsprechend (siehe auch **Bild 2**)

$$E_Z = \tfrac{1}{2} C_2 U_Z^2 .$$

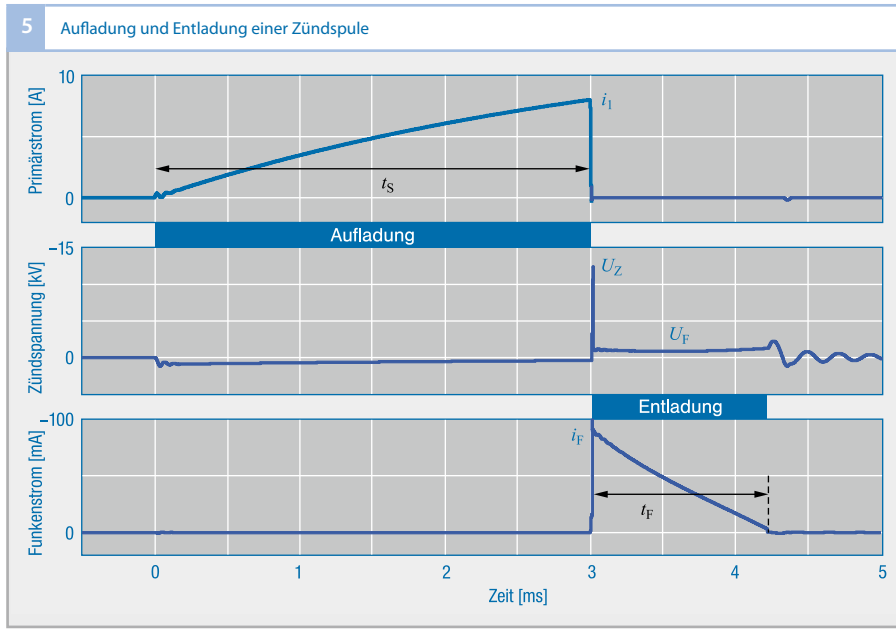


Bild 5
i_1 Abschaltstrom
t_S Schließzeit
U_Z Zündspannung
U_F Brennspannung
i_F Funkenanfangsstrom
t_F Funkendauer

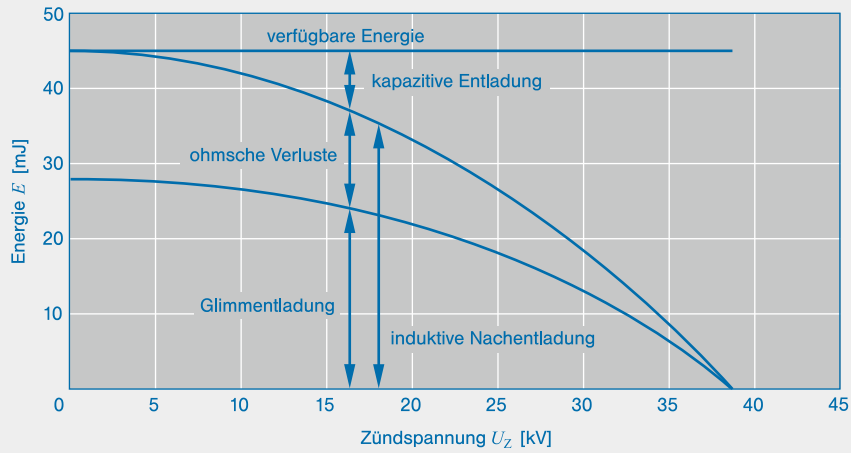
Im Funkenüberschlag wird diese Energie als kapazitive Entladung im sogenannten Funkenkopf freigesetzt. Zusammen mit der Energie der induktiven Nachentladung erhält man die gesamte auf der Hochspannungsseite umgesetzten Energie. Stellt man die beiden Energieanteile über der Zündspannung dar, sieht man, dass der Energieanteil der kapazitiven Entladung mit steigender Zündspannung steigt und der Energieanteil der induktiven Nachentladung fällt. Die induktive Nachentladung erfolgt während der Funkendauer t_F durch den Funkenstrom im Sekundärkreis, der mit einem Anfangsfunkenstrom i_F beginnt und dann stetig sinkt. Mit geringer werdendem Energieanteil der induktiven Nachentladung sinken sowohl der Anfangsfunkenstrom als auch die Funkendauer. Wenn man von der induktiven Nachentladung die ohmschen Verluste abzieht, erhält man die Energie der Glimmentladung (**Bild 6**).

Energieverluste

Nach dem Funkenüberschlag wird ein Teil der verbleibenden Energie der induktiven Nachentladung in den Widerständen des Sekundärkreises der Zündanlage in Wärme umgesetzt. Die größten Verluste treten bei niedrigen Zündspannungen und damit hohen Anfangsfunkenströmen und langen Funkendauern auf (**Bild 6**).

Bereits vor dem Funkenüberschlag können Nebenschlusswiderstände den Aufbau der Hochspannung behindern. Nebenschlüsse können durch Verschmutzung und Feuchte der Hochspannungsverbindungen, vor allem aber durch leitfähige Ablagerungen und Ruß an der Isolatorspitze der Zündkerze im Brennraum verursacht werden. Die Höhe der Nebenschlussverluste steigt mit dem Zündspannungsbedarf. Je höher die an der Zündkerze anliegende Spannung, desto größer sind die über die Nebenschlusswiderstände abfließenden Ströme.

6 Energiebilanz einer Zündung ohne Berücksichtigung von Nebenschluss- und Endstufenverlusten



Luft-Kraftstoff-Gemischentflammung und Zündenergiebedarf

Zum Zündzeitpunkt entsteht der Funke an der Zündkerze. Der Zündzeitpunkt wird von der Motorsteuerung in Abhängigkeit von dem Brennverfahren, der Betriebsart und dem Betriebspunkt angefordert und an dieser Stelle nicht weiter vertieft.

Der elektrische Funke entflammt das Luft-Kraftstoff-Gemisch zwischen den Elektroden der Zündkerze durch ein Hochtemperaturplasma. Der entstehende Flammkern entwickelt sich bei zündfähigen Luft-Kraftstoff-Gemischen an der Zündkerze, und bei ausreichender Energiezufuhr durch die Zündanlage zu einer sich selbstständig ausbreitenden Flammenfront. Größere Funkenlängen begünstigen die Flammkernbildung. Durch einen größeren Elektrodenabstand oder eine Auslenkung des Funkens durch Luft-Kraftstoff-Gemischbewegung erhöht sich aber auch der Zündenergiebedarf. Bei zu starker Auslenkung kann ein Funkenabriss erfolgen und ein Nachzünden notwendig sein. In solchen Fällen bietet eine induktive Zündanlage den Systemvorteil, dass ein Nachzünden ohne zusätzlichen Steuerungseingriff automatisch erfolgt, solange ausreichend Energie im Zündsystem gespeichert ist.

Die gesamte Energie muss den maximalen Zündspannungsbedarf decken, die notwendige Funkendauer bei hoher Zündspannung bereitstellen und gegebenenfalls eine Anzahl an Folgefunken zünden. Einfache Motoren mit Saugrohreinspritzung benötigen Zündenergien zwischen 30 und 50 mJ, aufgeladene Motoren bis deutlich über 100 mJ.

Literatur

[1] Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin 1997. DIN/ISO 6518-2, Zündanlagen, Teil 2: Prüfung der elektrischen Leistungsfähigkeit.

[2] Maly, R., Herden, W., Saggau, B., Wagner, E., Vogel, M., Bauer, G., Bloss, W. H.: Die drei Phasen einer elektrischen Zündung und ihre Auswirkungen auf die Entflammungseinleitung. 5. Statusseminar „Kraftfahrzeug- und Straßenverkehrstechnik“ des BMFT, 27.–29. Sept. 1977, Bad Alexandersbad.

Abgasnachbehandlung in Ottomotoren

Abgasemissionen und Schadstoffe

In den vergangenen Jahren konnte der Schadstoffausstoß der Kraftfahrzeuge durch technische Maßnahmen drastisch gesenkt werden. Dabei wurden sowohl die Rohemissionen durch innermotorische Maßnahmen und intelligente Motorsteuerungskonzepte als auch die in die Umwelt emittierten Emissionen durch verbesserte Abgasnachbehandlungssysteme signifikant reduziert.

Bild 1 zeigt die Abnahme der jährlichen Emissionen des Straßenverkehrs in Deutschland zwischen 1999 (100 %) und 2009 sowie die Abnahme des durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchs eines Pkw und die des gesamten im Personen-Straßenverkehr verbrauchten Kraftstoffs. Zum einen trägt hierzu die Einführung verschärfter Emissionsgesetzgebungen in Europa 2000 (Euro 3) und 2005 (Euro 4) bei, zum anderen aber auch der Trend zu sparsameren Fahrzeugen. Der Anteil des Straßenverkehrs an den insgesamt von Industrie, Verkehr, Haushalten und Kraftwerken verursachten Emissionen ist unterschiedlich und beträgt 2009 nach Angaben des Umweltbundesamtes

- 41 % für Stickoxide,
- 37 % Kohlenmonoxid,
- 18 % für Kohlendioxid,
- 9 % für flüchtige Kohlenwasserstoffe ohne Methan.

Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs

Bei einer vollständigen, idealen Verbrennung reinen Kraftstoffs mit genügend Sauerstoff würde nur Wasserdampf (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2) entstehen. Wegen der nicht idealen Verbrennungsbedingungen im Brennraum (z. B. nicht verdampfte Kraftstoff-Tröpfchen) und aufgrund der weiteren Bestandteile des Kraftstoffs (z. B. Schwefel) entstehen bei der Verbrennung neben Wasser und Kohlendioxid zum Teil auch toxische Nebenprodukte.

Durch Optimierung der Verbrennung und Verbesserung der Kraftstoffqualität wird die Bildung der Nebenprodukte immer weiter verringert. Die Menge des entstehenden CO_2 hingegen ist auch unter Idealbedingungen nur abhängig vom Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffs und kann deshalb nicht durch die Verbrennungsführung beeinflusst werden. Die CO_2-Emissionen sind proportional zum

1 Verbrauch und Emissionen des Straßenverkehrs (Otto- und Dieselmotoren gemäß Umweltbundesamt)

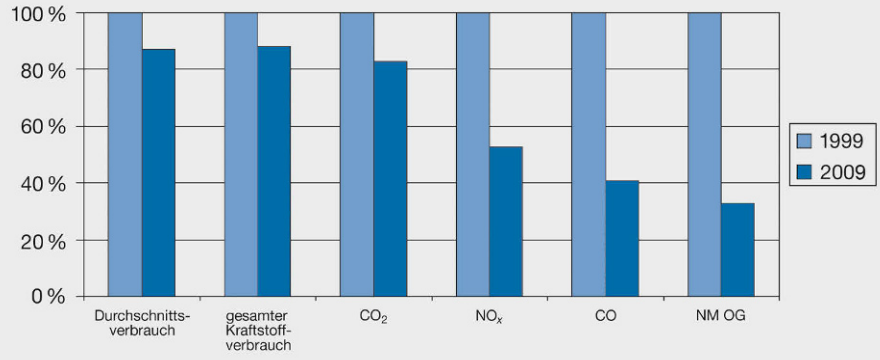


Bild 1
Der Durchschnittsverbrauch ist auf die gesamte Strecke bezogen, der gesamte Kraftstoffverbrauch betrifft den kompletten Personen-Straßenverkehr. NMOG flüchtige Kohlenwasserstoffe ohne Methan

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_16

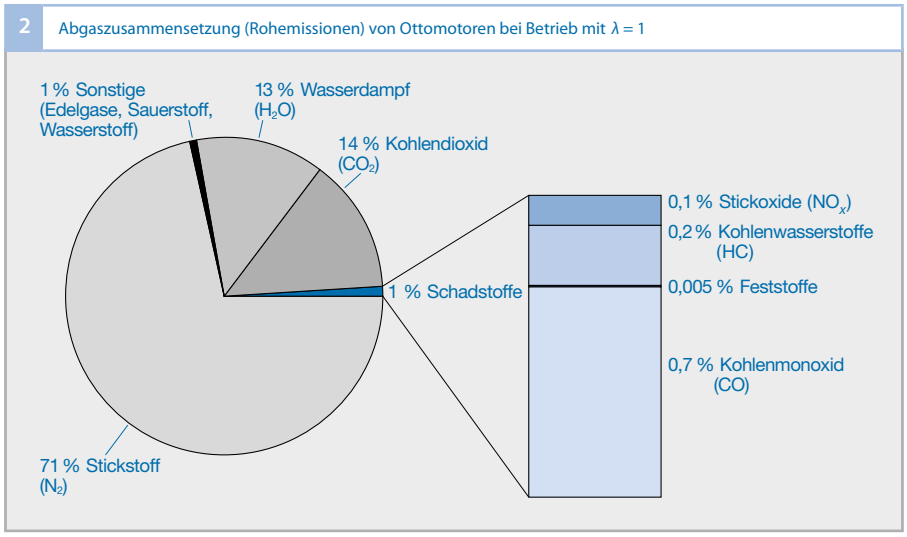


Bild 2
Angaben in Volumenprozent

Die Konzentrationen der Abgasbestandteile, insbesondere der Schadstoffe, können abweichen; sie hängen u. a. von den Betriebsbedingungen des Motors und den Umgebungsbedingungen (z. B. Luftfeuchtigkeit) ab.

Kraftstoffverbrauch und können daher nur durch einen verringerten Kraftstoffverbrauch oder durch den Einsatz kohlenstoffärmerer Kraftstoffe, wie z. B. Erdgas (CNG, Compressed Natural Gas), gesenkt werden.

Hauptbestandteile des Abgases

Wasser

Der im Kraftstoff enthaltene chemisch gebundene Wasserstoff verbrennt mit Luftsauerstoff zu Wasserdampf (H_2O), der beim Abkühlen zum größten Teil kondensiert. Er ist an kalten Tagen als Dampfwolke am Auspuff sichtbar. Sein Anteil am Abgas beträgt ungefähr 13 %.

Kohlendioxid

Der im Kraftstoff enthaltene chemisch gebundene Kohlenstoff bildet bei der Verbrennung Kohlenstoffdioxid (CO_2) mit einem Anteil von ca. 14 % im Abgas (für typische Benzinkraftstoffe). Kohlenstoffdioxid wird meist einfach als Kohlendioxid bezeichnet.

Kohlendioxid ist ein farbloses, geruchloses, ungiftiges Gas und ist als natürlicher Bestandteil der Luft in der Atmosphäre vorhanden. Es wird in Bezug auf die Abgasemissionen bei Kraftfahrzeugen nicht als Schadstoff eingestuft. Es ist jedoch ein Mitverursacher des Treibhauseffekts und der damit zusammenhängenden globalen Klimaveränderung. Der CO_2-Gehalt in der Atmosphäre ist seit der Industrialisierung um rund 30 % auf heute ca. 400 ppm gestiegen. Die Reduzierung der CO_2-Emissionen auch durch Verringerung des Kraftstoffverbrauchs wird deshalb immer dringlicher.

Stickstoff

Stickstoff (N_2) ist mit einem Anteil von 78 % der Hauptbestandteil der Luft. Er ist am chemischen Verbrennungsprozess nahezu unbeteiligt und stellt mit ca. 71 % den größten Anteil des Abgases dar.

Schadstoffe

Bei der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs entsteht eine Reihe von Nebenbestandteilen. Der Anteil dieser Stoffe beträgt im Rohabgas (Abgas nach der Verbrennung, vor der Abgasnachbehandlung) bei betriebswarmem Motor und stöchiometrischer Luft-Kraftstoff-Gemischzusammensetzung ($\lambda = 1$) rund 1 % der gesamten Abgasmenge.

Die wichtigsten Nebenbestandteile sind
- Kohlenmonoxid (CO),
- Kohlenwasserstoffe (HC),
- Stickoxide (NO_x).

Betriebswarme Katalysatoren können diese Schadstoffe zu mehr als 99 % in unschädliche Stoffe (CO_2, H_2O, N_2) konvertieren.

Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid (CO) entsteht bei unvollständiger Verbrennung eines fetten Luft-Kraftstoff-Gemischs infolge von Luftmangel. Aber auch bei Betrieb mit Luftüberschuss entsteht Kohlenmonoxid – jedoch nur in sehr geringem Maß – aufgrund von fetten Zonen im inhomogenen Luft-Kraftstoff-Gemisch. Nicht verdampfte Kraftstofftröpfchen bilden lokal fette Bereiche, die nicht vollständig verbrennen.

Kohlenmonoxid ist ein farb- und geruchloses Gas. Es verringert beim Menschen die Sauerstoffaufnahmefähigkeit des Bluts und führt daher zur Vergiftung des Körpers.

Kohlenwasserstoffe

Unter Kohlenwasserstoffen (HC, Hydrocarbon) versteht man chemische Verbindungen von Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H). Die HC-Emissionen sind auf eine unvollständige Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs bei Sauerstoffmangel zurückzuführen. Bei der Verbrennung können aber auch neue Kohlenwasserstoffverbindungen entstehen, die im Kraftstoff ursprünglich nicht vorhanden waren (z. B. durch Aufbrechen von langen Molekülketten).

Die aliphatischen Kohlenwasserstoffe (Alkane, Alkene, Alkine sowie ihre zyklischen Abkömmlinge) sind nahezu geruchlos. Ringförmige aromatische Kohlenwasserstoffe (z. B. Benzol, Toluol, polyzyklische Kohlenwasserstoffe) sind geruchlich wahrnehmbar. Kohlenwasserstoffe gelten teilweise bei längerer Einwirkung als Krebs erregend.

Teiloxidierte Kohlenwasserstoffe (z. B. Aldehyde, Ketone) riechen unangenehm und bilden unter Sonneneinwirkung Folgeprodukte, die bei von bestimmten Konzentrationen ebenfalls als Krebs erregend gelten.

Stickoxide

Stickoxide (NO_x) ist der Sammelbegriff für Verbindungen aus Stickstoff und Sauerstoff. Stickoxide bilden sich bei allen Verbrennungsvorgängen mit Luft infolge von Nebenreaktionen mit dem enthaltenen Stickstoff. Beim Verbrennungsmotor entstehen hauptsächlich Stickstoffoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2), in geringem Maß auch Distickstoffoxid (N_2O).

Stickstoffoxid (NO) ist farb- und geruchlos und wandelt sich in Luft langsam in Stickstoffdioxid (NO_2) um. Stickstoffdioxid (NO_2) ist in reiner Form ein rotbraunes, stechend riechendes, giftiges Gas. Bei Konzentrationen, wie sie in stark verunreinigter Luft auftreten, kann NO_2 zur Schleimhautreizung führen. Stickoxide sind mitverantwortlich für Waldschäden (saurer Regen) durch Bildung von salpetriger Säure (HNO_2) und Salpetersäure (HNO_3) sowie für die Smog-Bildung.

Schwefeldioxid

Schwefelverbindungen im Abgas – vorwiegend Schwefeldioxid (SO_2) – entstehen aufgrund des Schwefelgehalts des Kraftstoffs. SO_2-Emissionen sind nur zu einem geringen Anteil auf den Straßenverkehr zurückzuführen. Sie werden nicht durch die Abgasgesetzgebung begrenzt.

Die Bildung von Schwefelverbindungen muss trotzdem weitestgehend verhindert werden, da sich SO_2 an den Katalysatoren (Dreiwegekatalysator, NO_x-Speicherkatalysator) festsetzt und diese vergiftet, d. h. ihre Reaktionsfähigkeit herabsetzt.

SO_2 trägt wie auch die Stickoxide zur Entstehung des sauren Regens bei, da es in der

Atmosphäre oder nach Ablagerung zu schwefeliger Säure und Schwefelsäure umgesetzt werden kann.

Feststoffe

Bei unvollständiger Verbrennung entstehen Feststoffe in Form von Partikeln. Sie bestehen – abhängig vom eingesetzten Brennverfahren und Motorbetriebszustand – hauptsächlich aus einer Aneinanderkettung von Kohlenstoffteilchen (Ruß) mit einer sehr großen spezifischen Oberfläche. An den Ruß lagern sich unverbrannte oder teilverbrannte Kohlenwasserstoffe, zusätzlich auch Aldehyde mit aufdringlichem Geruch an. Am Ruß binden sich auch Kraftstoff- und Schmierölaerosole (in Gasen feinstverteilte feste oder flüssige Stoffe) sowie Sulfate. Für die Sulfate ist der im Kraftstoff enthaltene Schwefel verantwortlich.

Einflüsse auf Rohemissionen

Bei der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs entstehen als Nebenprodukte hauptsächlich die Schadstoffe NO_x, CO und HC. Die Mengen dieser Schadstoffe, die im Rohabgas (Abgas nach der Verbrennung, vor der Abgasreinigung) enthalten sind, hängen stark vom Brennverfahren und Motorbetrieb ab. Entscheidenden Einfluss auf die Bildung von Schadstoffen haben die Luftzahl λ und der Zündzeitpunkt.

Das Katalysatorsystem konvertiert im betriebswarmen Zustand die Schadstoffe zum größten Teil, sodass die vom Fahrzeug in die Umgebung abgegebenen Emissionen weitaus geringer sind als die Rohemissionen. Um die abgegebenen Schadstoffe mit einem vertretbaren Aufwand für die Abgasnachbehandlung zu minimieren, muss jedoch schon die Rohemission so gering wie möglich gehalten werden. Dies gilt insbesondere nach einem Kaltstart des Motors, wenn das Katalysatorsystem noch nicht die Betriebstemperatur zur Konvertierung der Schadstoffe erreicht hat. Für diese kurze Zeit werden die Rohemissionen nahezu unbehandelt in die Umgebung abgegeben. Die Reduzierung der Rohemissionen in dieser Phase ist daher ein wichtiges Entwicklungsziel.

Einflussgrößen

Luft-Kraftstoff-Verhältnis

Die Schadstoffemission eines Motors wird ganz wesentlich durch das Luft-Kraftstoff-Verhältnis (Luftzahl λ) bestimmt.

- $\lambda = 1$: Die zugeführte Luftmasse entspricht der theoretisch erforderlichen Luftmasse zur vollständigen stöchiometrischen Verbrennung des zugeführten Kraftstoffs. Motoren mit Saugrohreinspritzung oder Direkteinspritzung werden in den meisten Betriebsbereichen mit stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Gemisch ($\lambda = 1$) betrieben, damit der Dreiwegekatalysator seine bestmögliche Reinigungswirkung entfalten kann.
- $\lambda < 1$: Es besteht Luftmangel und damit ergibt sich ein fettes Luft-Kraftstoff-Gemisch. Um Bauteile im Abgassystem vor Übertemperatur z. B. bei langen Volllastfahrten zu schützen, kann angefettet werden.
- $\lambda > 1$: In diesem Bereich herrscht Luftüberschuss und damit ergibt sich ein mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch. Um z. B. im Kaltstart die HC-Rohemissionen effektiv und schnell mit ausreichend Sauerstoff konvertieren zu können, kann der Motor mager betrieben werden. Der erreichbare Maximalwert für λ – „die Magerlaufgrenze“ – ist stark von der Konstruktion und vom verwendeten Gemischaufbereitungssystem abhängig. An der Magerlaufgrenze ist das Luft-Kraftstoff-Gemisch nicht mehr zündwillig. Es treten Verbrennungsaussetzer auf.

Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung können betriebspunktabhängig im Schicht-

oder im Homogenbetrieb gefahren werden. Der Homogenbetrieb ist durch eine Einspritzung im Ansaughub gekennzeichnet, wobei sich ähnliche Verhältnisse wie bei der Saugrohreinspritzung ergeben. Diese Betriebsart wird bei hohen abzugebenden Drehmomenten und bei hohen Drehzahlen eingestellt. In dieser Betriebsart beträgt die eingestellte Luftzahl in der Regel $\lambda = 1$.

Im Schichtbetrieb wird der Kraftstoff nicht homogen im gesamten Brennraum verteilt. Dies erreicht man durch eine Einspritzung, die erst im Verdichtungstakt erfolgt. Innerhalb der dadurch im Zentrum des Brennraums entstehenden Kraftstoffwolke sollte das Luft-Kraftstoff-Gemisch möglichst homogen mit der Luftzahl $\lambda = 1$ verteilt sein. In den Randbereichen des Brennraums befindet sich nahezu reine Luft oder sehr mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch. Für den gesamten Brennraum ergibt sich dann insgesamt eine Luftzahl von $\lambda > 1$, d. h., es liegt ein mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch vor.

Luft-Kraftstoff-Gemischaufbereitung

Für eine vollständige Verbrennung muss der zu verbrennende Kraftstoff möglichst homogen mit der Luft durchmischt sein. Dazu ist eine gute Zerstäubung des Kraftstoffs notwendig. Wird diese Voraussetzung nicht erfüllt, schlagen sich große Kraftstofftropfen am Saugrohr oder an der Brennraumwand nieder. Diese großen Tropfen können nicht vollständig verbrennen und führen zu erhöhten HC-Emissionen.

Für eine niedrige Schadstoffemission ist eine gleichmäßige Luft-Kraftstoff-Gemischverteilung über alle Zylinder erforderlich. Einzeleinspritzanlagen, bei denen in den Saugrohren nur Luft transportiert und der Kraftstoff direkt vor das Einlassventil (bei Saugrohreinspritzung) oder direkt in den Brennraum (bei Benzin-Direkteinspritzung) eingespritzt wird, garantieren eine gleichmäßige Luft-Kraftstoff-Gemischverteilung. Bei Vergaser- und Zentraleinspritzanlagen ist das nicht gewährleistet, da sich große Kraftstofftröpfchen an den Rohrkrümmungen der einzelnen Saugrohre niederschlagen können.

Drehzahl

Eine höhere Motordrehzahl bedeutet eine größere Reibleistung im Motor selbst und eine höhere Leistungsaufnahme der Nebenaggregate (z. B. Wasserpumpe). Bezogen auf die zugeführte Energie sinkt daher die abgegebene Leistung, der Motorwirkungsgrad wird mit zunehmender Drehzahl schlechter.

Wird eine bestimmte Leistung bei höherer Drehzahl abgegeben, bedeutet das einen höheren Kraftstoffverbrauch, als wenn die gleiche Leistung bei niedriger Drehzahl abgegeben wird. Damit ist auch ein höherer Schadstoffausstoß verbunden.

Motorlast

Die Motorlast und damit das erzeugte Motordrehmoment hat für die Schadstoffkomponenten Kohlenmonoxid CO, die unverbrannten Kohlenwasserstoffe HC und die Stickoxide NO_x unterschiedliche Auswirkungen. Auf die Einflüsse wird nachfolgend eingegangen.

Zündzeitpunkt

Die Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemischs, das heißt die zeitliche Phase vom Funkenüberschlag bis zur Ausbildung einer stabilen Flammenfront, hat auf den Verbrennungsablauf einen wesentlichen Einfluss. Sie wird durch den Zeitpunkt des Funkenüberschlags, die Zündenergie sowie die Luft-Kraftstoff-Gemischzusammensetzung an der Zündkerze bestimmt. Eine große Zündenergie bedeutet stabilere Entflammungsverhältnisse mit positiven Auswirkungen auf die Stabilität des Verbrennungsablaufs von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel und damit auch auf die Abgaszusammensetzung.

HC-Rohemission

Einfluss des Drehmoments

Mit steigendem Drehmoment erhöht sich die Temperatur im Brennraum. Die Dicke der Zone, in der die Flamme in der Nähe der Brennraumwand aufgrund nicht ausreichend hoher Temperaturen gelöscht wird, nimmt daher mit steigendem Drehmoment ab. Aufgrund der vollständigeren Verbrennung entstehen dann weniger unverbrannte Kohlenwasserstoffe.

Zudem fördern die höheren Abgastemperaturen, die aufgrund der höheren Brennraumtemperaturen bei hohem Drehmoment während der Expansionsphase und des Ausschiebens entstehen, eine Nachreaktion der unverbrannten Kohlenwasserstoffe zu CO_2 und Wasser. Die leistungsbezogene Rohemission unverbrannter Kohlenwasserstoffe wird somit bei hohem Drehmoment wegen der höheren Temperaturen im Brennraum und im Abgas reduziert.

Einfluss der Drehzahl

Mit steigenden Drehzahlen nimmt die HC-Emission des Ottomotors zu, da die zur Aufbereitung und zur Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs zur Verfügung stehende Zeit kürzer wird.

Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

Bei Luftmangel ($\lambda < 1$) werden aufgrund von unvollständiger Verbrennung unverbrannte Kohlenwasserstoffe gebildet. Die Konzentration ist umso höher, je größer die Anfettung ist (**Bild 3**). Im fetten Bereich steigt deshalb die HC-Emission mit abnehmender Luftzahl λ.

Auch im mageren Bereich ($\lambda > 1$) nehmen die HC-Emissionen zu. Das Minimum liegt im Bereich von $\lambda = 1{,}05...1{,}2$. Der Anstieg im mageren Bereich wird durch unvollständige Verbrennung in den Randbereichen des Brennraums verursacht. Bei sehr mageren Luft-Kraftstoff-Gemischen kommt zu diesem Effekt noch hinzu, dass verschleppte Verbrennungen bis hin zu Zündaussetzern auftreten, was zu einem drastischen Anstieg der HC-Emission führt. Die Ursache dafür ist eine Luft-Kraftstoff-Gemischungleichverteilung im Brennraum, die schlechte Entflammungsbedingungen in mageren Brennraumzonen zur Folge hat.

Die Magerlaufgrenze des Ottomotors hängt im Wesentlichen von der Luftzahl an der Zündkerze während der Zündung und von der Summen-Luftzahl (Luft-Kraftstoff-Verhältnis über den gesamten Brennraum betrachtet) ab. Durch gezielte Ladungsbewegung im Brennraum kann sowohl die Homogenisierung und damit die Entflammungssicherheit erhöht als auch die Flammenausbreitung beschleunigt werden.

Im Schichtbetrieb bei der Benzin-Direkteinspritzung wird hingegen keine Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemischs im gesamten Brennraum angestrebt, sondern im Bereich der Zündkerze ein gut entflammbares Luft-Kraftstoff-Gemisch geschaffen. Bedingt dadurch sind in dieser Betriebsart deutlich größere Summen-Luftzahlen als bei Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemischs realisierbar. Die HC-Emissionen im Schichtbetrieb sind im Wesentlichen von der Luft-Kraftstoff-Gemischaufbereitung abhängig.

Entscheidend bei der Direkteinspritzung ist, dass eine Benetzung der Brennraumwände und des Kolbens möglichst vermieden wird, da die Verbrennung eines solchen Wandfilms in der Regel unvollständig erfolgt und so hohe HC-Emissionen zur Folge hat.

Einfluss des Zündzeitpunkts

Mit früherem Zündwinkel α_Z (größere Werte in **Bild 3** relativ zum oberen Totpunkt) nimmt die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu, da die Nachreaktion in der

Expansionsphase und in der Auspuffphase wegen der geringeren Abgastemperatur ungünstiger verläuft (**Bild 3**). Nur im sehr mageren Bereich kehren sich die Verhältnisse um. Bei magerem Luft-Kraftstoff-Gemisch ist die Verbrennungsgeschwindigkeit so gering, dass bei spätem Zündwinkel die Verbrennung noch nicht abgeschlossen ist, wenn das Auslassventil öffnet. Die Magerlaufgrenze des Motors wird bei spätem Zündwinkel schon bei geringerer Luftzahl λ erreicht.

CO-Rohemission

Einfluss des Drehmoments

Ähnlich wie bei der HC-Rohemission begünstigen die höheren Prozesstemperaturen bei hohem Drehmoment die Nachreaktion von CO während der Expansionsphase. Das CO wird zu CO_2 oxidiert.

Einfluss der Drehzahl

Auch die Drehzahlabhängigkeit der CO-Emission entspricht der der HC-Emission. Mit steigenden Drehzahlen nimmt die CO-Emission des Ottomotors zu, da die zur Aufbereitung und zur Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs zur Verfügung stehende Zeit kürzer wird.

Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

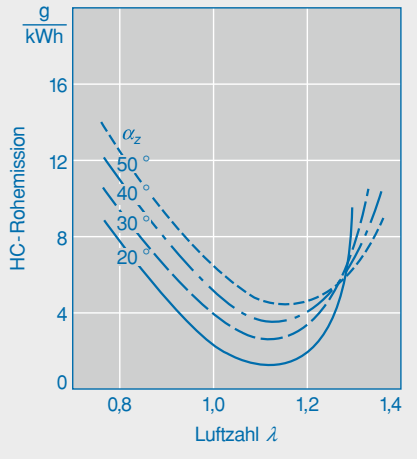
Im fetten Bereich ist die CO-Emission nahezu linear von der Luftzahl abhängig (**Bild 4**). Der Grund dafür ist der Sauerstoffmangel und die damit verbundene unvollständige Oxidation des Kohlenstoffs.

Im mageren Bereich (bei Luftüberschuss) ist die CO-Emission sehr niedrig und nahezu unabhängig von der Luftzahl. CO entsteht hier nur durch die unvollständige Verbrennung von schlecht homogenisiertem Luft-Kraftstoff-Gemisch.

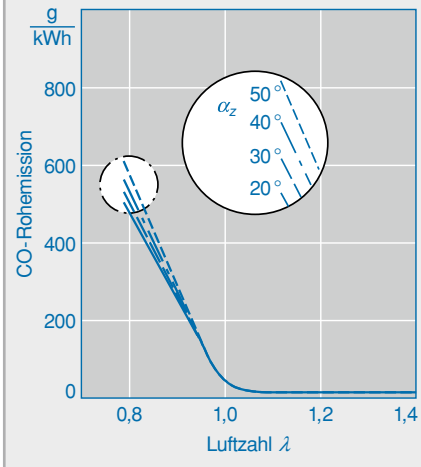
Einfluss des Zündzeitpunkts

Die CO-Emission ist vom Zündzeitpunkt nahezu unabhängig (**Bild 4**) und fast ausschließlich eine Funktion der Luftzahl λ.

3 HC-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Luftzahl λ und vom Zündwinkel α_z



4 CO-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Luftzahl λ und vom Zündwinkel α_z



NO_x-Rohemission

Einfluss des Drehmoments

Die mit dem Drehmoment steigende Brennraumtemperatur begünstigt die NO_x-Bildung. Die NO_x-Rohemission nimmt daher mit dem abgegebenen Drehmoment überproportional zu.

Einfluss der Drehzahl

Da die zur Verfügung stehende Reaktionszeit zur Bildung von NO_x bei höheren Drehzahlen kleiner ist, nehmen die NO_x-Emissionen mit steigender Drehzahl ab. Zusätzlich gilt es, den Restgasgehalt im Brennraum zu berücksichtigen, der zu niedrigeren Spitzentemperaturen führt. Da dieser Restgasgehalt in der Regel mit steigender Drehzahl abnimmt, ist dieser Effekt zu der oben beschriebenen Abhängigkeit gegenläufig.

Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

Das Maximum der NO_x-Emission liegt bei leichtem Luftüberschuss im Bereich von $\lambda = 1{,}05...1{,}1$. Im mageren sowie im fetten Bereich fällt die NO_x-Emission ab, da die Spitzentemperaturen der Verbrennung sinken. Der Schichtbetrieb bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung ist durch große Luftzahlen gekennzeichnet. Die NO_x-Emissionen sind verglichen mit dem Betriebspunkt bei $\lambda = 1$ niedrig, da nur ein Teil des Gases an der Verbrennung teilnimmt.

Einfluss der Abgasrückführung

Dem Luft-Kraftstoff-Gemisch kann zur Emissionsreduzierung verbranntes Abgas (Inertgas) zugeführt werden. Entweder wird durch eine geeignete Nockenwellenverstellung Inertgas nach der Verbrennung im Brennraum zurückgehalten (interne Abgasrückführung) oder aber es wird durch eine externe Abgasrückführung Abgas entnommen und nach einer Vermischung mit der Frischluft dem Brennraum zugeführt. Durch diese Maßnahmen werden die Flammentemperatur im Brennraum und die NO_x-Emissionen gesenkt. Insbesondere im Schichtbetrieb bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung wird die externe Abgasrückführung eingesetzt. In **Bild 5** ist die Abhängigkeit der NO_x-Rohemission im Schichtbetrieb von der Abgasrückführrate (AGR) dargestellt. Im mageren Betrieb können die NO_x-Rohemissionen nicht von einem Dreiwegekatalysator

5 Rohemissionen in Abhängigkeit von der Abgasrückführrate im Schichtbetrieb

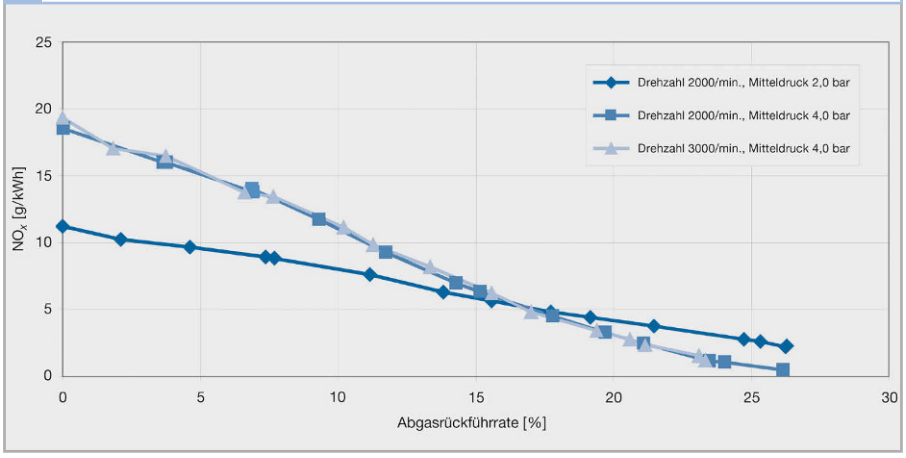
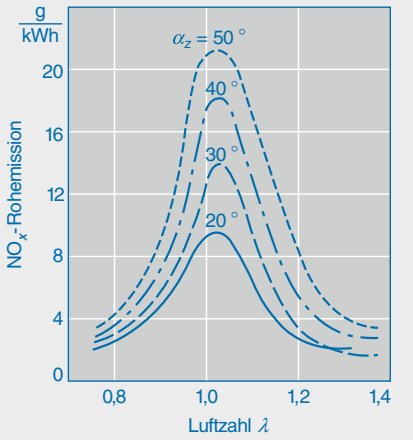


Bild 5
Die interne und die externe Abgasrückführung haben tendenziell die gleiche Wirkung

6 NO_x-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Luftzahl λ und vom Zündwinkel α_z



konvertiert werden. Es werden NO_x-Speicherkatalysatoren eingesetzt, welche die NO_x-Rohemissionen im Schichtbetrieb einspeichern und zyklisch durch eine kurze Anfettung regeneriert werden. Eine Reduktion der NO_x-Rohemissionen hat damit einen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, da sich die NO_x-Einspeicherzeiten im Schichtbetrieb verlängern. Die Abgasrückführrate erhöht allerdings die Laufunruhe und die HC-Rohemissionen, so dass in der Applikation ein Kompromiss gefunden werden muss.

Einfluss des Zündzeitpunkts

Im gesamten Bereich der Luftzahl λ nimmt die NO_x-Emission mit früherem Zündwinkel α_Z zu (**Bild 6**). Ursache dafür ist die höhere Brennraumspitzentemperatur bei früherem Zündzeitpunkt, die das chemische Gleichgewicht auf die Seite der NO_x-Bildung verschiebt und vor allem die Reaktionsgeschwindigkeit der NO_x-Bildung erhöht.

Ruß-Emission

Ottomotoren weisen nahe des stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemischs im Gegensatz zu Dieselmotoren nur äußerst geringe Ruß-Emissionen auf. Ruß entsteht lokal bei diffusiver Verbrennung von sehr fettem Luft-Kraftstoff-Gemisch ($\lambda < 0{,}4$) bei hohen Verbrennungstemperaturen von bis zu 2 000 K. Diese Bedingungen können bei Benetzung der Kolben und des Brennraumdaches oder aufgrund von Restkraftstoff an den Einlassventilen und in Quetschspalten sowie unverbrannten Kraftstofftropfen auftreten. Da die Motortemperatur einen wesentlichen Einfluss auf die Ausbildung von benetzenden Kraftstofffilmen hat, beobachtet man hohe Rußemissionen in erster Linie im Kaltstart und während der Warmlaufphase des Motors. Daneben kann auch bei inhomogener Gasphase in lokalen Fettzonen Ruß gebildet werden. Im Schichtbetrieb bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung kann es bei lokal sehr fetten Zonen oder Kraftstofftropfen zur Rußbildung kommen. Deshalb ist der Schichtbetrieb nur bis zu einer mittleren Drehzahl möglich, um sicherzustellen, dass die Zeit zur Luft-Kraftstoff-Gemischaufbereitung ausreichend groß ist.

Katalytische Abgasreinigung

Die Abgasgesetzgebung legt Grenzwerte für die Schadstoffemissionen von Kraftfahrzeugen fest. Zur Einhaltung dieser Grenzwerte sind motorische Maßnahmen allein nicht ausreichend, vielmehr steht beim Ottomotor die katalytische Nachbehandlung des Abgases zur Konvertierung der Schadstoffe im Vordergrund. Dafür durchströmt das Abgas einen oder mehrere im Abgastrakt sitzende Katalysatoren, bevor es ins Freie gelangt. An der Katalysatoroberfläche werden die im Abgas vorliegenden Schadstoffe durch chemische Reaktionen in ungiftige Stoffe umgewandelt.

7 Abgastrakt mit einem motornah eingebauten Dreiwegekatalysator und λ-Sonden

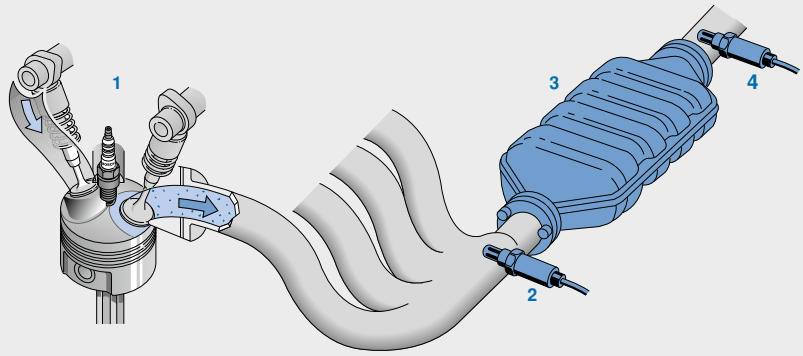


Bild 7
1 Motor
2 λ-Sonde vor dem Katalysator (Zweipunkt-Sonde oder Breitband-λ-Sonde, je nach System)
3 Dreiwegekatalysator
4 Zweipunkt-λ-Sonde hinter dem Katalysator (nur für Systeme mit Zwei-Sonden-λ-Regelung)

Übersicht

Die katalytische Nachbehandlung des Abgases mithilfe des Dreiwegekatalysators ist derzeit das wirkungsvollste Abgasreinigungsverfahren für Ottomotoren. Der Dreiwegekatalysator ist sowohl für Motoren mit Saugrohreinspritzung als auch mit Benzin-Direkteinspritzung ein Bestandteil des Abgasreinigungssystems (**Bild 7**).

Bei homogener Luft-Kraftstoff-Gemischverteilung mit stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ($\lambda = 1$) kann der betriebswarme Dreiwegekatalysator die Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Stickoxide (NO_x) nahezu vollständig umwandeln. Die genaue Einhaltung von $\lambda = 1$ erfordert jedoch eine Luft-Kraftstoff-Gemischbildung mittels elektronisch geregelter Benzineinspritzung; diese hat den bis zur Einführung des Dreiwegekatalysators hauptsächlich verwendeten Vergaser heute vollständig ersetzt. Eine präzise λ-Regelung überwacht die Zusammensetzung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und regelt sie auf den Wert $\lambda = 1$. Obwohl diese idealen Bedingungen nicht in allen Betriebszuständen eingehalten werden können, kann im Mittel eine Schadstoffreduzierung um mehr als 98 % erreicht werden.

Da der Dreiwegekatalysator im mageren Betrieb (bei $\lambda > 1$) die Stickoxide nicht umsetzen kann, wird bei Motoren mit magerer Betriebsart zusätzlich ein NO_x-Speicherkatalysator eingesetzt. Eine andere Möglichkeit der NO_x-Minderung bei $\lambda > 1$ ist die selektive katalytische Reduktion (SCR, siehe z. B. [1, 2]). Dieses Verfahren wird bereits bei Diesel-Nfz und Diesel-Pkw eingesetzt. Die SCR-Technik findet jedoch bei Ottomotoren bisher keine Anwendung.

Der separate Oxidationskatalysator, der bei Dieselmotoren zur Oxidation von HC und CO angewendet wird, wird bei Ottomotoren nicht eingesetzt, da der Dreiwegekatalysator diese Funktion erfüllt.

Entwicklungsziele

Angesichts immer weiter herabgesetzter Emissionsgrenzwerte bleibt die Verringerung des Schadstoffausstoßes ein wichtiges Ziel der Motorenentwicklung. Während ein betriebswarmer Katalysator inzwischen sehr hohe Konvertierungsraten nahe 100 % erreicht, werden in der Kaltstart- und Aufwärmphase erheblich größere Mengen an Schadstoffen ausgestoßen als mit betriebswarmem Katalysator: Der Anteil der emittierten Schadstoffe aus dem Startprozess und

der nachfolgenden Nachstartphase kann sowohl im europäischen als auch im amerikanischen Testzyklus (NEFZ bzw. FTP 75) bis zu 90 % der Gesamtemissionen ausmachen. Für eine Reduzierung der Emissionen ist es daher zwingend, sowohl ein schnelles Aufheizen des Katalysators zu erreichen, als auch möglichst niedrige Rohemissionen in der Startphase und während des Heizens des Katalysators zu erzeugen. Dies wird zum einen durch optimierte Softwaremaßnahmen, zum anderen aber auch durch eine Optimierung der Komponenten Katalysator und λ-Sonde erreicht. Das Anspringen des Katalysators im Kaltstart hängt maßgeblich von der Washcoattechnologie und der darauf abgestimmten Edelmetallbeladung ab. Eine frühe Betriebsbereitschaft der λ-Sonde ermöglicht ein schnelles Erreichen des λ-geregelten Betriebs verbunden mit einer Reduzierung der Emissionen auf Grund geringerer Abweichungen der Zusammensetzung des Luft-Kraftstoff-Gemischs vom Sollwert als bei rein gesteuertem Betrieb.

Katalysatorkonzepte

Katalysatoren lassen sich in kontinuierlich arbeitende Katalysatoren und diskontinuierlich arbeitende Katalysatoren unterteilen.

Kontinuierlich arbeitende Katalysatoren setzen die Schadstoffe ununterbrochen und ohne aktiven Eingriff in die Betriebsbedingungen des Motors um. Kontinuierlich arbeitende Systeme sind der Dreiwegekatalysator, der Oxidationskatalysator und der SCR-Katalysator (selektive katalytische Reduktion; Einsatz nur bei Dieselmotoren, siehe z. B. [1, 2]). Bei diskontinuierlich arbeitenden Katalysatoren gliedert sich der Betrieb in unterschiedliche Phasen, die jeweils durch eine aktive Änderung der Randbedingungen durch die Motorsteuerung eingeleitet werden. Der NO_x-Speicherkatalysator arbeitet diskontinuierlich: Bei Sauerstoffüberschuss im Abgas wird NO_x eingespeichert, für die anschließende Regenerationsphase wird kurzfristig auf fetten Betrieb (Sauerstoffmangel) umgeschaltet.

Katalysator-Konfigurationen

Randbedingungen

Die Auslegung der Abgasanlage wird durch mehrere Randbedingungen definiert: Aufheizverhalten im Kaltstart, Temperaturbelastung in der Volllast, Bauraum im Fahrzeug sowie Drehmoment und Leistungsentfaltung des Motors.

Die erforderliche Betriebstemperatur des Dreiwegekatalysators begrenzt die Einbaumöglichkeit. Motornahe Katalysatoren kommen in der Nachstartphase schnell auf Betriebstemperatur, können aber bei hoher Last und hoher Drehzahl sehr hoher thermischer Belastung ausgesetzt sein. Motorferne Katalysatoren sind diesen Temperaturbelastungen weniger ausgesetzt. Sie benötigen in der Aufheizphase aber mehr Zeit, um die Betriebstemperatur zu erreichen, sofern dies nicht durch eine optimierte Strategie zur Aufheizung des Katalysators (z. B. Sekundärlufteinblasung) beschleunigt wird.

Strenge Abgasvorschriften verlangen spezielle Konzepte zur Aufheizung des Katalysators beim Motorstart. Je geringer der Wärmestrom ist, der zum Aufheizen des Katalysators erzeugt werden kann, und je niedriger die Emissionsgrenzwerte liegen, desto näher am Motor sollte der Katalysator angeordnet sein – sofern keine zusätzlichen Maßnahmen zur Verbesserung des Aufheizverhaltens getroffen werden. Oft werden luftspaltisolierte Krümmer eingesetzt, die geringere Wärmeverluste bis zum Katalysator aufweisen, um damit eine größere Wärmemenge zum Aufheizen des Katalysators zur Verfügung zu stellen.

Vor- und Hauptkatalysator

Eine verbreitete Konfiguration beim Dreiwegekatalysator ist die geteilte Anordnung mit einem motornahen Vorkatalysator und einem Unterflurkatalysator (Hauptkatalysator). Motornahe Katalysatoren verlangen eine Optimierung der Beschichtung bezüglich der Hochtemperaturstabilität, Unterflurkatalysatoren hingegen werden hinsichtlich niedrige Anspringtemperatur (Low Temperature Light off) sowie einer guten NO_x-Konvertierung optimiert. Für eine schnellere Aufheizung und Schadstoffumwandlung ist der Vorkatalysator in der Regel kleiner und besitzt eine höhere Zelldichte sowie eine größere Edelmetallbeladung.

NO_x-Speicherkatalysatoren sind aufgrund ihrer geringeren maximal zulässigen Betriebstemperatur im Unterflurbereich angeordnet. Alternativ zu der klassischen Aufteilung in zwei separate Gehäuse und Anbaupositionen gibt es auch zweistufige Katalysatoranordnungen (Kaskadenkatalysatoren), in denen zwei Katalysatorträger in einem gemeinsamen Gehäuse hintereinander untergebracht sind. Damit kann das System kostengünstiger dargestellt werden. Die beiden Träger sind zur thermischen Entkopplung durch einen kleinen Luftspalt voneinander getrennt. Beim Kaskadenkatalysator ist die thermische Belastung des zweiten Katalysators aufgrund der räumlichen Nähe vergleichbar mit der des ersten Katalysators. Dennoch gestattet diese Anordnung eine unabhängige Optimierung der beiden Katalysatoren bezüglich Edelmetallbeladung, Zelldichte und Wandstärke. Der erste Katalysator besitzt im Allgemeinen eine größere Edelmetallbeladung und höhere Zelldichte für ein gutes Anspringverhalten im Kaltstart. Zwischen den beiden Trägern kann eine λ-Sonde für die Regelung und Überwachung der Abgasnachbehandlung angebracht sein.

Auch Konzepte mit nur einem Gesamtkatalysator kommen zum Einsatz. Mit modernen Beschichtungsverfahren ist es möglich, unterschiedliche Edelmetallbeladungen im vorderen und hinteren Teil des Katalysators zu erzeugen. Diese Konfiguration hat zwar geringere Auslegungsfreiheiten, ist jedoch mit vergleichsweise niedrigen Kosten umsetzbar. Sofern das zur Verfügung stehende Platzangebot es erlaubt, wird der Katalysator möglichst motornah angebracht. Bei Einsatz eines effektiven Katalysator-Aufheizverfahrens ist aber auch eine motorferne Positionierung möglich.

Mehrflutige Konfigurationen

Die Abgasstränge der einzelnen Zylinder werden vor dem Katalysator zumindest teilweise durch den Abgaskrümmer zusammengeführt. Bei Vierzylindermotoren kommen häufig Abgaskrümmer zum Einsatz, die alle vier Zylinder nach einer kurzen Strecke zusammenführen. Dies ermöglicht den Einsatz eines motornahen Katalysators, der bezüglich des Aufheizverhaltens günstig positioniert werden kann (**Bild 8a**).

Für eine leistungsoptimierte Motorauslegung werden bei Vierzylindermotoren bevorzugt 4-in-2-Abgaskrümmer eingesetzt, bei denen zunächst nur jeweils zwei Abgasstränge zusammengefasst werden. Damit kann der Abgasgegendruck reduziert werden. Die Positionierung eines Katalysators erst nach der zweiten Zusammenführung zu einem einzigen Gesamtabgasstrang ist für das Aufheizverhalten recht ungünstig. Daher werden teilweise bereits nach der ersten Zusammenführung zwei motornahe (Vor-)Katalysatoren eingebaut und ggf. nach der zweiten Zusammenführung noch ein weiterer (Haupt-)Katalysator eingesetzt (**Bild 8b**). Ähnlich stellt sich die Situation bei Motoren mit mehr als vier Zylindern dar, insbesonde-

re bei Motoren mit mehr als einer Zylinderbank (V-Motoren). Auf jeder Bank können Vor- und Hauptkatalysatoren entsprechend der bisherigen Beschreibungen eingesetzt werden. Zu unterscheiden ist, ob die Abgasanlage komplett zweiflutig verläuft (Bild 8c) oder ob im Unterflurbereich eine Y-förmige Zusammenführung zu einem Gesamtabgasstrang erfolgt. Im letztgenannten Fall kann bei einer Konfiguration mit Vor- und Hauptkatalysatoren ein gemeinsamer Hauptkatalysator für beide Bänke zum Einsatz kommen (Bild 8d).

8 Katalysator-Anordnungen

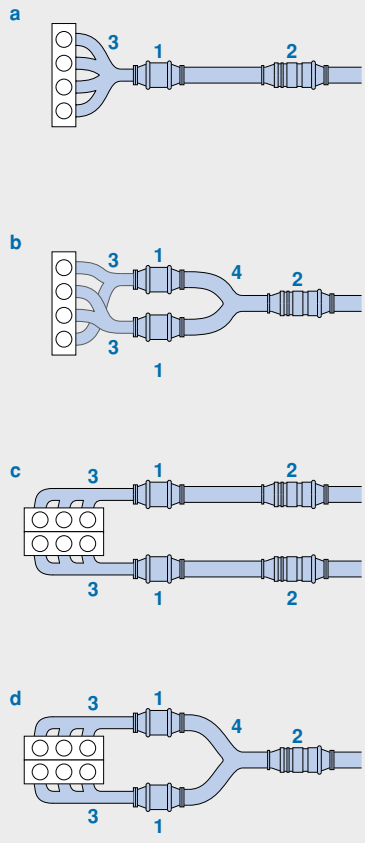


Bild 8
1 Vorkatalysator
2 Hauptkatalysator
3 erste Zusammenführung
4 zweite Zusammenführung

a) Einsatz eines motornahen Vorkatalysators und eines Hauptkatalysators
b) 4-in-2-Abgaskrümmer für leistungsoptimierte Motorauslegung mit zwei motornahen Vorkatalysatoren und einem Hauptkatalysator
c) Motor mit mehr als einer Zylinderbank (V-Motor): Abgasanlage verläuft komplett zweiflutig mit je einem Vor- und einem Hauptkatalysator
d) Motor mit mehr als einer Zylinderbank (V-Motor): Y-förmige Zusammenführung im Unterflurbereich zu einem Gesamtabgasstrang mit einem gemeinsamen Hauptkatalysator für beide Bänke

Katalysatorheizkonzepte

Eine nennenswerte Konvertierung erreichen Katalysatoren erst ab einer bestimmten Betriebstemperatur (Anspringtemperatur, Light-off-Temperatur). Beim Dreiwegekatalysator beträgt sie ca. 300 °C, bei gealterten Katalysatoren kann diese Temperaturschwelle höher liegen. Bei zunächst kaltem Motor und kalter Abgasanlage muss der Katalysator daher möglichst schnell auf Betriebstemperatur aufgeheizt werden. Hierzu ist kurzfristig eine Wärmezufuhr erforderlich, die durch unterschiedliche Konzepte bereitgestellt werden kann.

Rein motorische Maßnahmen

Für ein effektives Heizen des Katalysators mit motorischen Maßnahmen muss sowohl die Abgastemperatur angehoben als auch der Abgasmassenstrom erhöht werden. Dies wird durch verschiedene Maßnahmen erreicht, die alle den motorischen Wirkungsgrad verschlechtern und somit einen erhöhten Abgaswärmestrom erzeugen.

Die Wärmestromanforderung an den Motor ist abhängig von der Katalysatorposition und der Auslegung der Abgasanlage, da bei kalter Abgasanlage das Abgas auf dem Weg zum Katalysator abkühlt.

Zündwinkelverstellung

Die zentrale Maßnahme zur Erhöhung des Abgaswärmestroms ist die Zündwinkelverstellung in Richtung „spät“. Die Verbrennung wird möglichst spät eingeleitet und findet in der Expansionsphase statt. Am Ende der Expansionsphase hat das Abgas dann noch eine relativ hohe Temperatur. Auf den Motorwirkungsgrad wirkt sich die späte Verbrennung ungünstig aus.

Leerlaufdrehzahl

Als unterstützende Maßnahme wird i. A. zusätzlich die Leerlaufdrehzahl angehoben und

damit der Abgasmassenstrom erhöht. Die höhere Drehzahl gestattet eine stärkere Spätverstellung des Zündwinkels; um eine sichere Entflammung zu gewährleisten, sind die Zündwinkel jedoch ohne weitere Maßnahmen auf etwa 10 ° bis 15 ° nach dem oberen Totpunkt begrenzt. Die dadurch begrenzte Heizleistung genügt nicht immer, um die aktuellen Emissionsgrenzwerte zu erreichen.

Auslassnockenwellenverstellung
Ein weiterer Beitrag zur Erhöhung des Wärmestroms kann ggf. durch eine Auslassnockenwellenverstellung erreicht werden. Durch ein möglichst frühes Öffnen der Auslassventile wird die ohnehin spät stattfindende Verbrennung frühzeitig abgebrochen und damit die erzeugte mechanische Energie weiter reduziert. Die entsprechende Energiemenge steht als Wärmemenge im Abgas zur Verfügung.

Homogen-Split
Bei der Benzin-Direkteinspritzung gibt es grundsätzlich die Möglichkeit der Mehrfacheinspritzung. Dies erlaubt es, ohne zusätzliche Komponenten, den Katalysator schnell auf Betriebstemperatur aufheizen zu können. Bei der Maßnahme „Homogen-Split“ wird zunächst durch Einspritzen während des Ansaugtakts ein homogenes mageres Grundgemisch erzeugt. Eine anschließende kleine Einspritzung während des Verdichtungstakts oder auch nahe der Zündung nach OT ermöglicht sehr späte Zündzeitpunkte (etwa 20 ° bis 30 ° nach OT) und führt zu hohen Abgaswärmeströmen. Die erreichbaren Abgaswärmeströme sind vergleichbar mit denen einer Sekundärlufteinblasung.

Sekundärlufteinblasung

Durch thermische Nachverbrennung von unverbrannten Kraftstoffbestandteilen lässt sich die Temperatur im Abgassystem erhöhen. Hierzu wird ein fettes ($\lambda = 0{,}9$) bis sehr fettes ($\lambda = 0{,}6$) Grundgemisch eingestellt. Über eine Sekundärluftpumpe wird dem Abgassystem Sauerstoff zugeführt, sodass sich eine magere Zusammensetzung im Abgas ergibt.

Bei sehr fettem Grundgemisch ($\lambda = 0{,}6$) oxidieren die unverbrannten Kraftstoffbestandteile oberhalb einer bestimmten Temperaturschwelle exotherm. Um diese Temperatur zu erreichen, muss einerseits mit späten Zündwinkeln das Temperaturniveau erhöht werden und andererseits die Sekundärluft möglichst nahe an den Auslassventilen eingeleitet werden. Die exotherme Reaktion im Abgassystem erhöht den Wärmestrom in den Katalysator und verkürzt somit die Aufheizdauer. Zudem werden die HC- und CO-Emissionen im Vergleich zu rein motorischen Maßnahmen noch vor Eintritt in den Katalysator reduziert.

Bei weniger fettem Grundgemisch ($\lambda = 0{,}9$) findet vor dem Katalysator keine nennenswerte Reaktion statt. Die unverbrannten Kraftstoffbestandteile oxidieren erst im Katalysator und heizen diesen somit von innen auf. Dazu muss jedoch zunächst die Stirnfläche des Katalysators durch konventionelle Maßnahmen (wie Zündwinkelspätverstellung) auf Betriebstemperatur gebracht werden. In der Regel wird ein weniger fettes Grundgemisch eingestellt, da bei einem sehr fetten Grundgemisch die exotherme Reaktion vor dem Katalysator nur unter stabilen Randbedingungen zuverlässig abläuft.

Die Sekundärlufteinblasung erfolgt mit einer elektrischen Sekundärluftpumpe (**Bild 9**, Pos. 1), die aufgrund des hohen Strombedarfs über ein Relais (3) geschaltet wird. Das Sekundärluftventil (5) verhindert das Rückströmen von Abgas in die Pumpe und muss bei ausgeschalteter Pumpe geschlossen sein. Es ist entweder ein passives

9 Sekundärluftsystem

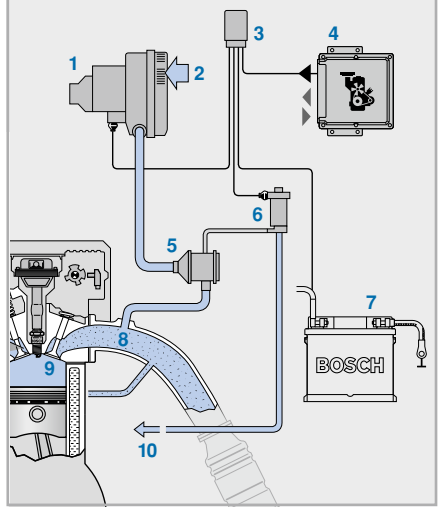


Bild 9
1 Sekundärluftpumpe
2 angesaugte Luft
3 Relais
4 Motorsteuergerät
5 Sekundärluftventil
6 Steuerventil
7 Batterie
8 Einleitstelle ins Abgasrohr
9 Auslassventil
10 zum Saugrohranschluss

Rückschlagventil oder es wird rein elektrisch oder pneumatisch angesteuert. Im letzten Fall wird wie hier dargestellt ein elektrisch betätigtes Steuerventil (6) benötigt. Bei betätigtem Steuerventil öffnet das Sekundärluftventil durch den Saugrohrunterdruck. Die Koordination des Sekundärluftsystems wird von dem Motorsteuergerät (4) übernommen.

λ-Regelkreis

Aufgabe

Damit die Konvertierungsraten des Dreiwegekatalysators für die Schadstoffkomponenten HC, CO und NO_x möglichst hoch sind, müssen die Reaktionskomponenten im stöchiometrischen Verhältnis vorliegen. Das erfordert, dass das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis sehr genau eingehalten wird und eine Luft-Kraftstoff-Gemischzusammensetzung mit $\lambda = 1{,}0$ vorliegt. Um bei der Luft-Kraftstoff-Gemischbildung diesen Sollwert im Motorbetrieb einstellen zu können, wird der Vorsteuerung des Luft-Kraftstoff-Gemischs ein Regelkreis überlagert, da allein mit einer Steuerung der Kraftstoffzumessung keine ausreichende Genauigkeit erzielt wird.

Arbeitsweise

Mit dem λ-Regelkreis können Abweichungen von einem bestimmten Luft-Kraftstoff-Verhältnis erkannt und über die Menge des eingespritzten Kraftstoffs korrigiert werden. Als Maß für die Zusammensetzung des Luft-Kraftstoff-Gemischs dient der Restsauerstoffgehalt im Abgas, der mittels λ-Sonden gemessen wird.

Das Funktionsschema der λ-Regelung ist in **Bild 10** dargestellt. In Abhängigkeit von der Art der Sonde vor dem Katalysator (Pos. 3a) wird zwischen einer Zweipunkt-λ-Regelung oder einer stetigen λ-Regelung unterschieden.

Bei der Zweipunkt-λ-Regelung, die nur auf den Wert $\lambda = 1$ regeln kann, sitzt eine Zweipunkt-λ-Sonde im Abgastrakt vor dem Vorkatalysator (4). Der Einsatz einer Breitband-λ-Sonde vor dem Vorkatalysator hingegen erlaubt eine stetige λ-Regelung auch auf λ-Werte, die vom Wert 1 abweichen.

Eine größere Genauigkeit wird durch eine Zweisonden-Regelung erreicht, bei der sich hinter dem Vorkatalysator (4) eine zweite λ-Sonde (3b) befindet. Der erste λ-Regelkreis basierend auf dem Signal der Sonde vor dem Katalysator wird durch eine zweite λ-Regelschleife basierend auf dem Signal der λ-Sonde hinter dem Katalysator korrigiert.

Zweipunkt-Regelung

Die Zweipunkt-λ-Regelung regelt die Luftzahl auf $\lambda = 1$ ein. Eine Zweipunkt-λ-Sonde als Messsensor im Abgasrohr liefert kontinuierlich Informationen darüber, ob das Luft-Kraftstoff-Gemisch fetter oder magerer als $\lambda = 1$ ist. Eine hohe Sondenspannung (z. B. 800 mV) zeigt ein fettes, eine niedrige Son-

10 Funktionsschema der λ-Regelung

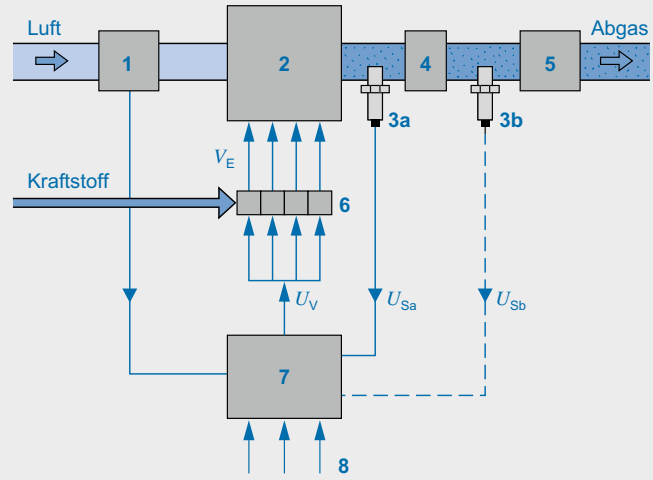


Bild 10
1 Luftmassenmesser
2 Motor
3a λ-Sonde vor dem Vorkatalysator (Zweipunkt-λ-Sonde oder Breitband-λ-Sonde)
3b Zweipunkt-λ-Sonde hinter dem Vorkatalysator
4 Vorkatalysator (Dreiwegekatalysator)
5 Hauptkatalysator (Dreiwegekatalysator)
6 Einspritzventile
7 Motorsteuergerät
8 Eingangssignale
U_S Sondenspannung
U_V Ventilsteuerspannung
V_E Einspritzmenge

denspannung (z. B. 200 mV) ein mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch an.

Bei jedem Übergang von fettem zu magerem sowie von magerem zu fettem Luft-Kraftstoff-Gemisch weist das Ausgangssignal der Sonde einen Spannungssprung auf, der von einer Regelschaltung ausgewertet wird. Bei jedem Spannungssprung ändert die Stellgröße ihre Stellrichtung. Die Stellgröße (Regelfaktor) korrigiert multiplikativ die Gemischvorsteuerung und erhöht oder vermindert damit die Einspritzmenge.

Die Stellgröße ist aus einem Sprung und einer Rampe (Bild 11) zusammengesetzt. Das bedeutet, dass bei einem Sprung des Sondensignals das Luft-Kraftstoff-Gemisch zunächst um einen bestimmten Betrag sofort sprunghaft verändert wird, um möglichst schnell eine Gemischkorrektur herbeizuführen. Anschließend folgt die Stellgröße einer rampenförmigen Anpassungsfunktion, bis erneut ein Spannungssprung des Sondensignals erfolgt. Die Amplitude dieser Stellgröße wird hierbei typisch im Bereich von 2…3 % festgelegt. Das Luft-Kraftstoff-Gemisch wechselt somit ständig seine Zusammensetzung in einem sehr engen Bereich um $\lambda = 1$. Hierdurch ergibt sich eine beschränkte Reglerdynamik, welche durch die Totzeit im System (die im wesentlichen aus der Gaslaufzeit besteht) und die Gemischkorrektur (in Form der Steigung der Rampe) bestimmt ist.

Die typische Abweichung des Sauerstoffnulldurchgangs und damit des Sprungs der λ-Sonde vom theoretischen Wert bei $\lambda = 1$ bedingt durch die Variation der Abgaszusammensetzung, kann kompensiert werden, indem der Stellgrößenverlauf asymmetrisch gestaltet wird (Fett- oder Mager-Verschiebung). Bevorzugt wird hierbei das Festhalten des Rampenendwerts für eine gesteuerte Verweilzeit t_V nach dem Sondensprung (Bild 11): Bei der Verschiebung nach „fett“ verharrt die Stellgröße für eine Verweilzeit t_V noch auf Fettstellung, obwohl das Sondensignal bereits in Richtung fett gesprungen ist. Erst nach Ablauf der Verweilzeit schließen sich Sprung und Rampe der Stellgröße in Richtung „mager“ an. Springt das Sondensi-

11 Stellgrößenverlauf mit gesteuerter λ-Verschiebung

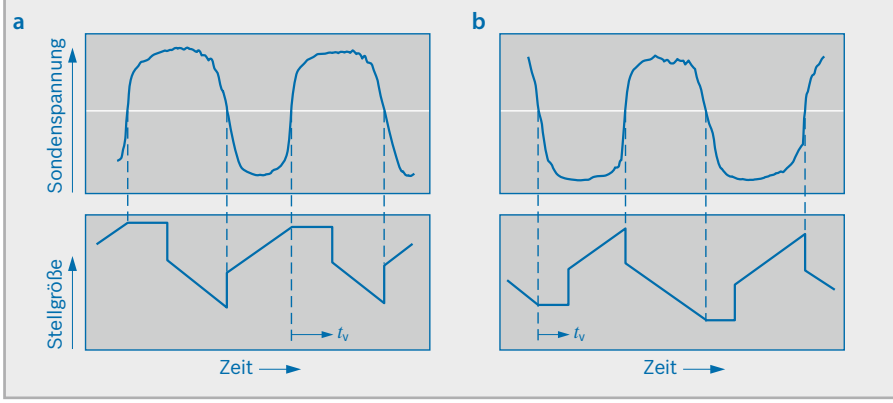


Bild 11
t_V Verweilzeit nach Sondensprung
a) Fettverschiebung
b) Magerverschiebung

gnal anschließend in Richtung „mager", regelt die Stellgröße direkt dagegen (mit Sprung und Rampe), ohne auf der Magerstellung zu verharren.

Bei der Verschiebung nach „mager" verhält es sich umgekehrt: Zeigt das Sondensignal mageres Luft-Kraftstoff-Gemisch an, so verharrt die Stellgröße für die Verweilzeit t_V auf Magerstellung und regelt dann erst in Richtung „fett". Beim Sprung des Sondensignals von „mager" nach „fett" wird hingegen sofort entgegengesteuert.

Stetige λ-Regelung

Die Dynamik einer Zweipunkt-λ-Regelung kann verbessert werden, wenn die Abweichung von $\lambda = 1$ tatsächlich gemessen wird. Die Breitband-λ-Sonde liefert ein stetiges Signal. Damit kann auch die Abweichung von $\lambda = 1$ gemessen und direkt bewertet werden. Mit der Breitbandsonde lässt sich damit eine kontinuierliche Regelung auf den Sollwert $\lambda = 1$ mit stationär sehr kleiner Amplitude in Verbindung mit hoher Dynamik erreichen. Die Parameter dieser Regelung werden in Abhängigkeit von den Betriebspunkten des Motors berechnet und angepasst. Vor allem die unvermeidlichen Restfehler der stationären und instationären Vorsteuerung können mit dieser Art der λ-Regelung deutlich schneller kompensiert werden.

Die Breitband-λ-Sonde ermöglicht es darüber hinaus, auch auf Soll-Gemischzusammensetzungen zu regeln, die von $\lambda = 1$ abweichen. Der Messbereich erstreckt sich auf λ-Werte im Bereich von $\lambda = 0{,}7$ bis „reine Luft" (theoretisch $\lambda \rightarrow \infty$), der Bereich der aktiven λ-Regelung ist je nach Anwendungsfall begrenzt. Damit lässt sich eine geregelte Anfettung ($\lambda < 1$) z. B. für den Bauteileschutz wie auch eine geregelte Abmagerung ($\lambda > 1$) z. B. für einen mageren Warmlauf beim Katalysatorheizen realisieren. Entsprechend **Bild 3** können dadurch die HC-Emissionen bei noch nicht erreichter Anspringtemperatur des Katalysators reduziert werden. Die stetige λ-Regelung ist damit für den mageren und fetten Betrieb geeignet.

Zweisonden-Regelung

Die λ-Regelung mit der λ-Sonde vor dem Katalysator hat eine eingeschränkte Genauigkeit, da die Sonde starken Belastungen (Vergiftungen, ungereinigtes Abgas) ausgesetzt ist. Der Sprungpunkt einer Zweipunktsonde bzw. die Kennlinie einer Breitbandsonde können sich z. B. durch geänderte

Abgaszusammensetzungen verschieben. Eine λ-Sonde hinter dem Katalysator ist diesen Einflüssen in wesentlich geringerem Maße ausgesetzt. Eine λ-Regelung, die alleine auf der Sonde hinter dem Katalysator basiert, hat jedoch wegen der langen Gaslaufzeiten Nachteile in der Dynamik, insbesondere reagiert sie auf Luft-Kraftstoff-Gemischänderungen träger.

Eine größere Genauigkeit wird mit der Zweisonden-Regelung (wie in **Bild 10** dargestellt) erreicht. Dabei wird der beschriebenen schnellen Zweipunkt- oder der stetigen λ-Regelung über eine zusätzliche Zweipunkt-λ-Sonde hinter dem Katalysator (**Bild 12a**) eine langsamere Korrekturregelschleife überlagert. Bei der so entstandenen Kaskadenregelung wird die Sondenspannung der Zweipunkt-Sonde hinter dem Katalysator mit einem Sollwert (z. B. 600 mV) verglichen. Darauf basierend wertet die Regelung die Abweichungen vom Sollwert aus und verändert additiv zur vorgesteuerten Verweilzeit t_V die Fett- bzw. Magerverschiebung der inneren Regelschleife einer Zweipunktregelung oder den Sollwert einer stetigen Regelung.

Dreisonden-Regelung

Sowohl aus Sicht der Katalysatordiagnose (zur getrennten Überwachung des Vor- und des Hauptkatalysators) als auch der Abgaskonstanz ist zur Erfüllung der strengen US-Abgasvorschrift SULEV (Super Ultra Low Emission Vehicle, Kategorie der kalifornischen Abgasgesetzgebung) der Einsatz einer dritten Sonde hinter dem Hauptkatalysator empfehlenswert (**Bild 12b**). Das Zweisondenregelsystem (mit einer Einfachkaskade) wird durch eine extrem langsame Regelung mit der dritten Sonde hinter dem Hauptkatalysator erweitert.

Da die Anforderungen an die Einhaltung der SULEV-Grenzwerte für eine Laufleistung von 150 000 Meilen gelten, kann die Alterung des Vorkatalysators dazu führen, dass die λ-Messung mit der Zweipunkt-Sonde hinter dem Vorkatalysator an Genauigkeit verliert. Dies wird durch die Regelung mit der Zweipunkt-Sonde hinter dem Hauptkatalysator kompensiert.

12 Einbauorte der λ-Sonde

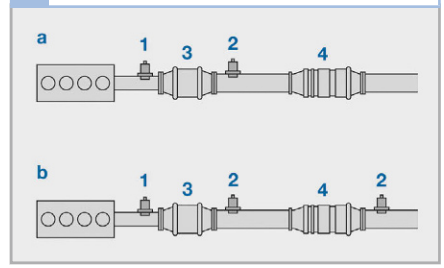


Bild 12
a) Zweisonden-Regelung
b) Dreisonden-Regelung

1 Zweipunkt- oder Breitband-λ-Sonde
2 Zweipunkt-λ-Sonde
3 Vorkatalysator
4 Hauptkatalysator

Regelung des NO_x-Speicherkatalysators

λ-Regelung bei der Benzin-Direkteinspritzung

Bei Systemen mit Benzin-Direkteinspritzung können unterschiedliche Betriebsarten realisiert werden. Die Auswahl der jeweiligen Betriebsart erfolgt in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Motors und wird von der Motorsteuerung eingestellt. Im Homogenbetrieb unterscheidet sich die λ-Regelung nicht von den bisher aufgeführten Regelstrategien. In den Schichtbetriebsarten ($\lambda > 1$) ist eine Abgasnachbehandlung mit einem NO_x-Speicherkatalysator notwendig. Der Dreiwegekatalysator kann die NO_x-Emissionen im mageren Betrieb nicht konvertieren. Die λ-Regelung ist in diesen Betriebsarten deaktiviert.

Regelung des NO_x-Speicherkatalysators

Für Systeme, die zusätzlich einen mageren Motorbetrieb ($\lambda > 1$) unterstützen, ist eine Regelung des NO_x-Speicherkatalysators (**Bild 13**) notwendig.

Der NO_x-Speicherkatalysator ist ein diskontinuierlich arbeitender Katalysator. In einer ersten Betriebsphase mit Magerbetrieb werden die NO_x-Emissionen eingespei-

13 Abgastrakt mit Dreiwegekatalysator als Vorkatalysator und nachgeschaltetem NO_x-Speicherkatalysator und λ-Sonden

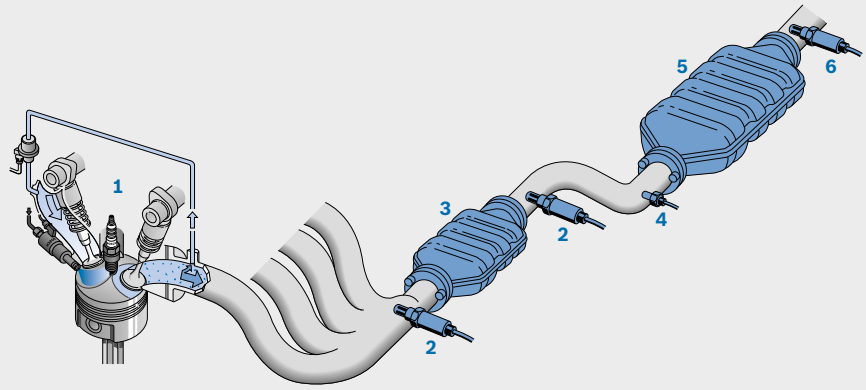


Bild 13
1 Motor mit Abgasrückführsystem
2 λ-Sonde
3 Dreiwegekatalysator (Vorkatalysator)
4 Temperatursensor
5 NO_x-Speicherkatalysator (Hauptkatalysator)
6 NO_x-Sensor mit integrierter Zweipunkt-λ-Sonde

chert. Ist die NO_x-Speicherfähigkeit des Katalysators erschöpft, wird durch einen aktiven Eingriff in der Motorsteuerung in eine zweite Betriebsphase umgeschaltet, welche kurzzeitig fetten Motorbetrieb zur Regeneration des NO_x-Speichers liefert. Die Aufgabe der Regelung des NO_x-Speicherkatalysators besteht darin, den Füllstand des NO_x-Speicherkatalysators zu beschreiben und zu entscheiden, ab wann die Regeneration durchgeführt werden muss. Des Weiteren muss entschieden werden, ab wann wieder in den Magerbetrieb umgeschaltet werden kann. Der Kraftstoffverbrauchsvorteil durch die Schichtbetriebsart überwiegt in Summe deutlich dem Kraftstoffverbrauchsnachteil durch die Regeneration mit fettem Luft-Kraftstoff-Gemisch. In **Bild 14** sind schematisch die NO_x-Massenströme vor und nach dem NO_x-Speicherkatalysator dargestellt.

14 Schematische Darstellung der NO_x-Massenströme während der Einspeicherphase

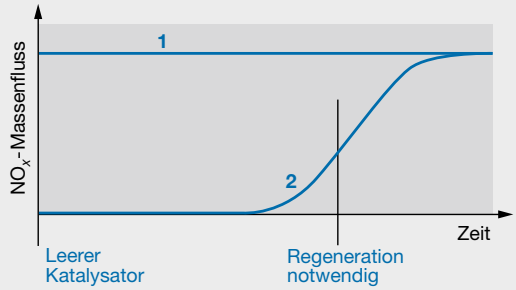


Bild 14
NO_x-Emissionen vor und nach dem NO_x-Speicherkatalysator in der Einspeicherphase
1 NO_x-Rohemission
2 modellierter NO_x-Massenstrom hinter dem NO_x-Speicherkatalysator

NO_x-Einspeicherphase

Zur Regelung des NO_x-Speicherkatalysators wird der NO_x-Rohmassenstrom in Abhängigkeit von Betriebsparametern modelliert; er ist in **Bild 14** beispielhaft als konstant dargestellt. Dieser Massenstrom dient als Eingang in ein NO_x-Einspeichermodell, welches sowohl den Füllstand als auch die NO_x-Emissionen hinter dem Katalysator modelliert. Zu Beginn der Einspeicherphase wird die NO_x-Rohemission nahezu vollständig eingespeichert, der modellierte NO_x-Massenstrom hinter Katalysator ist nahezu null. Mit zunehmender Einspeicherung steigen die NO_x-Emissionen hinter NO_x-Speicherkatalysator an. Die Regelung entscheidet, zu welchem Zeitpunkt der Wirkungsgrad der Einspeicherung nicht mehr ausreicht, und triggert eine NO_x-Regeneration. Das Modell kann durch den dem NO_x-Speicherkatalysa-

tor nachgeschalteten NO_x-Sensor adaptiert werden.

NO_x-Regenerationsphase

Die Regenerationsphase wird auch Ausspeicherphase genannt. Zur Regeneration des NO_x-Speicherkatalysators wird von der Schichtbetriebsart in den Homogenbetrieb umgeschaltet und angefettet (λ = 0,8…0,9), um die eingespeicherten NO_x-Emissionen durch Fettgas konvertieren zu können. Das Ende der Regenerationsphase und damit der Trigger für die Umschaltung in die Schichtbetriebsart, wird durch zwei Verfahren bestimmt: Beim ersten, modellgestützten Verfahren erreicht die berechnete Menge des noch im Speicherkatalysator vorhandenen NO_x eine untere Grenze. Beim zweiten Verfahren misst die im NO_x-Sensor integrierte λ-Sonde die Sauerstoffkonzentration im Abgas hinter dem NO_x-Speicherkatalysator und zeigt einen Spannungssprung von „mager“ nach „fett“, wenn die Regeneration beendet ist.

Literatur

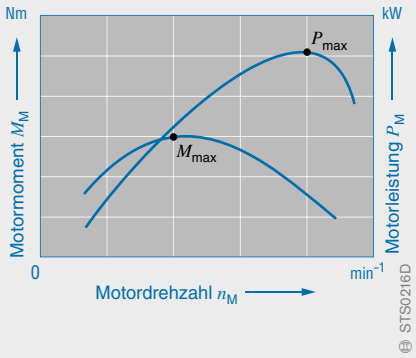
[1] Konrad Reif: *Automobilelektronik – Eine Einführung für Ingenieure.* 5., überarbeitete Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden 2015, ISBN 978-3-658-05047-4

[2] Konrad Reif (Hrsg.): *Dieselmotor-Management: Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung.* 5., überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden 2012, ISBN 978-3-8348-1715-0

Getriebe für Kraftfahrzeuge

Jeder Antriebsmotor eines Kraftfahrzeugs arbeitet in einem bestimmten Drehzahlbereich, begrenzt durch die Leerlauf- und Maximaldrehzahl. Leistung und Drehmoment werden nicht gleichmäßig angeboten, und die Maximalwerte stehen nur in Teilbereichen zur Verfügung.
Die Getriebe wandeln deshalb das Motordrehmoment und die Motordrehzahl entsprechend dem Zugkraftbedarf des Fahrzeugs, sodass die Leistung annähernd konstant bleibt. Sie ermöglichen außerdem die für die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt unterschiedlichen Drehrichtungen.

1 Verbrennungsmotor, Kennlinien für Drehmoment und Leistung



Getriebe im Triebstrang

Verbrennungsmotoren haben keinen konstanten Drehmoment- und Leistungsverlauf über den ihnen zur Verfügung stehenden Drehzahlbereich (Leerlauf- bis Höchstdrehzahl). Der optimale „elastische" Drehzahlbereich liegt zwischen höchstem Drehmoment und höchster Leistung (Bild 1). Ein Fahrzeug kann daher auch nicht aus dem Motorstillstand heraus starten. Es benötigt dazu ein Anfahrelement (z. B. Kupplung).

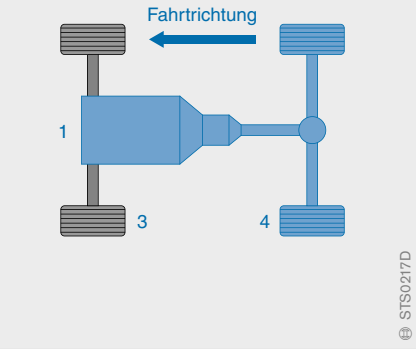
Das zur Verfügung stehende Motormoment reicht außerdem für Steigungen und starke Beschleunigungen nicht aus. Dazu muss eine passende Übersetzung zur Anpassung von Zugkraft und Drehmoment und zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs zur Verfügung stehen.

Des Weiteren haben Motoren nur eine Laufrichtung, sodass sie eine Umschaltung für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt benötigen.

Wie Bild 2 zeigt, befindet sich das Getriebe in zentraler Position des Antriebsstrangs und beeinflusst damit auch maßgeblich dessen Effektivität.

Auch bei einer Betrachtung der anfallenden Verluste im Antriebsstrang stellt sich heraus, dass nach dem Motor das Getriebe die meisten Optimierungsmöglichkeiten bietet (Bild 3).

2 Triebstrang (Übersicht)



3 Energiebilanz im Triebstrang (Quelle: Opel)

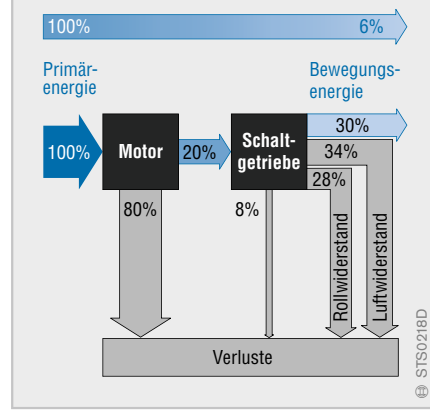


Bild 2
1 Motor
2 Getriebe
3 Vorderachse
4 Hinterachse mit Ausgleichsgetriebe (Abtrieb)

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_17

Getriebegeschichte(n) 1

Benz-Patent-Motorwagen 1886 mit Riemen- und Kettenantrieb

Als Daimler, Maybach und Benz ihre ersten Straßenfahrzeuge zum Laufen brachten, hatten Pioniere der Antriebstechnik die dafür notwendigen Maschinenelemente zur Kraftübertragung bereits beachtlich entwickelt. Dabei spielten Namen wie z. B. Leonardo da Vinci, Dürer, Galileo, Hooke, Bernoulli, Euler, Grashof und Bach eine wichtige Rolle.

Eine Kraftübertragung im Automobil muss die Funktionen des Anfahrens sowie der Drehzahl- und Drehmomentwandlung für das Vorwärts- und Rückwärtsfahren gewährleisten. Dafür sind Stellglieder und Schaltelemente erforderlich, die in den Leistungsfluss eingreifen und die Wandlung vornehmen.

Der erste fahrbereite Benz-Patent-Motorwagen stand im Jahr 1886 auf den Rädern. Es war das *erste Dreiradfahrzeug,* das in seiner Gesamtheit speziell für den motorisierten Straßenverkehr konzipiert war. Es verfügte wohl über einen Gang, aber über keine Anfahrkupplung. Und um überhaupt zum Laufen zu kommen, musste der Wagen angeschoben oder mit dem Schwungrad von Hand angeworfen werden.

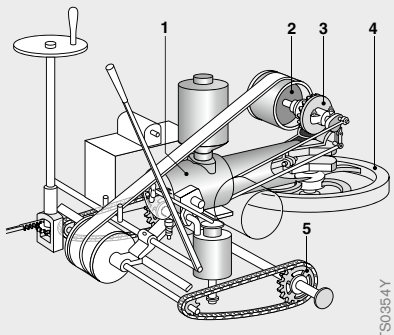
Ein Einzylinder-Viertaktmotor mit einem Hubraum von 984 cm^3 und einer Leistung von 0,88 PS (0,65 kW) diente als Antriebsaggregat dieses Dreiradfahrzeugs von Benz.

Um die Antriebskraft seines Motors auf die Straße zu bringen, benutzte Benz folgende Maschinenelemente:

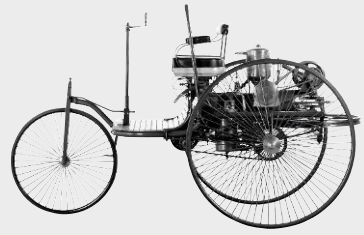
Das Ende der Kurbelwelle des Motors trug das Schwungrad, das für einen gleichmäßigeren Lauf des Motors sorgte und mit dem der Motor auch angeworfen werden konnte. Da der Motor liegend über der Hinterachse angeordnet war, lenkte ein rechtwinklig angeordnetes Kegelradgetriebe die Kraftübertragung auf kleinem Raum zu einem Riementrieb um, der die Drehzahl geringfügig auf eine Zwischenwelle untersetzte. Die weitere Untersetzung zur Antriebsachse übernahm schließlich ein Kettentrieb.

Der Riemen- und Kettenantrieb aus den Anfängen des Automobils wurde allmählich vom Zahnradgetriebe abgelöst. Aber er erlebt in unseren Tagen mit dem stufenlosen Umschlingungsgetriebe (CVT) eine neue Anwendung. Das CVT-Getriebe besteht aus einem Variator mit zwei Kegelscheiben und einem flexiblen Stahlgliederband. Sobald der Druck des Getriebeöls die beweglichen Kegelscheibenhälften verschiebt, ändert sich die Lage des Stahlgliederbandes zwischen den beiden Kegelscheiben und damit auch die Übersetzung. Diese Technik ermöglicht eine kontinuierliche Verstellung des Übersetzungsverhältnisses ohne Unterbrechung der Kraftübertragung sowie den Betrieb des Motors in seinem günstigsten Leistungsbereich.

Benz-Patent-Motorwagen von 1886 mit seinen Maschinenelementen (Quelle: Daimler Classic)



UTS0354Y



(Quelle: DaimlerChrysler Classic)

UTS0355Y

1 Motor
2 Riementrieb zur Zwischenwelle
3 Kegelradgetriebe
4 Kurbelwelle mit Schwungrad
5 Kettentrieb zur Antriebsachse

Anforderungen an Getriebe

Jedes Kraftfahrzeug stellt ganz bestimmte Anforderungen an sein Getriebe. Dementsprechend unterscheiden sich die jeweiligen Getriebeausführungen in ihrem Aufbau und den damit verbundenen Eigenschaften voneinander. Die Zielrichtungen bzw. Schwerpunkte bei der Entwicklung von Getrieben lassen sich gliedern in

- Komfort,
- Kraftstoffverbrauch,
- Fahrbarkeit,
- Bauraum und
- Herstellungskosten.

Komfort

Wichtige Anforderungen an den Komfort sind neben einem ruckfreien Gangwechsel ohne Drehzahlsprünge auch komfortable Schaltungen unabhängig von Motorlast und Betriebsbedingungen sowie ein niedriges Geräuschniveau. Außerdem soll über die gesamte Lebensdauer kein Komfortverlust auftreten.

Kraftstoffverbrauch

Folgende Merkmale eines Getriebes sind Voraussetzung für einen möglichst geringen Kraftstoffverbrauch:

- Hohe Spreizung des Übersetzungsbereichs,
- hoher mechanischer Wirkungsgrad,
- „intelligente“ Schaltstrategie,
- geringe Leistung für Steuerung,
- geringes Gewicht sowie
- stand-by control, Wandlerkupplung, geringe Planschverluste (Widerstand des Getriebeöls beim Durchziehen der Zahnräder) usw.

Fahrbarkeit

Folgende Getriebefunktionen gewährleisten eine gute Fahrbarkeit:

- An die jeweilige Fahrsituation angepasste Schaltpunkte,
- Erkennen des Fahrertyps,
- hohes Beschleunigungsvermögen,
- Motorbremswirkung bei Bergabfahrt,
- Unterdrücken des Gangwechsels bei schneller Kurvenfahrt und
- Erkennen von winterlichen Straßenbedingungen.

Bauraum

Je nach Ausführung des Antriebs gibt es unterschiedliche Vorgaben für den verfügbaren Bauraum:

So soll das Getriebe für den Heckantrieb einen möglichst geringen Durchmesser und für den Frontantrieb eine möglichst geringe Baulänge aufweisen. Zudem gibt es genau definierte Vorgaben zum Erfüllen der Anforderungen bei einem „Crash-Test“.

Herstellungskosten

Die Voraussetzungen für möglichst geringe Herstellungskosten sind:

- Produktion in hohen Stückzahlen,
- einfacher Aufbau der Steuerung und automatisierbare Montage.

1 Handschaltgetriebe (Schnitt, Quelle: Daimler)

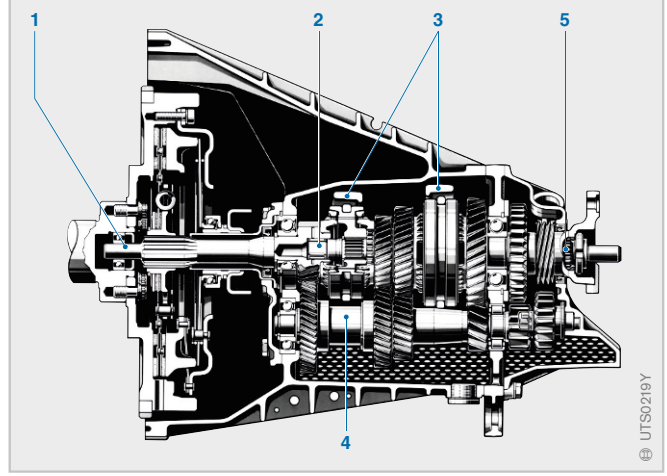


Bild 1
1 Antriebswelle
2 Hauptwelle
3 Schaltelemente
4 Vorgelegewelle
5 Abtriebswelle

Handschaltgetriebe

Anwendung

Handschaltgetriebe sind die einfachsten und für den Autofahrer (Endkunden) preiswertesten Getriebe. Sie bestimmen deshalb in Europa immer noch den Markt.

Wegen steigender Motorleistungen und höherer Fahrzeuggewichte bei gleichzeitig sinkenden c_w-Werten lösten seit Beginn der 1980er-Jahre 5-Gang-Handschaltgetriebe die bis dahin dominierenden 4-Gang-Handschaltgetriebe ab. Nun ist das 6-Gang-Getriebe nahezu schon Standard.

Diese Maßnahme ermöglichte einerseits ein sicheres Anfahren und eine gute Beschleunigung und andererseits niedrigere Motordrehzahlen bei höheren Geschwindigkeiten und damit einen geringeren Kraftstoffverbrauch.

Aufbau

Der Aufbau eines Handschaltgetriebes (Bilder 1 und 2) gliedert sich in

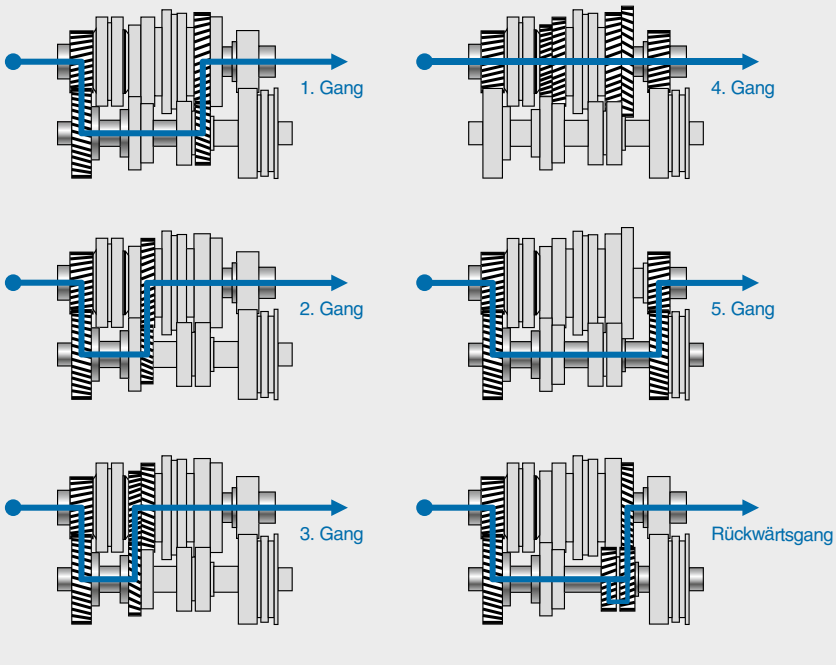
- Einscheiben-Trockenkupplung als Anfahrelement und zur Kraftflussunterbrechung bei Gangwechseln,
- Zahnräder, gelagert auf zwei Wellen,
- formschlüssige Kupplungen als Schaltelemente, betätigt über Sperrsynchronisierung.

Eigenschaften

Die wesentlichen Eigenschaften des Handschaltgetriebes sind:

- hoher Wirkungsgrad,
- kompakte, leichte Bauweise,
- kostengünstige Herstellung,
- keine komfortable Bedienung (Kupplungspedal, manuelle Gangwechsel),
- vom Fahrer abhängige Schaltstrategie,
- Zugkraftunterbrechung beim Schaltvorgang.

2 Kraftflussverlauf beim Standardantrieb (5-Gang-Getriebe)



Automatisierte Schaltgetriebe (AST)

Anwendung

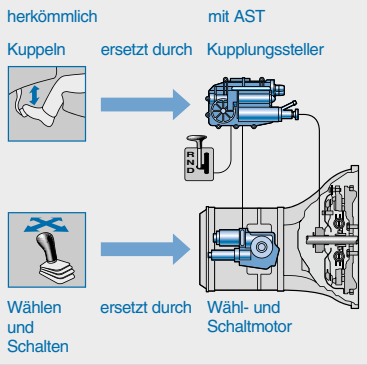
Automatisierte Schaltgetriebe (engl.: **A**utomated **S**hift **T**ransmission [AST] oder auch - **A**utomated **M**anual **T**ransmission [AMT]) tragen zur Vereinfachung der Getriebebedienung und zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit bei. Sie stellen eine „Add on"-Lösung normaler Handschaltgetriebe dar. Die zuvor manuellen Schaltvorgänge erfolgen nun pneumatisch, hydraulisch oder elektrisch. Bosch favorisiert die nachfolgend beschriebene elektrische Lösung (Bild 1).

Aufbau und Arbeitsweise

Der Realisierung des AST dient ein **E**lektronisches **K**upplungs**m**anagement (EKM), ergänzt um zwei Stellmotoren (Wähl- und Schaltmotor) für das Wählen und Schalten. Die dafür notwendigen elektrischen Steuersignale können dabei je nach System direkt von einem vom Fahrer betätigten Schalthebel oder von einer zwischengeschalteten Elektroniksteuerung ausgehen.

Mit den elektromotorischen Stellern des AST-Konzepts lässt sich ohne großen Aufwand eine Automatisierung und damit verbunden eine Komfortsteigerung erreichen. Wesentliches Argument für die Getriebehersteller ist hierbei die Weiterverwendung bereits bestehender Fertigungseinrichtungen.

1 Automatisierte Schaltgetriebe als „Add-On"-Lösung für Handschaltgetriebe



Beim einfachsten System ersetzt eine Fernschaltung lediglich das mechanische Gestänge. Der Schalthebel (Tipphebel oder Schalter mit H-Schaltschema) gibt nur noch elektrische Signale ab. Anfahrvorgang und Kuppeln erfolgen wie beim Handschaltgetriebe, teilweise gekoppelt mit einer Schaltempfehlung.

Bei vollautomatischen Systemen sind Getriebe und Anfahrelement automatisiert. Ein Hebel- oder Tastschalter bildet das Bedienelement für den Fahrer. Mit einer Manuell-Stellung bzw. mit +/–-Tasten kann der Fahrer die Automatik überspielen. Um ein vielgängiges Getriebe automatisch zu steuern, bedarf es einer komplexen Schaltstrategie, die auch den aktuellen Fahrwiderstand berücksichtigt (bestimmt durch Beladung und Straßenprofil).

Zur Unterstützung des Synchronisationsvorgangs bei der Zugkraftunterbrechung während des Schaltens nimmt eine elektronische Motorregelung (je nach Schaltungsart) automatisch kurzzeitig Gas weg.

Folgende Merkmale charakterisieren den Aufbau automatisierter Schaltgetriebe:

- Pinzipieller Aufbau wie bei Handschaltgetrieben,
- Betätigung von Kupplung und Gangwechsel durch Steller (pneumatisch, hydraulisch oder elektromotorisch) und
- elektronische Steuerung.

Eigenschaften

Die wesentlichen Eigenschaften des automatisierten Schaltgetriebes sind:

- Kompakter Aufbau,
- hoher Wirkungsgrad,
- Anpassung an vorhandene Getriebe möglich,
- kostengünstiger als Stufenautomaten oder stufenlose CVT-Getriebe,
- vereinfachte Bedienung,
- geeignete Schaltstrategien, um einen optimalen Kraftstoffverbrauch bzw. beste Verbrauchswerte zu erzielen und
- Zugkraftunterbrechung beim Schalten.

Serienbeispiele für AST

AST elektromotorisch
Opel Corsa (Easytronic, Bild 2a),
Ford Fiesta (Dunashift).

AST mit elektromechanischem Schaltwalzengetriebe
Smart.

AST elektrohydraulisch
DaimlerChrysler Sprinter (Sequentronic, Bild 2b),
BMW-M mit SMG2,
Toyota MR2,
Ford Transit.
VW Lupo,
Ferrari, Alfa,
BMW 325i/330i.

2 Serienbeispiele für AST (Quellen: Opel, Daimler)

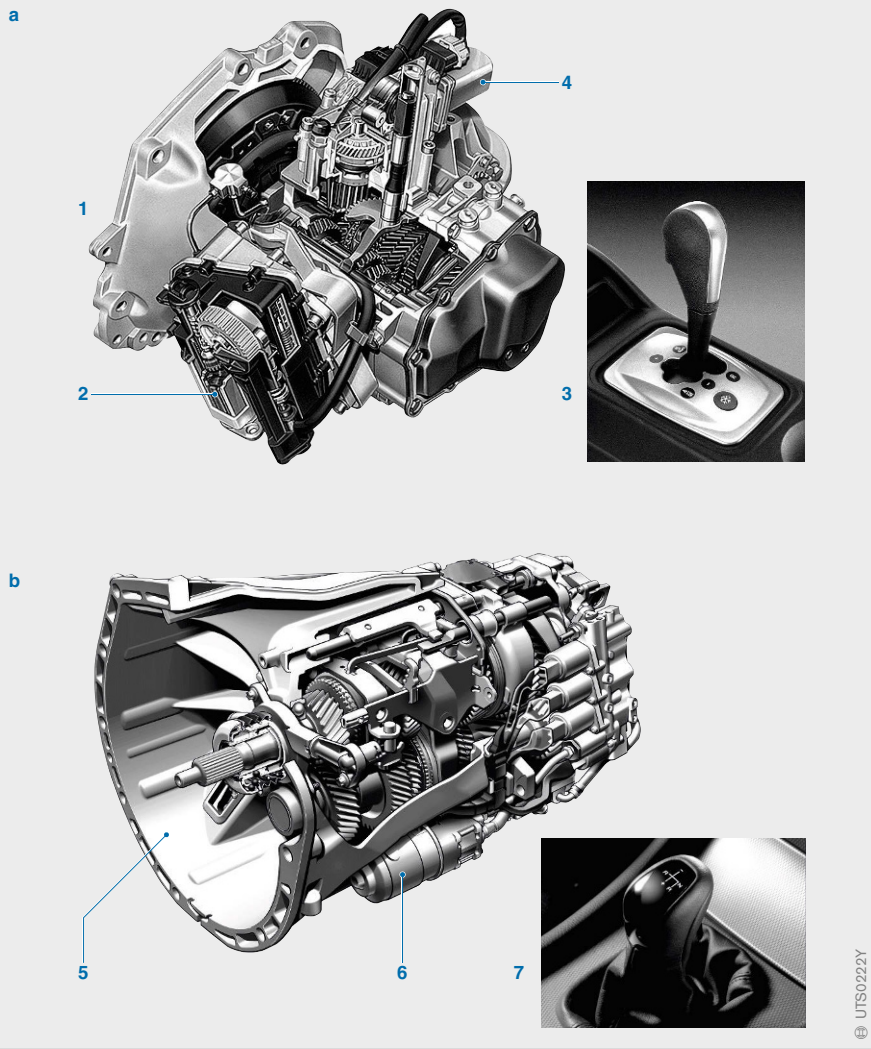


Bild 2
a Easytronic (Opel Corsa)
b Sequentronic (Daimler)
1 Quergetriebe
2 Kupplungssteller mit integriertem Steuergerät
3 Tipphebel
4 Schalt-/Wählmotor
5 Längsgetriebe
6 Schalt-/Wählmotor
7 Schalthebel

AST-Komponenten

Die Komponenten eines AST müssen hohen Beanspruchungen bezüglich Temperatur, Dichtheit, Laufzeit und Vibration standhalten. Die Tabelle 1 führt die wichtigsten Anforderungen auf.

Kupplungssteller

Der Kupplungssteller (Bilder 4 und 5) mit integriertem Steuergerät (Bild 3) dient zur Ansteuerung der Kupplung. Ebenso beinhaltet die Elektronik die gesamte AST-Funktion. Der Kupplungssteller besteht aus

- integriertem Steuergerät,
- Gehäuse mit Kühlfunktion,
- Gleichstrommotor,
- schrägverzahntem Getriebezahnrad,
- Stößel und
- Rückstellfeder.

1 Anforderungen an die AST-Komponenten

Temperatur	105 °C dauernd 125 °C kurzzeitig Wicklung und Kommutierungssystem
Dichtheit	Dampfstrahl Schwallwasser Getriebeöl
Lebensdauer	1 Million Schaltzyklen
Vibrationen	7...20 *g* Sinus Ankerlagerung Elektrische / Elektronische Bauelemente Elektronik-Leiterplatte

Tabelle 1

3 Integriertes Steuergerät (Ansicht)

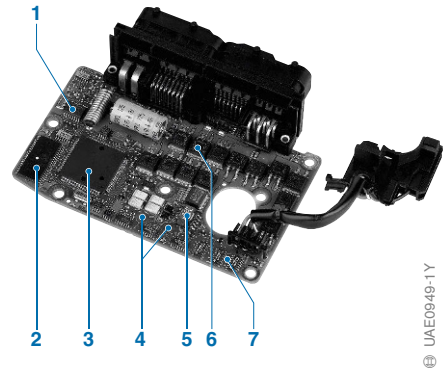


Bild 3
1 Überwachungsrechner
2 Flash-Speicher
3 Mikrocomputer (16 Bit)
4 Kontakte Wegsensor
5 DC-Wandler
6 Endstufe für Elektromotoren
7 Brückentreiber

DC-Motoren für Gangauswahl und Gang einlegen

Die DC-Motoren für AST gibt es in zwei Ausführungsformen (Bilder 5 und 6):

- Der Wählmotor hat eine kurze Reaktionszeit und
- der Schaltmotor eine hohe Drehkraft.

Die Getriebetypen für den Wählmotor und für den Schaltmotor können spiegelsymmetrisch (links und rechts) aufgebaut sein, ebenso sind unterschiedliche Befestigungsbohrungen möglich. Die Anordnung des 6-poligen Steckers ist wählbar.

4 Kupplungssteller (Schnitt)

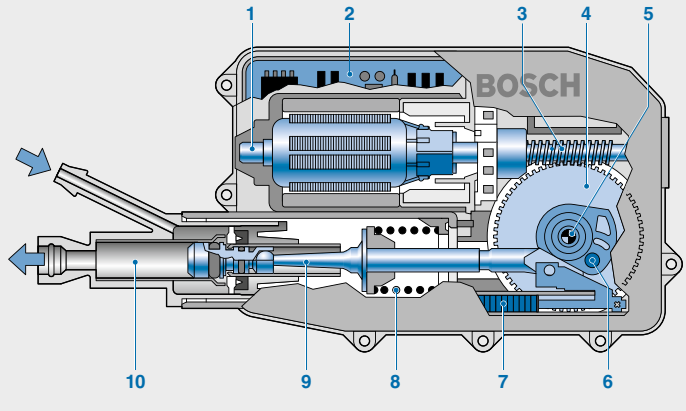


Bild 4
1 Aktormotor
2 Steuergerät
3 Schnecke
4 Schneckenrad
5 Schneckenradwelle
6 Bolzen
7 Positionssensor
8 Kompensationsfeder
9 Stößel
10 Geberzylinder

5 Kupplungssteller mit integriertem Steuergerät und DC-Motoren für Gangauswahl und Gang einlegen (Ansicht)

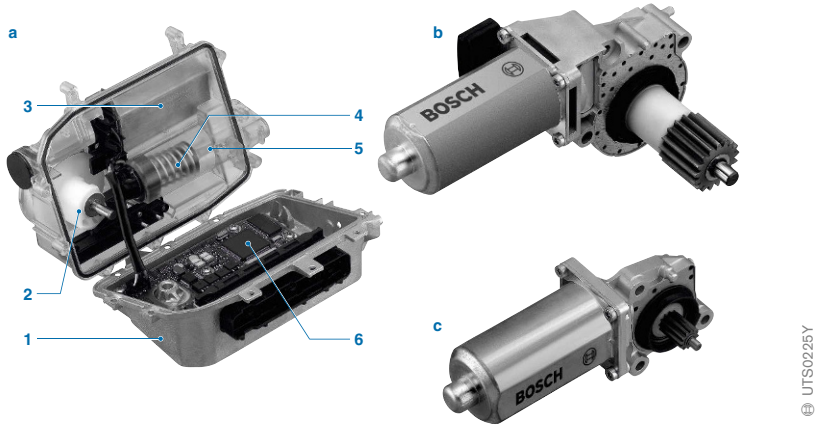


Bild 5
a Kupplungssteller mit integriertem Steuergerät
b Schaltmotor
c Wählmotor

1 Gehäuse mit Kühlfunktion
2 schrägverzahntes Getriebezahnrad
3 Gleichstrommotor
4 Rückstellfeder
5 Stößel
6 Integriertes Steuergerät

Die Motoren mit einem Gehäuse aus Aluminiumspritzguss sind direkt am Getriebe angebaut. Sie verfügen über einen Bürstenhalter mit integriertem Stecker. Dieser enthält auch einen integrierten Doppel-Hall-Sensor (IC), dessen Auflösung 40 Inkremente pro Motorumdrehung beträgt. Ein Hall-Sensor mit Ausgangskanälen für den Rotorwinkel (Querimpuls) und die Richtung (high und low) kann die Position der Ausgangswelle erkennen.

Ein 20-poliger Magnet auf der Rotorwelle ermöglicht eine Auflösung von 9° pro Inkrement. In Bezug zur Getriebeübersetzung lässt sich am Ausgang eine Auflösung zwischen 0,59° pro Inkrement und 0,20° pro Inkrement erreichen. Je nach Anforderung hat das Zahnrad einen Kurbel- oder Exzenterantrieb. Das Schneckengetriebe verfügt über 1 bis 4 Zähne.

6 DC-Motor (Schnitt)

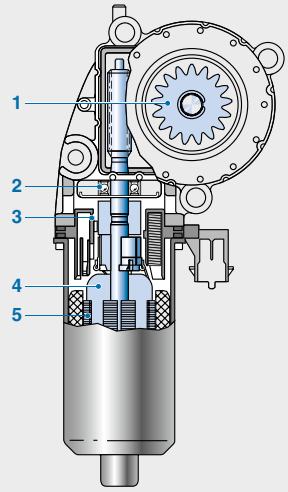


Bild 6
1 Massives Ritzel für Schaltgetriebeeingriff
2 Ankerlager mit aufgepresstem Kugellager (Axialsicherung mit Klemmbrille)
3 20-poliger Ringmagnet und Doppel-Hall-Sensor
4 schüttelfeste Wicklung
5 schlanke Ankerform für hohe Dynamik

EC-Motoren

EC-Motoren sind bürstenlose, permanent erregte elektronisch kommutierte Gleichstrommotoren und werden alternativ zu den DC-Motoren eingesetzt. Sie sind mit einem Rotorpositionssensor versehen, werden über eine Steuer- und Leistungselektronik mit Gleichstrom (Bild 7) versorgt und zeichnen sich durch hohe Lebensdauer und kleinen Bauraum aus.

7 EC-Motor (Schema)

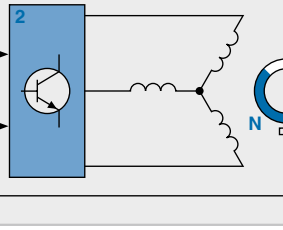


Bild 7
1 Elektrische Maschine mit Rotorpositionssensor
2 Steuer- und Leistungselektronik
3 Stromversorgung

Doppelkupplungsgetriebe (DKG)

Anwendung

Doppelkupplungsgetriebe, DKG (Bild 1), werden als Weiterentwicklung des AST betrachtet. Sie arbeiten ohne Zugkraftunterbrechung, einem Hauptnachteil der AST.

Der Hauptvorteil der DKG liegt in ihrem geringeren Kraftstoffverbrauch gegenüber den automatisierten Schaltgetrieben.

Der erste Einsatz eines Doppelkupplungsgetriebes erfolgte 1992 im Rennsport (Porsche). Wegen des hohen Rechenaufwands in der Steuerung für eine komfortable Überschneidungsschaltung kam es jedoch nicht zum Großserieneinsatz.

Mit der Verfügbarkeit von leistungsfähigen Rechnern arbeiten nun mehrere Hersteller (z. B. VW, Audi) an der Einführung von Doppelkupplungsgetrieben für die Großserie.

Das Anforderungsprofil entspricht in den Punkten „Komfort“ und „Funktionalität“ dem des Stufenautomaten und hat dementsprechend als Einsatzgebiet die gehobenen Fahrzeugklassen.

Doppelkupplungsgetriebe entsprechen ebenfalls dem Wunsch der Fahrzeughersteller nach modularen Konzepten, bei denen neben dem Handschaltgetriebe auch automatisierte Getriebe über die gleiche Produktionslinie gefertigt werden können.

Aufbau

Folgende Merkmale charakterisieren den Aufbau der Doppelkupplungsgetriebe:

- Prinzipieller Aufbau wie Handschaltgetrieben,
- Zahnräder gelagert auf drei Wellen,
- zwei Kupplungen,
- Betätigung von Kupplung und Schaltelementen über Getriebesteuerung und Aktoren.

1 Doppelkupplungsgetriebe, DKG (Schnittbild, Quelle: VW)

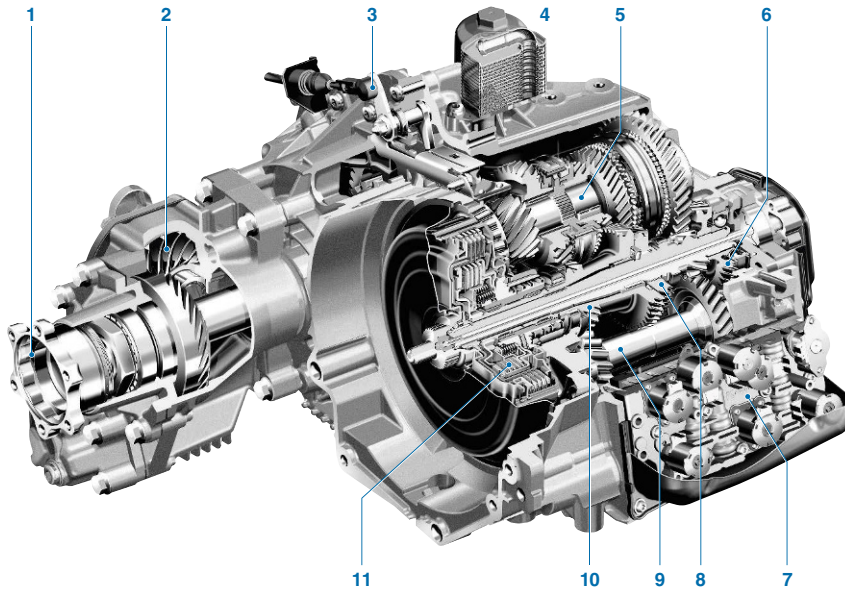


Bild 1

1 Abtrieb für rechtes Vorderrad
2 Kegeltrieb für Hinterachse
3 Parksperre
4 Ölkühler
5 Abtriebswelle 1
6 Eingangswelle 2
7 Mechatronikmodul
8 Antriebswelle für Ölpumpe
9 Rücklaufwelle
10 Eingangswelle 1
11 Doppelkupplung

Arbeitsweise

Das Doppelkupplungsgetriebe funktioniert wie folgt:

Die den Gangstufen zugeordneten Zahnräder sind in Gruppen von geraden und ungeraden Gängen getrennt. Obwohl der Grundanordnung eines herkömmlichen Vorgelege-Schaltgetriebes ähnlich, besteht ein entscheidender Unterschied: auch die Hauptwelle ist geteilt, und zwar in eine Vollwelle und eine umfassende Hohlwelle, gekoppelt jeweils mit einen Zahnradsatz.

Jeder Teilwelle ist am Getriebeeingang eine eigene Kupplung zugeordnet. Da jetzt beim Gangwechsel zwei Gänge eingelegt sind (sowohl der aktive als auch der benachbarte, vorgewählte Gang), ist damit ist ein schneller Wechsel zwischen den Gängen möglich. Dadurch kann der Gangwechsel zwischen den zwei Teilgetrieben, ähnlich wie beim Stufenautomat, ohne Zugkraftunterbrechung erfolgen (Bild 2).

Eigenschaften

Die wesentlichen Eigenschaften des Doppelkupplungsgetriebes sind:

- Komfort ähnlich wie beim Stufenautomat,
- guter Wirkungsgrad,
- keine Zugkraftunterbrechung beim Schalten,
- Überspringen eines Ganges möglich,
- größerer Bauraum als AST,
- hohe Lagerkräfte, massive Bauweise.

2 Doppelkupplungsgetriebe, Funktionsprinzip mit Kraftfluss bei Beschleunigung im 1. Gang (Quelle: VW)

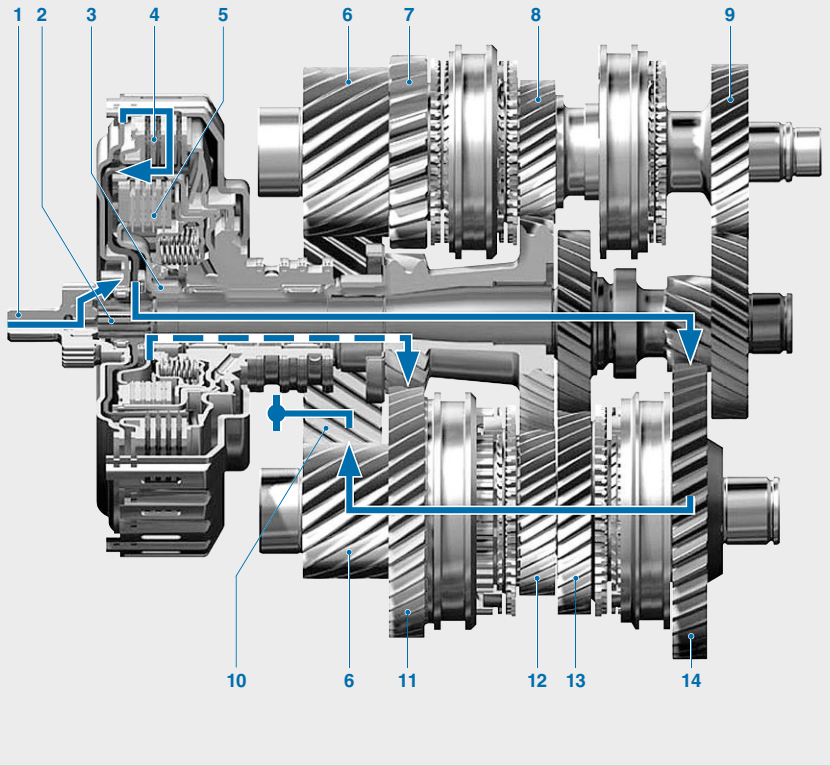


Bild 2
1 Motorantrieb
2 Eingangswelle 1
3 Eingangswelle 2
4 Kupplung 1 (zu)
5 Kupplung 2 (auf)
6 Abtrieb zum Differenzial
7 Rückwärtsgang
8 6. Gang
9 5. Gang
10 Differenzial
11 2. Gang (vorgewählt)
12 4. Gang
13 3. Gang
14 1. Gang (aktiv)

Automatische Getriebe (AT)

Anwendung

Automatische Lastschaltgetriebe (Stufenautomaten, engl.: Automatic Transmission, AT) übernehmen das Anfahren, die Auswahl der Übersetzungen und die Gangschaltung selbsttätig. Als Anfahrelement dient ein hydrodynamischer Wandler.

Aufbau und Arbeitsweise

Getriebe mit Ravigneaux-Planetenradsatz

Das als Ravigneaux-Satz bekannte vierwellige Planetengetriebe ist die Basis für viele 4-Gang-Automaten. Bild 1 zeigt das Schema, die Schaltlogik und ein Drehzahlleiterdiagramm dieses Getriebes. Das Getriebeschema verdeutlicht die Anordnung der Zahnräder und Schaltelemente.

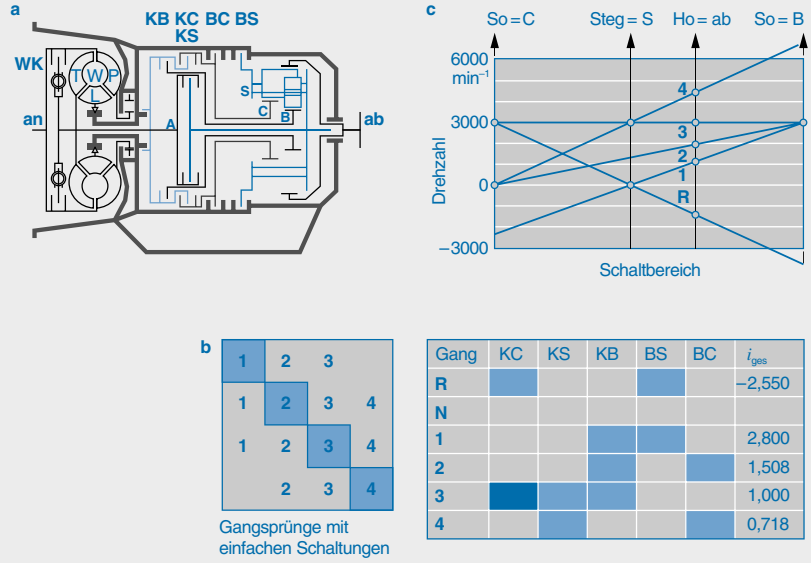
Die Sonnenräder B, C und der Planetenträger S lassen sich über die Kupplungen KB, KC und KS mit der Welle A verbinden, die von der Wandlerturbine ins Schaltgetriebe führt. Die Wellen S und C lassen sich mithilfe der Bremsen BS und BC mit dem Getriebegehäuse verbinden.

Ein Planetengetriebe dieser Art hat den kinematischen Freiheitsgrad 2. Das heißt, bei Vorgabe von zwei Drehzahlen liegen alle anderen Drehzahlen fest. Die einzelnen Gänge werden so geschaltet, dass über zwei Schaltelemente die Drehzahlen von zwei Wellen entweder als Antriebsdrehzahl n_{an} oder als Gehäusedrehzahl $n_G = 0\ \text{min}^{-1}$ definiert werden.

Das Drehzahlleiterdiagramm verdeutlicht die Drehzahlverhältnisse im Getriebe. Auf den zu den einzelnen Wellen des Überlagerungs- bzw. Schaltgetriebes gehörigen Drehzahlleitern sind nach oben die Drehzahlen aufgetragen. Die Abstände der Drehzahlleiter ergeben sich aus den Übersetzungen bzw. Zähnezahlen so, dass sich die zu einem bestimmten Betriebspunkt gehörenden Drehzahlen durch eine Gerade verbinden lassen.

Bei einer bestimmten Antriebsdrehzahl kennzeichnen die fünf Betriebslinien die Drehzahlverhältnisse in vier Vorwärts- und einem Rückwärtsgang.

1 4-Gang-Automat auf Basis des Ravigneaux-Planetenradsatzes



Gang	KC	KS	KB	BS	BC	i_{ges}
R	■			■		–2,550
N						
1			■	■		2,800
2			■		■	1,508
3	■	■	■			1,000
4		■			■	0,718

UTS0229D

Bild 1
a Getriebeschema
b Schaltlogik
c Drehzahlleiterdiagramm

Für die verschiedenen Schaltungen stehen nur die drei Wellen B, C und S zwischen der Antriebswelle „an“ (entspricht A) und der Abtriebswelle „ab“ zur Verfügung. Alle drei Wellen lassen sich mit der Antriebswelle A verbinden, aber konstruktiv lassen sich dann nur noch zwei Wellen mit dem Getriebegehäuse verbinden.

Die gleichzeitige Schaltung von zwei Bremsen ist für Gangschaltungen nicht sinnvoll, da sie das Getriebe blockiert. Ebenso wenig sinnvoll ist das gleichzeitige Verbinden einer Welle mit dem Gehäuse und mit der Antriebswelle. Das gleichzeitige Schalten von zwei Kupplungen führt immer zum direkten Gang ($i = 1$).

Somit verbleiben exakt die in der Schaltlogik und im Drehzahlplan dargestellten fünf Gänge. Über die im Rahmen der Einbaubedingungen möglichen Zähnezahlen hinaus hat der Konstrukteur nur noch die Möglichkeit, die einzelnen Gangübersetzungen zu verändern, wobei immer ein direkter Gang mit $i = 1$ vorgegeben ist.

Schließlich machen es diese Getriebe noch möglich, mit einfachen Schaltungen auch Gänge durch Zuschalten eines Schaltelements und Abschalten eines anderen Schaltelements zu überspringen. Vom 1. Gang aus ist das Schalten in den 2. oder 3. Gang möglich, vom 4. Gang aus in den 3. oder 2. Gang. Vom 2. und 3. Gang aus lassen sich alle anderen Gänge mit einfachen Schaltungen erreichen.

Mehr als vier Vorwärtsgänge sind mit dem Ravigneaux-Satz allerdings nicht schaltbar. Ein Automatikgetriebe mit fünf Gängen benötigt demnach entweder ein anderes Basisgetriebe oder eine Nachschalt- oder Vorschaltstufe zum Erweitern des Ravigneaux-Satzes. Eine solche Erweiterungsstufe benötigt aber mindestens zwei Schaltelemente.

Ein Beispiel dafür ist das Automatikgetriebe 5HP19 von ZF. Es hat drei Kupplungen und vier Bremsen sowie einen Freilauf zur Schaltung von nur fünf Vorwärtsgängen.

Mit Nach- und Vorschaltgruppen lassen sich natürlich auch mehr als 5 Gänge realisieren. Der Schaltaufwand wird dann aber immer größer, und Schaltungen mehrerer Schaltelemente bei einem Gangwechsel lassen sich kaum noch vermeiden.

Getriebe mit Lepelletier-Planetenradsatz

Einen eleganteren Weg zur Schaltung von fünf und mehr Gängen hat der französische Ingenieur Lepelletier gefunden. Er erweiterte den Ravigneaux-Satz um ein Vorschaltgetriebe für nur zwei Wellen des Ravigneaux-Satzes, um diese mit anderen als der Antriebsdrehzahl anzutreiben.

Die Besonderheit des Lepelletier-Planetenradsatzes nach Bild 2 (folgende Seite) besteht darin, dass das zusätzliche dreiwellige Planetengetriebe die Drehzahl der Welle D gegenüber der Drehzahl der Welle A reduziert. In den ersten drei Gängen dieses 6-Gang-Automaten entspricht die Schaltlogik der Logik des 4-Gang-Ravigneaux-Satzes. Die Übersetzungen sind aber um die Umlaufübersetzung vom Hohlrad zum Steg bei gehäusefestem Sonnenrad des zusätzlichen Planetengetriebes größer.

Im 4. und 5. Gang ist die Welle S über die Kupplung KS mit der Welle A verbunden. Sie dreht schneller als die Wellen B und C. Die Getriebeübersetzungen ergeben sich aus den Schaltungen im 4. Gang: S = A und B = D sowie im 5. Gang S = A und C = D. Ohne das zusätzliche Getriebe von A nach D wären die Übersetzungen im 3., 4. und 5. Gang identisch und alle $i = 1$.

Der 6. Gang dieses 6-Gang-Automaten entspricht bezüglich der Schaltlogik wieder dem 4. Gang des 4-Gang-Automaten. Auch die Schaltungen der Rückwärtsgänge sind in diesen 4-Gang- und 6-Gang-Automatikgetrieben identisch.

Mit dem 6-Gang-Automaten (Bild 3) sind ebenfalls weite Gangsprünge mit einfachen Schaltungen möglich, die insbesondere bei schnellen Rückschaltungen nötig sein können.

Der Lepelletier-Planetenradsatz unterscheidet sich somit vom Ravigneaux-Satz nur durch das zusätzliche Planetengetriebe mit fester Übersetzung. Die Zahl der Schaltelemente bleibt gleich. Sie werden für die zusätzlichen Gänge nur mehrfach genutzt. Dieses Getriebe eignet sich deshalb bezüglich Bauraum, Gewicht und Kosten besser als ein 5-Gang-Automat. Mit den in Bild 2 gezeigten Zähnezahlen erreicht dieser 6-Gang-Automat einen Stellbereich von $\varphi = 6$ bei gut schaltbaren Gangabstufungen.

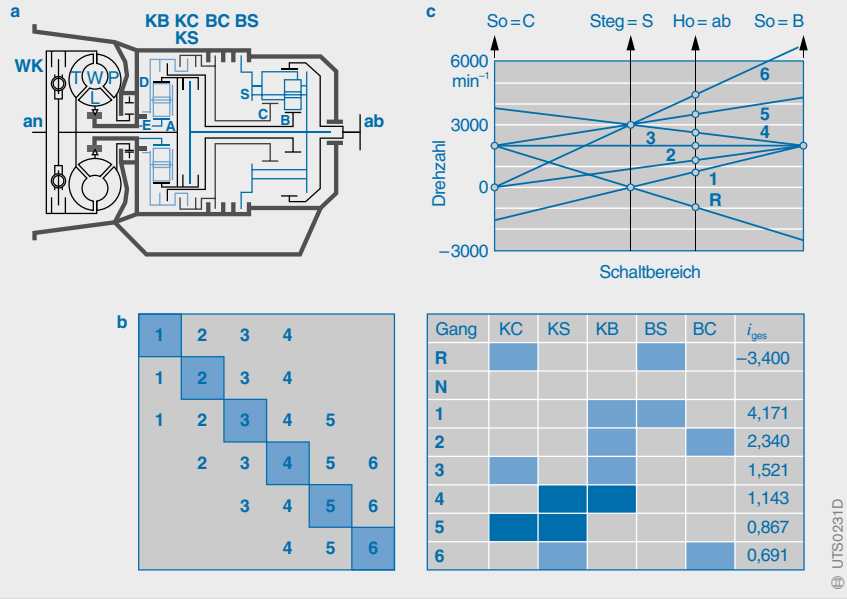
Das zusätzliche Planetengetriebe besteht aus Sonnenrad E, Hohlrad A und Planetenträger D. Es wird im Rückwärtsgang und den ersten 5 Gängen als feste Übersetzungsstufe genutzt. Die Welle E ist als Reaktionsglied fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Würde diese Verbindung gelöst und durch eine zusätzliche Bremse BE ersetzt, dann ließe sich das Fahrzeug mit dieser Bremse anstelle des Wandlers anfahren.

Anfahrelemente

In den meisten auf Komfort orientierten Automatikgetrieben übernimmt ein hydrodynamischer Wandler das Anfahren. Aufgrund seiner Wirkungsweise als Strömungsmaschine ist er ein ideales Anfahrelement. Um im Fahrbetrieb die Verluste des Wandlers zu minimieren, wird er aber (so oft dies möglich ist) mit der Wandlerüberbrückungskupplung (WK) überbrückt.

In Verbindung mit sehr drehmomentstarken Turbodieselmotoren ist der Wandler nicht mehr für alle Betriebszustände optimal auszulegen. Ein Antrieb dieser Art benötigt zum sicheren Starten im kalten Zustand eine relativ weiche Wandlerkennlinie. Das maximale Pumpendrehmoment darf erst bei hohen Drehzahlen wirken, damit die Schleppverluste den ohne ausreichenden Ladedruck

2 6-Gang-Automat auf Basis des Lepelletier-Planetenradsatzes



Gang	KC	KS	KB	BS	BC	i_{ges}
R	■			■		−3,400
N						
1			■	■		4,171
2			■		■	2,340
3	■		■			1,521
4		■	■			1,143
5	■	■				0,867
6		■			■	0,691

UTS0231D

Bild 2
a Getriebeschema
b Schaltlogik
c Drehzahlleiterdiagramm

schwachen Motor nicht „abwürgen“. Im betriebswarmen Zustand und bei Drehzahlen, bei denen ausreichend Ladedruck zur Verfügung steht, ist dann aber eine harte Wandlerkennlinie mit steilem Anstieg des Pumpendrehmoments mit der Motordrehzahl vorteilhaft.

Serienanwendungen mit schnellen und genauen Druckregelungen machen es auch jetzt schon möglich, mit Reibungskupplungen sehr komfortabel anzufahren. Ein gutes Beispiel dafür ist der Audi A6 mit dem stufenlosen Multitronic-Getriebe.

Druckregelung und Wärmeabfuhr lassen sich bei einer Bremse noch besser realisieren als bei einer Kupplung. Deshalb sollte auch mit der Bremse ein komfortabler Startvorgang möglich sein. Auch bei den Gangwechseln kann eine schlupfende Bremse analog zu einem Wandler die anderen Schaltelemente entlasten.

Getriebeöl/ATF

Automatikgetriebe stellen hohe Anforderungen an das Getriebeöl/ATF (Automatic Transmission Fluid):

- Erhöhtes Druckaufnahmevermögen,
- günstiges Viskose-Temperaturverhalten,
- hohe Alterungsbeständigkeit,
- geringe Neigung zur Schaumbildung,
- Verträglichkeit mit Dichtungsmaterialien.

Diese Anforderungen müssen im Ölsumpf im Temperaturbereich von –30...+150 °C gewährleistet sein. Kurzzeitig und örtlich sind sogar 400 °C während einer Schaltung zwischen den Kupplungslamellen möglich. Für den einwandfreien Betrieb der Automatikgetriebe ist das Getriebeöl speziell angepasst. Dazu sind dem Grundöl eine Reihe chemischer Substanzen (Additive) beigemischt. Die wesentlichen Additive sind:

- Friction Modifiers, die das Reibverhalten der Schaltelemente beeinflussen,
- Antioxydantien zur Reduktion der thermooxidativen Alterung bei hoher Temperatur,
- Dispergiermittel zur Vermeidung von Ablagerungen im Getriebe,
- Schauminhibitoren gegen Bildung von Ölschaum,
- Korrosionsinhibitatoren gegen Korrosion der Getriebeteile bei Kondenswasserbildung und

3 Automatikgetriebe ZF 6-Gang 6HP26 (Quelle: ZF Friedrichshafen)

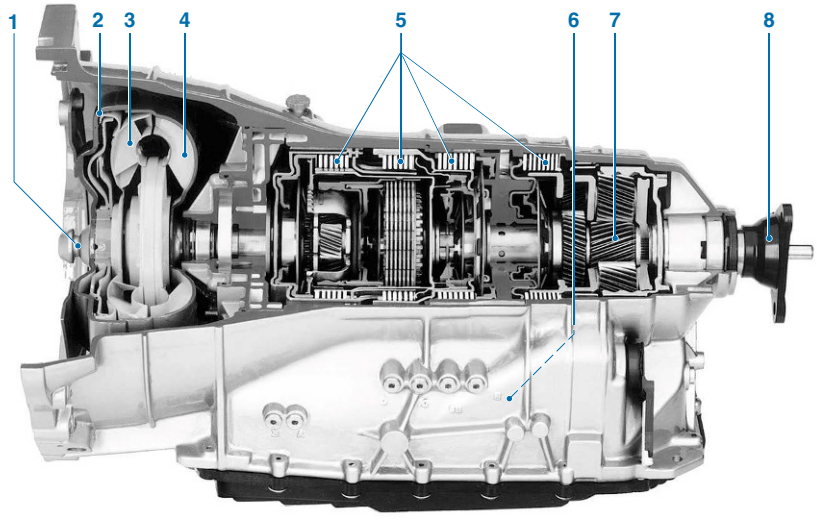


Bild 3
1 Getriebeeingang vom Motor
2 Wandlerkupplung
3 Turbine
4 Wandler
5 Lamellenkupplungen
6 Modul für Getriebesteuerung
7 Planetenradsatz
8 Getriebeausgang zur Antriebswelle

- Seal-Swell-Agets, die das Quellen der Dichtungswerkstoffe (Elastomere) unter Öleinfluss definiert einstellen.

Bereits 1949 legte GM die erste Spezifikation für ein ATF fest. Typische technische Daten für SAE-Viskoseklassen gemäß DIN 51 512 sind:

Flammpunkt		(> 180 °C)
Pour Point		(< –45 °C)
Viskositätsindex		(VI > 190)
kin. Viskosität:	37 cSt	(bei +40 °C)
	7 cSt	(bei +100 °C)
dyn. Viskosität:	17 000 cP	(bei –40 °C)
	3 300 cP	(bei –30 °C)
	1 000 cP	(bei –20 °C)

Zwischenzeitlich werden Automatikgetriebe vermehrt mit einer Lebensdauerfüllung versehen. Ein Ölwechsel entfällt damit.

Ölpumpe

Das Getriebe benötigt eine Ölpumpe (Bild 4) zum Aufbau eines Steuerdrucks. Diese wird vom Verbrennungsmotor angetrieben. Gleichzeitig verringert die Antriebsleistung für die Ölpumpe den Getriebewirkungsgrad. Dabei gilt folgender Zusammenhang:

Pumpenleistung = Druck × Durchfluss

Bild 5 zeigt die Leistungskennlinien einer Zahnradpumpe (1) und einer Radialkolbenpumpe (2) im Vergleich. Möglichkeiten zur Optimierung im Bereich der Ölpumpe bieten ein verstellbarer Durchfluss oder ein regelbarer Pumpendruck:

Verstellbarer Pumpendurchfluss

Besondere Merkmale des verstellbaren Pumpendurchflusses sind:

- Die Auslegung schafft einen ausreichend hohen Durchfluss zur Kupplungsbefüllung bei Leerlaufdrehzahl.
- Ein zusätzliches Fördervolumen bei höheren Drehzahlen verursacht eine Verlustleistung.
- Mit der Verstellpumpe lässt sich die Pumpenleistung dem Bedarf anpassen.
- Der verstellbare Pumpendurchfluss hat jedoch den Nachteil, teuer und störanfällig zu sein.

Regelbarer Pumpendruck

Besondere Merkmale des regelbaren Pumpendrucks sind:

- Der Pumpendruck wird dem jeweils zu übertragenden Drehmoment angepasst.
- Der Hauptdruckregelung ermöglicht über den Aktor einen effektiven Betrieb dicht an der Rutschgrenze der Kupplung.

4 „Mondsichel"-Ölpumpe (Schnitt)

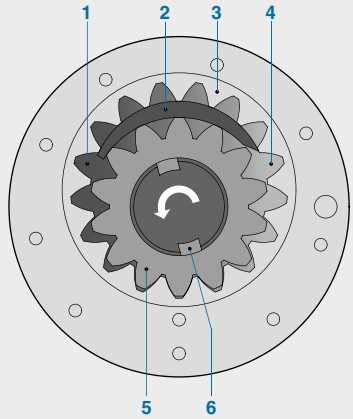


Bild 4
1 Druckseite
2 Mondsichel
3 innen verzahntes Rad
4 Saugseite
5 außen verzahntes Rad, vom Motor angetrieben
6 Mitnehmernasen

5 Ölpumpen (Pumpenleistungen im Vergleich)

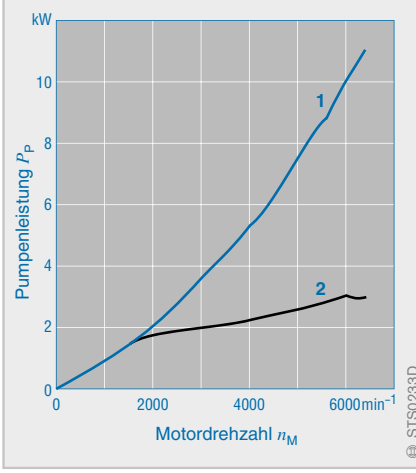


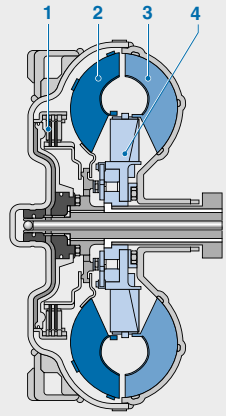
Bild 5
1 Zahnradpumpe
2 Radialkolbenpumpe

Drehmomentwandler

Der Drehmomentwandler (Bild 6) ist eine Anfahrhilfe, die im Anfahrbereich als zusätzlicher „Gang“ wirkt. Außerdem dämpft er Schwingungen. Erst der hydraulische Strömungswandler mit zentripedal durchströmter Turbine ermöglichte die Einführung der Automatikgetriebe im Pkw. Die wichtigsten Elemente eines Wandlers sind:

- Pumpe (vom Motor betrieben),
- Turbine,
- Leitrad auf Freilauf und
- Öl (für die Momentenübertragung).

6 Drehmomentwandler (Schnitt)



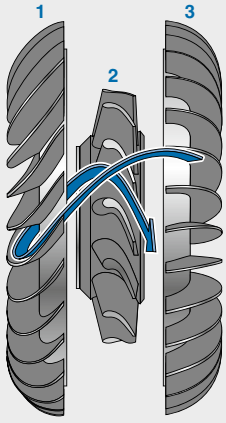
Das Pumpenrad versetzt das Öl von der Nabe nach außen in Bewegung. Dort trifft das Öl auf die Turbine, die es nach innen leitet. Das Öl trifft dann von der Turbine im Nabenbereich auf das Leitrad, das es zurück zur Pumpe umlenkt (Bild 7).

Im Wandlerbereich ($\nu < 85\%$) wird das Turbinenmoment durch das Reaktionsmoment am Leitrad erhöht. Im Kupplungsbereich löst sich der Freilauf des Leitrades und die Momentenerhöhung unterbleibt. Der maximale Wirkungsgrad beträgt < 97 % (Bild 8).

Eine Leistungsübertragung über den Wandler kann nur stattfinden, wenn zwischen Pumpenrad und Turbinenrad ein Schlupf auftritt. Dieser ist bei den meisten Betriebszuständen des Fahrzeugs klein und liegt im Bereich von 2...10 %. Dieser Schlupf bewirkt allerdings einen Leistungsverlust und damit einen erhöhten Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs. Deshalb muss immer dann eine Wandlerüberbrückungskupplung zugeschaltet werden, wenn der Wandler nicht zum Anfahren oder zur Drehmomentwandlung benötigt wird (siehe auch Kapitel „Geregelte Wandlerkupplung“). Dabei handelt es sich um eine Lamellenkupplung, die das Pumpenrad durch Reibschluss mit dem Turbinenrad verbindet.

Bild 6
1 Turbinenrad
2 Überbrückungskupplung
3 Pumpenrad
4 Leitrad

7 Ölfluss im Drehmomentwandler



8 Drehmomentwandler (Kennlinie)

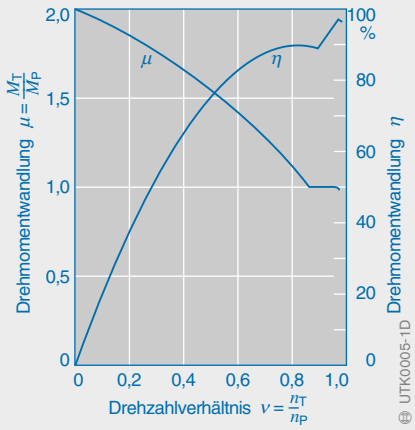


Bild 7
1 Turbinenrad
2 Leitrad
3 Pumpenrad

Lamellenkupplungen

Lamellenkupplungen (Bild 9) machen ein Schalten ohne Zugkraftunterbrechung möglich und stützen das Drehmoment in dem Gang ab, in dem sie gerade betätigt sind.

Die Belag- und Stahllamellen der Kupplungen und Bremsen übernehmen während der Schaltung das dynamische Drehmoment sowie die Schaltenergie und nach der Schaltung das zu übertragende Lastmoment. Um einen hohen Schaltkomfort zu gewährleisten, müssen die Reibbeläge möglichst konstante und von Temperatur und Last unabhängige Reibwerte aufweisen.

Die Reibbeläge in Automatikgetrieben haben ein Stützgerüst aus Zellulose (Papierbeläge). Beigemischte Aramidfasern (hochfester Kunststoff) sorgen für die Temperaturstabilität. Weitere Bestandteile sind Mineralstoffe, Grafit oder Reibpartikel zur Beeinflussung des Reibwerts. Das Ganze ist in Phenolharz getränkt, um dem Belag seine mechanische Festigkeit zu geben. Die Stahllamellen bestehen aus kaltgewalztem Stahlblech.

Der Reibvorgang spielt sich in der Ölschicht zwischen Belag- und Stahllamelle ab. Der Reibbelag hält diese Ölschicht durch seine Porosität und durch Zufuhr von Kühlöl aufrecht.

Folgende Probleme können im Zusammenhang mit den Lamellenkupplungen auftreten:

- Verbrennen bei hohen Temperaturen,
- Ölzuführungen bei rotierenden Kupplungen und
- durch Rotationsgeschwindigkeit verursachter Druckaufbau.

Planetengetriebe

Das Planetengetriebe (Bild 10) ist das Kernstück des Automatikgetriebes. Es hat die Aufgabe, die Übersetzungen einzustellen und den ständigen Kraftschluss zu gewährleisten. Ein Planetengetriebe setzt sich aus folgenden Bestandteilen zusammen:

- Ein zentral angeordnetes Zahnrad (Sonnenrad).
- Mehrere (in der Regel drei bis fünf) Planetenräder, die sich sowohl um ihre eigene Achse als auch um das Sonnenrad drehen können. Die Planetenräder werden von dem Planetenträger gehalten, der um die Zentralachse rotieren kann.
- Ein innen verzahntes Hohlrad, das die Planetenräder von außen umfasst. Das Hohlrad kann ebenfalls um die Zentralachse drehen.

Der Einsatz von Planetengetrieben in Automatikgetrieben hat folgende Gründe:

9 Lamellenkupplung (Schnitt)

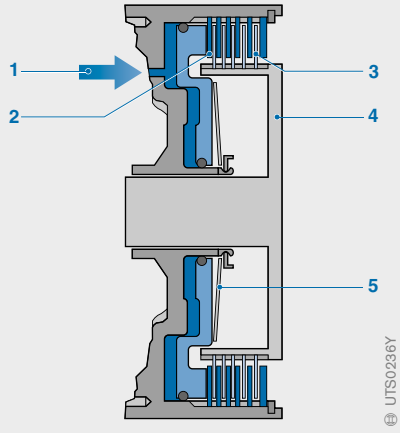


Bild 9
1 Ölzuführung
2 Außenlamelle
3 Belagslamelle
4 Lamellenträger
5 Rückdrückfeder

10 Planetengetriebe (Schema)

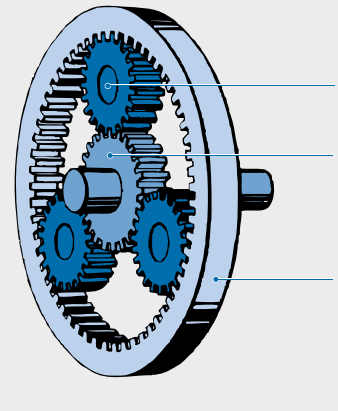


Bild 10
1 Planetenträger mit Planetenrädern
2 Sonnenrad
3 innen verzahntes Hohlrad

- Die Leistungsdichte von Planetengetrieben ist sehr hoch, da die Leistung über mehrere Planetenräder parallel übertragen wird. Planetengetriebe bauen damit sehr kompakt und haben ein geringes Gewicht.
- Beim Planetengetriebe treten keine freien radialen Kräfte auf. Kostengünstige Gleitlager können Wälzlager ersetzen.
- Lamellenkupplungen, Lamellenbremsen, Bandbremsen und Freiläufe lassen sich günstig für den Bauraum konzentrisch zum Planetengetriebe anordnen. Dies ergibt mehr Platz für die hydraulische Steuerung.

In den Getrieben kommen verschiedene Planetensatzkombinationen zum Einsatz:
- Simpson (3-Gang, zwei Systeme),
- Ravigneaux (4-Gang, zwei Systeme),
- Wilson (5-Gang, drei Systeme).

Im Automatikgetriebebau haben sich zwei Typen von Planetenkoppelgetrieben durchgesetzt, die einfach zu unterscheidende Merkmale aufweisen:

Ravigneaux-Satz

Beim Ravigneaux-Satz (Bild 11) arbeiten zwei verschiedene Planetensätze und Sonnenräder in einem Hohlrad.

Simpson-Satz

Beim Simpson-Satz (Bild 12) laufen zwei Planetensätze und Hohlräder auf einem gemeinsamen Sonnenrad.

Parksperre

Die Parksperre (Bild 13) hat die Aufgabe, das Fahrzeug gegen das Wegrollen zu sichern. Ihre zuverlässige Funktion ist deshalb maßgebend für die Sicherheit.

Das Verlassen der Position P (Parken) ist nur möglich, wenn der Fahrer das Bremspedal betätigt. Diese Einrichtung verhindert, dass eine versehentliche Betätigung des Positionshebels das Fahrzeug in Bewegung setzt.

11 Ravigneaux-Satz (Schema)

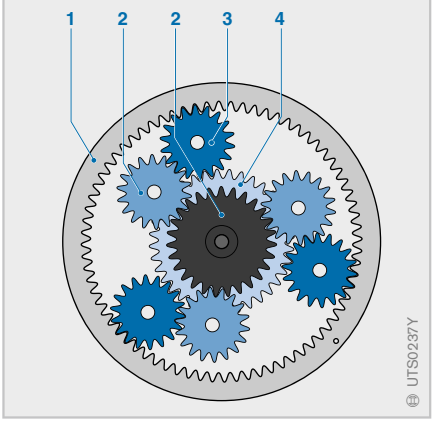


Bild 11
1 Hohlrad
2 Sonnenrad und Planetenradsatz 1
3 Planetenradsatz 2
4 Sonnenrad 2

12 Simpson-Satz (Schema)

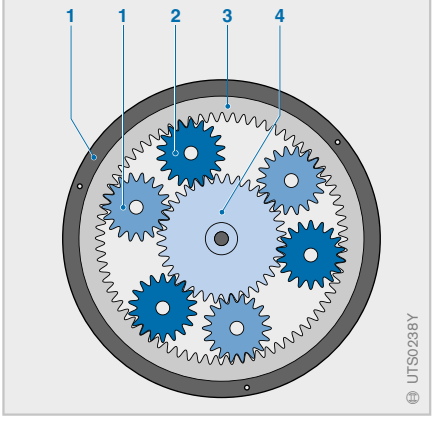


Bild 12
1 Planetenradsatz 1 und Hohlrad 1
2 Planetenradsatz 2
3 Hohlrad 2
4 Sonnenrad

13 Parksperre

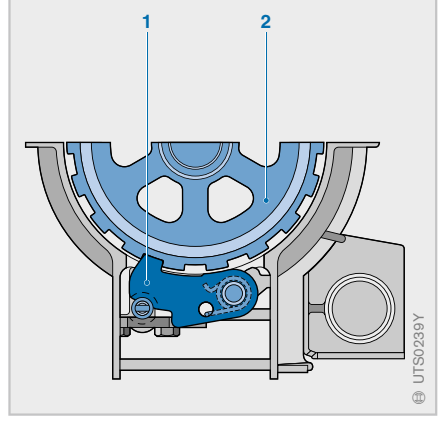


Bild 13
1 Klinke
2 Parksperrenrad

Stufenlose Getriebe (CVT)

Anwendung

Antriebskonzepte mit stufenlosen Automatikgetrieben CVT (Continuously Variable Transmission) zeichnen sich durch hohen Fahrkomfort, hervorragende Fahreigenschaften und niedrigen Kraftstoffverbrauch aus.

Seit vielen Jahren ist VDT (Van Doorne's Transmissie) auf die Entwicklung von CVT-Komponenten und Prototyp-Getrieben spezialisiert. Seit der Integration von VDT im Jahr 1995 deckt Bosch das gesamte Feld von CVT-Systementwicklungen bis zu kompletten Triebstrang-Management-Systemen ab. Alle der in Tabelle 1 aufgeführten stufenlosen Automatikgetriebe CVT werden mit einem Schubgliederband betrieben (Bild 1). Eine Ausnahme bildet die Multitronic von Audi mit einer Laschenkette von LuK (Bild 2).

Die Hauptkomponenten eines CVT lassen sich von einem elektrohydraulischen Modul ansteuern. Zusätzlich zum Schubgliederband – seit 1985 in Serie gefertigt – werden Pulleys, Pumpen und elektrohydraulische Module für den Serieneinsatz entwickelt. Verschiedene Ausführungsformen von Schubgliederbändern gibt es für mittlere Motordrehmomente bis zu 400 Nm (z. B. Nissan Murano V6 mit 3,5 *l* Hubraum und maximal 350 Nm bei 4000 min^{-1}, mit Wandler).

Das Know-how innerhalb der Bosch-Gruppe ermöglicht die Bereitstellung der Software für optimale CVT-Ansteuerungen. Natürlich besteht volle Flexibilität bezüglich Software-Sharing, sodass Fahrzeughersteller spezielle Funktionen auch selbst entwickeln und implementieren können.

1 Aktuelle Verfügbarkeit (weltweit) von Fahrzeugen mit CVT

Fahrzeughersteller	CVT-Bezeichnung	Fahrzeug
Audi	Multitronic	A4, A6
BMW	CVT	Mini
GM	CVT	Saturn
Honda	Multimatik	Capa, Civic, HR-V, Insight, Logo
Hyundai	CVT	Sonata
Kia	CVT	Optima
Lancia	CVT	Y 1.2l
MG	CVT	F, ZR, ZS
Mitsubishi	CVT	Lancer-Cedia, Wagon
Nissan	Hyper-CVT ICVT Extroid-CVT	Almera, Avensis, Bluebird, Cube Micra, Murano, Primera, Serano, Tino, Cedrik Gloria
Rover	CVT	25/45
Subaru	ICVT	Pleo
Toyota	Super-CVT Hybrid-CVT	Previa, Opa Prius

1 CVT für Frontantrieb quer (Schnitt)

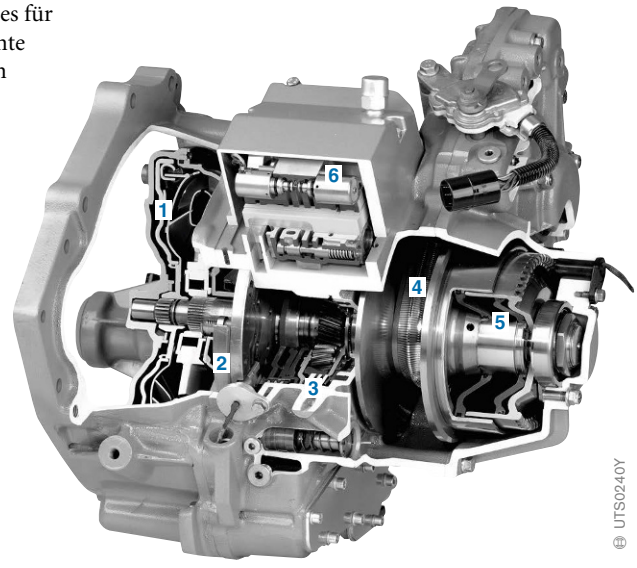
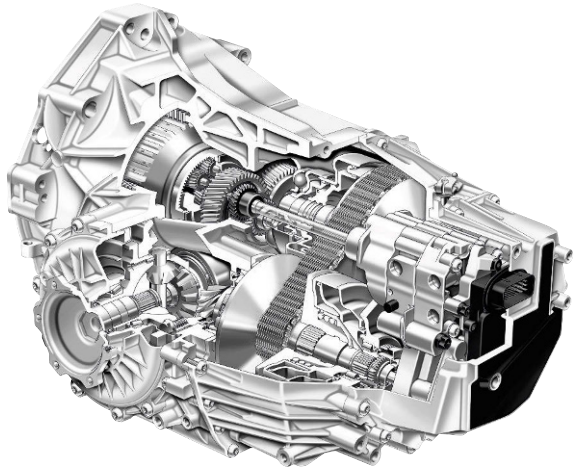


Bild 1
1 Drehmomentwandler
2 Pumpe
3 Planetenradsatz mit Vorwärts-/Rückwärtskupplung
4 Schubgliederband
5 Variator
6 Steuermodul

2 CVT für Frontantrieb längs (Audi Multitronic mit Laschenkette, Quelle: Audi)



UTS0241Y

Innerhalb der CVT-Funktionen wird zwischen einer Grundfunktionalität und der Ausbaustufe unterschieden. Alle Funktionen der ersten Gruppe sind bereits implementiert, getestet und in verschiedenen Fahrzeugen im Einsatz.

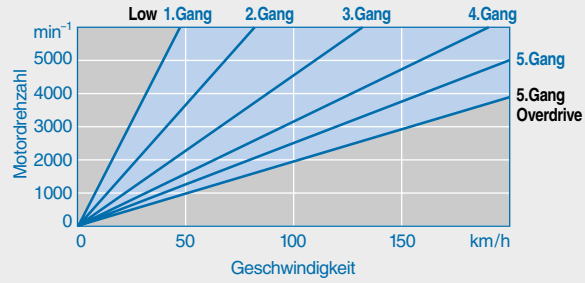
Geeignete Tools für eine effiziente Darstellung und Tests wie ASCET-SD sind verfügbar und werden in gemeinsamen Projekten eingesetzt.

Die große Übersetzungsspreizung der stufenlosen Automatikgetriebe verschiebt die Betriebspunkte des Motors in verbrauchsgünstige Bereiche.

Ausgehend von der in Bild 3 gezeigten Spreizung ergibt sich die in Bild 4 dargestellte Aufteilung der Zugkraft auf die Übersetzung.

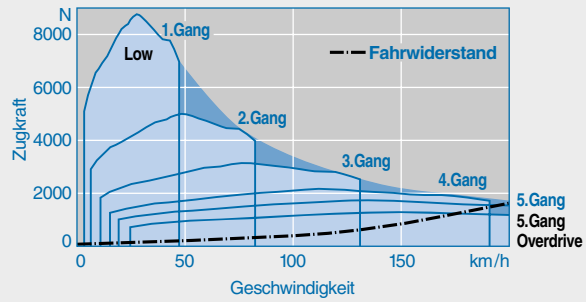
Sich widersprechende Anforderungen lassen sich mithilfe einer elektronischen Steuerung und geeigneter Priorisierung erfüllen.

3 Spreizung eines CVT-Getriebes im Vergleich zum 5-Gang-Stufenautomat (Kennlinie)



UTS0242D

4 Zugkraft und Fahrwiderstand (Kennlinien)



UTS0243D

5 Mechanische Variatorverstellung (Schema)

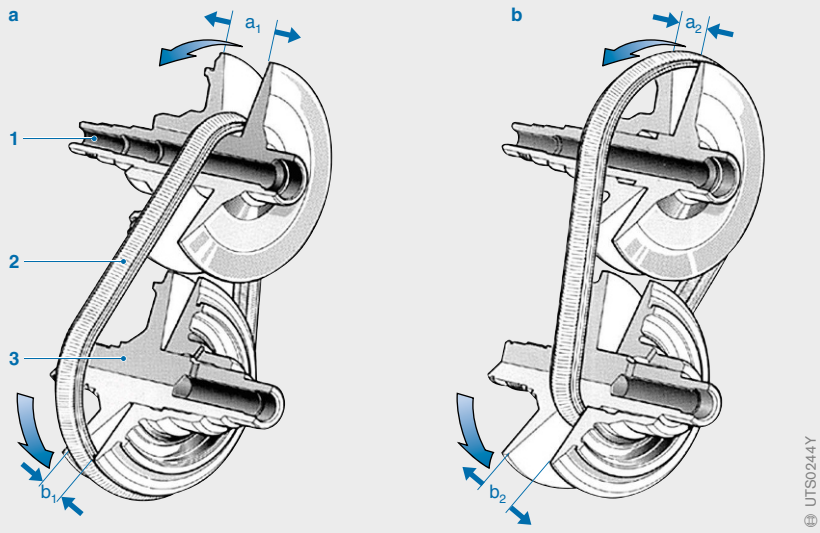
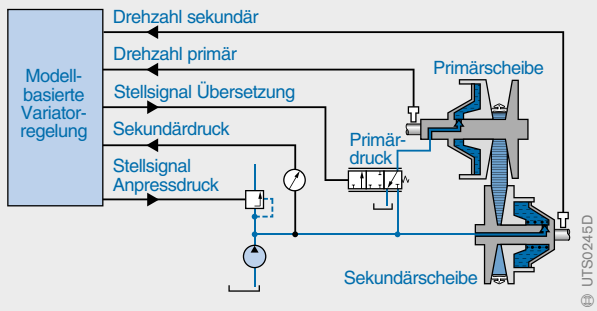


Bild 5
a Übersetzung „Low“
b Übersetzung „Overdrive“

1 Antriebsscheibe (Primärpulley)
2 Schubgliederband oder Kette
3 Abtriebsscheibe (Sekundärpulley)

a_1, b_1 Übersetzung „Low“
a_2, b_2 Übersetzung „Overdrive“

6 Variatorverstellung (Regelprinzip)



7 Modellbasierte Variatorverstellung

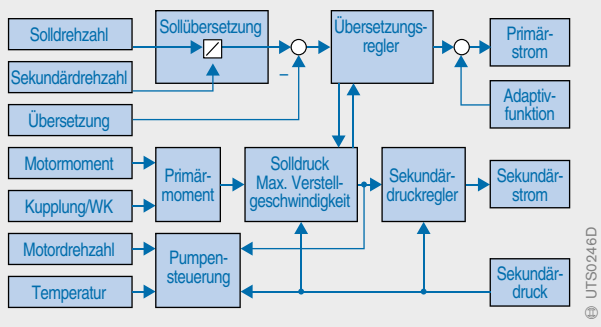


Bild 5 zeigt die mechanische Verstellung der Übersetzung von „Low“ nach „Overdrive“. Dazu kommt der in Bild 6 dargestellte Regleraufbau zur Anwendung.

Die in Bild 7 abgebildete modellbasierte Variatorregelung bearbeitet folgende Vorgänge:

- Einstellung der Primärdrehzahl bzw. der Übersetzung mit PI-Regler.
- Einstellung der Anpresskräfte für das Primär- und das Sekundärpulley.
- Kupplung der Regelung von Übersetzung und Anpresskraftregelung sowie Steuerung der Pumpe.
- Adaptivfunktion zum Ausgleich von Toleranzen.

Aufbau

Der Wandler oder die Lamellenkupplung dienen als Anfahrelement, und der Rückwärtsgang wird über einen Planetenradsatz geschaltet.

Die Verstellung der Übersetzung erfolgt stufenlos mit Kegelscheiben und einem Gliederband oder einer Kette (Variator).

Eine Hochdruckhydraulik sorgt für den nötigen Anpressdruck und die Verstellung des Variators.

Die Steuerung aller Funktionen erfolgt mit der elektrohydraulischen Steuerung. Die verschiedenen Komponenten des CVT-Getriebes zeigt Bild 8.

Eigenschaften

Ein Vorteil der CVT-Getriebe ist, dass sie bei einer Veränderung der Übersetzung keine Zugkraftunterbrechung verursachen. Diese Getriebe bieten einen hohen Komfort, da keine Schaltvorgänge notwendig sind.

Im gesamten Motorkennfeld ist der Betrieb auf einen optimalen Kraftstoffverbrauch bzw. auf höchste Beschleunigung abgestimmt. Zudem ist eine hohe Spreizung der Übersetzung möglich.

Obwohl eine gewisse Antriebsleistung für die Hochdruckpumpe erforderlich ist, fällt der Gesamtwirkungsgrad befriedigend aus.

8 Modellbasierte Variatorregelung

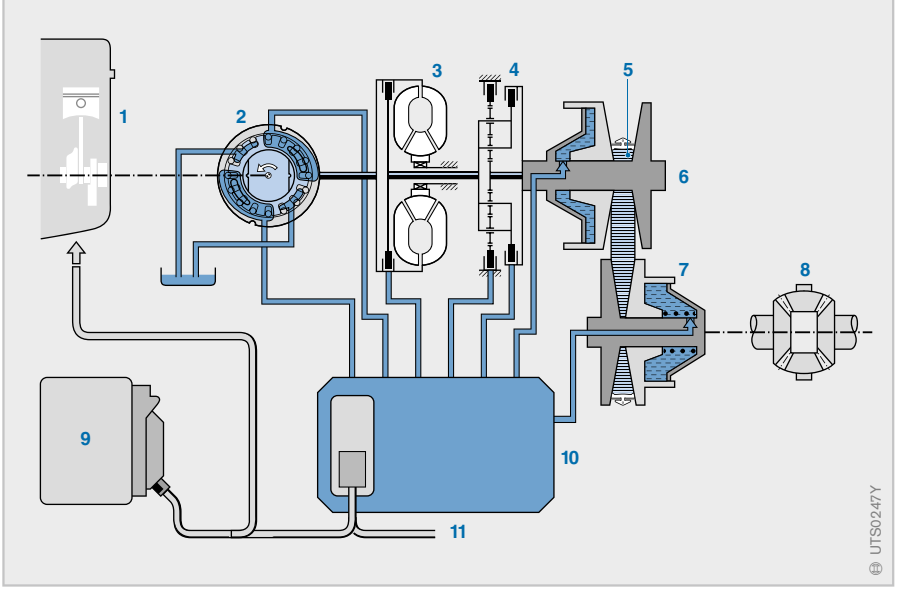


Bild 8
1 Motor
2 Pumpe
3 Wandler
4 Planetengetriebe
5 Schubgliederband
6 Antriebsscheibe (Primärpulley)
7 Abtriebsscheibe (Sekundärpulley)
8 Differenzial
9 Elektronische Motorsteuerung
10 Elektrohydraulisches Modul (Hydraulikventile, Sensoren, Aktoren)
11 Kfz-Kabelbaum

CVT-Komponenten

Variator

Der Variator besteht aus zwei Kegelscheiben, die sich gegeneinander verschieben lassen (Bilder 9 und 10).

Der Druck *p* des Getriebeöls verschiebt die beweglichen Teile des Variators (1) gegeneinander. Dadurch ändert sich die Lage des Schubgliederbandes (3) zwischen den beiden Pulleys und die Übersetzung verändert sich.

Da die Kraftübertragung allein auf der Reibung zwischen Band und Variator beruht, benötigt diese Verstellart einen hohen Systemdruck.

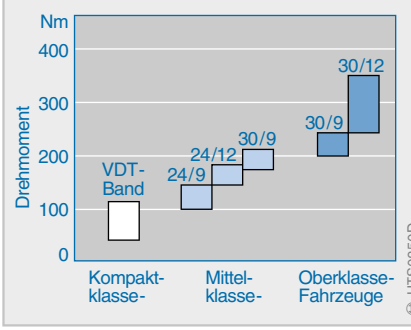
Schubgliederband

Für das Schubgliederband besitzt die Firma Van Doorne's Transmissie ein weltweites Patent. Bild 11 zeigt die verschiedenen Bandtypen und deren Einsatzbereich bezogen auf das zu übertragende Motormoment.

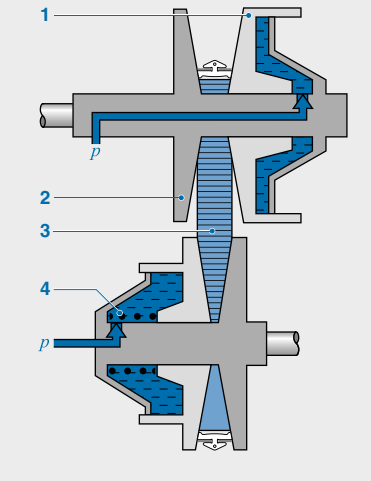
Das Schubgliederband (Bild 12) besteht aus 2 mm dicken und 24...30 mm breiten Schubgliedern, die in einem Neigungswinkel von 11° zueinander stehen. Gehalten wird die Kette aus zwei Paketen, jeweils mit 8 bis 12 Stahlbändern. Der Reibwert der Kette beträgt mindestens 0,9.

9 Variator (Ansicht)

11 Produktpalette der Schubgliederbänder



10 Variator (Schema)



12 Schubgliederband (Ansicht mit Ausschnitt)

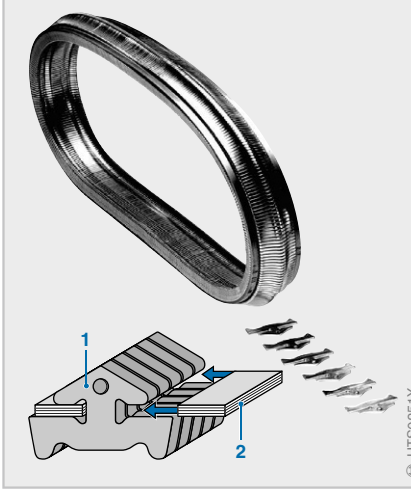


Bild 10
1 Bewegliches Pulley
2 feststehendes Pulley
3 Schubgliederband
4 Feder
p anstehender Druck des Getriebeöls

Bild 12
1 Schubglied
2 Stahlbandpaket

Bei Bandbezeichnungen kommt folgende Nomenklatur zum Einsatz:

24/12/1,5/208,8
- 208,8 → Banddurchmesser
- 1,5 → Dicke der Bänder
- 12 → Anzahl der Bänder
- 24 → Breite der Schubglieder in mm

Laschenkette

Statt des bei CVT-Getrieben sonst üblichen Schubgliederbandes kommt im Multitronic-Getriebe von Audi eine Laschenkette der Firma LuK zum Einsatz (basierend auf der Wiegedruckstückkette der Firma P.I.V. Reimers).

Diese Laschenkette besteht vollständig aus Stahl und ist trotzdem fast ebenso flexibel wie ein Keilriemen. Sie besteht aus mehreren Lagen von Laschen nebeneinander und ist damit so robust ausgelegt, dass sie sehr hohe Momente (übertragbares Motormoment 350 Nm) und Kräfte übertragen kann.

Die Kette (Bild 13) besteht aus 1025 Laschen mit je 13...14 Kettengliedern. Wiegestücke (auch Querstifte oder Pins genannt) mit einer Breite von 37 mm und einem Neigungswinkel von 11° verbinden die Laschen (1) miteinander. Die Wiegestücke (2) drücken mit ihren Stirnseiten gegen die Kegelflächen im Variator.

An den dort entstehenden Auflagepunkten wird die Zugkraft der Kette auf die Scheiben des Variators übertragen. Der dabei entstehende Mini-Schlupf ist so gering, dass sich die Stifte während der gesamten Getriebelebensdauer maximal nur um ein bis zwei Zehntel Millimeter abnutzen.

Die Laschenkette bietet außerdem den Vorteil, dass sie sich auf einem noch kleineren Umfang führen lässt als andere Gliederbänder. Wenn sie auf diesem kleinsten Umschlingungsdurchmesser läuft, hat sie die Fähigkeit, maximale Kräfte und Drehmomente zu übertragen. Dann haben nur jeweils neun Stiftpaare Kontakt mit den Innenflächen der Scheiben. Doch die spezifische Anpressung ist dabei so groß, dass sie auch bei höchster Belastung nicht durchrutschen.

CVT-Ölpumpe

Da die Verstellung der Pulleys im CVT einen hohen Öldruck benötigt, kommt zum Erzeugen dieses Drucks eine leistungsfähige Ölpumpe zum Einsatz (Bild 14).

13 Laschenkette für Multitronic von Audi (Quelle: Audi)

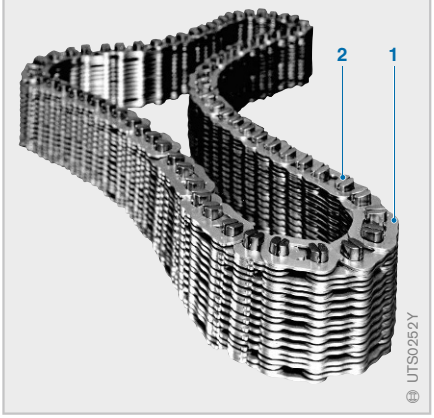
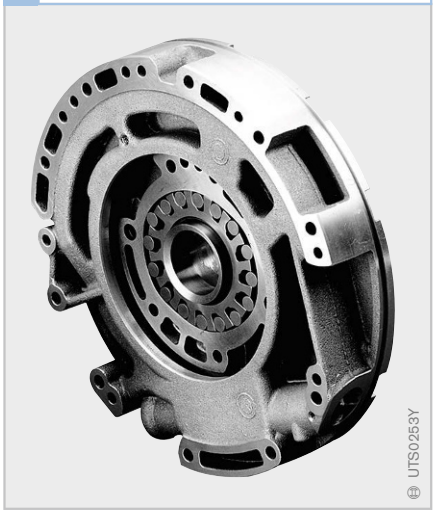


Bild 13
1 Laschen
2 Wiegestück

14 CVT-Ölpumpe



Toroidgetriebe

Anwendung

Das Toroidgetriebe kommt gegenwärtig nur in Japan bei den Fahrzeugtypen Cedric und Gloria von Nissan zur Anwendung.

Aufbau

Das Toroidgetriebe kann als Sonderform eines stufenlosen Getriebes (Bilder 1 und 2) auch als Reibrad-CVT bezeichnet werden. Sein Aufbau ist gekennzeichnet durch:

- Wandler als Anfahrelement,
- Rückwärtsgang über Planetenradsatz,
- Kraftübertragung über Torusscheiben mit Zwischenrollen,
- Übersetzungsänderung stufenlos durch hydraulische Winkelverstellung der Zwischenrollen,
- Hochdruckhydraulik für die Vorspannung der Torusscheiben sowie
- elektrohydraulische Steuerung.

Eigenschaften

Wesentliche Eigenschaften sind:

- keine Zugkraftunterbrechung,
- keine Schaltvorgänge (hoher Komfort),
- angepasster Betrieb im Motorkennfeld für optimalen Kraftstoffverbrauch bzw. höchste Beschleunigung,
- für hohe Drehmomente einsetzbar,
- schnelle Übersetzungsverstellung,
- hohe Antriebsleistung für die Hochdruckpumpe (Gesamtwirkungsgrad deshalb nur befriedigend) und
- Spezial-ATF (**A**utomatic **T**ransmission **F**luid) mit hoher Scherfestigkeit notwendig.

1 Toroidgetriebe (Schema)

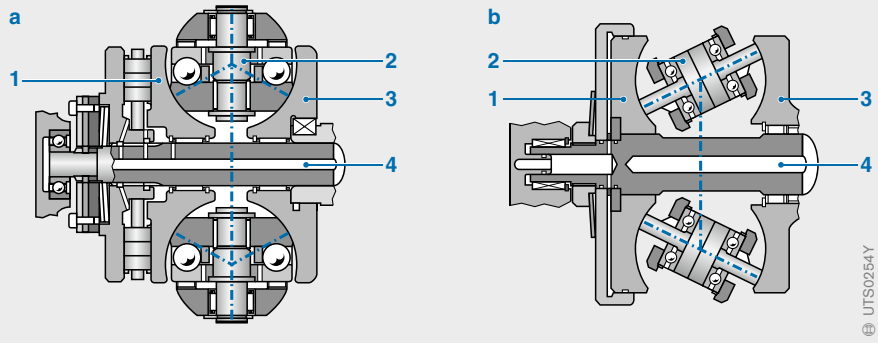


Bild 1
a Halbtoroid
b Volltoroid

1 Eingangsscheibe
2 Variator
3 Ausgangsscheibe
4 Abtrieb

2 Toroidgetriebe (Ausführung)

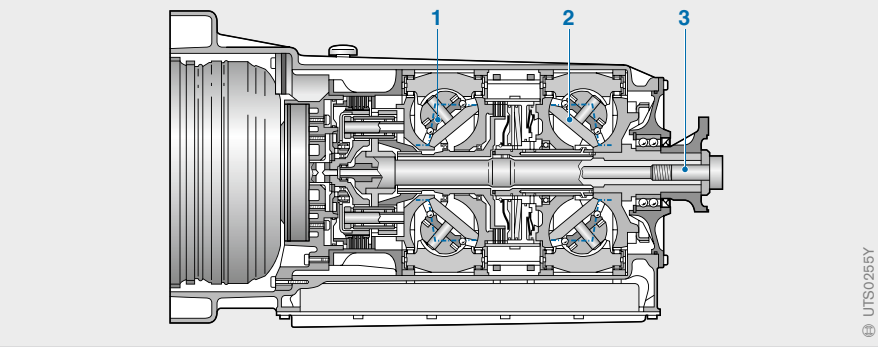


Bild 2
1 Eingangsscheibe
2 Variator
3 Abtrieb

Getriebegeschichte(n) 2

Daimler-/Maybach-Stahlradwagen 1889 mit Viergang-Zahnradgetriebe

Eine Kraftübertragung im Automobil muss die Funktionen des Anfahrens sowie der Drehzahl- und Drehmomentwandlung für das Vorwärts- und Rückwärtsfahren gewährleisten. Dafür sind Stellglieder und Schaltelemente erforderlich, die in den Leistungsfluss eingreifen und die Wandlung vornehmen.

In den Anfängen der Automobilgeschichte brachten viele Fahrzeuge die Antriebskraft des Motors mit Riemen- und Kettenantrieben auf die Straße. Nur in der Endstufe, dem Achsantrieb, waren wegen der hohen Drehmomente schon bald Zahnrad- oder Kettentriebe in Gebrauch.

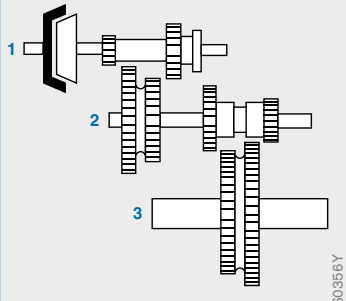
Der Stahlradwagen von Daimler und seinem Konstrukteur Maybach aus dem Jahr 1889 war das *erste Vierradfahrzeug* mit Verbrennungsmotor, das nicht mehr lediglich aus einer umgebauten Kutsche bestand, sondern in seiner Gesamtheit speziell für den motorisierten Straßenverkehr konzipiert war. Der Kraftfluss seines aufrecht montierten Zweizylinder-V-Motors mit einer Leistung von 2 PS (1,45 kW) wurde bereits mit einer Kupplung und einem Viergang-Zahnradschaltgetriebe samt Differenzialausgleich auf die Antriebsachse übertragen. Ein Zahnradgetriebe konnte nämlich eine Drehzahl- und Drehmoment- sowie eine Drehsinnwandlung auf engstem Raum vornehmen.

Das mit zwei Schalthebeln zu bedienende Viergang-Getriebe bestand aus verschiedenen Zahnradpaaren mit gerader Verzahnung, von denen mithilfe von zwei Schieberadblöcken immer ein Paar in Eingriff gebracht werden konnte. Die erreichbare Geschwindigkeit lag zwischen 5 km/h (1. Gang) und 16 km/h (4. Gang). Zum Anfahren und Schalten ließ sich die Kraftübertragung vom Motor zum Getriebe mit einer Konuskupplung unterbrechen.

Trotz Einführung der Zahnradwechselgetriebe hielt sich der Riementrieb als Anfahreinheit im weiteren Verlauf der Fahrzeugentwicklung noch einige Zeit, weil er einen gewissen Anfahrschlupf sowie einen größeren Abstand zu den anderen Komponenten des Antriebsstrangs zuließ. Es gab auch Kombinationen aus Riementrieb, Zahnradschaltgetriebe und Kettentrieb. Der Kettenantrieb blieb für Pkw bis etwa 1910 in Anwendung. Doch mit der weiter zunehmenden Motorleistung führte wegen den auftretenden hohen Kräften kein Weg mehr am Zahnradwechselgetriebe mit Konuskupplung vorbei.

Nach 1920 wurde die formschlüssige Verbindung (bei ständig im Eingriff bleibenden Zahnrädern) durch Verschieben von Klauenkupplungen mit geringem Verschiebeweg hergestellt. Danach wurden schräg verzahnte Zahnräder sowie die Synchronisierung zum Standard für Handschaltgetriebe. Schließlich folgte die Einführung der unter Last schaltenden Automatgetriebe, die wegen der hohen Leistungsdichte in der Regel mit Planetengetriebesätzen ausgeführt sind.

Daimler-/Maybach-Stahlradwagen von 1889 mit seinem Viergang-Getriebe (Quelle: Daimler Classic)



1 Getriebeeingang mit Konuskupplung
2 Schieberadblock 1
3 Schieberadblock 2

Hybridantriebe

Merkmale

Ein elektrisches Hybridfahrzeug (Hybrid Electric Vehicle, HEV) verwendet zum Antrieb sowohl einen Verbrennungsmotor als auch mindestens eine elektrische Maschine. Dabei gibt es eine Vielzahl von Antriebsstrukturen, die zum Teil verschiedene Optimierungsziele verfolgen und die in unterschiedlichem Maße elektrische Energie zum Antrieb des Fahrzeugs nutzen. Mit dem Einsatz von elektrischen Hybridantrieben werden im Wesentlichen drei Ziele verfolgt: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, Reduzierung der Schadstoffemissionen und Erhöhung von Drehmoment und Leistung (zur Verbesserung der Fahrdynamik).

Hybridfahrzeuge benötigen einen elektrischen Energiespeicher, der den elektrischen Antrieb versorgt. Bei derzeitigen Lösungen handelt es sich um eine Traktionsbatterie in Nickel-Metall-Hydrid- oder Lithium-Ionen-Technik auf einem vergleichsweise hohen Spannungsniveau im Bereich von 200 V – 400 V.

Der elektrische Antrieb besteht aus einer elektrischen Maschine und einem Pulswechselrichter. Die verwendeten elektrischen Maschinen sind in der Regel permanenterregte Synchronmaschinen mit einer hohen Leistungsdichte. Der elektrische Antrieb bietet konstant hohe Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen. Dadurch ergänzt er in idealer Weise den Verbrennungsmotor, dessen Drehmoment erst bei mittleren Drehzahlen ansteigt. Elektrischer Antrieb und Verbrennungsmotor zusammen können so aus jeder Fahrsituation heraus eine hohe Dynamik zur Verfügung stellen (Bild 1).

1 Drehmomentverlauf verschiedener Fahrzeugantriebe

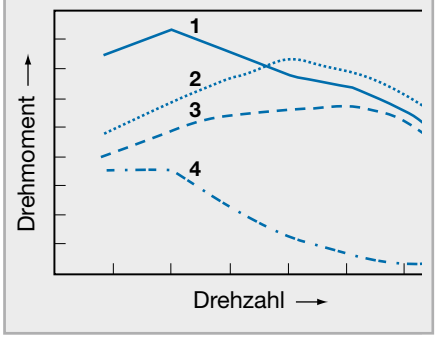


Bild 1
1 Hybridantrieb, bestehend aus 3 und 4
2 Standard-Verbrennungsmotor mit 1,6 *l* Hubraum
3 aufgeladener Verbrennungsmotor mit 1,2 *l* Hubraum
4 elektrische Maschine, 15 kW

Die Kombination des elektrischen und des verbrennungsmotorischen Antriebs hat folgende Vorteile gegenüber einem konventionellen Antriebsstrang:

Die Unterstützung durch den elektrischen Antrieb ermöglicht es, den Verbrennungsmotor vorwiegend im Bereich seines besten Wirkungsgrades zu betreiben oder in Bereichen, in denen nur geringe Schadstoffemissionen entstehen (es erfolgt eine Betriebspunktoptimierung).

Die Kombination mit einem elektrischen Antrieb ermöglicht den Einsatz eines kleineren Verbrennungsmotors bei gleichbleibender Gesamtleistung (leistungsneutrales Downsizing).

Weiterhin kann ein länger übersetztes Getriebe bei gleichbleibenden Fahrleistungen zum Einsatz kommen. Dadurch erfolgt eine Verschiebung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors in Bereiche mit besserem Wirkungsgrad (Downspeeding).

Durch den generatorischen Betrieb der elektrischen Maschine kann beim Bremsen ein Teil der Bewegungsenergie des Fahrzeugs in elektrische Energie umgewandelt werden. Die elektrische Energie wird im Energiespeicher gespeichert und kann später für den Antrieb genutzt werden.

In bestimmten Antriebsstrukturen kann der elektrische Antrieb zum rein elektrischen Fahren genutzt werden. Dabei ist der Verbrennungsmotor abgeschaltet und das Fahrzeug wird emissionsfrei betrieben.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_18

Funktionalitäten

Der Verbrennungsmotor und der elektrische Antrieb tragen je nach Betriebszustand und geforderter Antriebsleistung in unterschiedlichem Maße zur Fahrzeugbewegung bei. Die Hybridsteuerung legt die Leistungsaufteilung zwischen den beiden Antrieben fest. Die Art des Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor, elektrischem Antrieb und Energiespeicher bestimmt die unterschiedlichen Funktionalitäten.

Start-Stopp-Funktionalität

Bei der Start-Stopp-Funktionalität wird der Verbrennungsmotor zeitweise abgeschaltet, ohne dass der Fahrer den Zündschlüssel betätigt. Das Abschalten erfolgt typischerweise beim Fahrzeugstillstand, der Wiederstart erfolgt automatisch, sobald der Fahrer weiterfahren will.

Regeneratives Bremsen

Beim regenerativen Bremsen wird das Fahrzeug nicht – oder nicht nur – durch das Reibmoment der Betriebsbremse abgebremst, sondern durch ein generatorisches Bremsmoment der elektrischen Maschine. Sie wandelt dabei kinetische Energie des Fahrzeugs in elektrische Energie um, die im Energiespeicher gespeichert wird (**Bild 2**). Regeneratives Bremsen wird auch als rekuperatives Bremsen oder Rekuperation bezeichnet.

Hybridisches Fahren

Hybridisches Fahren bezeichnet die Zustände, in denen der Verbrennungsmotor und der elektrische Antrieb das Antriebsmoment gemeinsam ausüben. Das hybridische Fahren kann man weiter unterteilen in generatorischen und motorischen Betrieb der elektrischen Maschine.

Im generatorischen Betrieb (**Bild 3**) wird der elektrische Energiespeicher aufgeladen. Zu diesem Zweck wird der Verbrennungsmotor so betrieben, dass er eine größere Leistung abgibt, als für den gewünschten Vortrieb des Fahrzeugs erforderlich ist. Der überschüssige Leistungsanteil wird der elektrischen Maschine zugeführt und in elektrische Energie umgewandelt, die im Energiespeicher gespeichert wird.

Im motorischen Betrieb (**Bild 4**) wird der elektrische Energiespeicher entladen. Der elektrische Antrieb unterstützt den Verbrennungsmotor bei der Bereitstellung der gewünschten Vortriebsleistung.

2 Regeneratives Bremsen

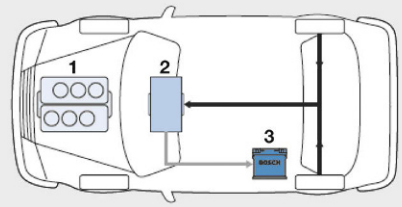


Bild 2
Die Pfeile geben den Energiefluss an.
1 Verbrennungsmotor
2 elektrische Maschine
3 Batterie

3 Hybridisches Fahren, generatorischer Betrieb

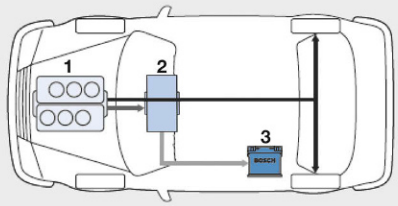


Bild 3
Die Pfeile geben den Energiefluss an.
1 Verbrennungsmotor
2 elektrische Maschine
3 Batterie

4 Hybridisches Fahren, motorischer Betrieb

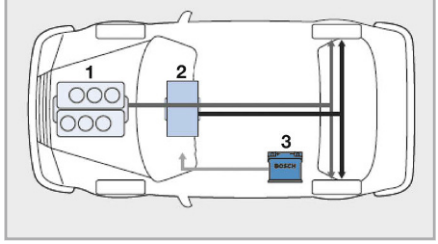


Bild 4
Die Pfeile geben den Energiefluss an.
1 Verbrennungsmotor
2 elektrische Maschine
3 Batterie

5 Rein elektrisches Fahren

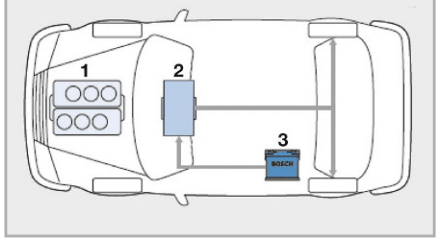


Bild 5
Die Pfeile geben den Energiefluss an.
1 Verbrennungsmotor
2 elektrische Maschine
3 Batterie

Rein elektrisches Fahren

Beim rein elektrischen Fahren wird das Fahrzeug alleine durch den elektrischen Antrieb angetrieben. Der Verbrennungsmotor wird dafür vom Fahrzeugantrieb abgekoppelt und ausgeschaltet (Bild 5). In diesem Betriebsmodus kann das Fahrzeug nahezu lautlos und lokal emissionsfrei fahren.

Nachladen an der Steckdose

Beim Nachladen an der Steckdose kann das Fahrzeug über ein Ladegerät mit dem Stromnetz verbunden und damit der elektrische Energiespeicher nachgeladen werden.

Funktionale Klassifikation

Hybridfahrzeuge können anhand realisierter Funktionalitäten in verschiedene Klassen eingeteilt werden (Tabelle 1).

Start-Stopp-System

Ein Start-Stopp-System realisiert die Funktionalitäten „Start-Stopp“ und regeneratives Bremsen. Dazu wird die Generatorsteuerung im konventionellen Fahrzeug angepasst. Im normalen Fahrbetrieb arbeitet der Generator mit einer geringen Leistung. In Schubphasen wird die Leistung des Generators erhöht, um einen größeren Anteil der Fahrzeugverzögerung „zur Energieerzeugung“ zu verwenden. Mit einem Start-Stopp-System können im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zwischen 4 % und 5 % Kraftstoff eingespart werden.

Mild-Hybrid

Der Mild-Hybrid bietet zusätzlich zur Start-Stopp-Funktionalität und zum regenerativen Bremsen die Möglichkeit des hybridischen Fahrens inklusive generatorischem und motorischem Betrieb. Rein elektrisches Fahren ist nicht möglich. Der elektrische Antrieb kann zwar den Fahrzeugvortrieb alleine bewerkstelligen, allerdings wird dabei der Verbrennungsmotor immer mitgeschleppt. Mit einem Mild-Hybrid können im neuen europäischen Fahrzyklus zwischen 10 % und 15 % Kraftstoff eingespart werden.

Vollhybrid

Der Vollhybrid kann zusätzlich zu den Funktionalitäten des Mild-Hybrids über kürzere Strecken allein mit dem elektrischen Antrieb fahren. Der Verbrennungsmotor wird während des elektrischen Fahrens abgestellt. Mit einem Vollhybrid können im neuen europäischen Fahrzyklus zwischen 20 % und 30 % Kraftstoff eingespart werden.

Funktionalität	Hybridsystem			
	Start-Stopp-System	Mild-Hybrid	Vollhybrid	Plug-in-Hybrid
Start-Stopp-Funktionalität	•	•	•	•
Regeneratives Bremsen	•	•	•	•
Elektrische Unterstützung		•	•	•
Elektrisches Fahren			•	•
Laden an der Steckdose				•

Tab. 1 Funktionalitäten und Hybridsysteme

Plug-in-Hybrid

Vollhybride können alternativ auch als Plug-in-Hybride ausgeführt werden. Diese bieten die Möglichkeit, die Traktionsbatterie aus der Steckdose über ein entsprechendes Ladegerät zu laden. Dabei ist der Einsatz einer Batterie mit höherem Energieinhalt sinnvoll, um längere Strecken rein elektrisch zurücklegen zu können. In der Regel wird die Leistung des elektrischen Antriebs so erhöht, dass ein normaler Fahrbetrieb mit dem elektrischen Antrieb allein möglich ist. Mit einem Plug-in-Hybrid können im neuen europäischen Fahrzyklus zwischen 50 % und 70 % Kraftstoff eingespart werden. Die Werte sind in dieser Größenordnung, weil ein Teil der Energie zur Fahrzeugbewegung aus dem Elektrizitätsnetz kommt und nicht direkt dem Kraftstoffverbrauch zugerechnet wird.

Antriebsstrukturen

Bei Hybridfahrzeugen gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, Verbrennungsmotor, Getriebe und elektrische Maschinen anzuordnen. Die verschiedenen Antriebsstrukturen können anhand von möglichen Energieflüssen in die drei Kategorien parallele, serielle und leistungsverzweigte Hybridantriebe eingeteilt werden.

Paralleler Hybridantrieb

Bei parallelen Hybridantrieben tragen der Verbrennungsmotor und ein elektrischer Antrieb unabhängig voneinander zum Fahrzeugantrieb bei. Die beiden Energieflüsse aus Verbrennungsmotor und Batterie laufen somit parallel zueinander, die beiden Leistungen addieren sich zu einer Gesamt-Antriebsleistung. Parallele Hybridantriebe gibt es als Mild-Hybrid-Variante (mit Start-Stopp-Funktionalität, regenerativem Bremsen und hybridischem Fahren) oder als Vollhybrid-Variante (zusätzlich noch mit elektrischem Fahren).

Ein grundlegender Vorteil des Parallelhybrids ist die Möglichkeit, den konventionellen Antriebsstrang in weiten Bereichen beizubehalten. Der Entwicklungs- und Einbauaufwand für parallele Antriebsstrukturen ist im Vergleich zu seriellen und leistungsverzweigten Antriebsstrukturen niedriger, da meistens nur eine elektrische Maschine mit geringerer elektrischer Leistung benötigt

6 Parallelhybrid mit einer Kupplung

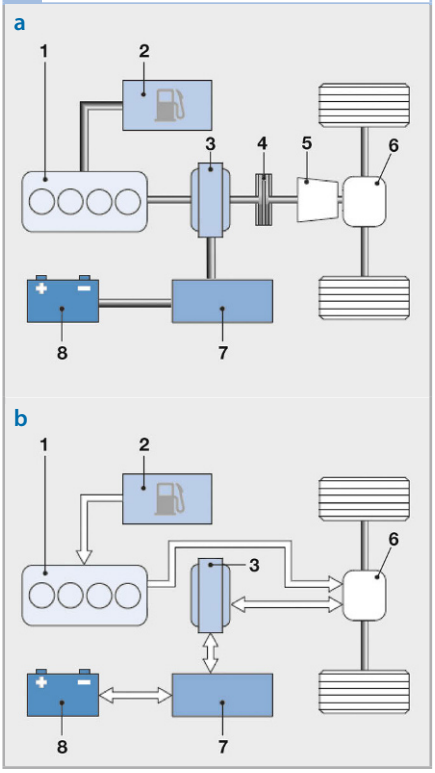


Bild 6
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss

1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 elektrische Maschine
4 Kupplung
5 Getriebe
6 Achsantrieb
7 Pulswechselrichter
8 Batterie

Der Pulswechselrichter wandelt die Gleichspannung an der Batterie in eine Wechselspannung zur Versorgung der elektrischen Maschine um und umgekehrt.

wird und die notwendigen Anpassungen bei der Umstellung eines konventionellen Antriebsstrangs kleiner ausfallen.

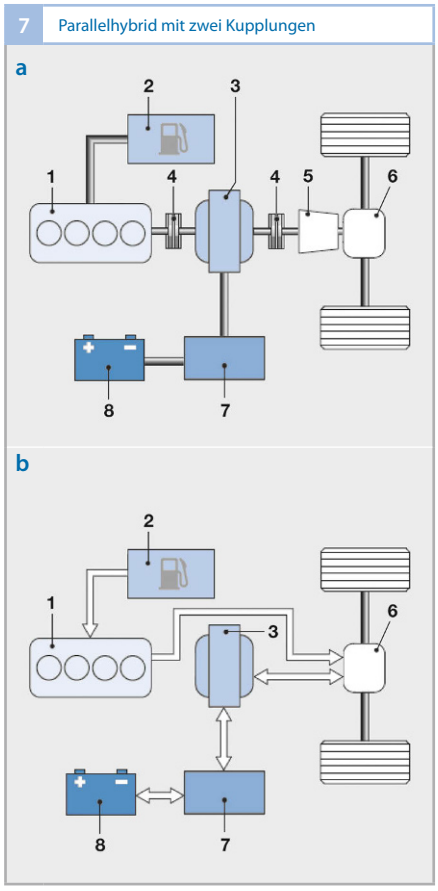
Bei der in Bild 6 gezeigten Variante ist die elektrische Maschine direkt mit dem Verbrennungsmotor verbunden. Im Gegensatz zu seriellen und leistungsverzweigten Antriebsstrukturen kann die Drehzahl des Verbrennungsmotors nicht unabhängig von der Drehzahl des elektrischen Antriebs eingestellt werden. In Verzögerungsphasen des Fahrzeugs kann der Verbrennungsmotor nicht von der elektrischen Maschine abgekoppelt werden und wird damit immer mitgeschleppt. Das Schleppmoment des Verbrennungsmotors verringert dabei das Potential für das regenerative Bremsen. Rein elektrisches Fahren ist mit dieser Antriebsstruktur nicht möglich. Der elektrische Antrieb kann zwar als alleinige Antriebsquelle eingesetzt werden, der Verbrennungsmotor wird aber auch beim Fahren immer mitgeschleppt. Der elektrische Antrieb kann zur Unterstützung des Verbrennungsmotors eingesetzt werden und dadurch das dynamische Fahrverhalten deutlich verbessern.

Ein paralleler Vollhybrid kann auf mehrere Arten aufgebaut werden. Naheliegend ist die folgende Erweiterung (Bild 7): Zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine wird eine weitere Kupplung eingebaut, die das beliebige Zu- und Abschalten des Verbrennungsmotors erlaubt. Dadurch wird rein elektrisches Fahren ermöglicht. Zudem kann der Verbrennungsmotor in Verzögerungsphasen abgekoppelt werden. Das erhöht zum einen das Potential für regeneratives Bremsen. Zum anderen erlaubt es den so genannten Segelbetrieb, bei dem das Fahrzeug frei rollt und nur durch Luftwiderstand und Rollreibung verzögert wird.

Für die Akzeptanz dieser Antriebsstruktur ist es sehr wichtig, den Start des Verbrennungsmotors aus dem elektrischen Fahren heraus ohne Komforteinbußen zu ermöglichen. Es gibt zwei unterschiedliche Möglichkeiten, dies zu erreichen.

Bei der ersten Möglichkeit wird der Verbrennungsmotor bei geöffneter Kupplung durch einen separaten Starter gestartet und es gibt keine unerwünschte Rückwirkung auf die Fahrzeugbewegung. Dazu ist allerdings ein separater Starter erforderlich, den man im Hybridfahrzeug eigentlich einsparen kann.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Verbrennungsmotor, den elektrischen Antrieb und die Kupplung so anzusteuern, dass während des Motorstarts die Rückwirkung auf die Fahrzeugbewegung kompensiert wird. Dazu benötigt eine intelligente



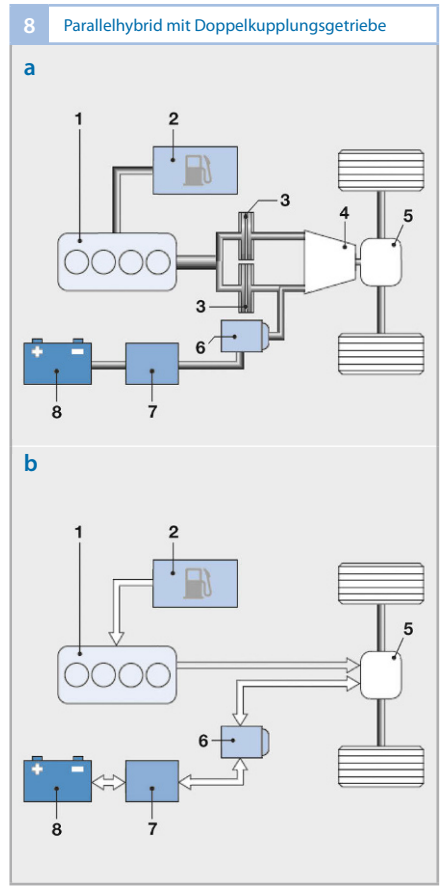


Bild 7
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss

1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 elektrische Maschine
4 Kupplung
5 Getriebe
6 Achsantrieb
7 Pulswechselrichter
8 Batterie

Bild 8
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss

1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 Kupplung
4 Doppelkupplungs-getriebe
5 Achsantrieb
6 elektrische Maschine
7 Pulswechselrichter
8 Batterie

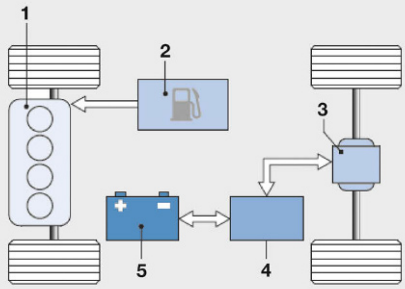
Steuerung Zugriffe auf Messwerte aus dem Verbrennungsmotor, dem elektrischen Antrieb und der Kupplung dazwischen. Die Kupplung muss in der Lage sein, sich an die wechselnden Verhältnisse im laufenden Betrieb automatisch anzupassen und den Vorgaben der Steuerung zu folgen.

Der Einbau der zusätzlichen Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine führt zu einer Verlängerung des Antriebsstrangs. Bei manchen Fahrzeugen ist daher der benötigte Einbauraum für diese Antriebskonfiguration nicht vorhanden.

Hier kann die Integration der elektrischen Maschine in ein Doppelkupplungsgetriebe (Bild 8) Abhilfe schaffen. Die elektrische Maschine ist nicht mehr mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors, sondern mit einem Teilgetriebe des Doppelkupplungsgetriebes verbunden. Bei dieser Anordnung entfällt die zusätzliche Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine. Rein elektrisches Fahren mit stehendem Verbrennungsmotor ist durch Öffnen der Doppelkupplung des Getriebes möglich. Daher handelt es sich bei dieser Anordnung ebenfalls um einen parallelen Vollhybrid. Je nach eingelegtem Gang im Teilgetriebe mit der elektrischen Maschine ist eine unterschiedliche Übersetzung zwischen Verbren-

Bild 9
1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 elektrische Maschine
4 Pulswechselrichter
5 Batterie

9 Elektrifizierung einer separaten Achse (Axle-Split-Parallelhybrid)



nungsmotor und elektrischer Maschine möglich. Dadurch ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad für die Hybridsteuerung, der zur weiteren Verringerung des Kraftstoffverbrauchs genutzt werden kann.

Eine weitere parallele Antriebsstruktur ergibt sich durch die Elektrifizierung einer separaten Achse (**Bild 9**). Hier wird ein konventioneller Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor und Getriebe auf einer angetriebenen Achse mit einer elektrisch angetriebenen Achse kombiniert. Zum Vollhybrid wird die Antriebskonfiguration, sobald der Verbrennungsmotor abgeschaltet und abgekuppelt werden kann, während der elektrische Antrieb das Fahrzeug antreibt. Dazu werden ein automatisiertes Getriebe und ein Start-Stopp-System für den Verbrennungsmotor benötigt. Diese Antriebsstruktur gehört zu den parallelen Hybridantrieben, weil sich die Leistungen von Verbrennungsmotor und elektrischem Antrieb addieren. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Antriebsstrukturen liegt der Additionspunkt nicht innerhalb des Antriebsstrangs, sondern auf der Ebene der angetriebenen Räder.

Das Nachladen der Traktionsbatterie erfolgt in diesem Fall durch regeneratives Bremsen. Im Fahrzeugstillstand ist das Nachladen der Traktionsbatterie nicht möglich. Durch Zusammenwirken von Verbrennungsmotor und elektrischem Antrieb kann ein Allradantrieb für das Fahrzeug realisiert werden. Die Verteilung der Antriebsmomente kann durch eine gezielte Ansteuerung des elektrischen Antriebs in weiten Grenzen verstellt werden. Ein dauerhafter Allradantrieb kann allerdings nur realisiert werden, wenn der elektrische Antrieb nicht nur über die Batterie versorgt wird, sondern eine zweite elektrische Maschine die benötigte elektrische Energie bereitstellen kann.

Mit einer zweiten elektrischen Maschine, die direkt mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist (entweder an der Kurbelwelle oder im Riementrieb), kann zum einen ein dauerhafter Allradantrieb realisiert werden, zum anderen kann damit die Batterie auch während des Fahrzeugstillstands nachgeladen werden.

Serieller Hybridantrieb

Bei seriellen Hybridfahrzeugen (**Bild 10**) treibt der Verbrennungsmotor eine elektrische Maschine an, die als Generator arbeitet. Die dadurch erzeugte elektrische Leistung steht zusammen mit der Batterieleistung einer zweiten elektrischen Maschine zur Verfügung, die den Fahrzeugantrieb übernimmt. Aus Sicht der Energieflüsse liegt in diesem Fall eine Reihenschaltung vor. Ein serieller Hybrid ist immer ein Vollhybrid, da alle dazu benötigten Funktionalitäten (Start-Stopp-Funktionalität, regeneratives Bremsen, hybridisches Fahren, elektrisches Fahren) möglich sind.

Da es im seriellen Hybrid keine mechanische Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und angetriebenen Rädern gibt, bietet diese Antriebsstruktur einige Vorteile. So wird im Antriebsstrang kein herkömmliches Stufengetriebe benötigt. Dadurch ergeben sich neue Freiräume für das Packaging des

gesamten Antriebs. Zudem verursacht der Start des Verbrennungsmotors aus dem elektrischen Fahren heraus keine unerwünschte Rückwirkung auf die Fahrzeugbewegung. Im Fahrbetrieb ist der Hauptvorteil die freie Wahl des Betriebspunkts des Verbrennungsmotors. Dadurch wird eine kraftstoffsparende und emissionsarme Betriebsführung des Fahrzeugs unterstützt. Zudem kann der Verbrennungsmotor auf einen eingeschränkten Betriebsbereich optimiert werden.

Nachteilig beim seriellen Hybrid ist die doppelte elektrische Energiewandlung. Die Verluste durch die zweimalige Energiewandlung sind höher als im Fall einer rein mechanischen Übertragung durch ein Getriebe. Zudem werden für die Übertragung der Leistung des Verbrennungsmotors zwei elektrische Maschinen in derselben Leistungsklasse wie der Verbrennungsmotor benötigt.

Bei kleinen Geschwindigkeiten bietet ein serieller Hybrid trotz der höheren Verluste einen Verbrauchsvorteil, da hier die Vorteile durch die freie Betriebspunktwahl des Verbrennungsmotors überwiegen. Bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten überwiegen die höheren Verluste.

Einsatzgebiete für den seriellen Hybrid sind zurzeit vor allem Diesel-elektrische Lokomotiven und Stadtbusse. Im Pkw-Bereich findet man serielle Antriebsstrukturen immer häufiger bei Elektrofahrzeugen, deren Reichweite im Bedarfsfall durch einen Verbrennungsmotor als „Range-Extender“ erweitert wird.

Ein serieller Hybrid wird zum seriell-parallelen Hybrid (**Bild 11**) erweitert, indem eine mechanische Verbindung zwischen den beiden elektrischen Maschinen hergestellt wird, die durch eine Kupplung wahlweise verbunden oder getrennt wird. Der seriell-parallele Hybrid kann bei kleinen Geschwindigkeiten die Vorteile des seriellen Hybrids nutzen und die Nachteile bei größeren Geschwindigkeiten durch Schließen der Kupplung umgehen. Im Fall der geschlossenen Kupplung verhält sich der seriell-parallele Hybrid wie ein Parallelhybrid. Da die doppelte Energiewandlung auf den Bereich kleinerer Geschwindigkeiten und Leistungen begrenzt wird, reichen für den seriell-parallelen Hybrid kleinere elektrische Maschinen als beim seriellen Hybrid aus. Im Vergleich zum seriellen Hybrid geht wegen der mechanischen Verbindung zwischen dem Verbrennungsmotor und den angetriebenen Rädern der Vorteil im Packaging verloren. Im Vergleich zum parallelen Hybrid werden für die gleiche Aufgabe zwei elektrische Maschinen benötigt.

10 Serieller Hybridantrieb

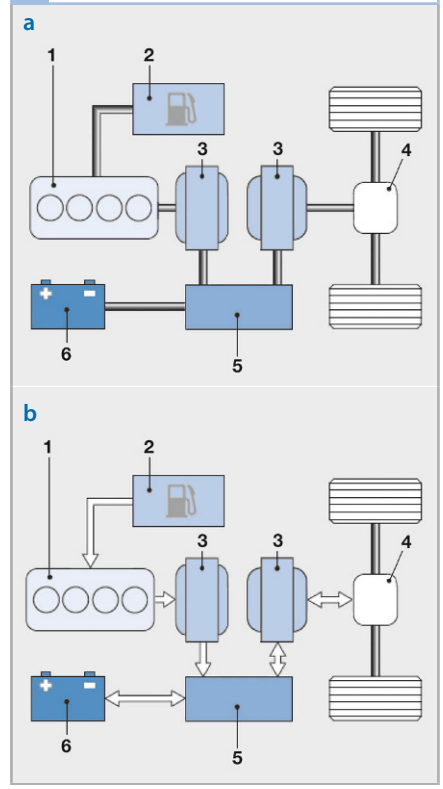


Bild 10
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss

1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 elektrische Maschine
4 Achsantrieb
5 Pulswechselrichter
6 Batterie

Leistungsverzweigter Hybridantrieb

Leistungsverzweigte Hybridfahrzeuge kombinieren Merkmale von parallelen und seriellen Hybridfahrzeugen mit denen einer Leistungsverzweigung. Ein Teil der Verbrennungsmotorleistung wird durch eine erste elektrische Maschine in elektrische Leistung umgewandelt, der verbleibende Teil treibt zusammen mit einer zweiten elektrischen Maschine das Fahrzeug an. Ein leistungsverzweigter Hybrid ist immer ein Vollhybrid, da alle dazu benötigten Funktionalitäten (Start-Stopp-Funktionalität, regeneratives Bremsen, hybridisches Fahren, elektrisches Fahren) möglich sind.

Der Aufbau ist in Bild 12 gezeigt. Zentrales Element ist ein Planetengetriebe, mit dessen drei Wellen der Verbrennungsmotor und zwei elektrische Maschinen verbunden sind. Wegen der kinematischen Randbedingungen am Planetengetriebe kann die Drehzahl des Verbrennungsmotors innerhalb gewisser Grenzen unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit eingestellt werden. In Anlehnung an ein stufenloses Getriebe (Continuously Variable Transmission, CVT) spricht man von einem elektrischen stufenlosen Getriebe (ECVT).

Durch das Planetengetriebe wird ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors über einen mechanischen Pfad an die angetriebenen Räder weitergegeben. Der andere Teil der Leistung kommt über einen elektrischen Pfad mit zweimaliger Energiewandlung zu

11 Seriell-paralleler Hybridantrieb

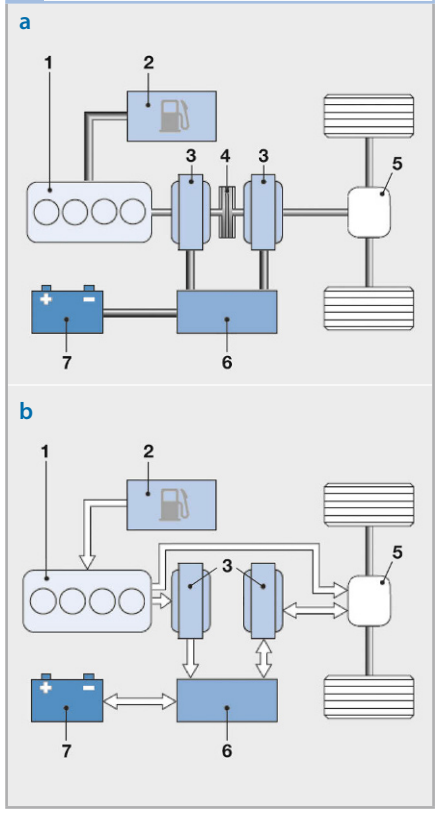


Bild 11
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss

1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 elektrische Maschine
4 Kupplung
5 Achsantrieb
6 Pulswechselrichter
7 Batterie

12 Leistungsverzweigter Hybridantrieb

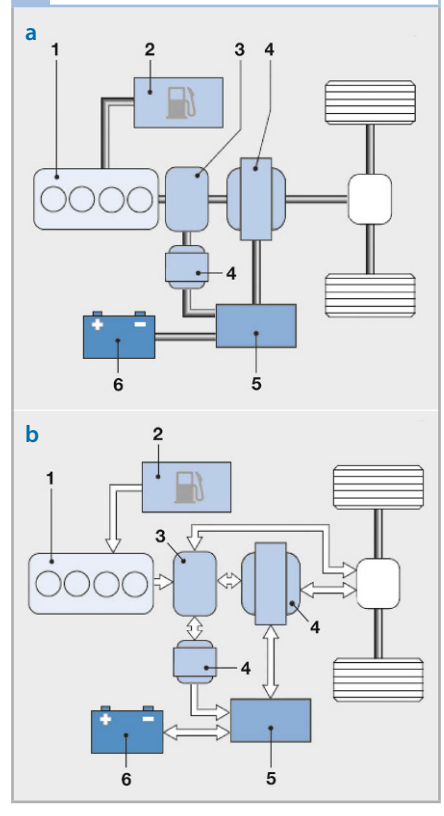


Bild 12
a) Antriebsstruktur
b) Energiefluss
1 Verbrennungsmotor
2 Tank
3 Planetengetriebe
4 elektrische Maschine
5 Pulswechselrichter
6 Batterie

den angetriebenen Rädern. Ähnlich wie beim seriellen Hybrid kann bei kleinen angeforderten Leistungen der elektrische Übertragungspfad genutzt werden. Für größere Leistungen steht zusätzlich der mechanische Übertragungspfad zur Verfügung. Es kann allerdings nicht beliebig zwischen dem mechanischen und dem elektrischen Übertragungspfad gewechselt werden. Je nach Auslegung des Planetengetriebes, der elektrischen Maschinen und des Verbrennungsmotors sind ohne zusätzliche Getriebe immer nur bestimmte Kombinationen zwischen mechanischem und elektrischem Übertragungspfad möglich. Dadurch ermöglicht der leistungsverzweigte Hybrid eine große Kraftstoffeinsparung bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten. Bei hohen Geschwindigkeiten kann keine zusätzliche Kraftstoffeinsparung erreicht werden.

Im leistungsverzweigten Hybrid werden, ähnlich wie beim seriellen Hybrid, elektrische Maschinen mit relativ großen Leistungen im Bereich der installierten Verbrennungsmotorleistung benötigt.

Durch den Einsatz eines zweiten Planetengetriebes kann der leistungsverzweigte Hybrid um mechanische, feste Gangstufen erweitert werden. Der mechanische Aufwand steigt dabei, der elektrische Aufwand wird reduziert. Es genügen dann kleinere elektrische Maschinen für ein vergleichbares Konzept. Zudem kann der Kraftstoffverbrauch bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten verbessert werden.

Steuerung von Hybridfahrzeugen

Die Effizienz, die mit dem jeweiligen Hybridantrieb erzielt werden kann, hängt entscheidend von der übergeordneten Hybridsteuerung ab. **Bild 13** zeigt am Beispiel eines Fahrzeugs mit parallelem Hybridantrieb die Funktions- und Softwarestruktur sowie die Vernetzung der einzelnen Komponenten und Steuergeräte im Antriebsstrang. Die übergreifende Hybridsteuerung koordiniert das gesamte System, wobei die Teilsysteme über eigene Steuerungsfunktionalitäten verfügen. Es handelt sich dabei um Batterie-Management, Motor-Management, Management der elektrischen Maschine, Getriebe-Management und Management des Bremssystems. Neben der reinen Steuerung der Teilsysteme beinhaltet die Hybridsteuerung auch eine Betriebsstrategie, die die Betriebsweise des Antriebsstrangs optimiert. Die Betriebsstrategie nimmt Einfluss auf die verbrauchs- und emissionsreduzierenden Funktionen des Hybridfahrzeugs, d. h. auf Start-Stopp-Betrieb des Verbrennungsmotors, regeneratives Bremsen, hybridisches und elektrisches Fahren.

Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge

Die Betriebsstrategie bestimmt die Aufteilung der Antriebsleistung auf Verbrennungsmotor und elektrischen Antrieb. Damit entscheidet sie, inwieweit die Potentiale zur Kraftstoffeinsparung und Emissionsminderung eines Fahrzeuges ausgenutzt werden. Die Betriebsstrategie muss zudem die unterschiedlichen Hybridfunktionalitäten wie regeneratives Bremsen, hybridisches und elektrisches Fahren umsetzen.

Die Auswahl und Umschaltung zwischen den einzelnen Zuständen erfolgt unter Berücksichtigung zahlreicher Bedingungen, die beispielsweise die Fahrpedalstellung, den La-

13 Vernetzung der Steuersysteme im Antriebsstrang

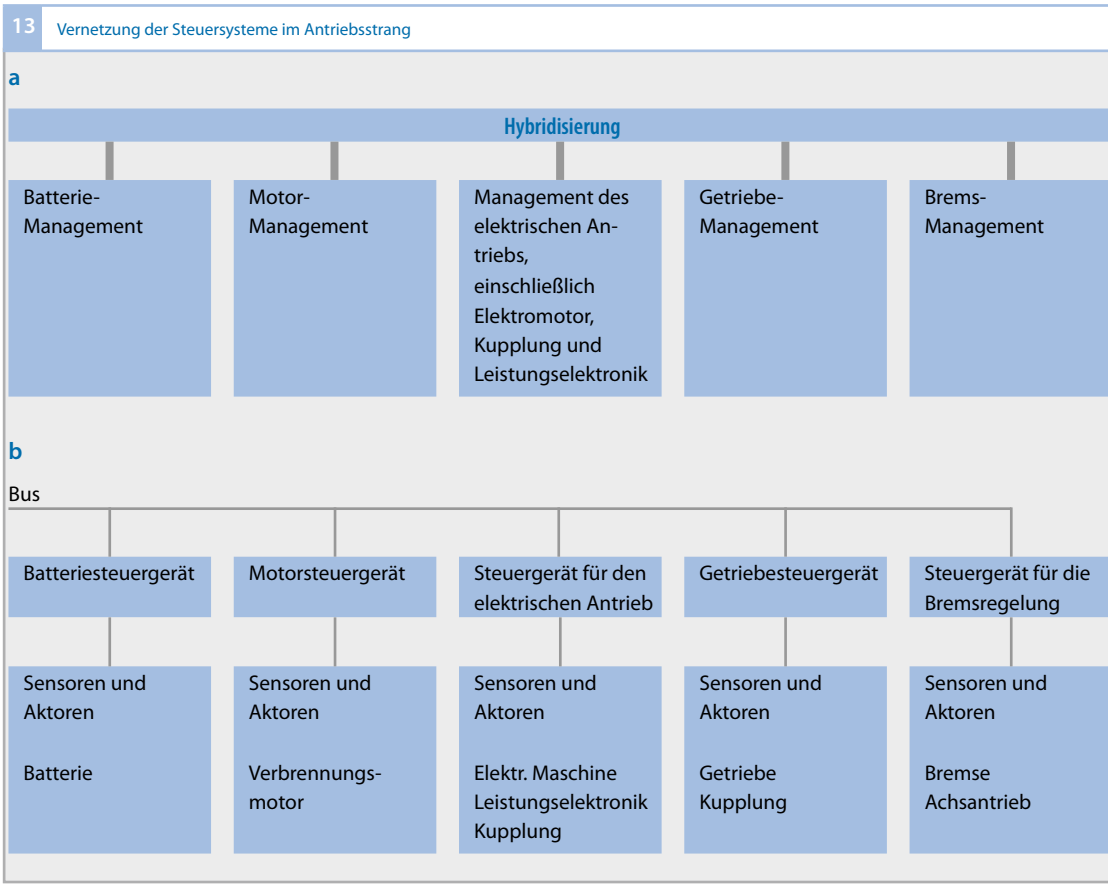


Bild 13
a) Funktions- und Softwarestruktur
b) Komponenten des Antriebsstrangs und zugehörige Steuergeräte

dezustand der Batterie und die Geschwindigkeit des Fahrzeuges betreffen. Je nach Optimierungsziel (z. B. Kraftstoffeinsparung oder Emissionsminderung) ergibt sich ein unterschiedliches Verhalten der Komponenten im Hybridfahrzeug.

Betriebsstrategie zur NO_x-Reduzierung

Fahrzeuge mit mager betriebenen Verbrennungsmotoren erreichen schon im Teillastbetrieb relativ niedrige Verbrauchswerte. Im Teillastbetrieb ist aber der Einfluss der Reibleistung recht groß, so dass auch der spezifische Kraftstoffverbrauch hoch ist. Zudem führen niedrige Verbrennungstemperaturen und lokaler Sauerstoffmangel im niedrigen Teillastbereich zu hohen Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen. Schon ein elektrischer Antrieb mit relativ kleiner Leistung kann den Verbrennungsmotor als Antrieb im niedrigen Lastbereich ersetzen. Wenn sich die notwendige elektrische Energie durch regeneratives Bremsen gewinnen lässt, kann diese einfache Strategie einen großen Vorteil für Kraftstoffverbrauch und Emissionen erbringen.

Bild 14 zeigt, in welchen Bereichen der Verbrennungsmotor im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) vornehmlich betrieben wird. Der Pkw-Dieselmotor wird sowohl bei

niedriger Teillast (d. h. bei schlechten Wirkungsgraden und hohen HC- und CO-Emissionen) als auch bei mittlerer und höherer Last (d. h. im Bereich hoher NO_x-Emissionen) betrieben.

Bild 14 zeigt weiterhin den Bereich der Betriebspunkte für einen Parallelhybrid, der niedrige Verbrennungsmotorlasten durch rein elektrisches Fahren oder durch Lastpunktanhebung umgeht. Dadurch wird einerseits der Kraftstoffverbrauch reduziert, andererseits werden die – in diesem Bereich hohen – CO-, HC- und NO_x-Emissionen verringert. Für eine weitere Senkung der NO_x-Emissionen können durch den gleichzeitigen Betrieb von elektrischem Antrieb und Verbrennungsmotor die Lastpunkte im mittleren Lastbereich abgesenkt werden.

Betriebsstrategie zur CO_2-Reduzierung

Bei Fahrzeugen mit stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren können aufgrund des eingesetzten Dreiwegekatalysators niedrigste Emissionswerte realisiert werden. Bei diesen Fahrzeugen liegt der Fokus auf der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit auch der CO_2-Emissionen. Bild 15 zeigt für verschiedene Antriebsstrukturen eine mögliche Optimierung des Betriebsbereichs des Verbrennungsmotors hinsichtlich minimaler CO_2-Emissionen.

Im neuen europäischen Fahrzyklus werden Verbrennungsmotoren in konventionellen Fahrzeugen bei niedriger Teillast und damit bei schlechtem Wirkungsgrad betrieben. Beim Fahrzeug mit parallelem Hybridantrieb können niedrige Verbrennungsmotorlasten durch rein elektrisches Fahren vermieden werden (Bild 15a). Da die benötigte elektrische Energie in der Regel nicht ausschließlich durch Rekuperation gewonnen werden kann, wird die elektrische Maschine anschließend generatorisch betrieben. Hieraus resultiert im Vergleich zum konventio-

14 Zur Betriebsstrategie zur Reduzierung der NO_x-Emissionen

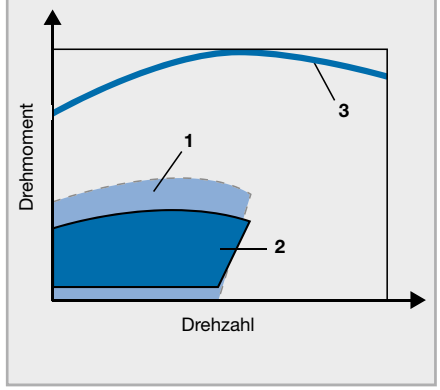


Bild 14
Bereiche der Betriebspunkte im neuen europäischen Fahrzyklus:
1 Rein verbrennungsmotorischer Antrieb
2 Parallelhybrid-Antrieb mit Betriebsstrategie zur Reduzierung der NO_x-Emissionen
3 maximales Drehmoment des Verbrennungsmotors

15 Zur Betriebsstrategie zur Reduzierung der CO_2-Emissionen

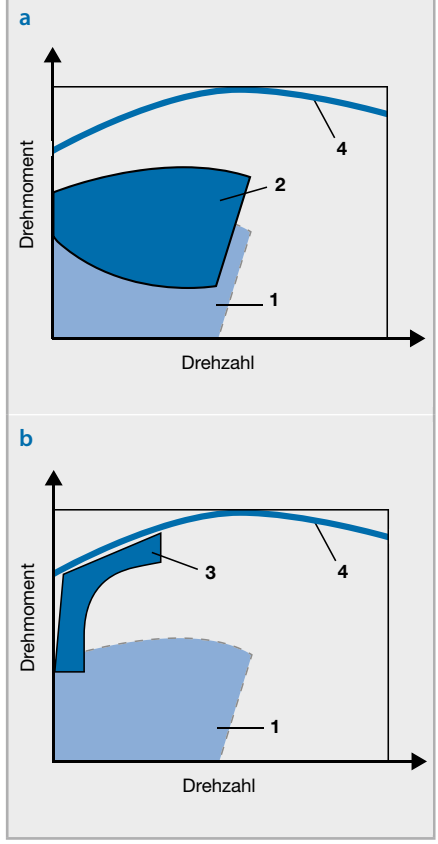


Bild 15
Bereiche der Betriebspunkte im neuen europäischen Fahrzyklus:
a) Vergleich eines rein verbrennungsmotorischen Antriebs mit einem Parallelhybrid-Antrieb
b) Vergleich eines rein verbrennungsmotorischen Antriebs mit einem leistungsverzweigten Hybridantrieb

1 Rein verbrennungsmotorischer Antrieb
2 Parallelhybrid-Antrieb
3 leistungsverzweigter Hybridantrieb
4 maximales Drehmoment des Verbrennungsmotors

nellen Fahrzeug eine Verschiebung des Betriebs des Verbrennungsmotors zu höheren Lasten und damit zu besseren Wirkungsgraden.

Im Fall des leistungsverzweigten Hybridfahrzeugs (**Bild 15b**) wird der Betriebsbereich des Verbrennungsmotors gegenüber dem parallelen Hybridfahrzeug stärker eingeschränkt. Er wird in der Regel drehzahlabhängig bei der Last betrieben, bei der der gesamte Antriebsstrang energieoptimal arbeitet.

Regeneratives Bremssystem

Beim regenerativen Bremsen (auch als Rekuperation bezeichnet) wird bei Verzögerungsvorgängen die kinetische Energie des Fahrzeugs durch die elektrische Maschine, die dafür generatorisch betrieben wird, in elektrische Energie umgewandelt. So kann ein Teil der Energie, die beim Bremsen normalerweise als Reibungswärme verloren geht, in Form von elektrischer Energie in die Batterie eingespeist und anschließend genutzt werden.

Schleppmomentennachbildung

Eine einfache Möglichkeit, regeneratives Bremsen zu realisieren, ist die Schleppmomentennachbildung. Dabei wird die elektrische Maschine generatorisch betrieben, sobald der Fahrer vom Gas geht. Die Betätigung des Bremspedals ist dafür nicht erforderlich. Bei einem Vollhybrid wird der Verbrennungsmotor in diesem Fall abgekoppelt und die elektrische Maschine übt ein generatorisches Moment in der Größenordnung des Schleppmoments des Verbrennungsmotors aus. Lässt sich der Verbrennungsmotor nicht abkoppeln (wie z. B. bei einem Mild-Hybrid), kann alternativ ein geringeres generatorisches Moment zusätzlich zum Schleppmoment des Verbrennungsmotors auf den Antriebsstrang ausgeübt werden (Schleppmomentenerhöhung). Dadurch verändert sich das Fahrzeugverhalten gegenüber einem nicht hybridisierten Fahrzeug nur unwesentlich.

Regeneratives Bremssystem

Bei Bremsvorgängen kann die elektrische Maschine zusätzlich zur Schleppmomentennachbildung oder -erhöhung ein zusätzliches generatorisches Moment ausüben. Dadurch verzögert das Fahrzeug bei glei-

cher Bremspedalstellung schneller als ein vergleichbares konventionelles Fahrzeug. Das verfügbare generatorische Moment hängt von der Fahrzeuggeschwindigkeit, von dem eingelegten Gang und von dem Ladezustand der Batterie ab. Deshalb kann es selbst bei gleicher Bremspedalstellung zu unterschiedlich starkem Bremsverhalten des Fahrzeugs kommen. Dieser Unterschied im Bremsverhalten wird vom Fahrer als umso störender empfunden, je größer der Anteil des generatorischen Moments an der Fahrzeugverzögerung ist. Aus diesem Grund lassen sich mit diesem einfachen regenerativen Bremssystem nur geringe Leistungen rekuperieren.

Kooperativ regeneratives Bremssystem

Zur weiteren Ausnutzung der kinetischen Energie muss bei höheren Verzögerungen das Betriebsbremssystem modifiziert werden. Dazu muss das gesamte Reibmoment der Betriebsbremse oder ein Teil davon gegen ein regeneratorisches Bremsmoment ausgetauscht werden, ohne dass sich die Fahrzeugverzögerung bei konstant gehaltener Bremspedalstellung und -kraft ändert. Dies wird beim kooperativ regenerativen Bremssystem realisiert, bei dem Fahrzeugsteuerung und Bremssystem derart interagieren, dass stets genau so viel Reibbremsmoment zurückgenommen wird, wie generatorisches Bremsmoment von der elektrischen Maschine dargestellt werden kann.

Fahrsicherheit im Kraftfahrzeug

Neben den Komponenten des Antriebsstrangs (Motor, Getriebe), die für den Vortrieb des Kraftfahrzeugs sorgen, übernehmen auch die Fahrzeugsysteme, die den Vortrieb begrenzen und das Fahrzeug abbremsen, eine wichtige Rolle. Erst sie machen das sichere Bewegen des Fahrzeugs im Straßenverkehr möglich. Aber auch Systeme, die die Insassen bei Unfällen schützen, werden immer wichtiger.

Sicherheitssysteme

Auf die Fahrsicherheit im Straßenverkehr haben viele Größen einen Einfluss:

- der Zustand des Kraftfahrzeugs (z. B. Ausrüstungsgrad, Reifenzustand, Verschleißerscheinungen),
- die Wetter-, Straßen- und Verkehrsverhältnisse (z. B. Seitenwind, Straßenbelag oder Verkehrsdichte) sowie
- die Qualifikation des Fahrers, also seine Fähigkeiten und Befindlichkeiten.

Leistete früher – natürlich neben der Fahrzeugbeleuchtung – im Wesentlichen nur die Bremsanlage mit dem Bremspedal, den Bremsleitungen und den Radbremsen einen Beitrag zur Fahrsicherheit, so kamen immer mehr Systeme hinzu, die in die Bremsanlage eingreifen. Diese Sicherheitssysteme werden wegen ihres aktiven Eingriffs auch als *Aktive Sicherheitssysteme* bezeichnet.

Fahrsicherheitssysteme, wie sie in Fahrzeugen nach dem neuesten Stand der Technik integriert sind, verbessern in hervorragender Weise die Fahrsicherheit des Fahrzeugs.

Die Bremse ist eine wichtige Komponente im Kraftfahrzeug. Sie ist für das sichere Bewegen des Kraftfahrzeugs im Straßenverkehr unverzichtbar. Bei den niedrigen Geschwindigkeiten und der geringen Verkehrsdichte in der Anfangszeit der Automobilgeschichte waren die Ansprüche an die Bremsanlage im Vergleich zu heute wesentlich geringer. Im Lauf der Zeit wurde die Bremsanlage immer weiterentwickelt. Letztendlich sind die hohen Geschwindigkeiten, die heute mit den Autos gefahren werden können, nur deshalb möglich, weil zuverlässige Bremsanlagen das Fahrzeug auch in Gefahrensituationen sicher abbremsen und zum Stillstand bringen können. Die Bremsanlage ist damit ein wichtiger Bestandteil der Sicherheitssysteme im Kraftfahrzeug.

Wie in allen Bereichen des Kraftfahrzeugs hat auch bei den Sicherheitssystemen die Elektronik Einzug gehalten. Die mittlerweile an die Sicherheitssysteme gestellten Anforderungen können nur noch mit elektronischer Hilfe erfüllt werden.

1 Sicherheit im Straßenverkehr (Begriffe und Einflussgrößen)

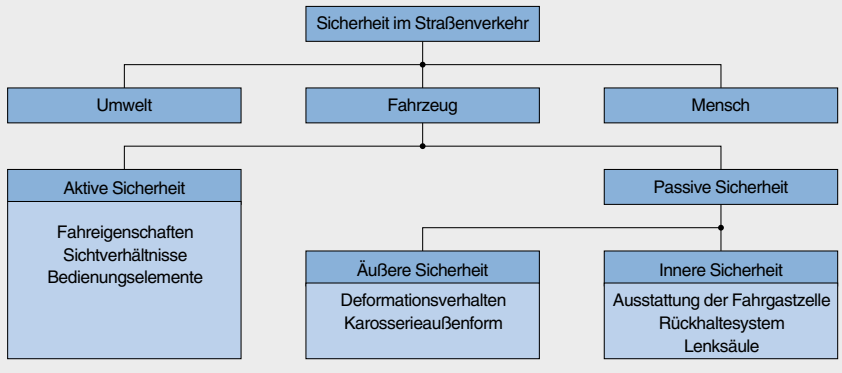


Tabelle 1

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_19

1 Sicherheitssysteme im Kraftfahrzeug

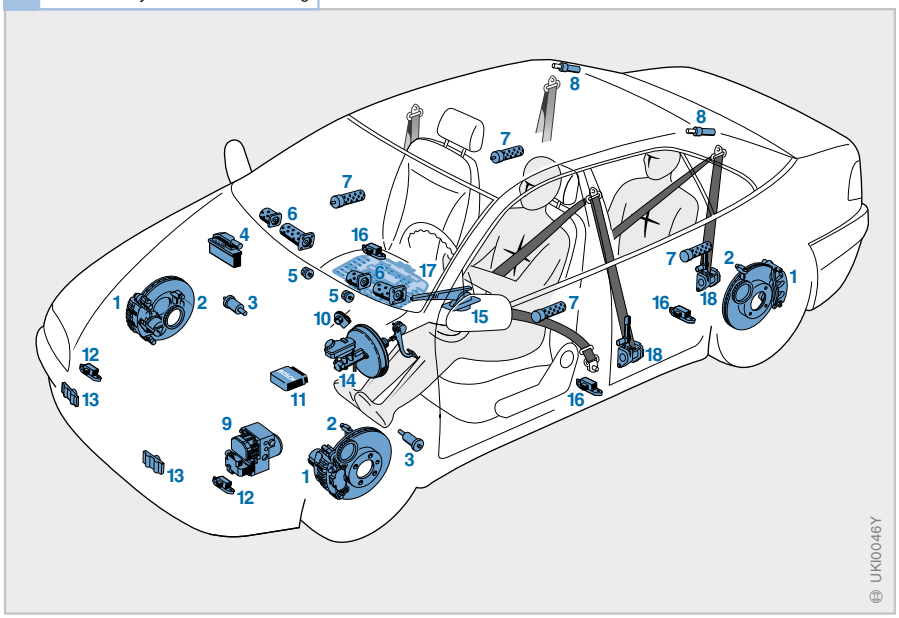


Bild 1
1 Radbremse mit Bremsscheibe
2 Raddrehzahlsensor
3 Gasgenerator Fußairbag
4 ESP-Steuergerät (mit ABS- und ASR-Funktion)
5 Gasgenerator Knieairbag
6 Gasgeneratoren für Fahrer- und Beifahrerairbag (2-stufig)
7 Gasgenerator Seitenairbag
8 Gasgenerator Kopfairbag
9 ESP-Hydroaggregat
10 Lenkwinkelsensor
11 Airbag-Steuergerät
12 Upfront-Sensor
13 Precrash-Sensor
14 Bremskraftverstärker mit Hauptzylinder und Bremspedal
15 Feststellbremse Bedienhebel
16 Beschleunigungssensor
17 Sensormatte für Sitzbelegungserkennung
18 Sicherheitsgurt mit Gurtstraffer

Aktive Sicherheitssysteme

Diese Systeme helfen, Unfälle zu vermeiden und tragen damit vorbeugend zur Sicherheit im Straßenverkehr bei. Beispiele für die aktiven Fahrsicherheitssysteme sind

- das ABS (**A**nti**b**lockier**s**ystem),
- die ASR (**A**ntriebs**s**chlupf**r**egelung) und
- das ESP (**E**lektronische **S**tabilitäts-**P**rogramm).

Diese Sicherheitssysteme stabilisieren das Fahrzeug in kritischen Situationen und erhalten dabei deren Lenkbarkeit.

Systeme wie die adaptive Fahrgeschwindigkeitsregelung (ACC, **A**daptive **C**ruise **C**ontrol) leisten neben dem Beitrag zur Fahrsicherheit im Wesentlichen einen Beitrag zum Fahrkomfort, indem der Abstand zum vorderen Fahrzeug durch automatisches Gaswegnehmen oder auch durch aktive Bremseingriffe eingehalten wird.

Passive Sicherheitssysteme

Diese Systeme dienen dem Schutz der Insassen vor schweren Verletzungen im Fall eines Unfalls. Sie senken die Verletzungsgefahr und mildern die Unfallfolgen.

Beispiele für passive Sicherheitsausrüstung sind der gesetzlich vorgeschriebene Sicherheitsgurt sowie der Airbag, der inzwischen an verschiedenen Stellen innerhalb der Fahrgastzelle als Front- oder Seitenairbag zu finden ist.

Bild 1 zeigt ein Fahrzeug mit den Sicherheitssystemen und ihren Komponenten, wie sie in Fahrzeugen nach dem jetzigen Stand der Technik zu finden sind.

Grundlagen des Fahrens

Verhalten des Fahrers

Um das Fahrverhalten eines Fahrzeugs an den Fahrer und sein Fahrvermögen anpassen zu können, ist es notwendig, das Verhalten des Fahrers zu analysieren. Grundsätzlich wird das Handeln des Fahrers folgendermaßen unterteilt:

- das Führungsverhalten und
- das Stabilisierungsverhalten.

Das Führungsverhalten ist gekennzeichnet vom „Vorausschauen können“ des Fahrers, d. h. von seiner Fähigkeit, die Bedingungen und Verhältnisse des jeweiligen Moments einer Fahrt abzuschätzen und daraus z. B. folgende Schlüsse zu ziehen:

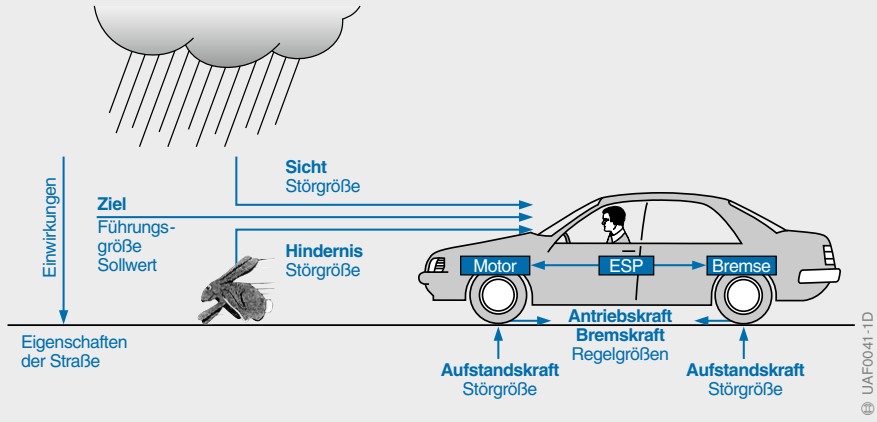
- wie stark er das Lenkrad einzuschlagen hat, um die folgende Kurve spurgenau durchfahren zu können,
- wann er beginnen muss zu bremsen, um rechtzeitig anhalten zu können oder
- wann er den Beschleunigungsvorgang einleiten muss, um gefahrlos überholen zu können.

Lenkradeinschlag, Bremsen und Gasgeben sind wichtige Führungselemente, die umso exakter eingesetzt werden können, je größer die Erfahrung des Fahrers ist.

Während der Fahrer das Fahrzeug stabilisiert (Stabilisierungsverhalten), stellt er fest, dass es Abweichungen von der Sollstrecke (dem Fahrbahnverlauf) gibt und dass er die abgeschätzte Voreinstellung bzw. Vorsteuerung (Lenkradstellung, Gaspedalstellung) korrigieren muss, um das Schleudern oder das Abkommen von der Fahrbahn zu verhindern. Je besser also die Abschätzung des Fahrers im Führungsverhalten ist, desto weniger muss er nachträglich stabilisieren (korrigieren), desto stabiler bleibt das Fahrzeug. Solche Korrekturen werden immer geringer, je besser Voreinstellung (Lenkradeinschlag) und Fahrbahnverlauf übereinstimmen, da sich das Fahrzeug bei geringfügigen Korrekturen „linear“ verhält (Fahrervorgaben werden proportional ohne große Abweichungen auf die Straße übertragen).

Der erfahrene Fahrer kann die Fahrzeugbewegung anhand seiner Fahrvorgaben und aufgrund vorhersehbarer Einwirkungen von außen (z. B. Kurven, herannahende Baustellen o. Ä.) wirklichkeitsnah abschätzen. Beim unerfahrenen Fahrer dauert dieser Anpassungsvorgang länger und ist mit größeren Unsicherheitsfaktoren belastet. Daraus folgt für den unerfahrenen Fahrer, dass der Schwerpunkt seines Fahraufwands im Stabilisierungsverhalten liegt.

1 Gesamtsystem „Fahrer – Fahrzeug – Umwelt“



Tritt für Fahrer und Fahrzeug ein unvorhergesehenes Ereignis ein (z. B. unerwartet scharfe Kurve bei gleichzeitig behinderter Sicht o. Ä.), so kann der Fahrer falsch reagieren und in der Folge das Fahrzeug ins Schleudern geraten. Das Fahrzeug verhält sich dann nichtlinear, d. h. für den Fahrer nicht mehr vorhersehbar, und bewegt sich im physikalischen Grenzbereich. In dieser Situation sind sowohl der erfahrene als auch der unerfahrene Fahrer mit der Fahrzeugbeherrschung überfordert.

Unfallursachen und Unfallverhütung

Im Straßenverkehr ist der überwiegende Teil aller Unfallursachen bei „Unfällen mit Personenschaden" auf personenbezogenes Fehlverhalten zurückzuführen. Unfallstatistiken zeigen, dass dabei eine nicht angepasste Geschwindigkeit die Hauptunfallursache ist. Weitere Ursachen sind

- falsche Straßenbenutzung,
- Abstandsfehler,
- Vorfahrts-/Vorrangfehler oder
- falsches Abbiegen und
- Fahren unter Alkoholeinfluss.

Technische Mängel (Beleuchtung, Bereifung, Bremsen usw.) bzw. fahrzeugbezogene Ursachen wurden in nur geringem Maße registriert. Andere, vom Fahrer nicht beeinflussbare, unfallbezogene Ursachen (z. B. Wetter) waren dagegen schon häufiger festzustellen.

Anhand dieser Fakten wird deutlich, dass die Sicherheitstechnik eines Fahrzeugs (in besonderem Maße die dafür notwendige Elektronik) immer weiter verbessert werden muss, um

- den Fahrer in Extremsituationen bestmöglich zu unterstützen,
- Unfälle zu vermeiden oder
- Unfallfolgen zu mildern.

In fahrkritischen Situationen gilt es deshalb, das Fahrzeugverhalten in Grenzbereichen und extremen Fahrsituationen für den Fahrer „vorhersehbar" zu machen. Die Erfassung verschiedener Parameter (Drehzahl der Räder, Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit usw.) und deren elektronische Weiterverarbeitung in einem oder mehreren Steuergeräten hilft, die Vorgänge in extrem kurzer Zeit durch geeignete Maßnahmen „beherrschbarer" zu machen.

Folgende Situationen oder Gefahren sind Beispiele für mögliche Erfahrungen mit Grenzbereichen:

- sich verändernde Straßen-/Witterungsverhältnisse,
- Konflikte mit anderen Verkehrsteilnehmern,
- Konflikte mit Tieren bzw. Hindernissen auf der Fahrbahn oder
- ein plötzlicher Schaden (geplatzter Reifen) am Fahrzeug.

Kritische Situationen im Straßenverkehr

Kritische Situationen im Straßenverkehr zeichnen sich dadurch aus, dass sich die Verkehrssituation sehr schnell ändert, etwa durch ein plötzlich auftauchendes Hindernis oder plötzlich wechselnden Fahrbahnzustand. Hinzu kommt oft auch ein Fehlverhalten der Autofahrer, die mangels Erfahrung in kritischen Situationen bei zu hoher Geschwindigkeit oder wegen Unaufmerksamkeit falsch reagieren.

In der Regel erkennt der Fahrer nicht, inwieweit er mit Ausweich- oder Bremsmanövern in kritischen Fahrsituationen einen physikalischen Grenzbereich berührt, da er fast nie in derart kritische Fahrsituationen gerät. Er erkennt nicht, inwieweit er das zur Verfügung stehende Kraftschlusspotenzial zwischen Reifen und Fahrbahn bereits „aufgebraucht" hat oder ob das Fahrzeug gerade an der Grenze zur Manövrierunfähigkeit bzw. zum Schleudern steht. Demzufolge ist er in solchen Momenten unvorbereitet und reagiert deshalb falsch oder zu heftig. Unfälle oder Situationen, die andere Verkehrsteilnehmer gefährden, sind die Folge.

Unfälle können aber auch über die bereits genannten Unfallursachen hinaus, z. B. durch eine nicht angepasste Technik oder mangelhafte Infrastruktur (schlechte Ver-

kehrswegekonzepte, veraltete Verkehrsleitführung), verursacht werden.

Verbesserungen des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs und der Fahrerunterstützung in kritischen Situationen können nur dann als solche gewertet werden, wenn sie nachhaltig sowohl Unfallzahlen als auch -folgen senken. Um eine solche kritische Situation zu entschärfen bzw. zu bewältigen, sind schwierige Fahrmanöver notwendig, z. B.

- schnelles Lenken und Gegenlenken,
- Fahrspurwechsel in Verbindung mit einer Vollbremsung,
- Spurhalten bei beschleunigter Kurvenfahrt oder wechselndem Fahrbahnbelag.

Die Folge davon ist fast immer ein fahrdynamisch kritisches Verhalten des Fahrzeugs, d. h., es verhält sich wegen zu geringer Haftung der Reifen nicht mehr so, wie es den Erwartungen des Fahrers entspricht und weicht vom gewünschten Kurs ab.

Der Fahrer ist aufgrund mangelnder Erfahrung in solchen Grenzsituationen häufig nicht mehr in der Lage, das Fahrzeug zu einer kontrollierten Bewegung zurückzuführen. Oft gerät er dadurch sogar in Panik und reagiert falsch oder zu stark. Hat er beispielsweise bei einem Ausweichmanöver das Lenkrad zu heftig eingeschlagen, lenkt er noch heftiger in die Gegenrichtung, um die Bewegung wieder auszugleichen. Mehrfaches Lenken und Gegenlenken mit immer stärkerem Lenkradeinschlag führen dann dazu, dass sich das Fahrzeug nicht mehr beherrschen lässt und zu schleudern beginnt.

Fahrverhalten

Das Verhalten eines Fahrzeugs im Straßenverkehr wird durch verschiedene Einflüsse bestimmt, die sich grob in drei Bereiche einteilen lassen:

- Fahrzeugeigenschaften,
- Verhalten, Leistungsvermögen und Reaktionsfähigkeit des Fahrers und
- umgebende Bedingungen.

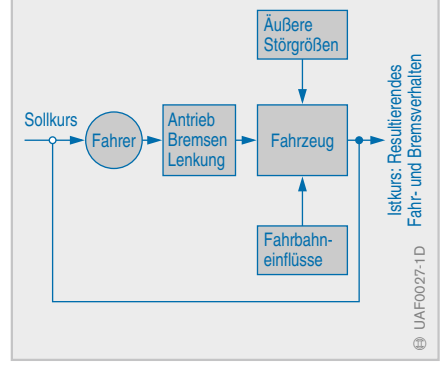
Die Bauweise und Auslegung eines Fahrzeugs beeinflussen dessen Bewegungen und dessen Fahrverhalten.

Das Fahrverhalten ist die Fahrzeugreaktion auf Fahrerhandlungen (z. B. Lenken, Gasgeben, Bremsen) und auf Störungen von außen (z. B. Fahrbahnzustand, Wind). Gutes Fahrverhalten zeigt sich in der Fähigkeit, den Kurs exakt zu halten und damit die Aufgabe eines Fahrers voll zu erfüllen. Dabei hat der Fahrer die Aufgaben,

- seine Fahrt den Verkehrs- und Straßenverhältnissen anzupassen,
- die geltenden Gesetze im Straßenverkehr zu befolgen,
- der Fahrstrecke, gegeben durch den Straßenverlauf, bestmöglich zu folgen und
- vorausschauend und verantwortungsbewusst sein Fahrzeug zu führen.

So gleicht der Fahrer die Fahrzeuglage und die Fahrzeugbewegungen immer wieder einem subjektiv empfundenen Idealzustand an. Er reagiert vorausschauend, handelt gemäß seiner Erfahrung und passt sich so dem aktuellen Straßenverkehrsgeschehen an.

2 Gesamtsystem „Fahrer – Fahrzeug – Umwelt“ als Regelkreis



Beurteilung des Fahrverhaltens

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens ist die subjektive Beurteilung durch versierte Fahrer noch immer der wichtigste Beitrag. Subjektive Wahrnehmungen lassen nur relative Bewertungen zu, geben also keinen Aufschluss über objektive „Wahrheiten". Subjektive Erfahrungen mit einem Fahrzeug können folglich nur vergleichend mit Erfahrungen an anderen Fahrzeugen eingesetzt werden.

Das Fahrzeugverhalten beurteilen Testfahrer in Fahrversuchen mit ausgewählten Fahrmanövern, die in ihrer Konzeption direkt am „normalen" Verkehrsgeschehen orientiert sind. In einem geschlossenen Regelkreis (englisch: *closed loop*) wird das Gesamtsystem (einschließlich Fahrer) beurteilt. Dabei wird der bezüglich seines Verhaltens nicht präzise zu definierende Fahrer durch eine objektiv vorgegebene Einleitung von Störgrößen ersetzt und die daraus resultierende Fahrzeugreaktion analysiert und beurteilt. Folgende, durch die ISO genormte oder sich im Normierungsprozess befindende Fahrmanöver (durchgeführt auf trockener Fahrbahn) dienen als anerkannte Verfahren der Fahrzeugbeurteilung bezüglich der Fahrzeugstabilität:

- Stationäre Kreisfahrt,
- Übergangsverhalten,
- Bremsen in der Kurve,
- Empfindlichkeit bei Seitenwind,
- Geradeauslaufverhalten und
- Lastwechsel bei Kreisfahrt.

Hierbei sind die Führungsgröße wie z. B. der Fahrbahnverlauf oder Fahreraufgaben von grundlegender Bedeutung. Der jeweilige Fahrer versucht seine Eindrücke und Erfahrungen während der Fahrmanöver, die er anhand seiner Fahreraufgaben durchführt, zu sammeln, um sie anschließend z. T. mit Eindrücken und Erfahrungen anderer Fahrer zu vergleichen. Die oft gefährlichen Fahrmanöver (z. B. von VDA standardisierter Ausweichtest, auch „Elch-Test" genannt), die von mehreren Fahrern durchgeführt werden, geben über die Eigenschaften und die Dynamik des zu untersuchenden Fahrzeugs Aufschluss:

- Stabilität,
- Lenk- und Bremsbarkeit sowie
- das Verhalten in Grenzsituationen sollen beschrieben und mit diesen Versuchen verbessert werden.

Die Vorteile dieses Verfahrens sind:

- das Gesamtsystem („Fahrer – Fahrzeug – Umwelt") kann geprüft werden und
- viele Situationen des täglichen Verkehrsalltages können realistisch simuliert werden.

Die Nachteile dieses Verfahrens sind:

- die große Streuung der Ergebnisse, da die Fahrereigenschaften, Wind- und Fahrbahnverhältnisse sowie die Anfangsbedingungen eines jeden Manövers unterschiedlich sind.
- Subjektive Wahrnehmungen und Erfahrungen können individuell interpretiert werden.
- Das Leistungsvermögen eines Fahrers kann über Erfolg oder Misserfolg einer Versuchsserie entscheiden.

Tabelle 1 (nächste Seite) enthält die wichtigsten Fahrmanöver zur Beurteilung des Fahrverhaltens im geschlossenen Regelkreis.

Eine objektive Festlegung der fahrdynamischen Eigenschaften im geschlossenen Regelkreis („Closed Loop"-Betrieb, d. h. mit dem Fahrer, Bild 2) ist bis heute in der Praxis noch nicht vollständig gelungen, da das Regelverhalten des Menschen subjektiv ausgeprägt ist.

Trotzdem gibt es neben objektiven Fahrtests verschiedene Testfahrten, die geübten Fahrern Aufschluss über die Fahrstabilität eines Fahrzeugs geben können (z. B. ein Slalomkurs).

1 Beurteilung des Fahrverhaltens

Fahrzeug-verhalten	Fahrmanöver (Fahrervorgaben und vorgegebene Fahrsituation)	Fahrer greift ständig ein	Lenk-rad fest	Lenk-rad frei	Lenk-winkel-vorgabe
Geradeaus-verhalten	Geradeauslauf-Spurhaltung	●	●	●	
	Lenkungsansprechen/Anlenken	●			
	Anreißen – Lenkung loslassen			●	
	Lastwechselreaktion	●	●	●	
	Aquaplaning	●	●	●	
	Geradeausbremsen	●	●	●	
	Seitenwindempfindlichkeit	●	●	●	
	Auftrieb bei hohen Geschwindigkeiten		●		
	Reifendefekt	●	●	●	
Übergangs-/ Übertragungs-verhalten	Lenkwinkelsprung				●
	Einfaches Lenken und Gegenlenken				●
	Mehrfaches Lenken und Gegenlenken				●
	Einfacher Lenkimpuls				●
	„Zufällige“ Lenkwinkeleingabe	●			●
	Einfahrt in einen Kreis	●			
	Ausfahrt aus einem Kreis	●			
	Rückstellverhalten			●	
	Einfacher Fahrbahnwechsel	●			
	Doppelter Fahrbahnwechsel	●			
Kurven-verhalten	Stationäre Kreisfahrt		●		
	Instationäre Kreisfahrt	●	●		
	Lastwechselreaktion bei Kreisfahrt	●	●		
	„Reinfallen“ der Lenkung			●	
	Bremsen in der Kurve	●	●		
	Aquaplaning in der Kurve	●	●		
Wechsel-kurven-verhalten	Wedeln, Slalom um Pylonen	●			
	„Handling-Pacours“ (Teststrecke mit starken Kurven)	●			
	Pendeln – Anreißen/Beschleunigen			●	
Gesamt-verhalten	Kippsicherheit	●			●
	Reaktions- und Ausweichtests	●			

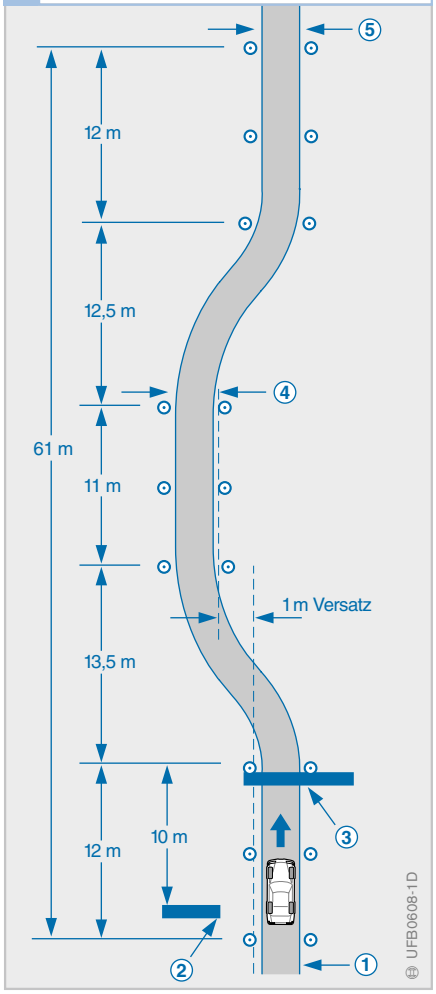
Tabelle 1

Fahrmanöver

Stationäre Kreisfahrt

Bei der stationären Kreisfahrt wird die maximal erzielbare Querbeschleunigung ermittelt. Außerdem lässt sich erkennen, wie sich die einzelnen fahrdynamischen Größen in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung bis zum Erreichen des Maximalwertes ändern. Daraus lässt sich das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beurteilen (Begriffe: Unter-, Über- und Neutralsteuern).

3 Ausweichtest („Elch-Test“)



Übergangsverhalten

Neben dem stationären Eigenlenkverhalten (bei stationärer Kreisfahrt) ist auch das Übergangsverhalten eines Fahrzeugs von Bedeutung. Dazu zählen z. B. schnelle Ausweichmanöver nach anfänglicher Geradeausfahrt.

Der „Elch-Test“ simuliert eine extreme Fahrsituation, wie sie beim abrupten Umfahren eines Hindernisses entsteht. Auf einer 50 m langen Teststrecke muss ein Fahrzeug bei einer bestimmten Geschwindigkeit ein Hindernis sicher umfahren, das vier Meter in die Fahrbahn hineinragt und eine Länge von 10 m hat (Bild 3).

Bremsen in der Kurve – Lastwechselreaktionen

Eines der im täglichen Fahrbetrieb kritischsten und deshalb für die Fahrzeugkonzeption wichtigsten Fahrmanöver ist das Bremsen in der Kurve.

Ob der Fahrer eines Fahrzeugs in einer Kurve plötzlich das Gaspedal zurücknimmt oder einfach bremst, ist physikalisch betrachtet nicht von Bedeutung: beides erzielt einen ähnlichen Effekt. Wegen der resultierenden Achslastverlagerung von hinten nach vorne wird der Schräglaufwinkel an der Hinterachse größer und an der Vorderachse kleiner, da sich die erforderliche Seitenkraft durch den vorgegebenen Kurvenradius und die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht ändert: das Fahrverhalten verschiebt sich in Richtung „übersteuern“.

Bei heckgetriebenen Fahrzeugen hat der Reifenschlupf einen geringeren Einfluss auf die Änderung des Eigenlenkverhaltens als bei frontgetriebenen Fahrzeugen. Daraus resultiert in diesem Fall ein stabileres Fahrverhalten bei heckgetriebenen Fahrzeugen.

Die Reaktionen des Fahrzeugs bei diesen Manöver müssen einen bestmöglichen Kompromiss zwischen Lenkfähigkeit, Fahrstabilität und Abbremsung darstellen.

Bild 3
Testbeginn:
Phase 1:
Höchster Gang (Schaltgetriebe)
Schaltstufe D bei 2000 min^{-1} (Automatikgetriebe)

Phase 2:
Gaswegnahme

Phase 3:
Geschwindigkeitsmessung mit Lichtschranke

Phase 4: Lenkeinschlag nach rechts

Phase 5:
Testende

Messgrößen

Hauptbeurteilungsgrößen der Fahrdynamik sind:

- Lenkradwinkel,
- Querbeschleunigung,
- Längsbeschleunigung bzw. Längsverzögerung,
- Giergeschwindigkeit,
- Schwimm- und Wankwinkel.

Zusätzliche Informationen dienen der Klärung eines bestimmten Fahrverhaltens zum Überprüfen anderer Messwerte:

- Längs- und Quergeschwindigkeit,
- Lenkwinkel der Vorder-/Hinterräder,
- Schräglaufwinkel an allen Rädern,
- Lenkradmoment.

Reaktionszeit

Im Gesamtsystem „Fahrer – Fahrzeug – Umwelt“ spielt die Fahrerbefindlichkeit und damit die Reaktionszeit des Fahrers neben den definierten Größen eine entscheidende Rolle. Sie umfasst die Zeitspanne zwischen dem Wahrnehmen eines Hindernisses, der Entscheidung und dem Umsetzen des Fußes bis zum Berühren des Bremspedals. Diese Zeit ist nicht konstant; sie beträgt je nach den persönlichen Bedingungen und äußeren Umständen mindestens 0,3 Sekunden.

Die Bestimmung des individuellen Reaktionsverhaltens erfordert Spezialuntersuchungen (z. B. eines medizinisch-psychologischen Institutes).

Bewegungsvorgänge

Fahrzeugbewegungen lassen sich in gleichförmige Bewegungen (mit gleich bleibender Geschwindigkeit) und ungleichförmige Bewegungen (beim Anfahren/Beschleunigen und Bremsen/Verzögern mit sich ändernder Geschwindigkeit) unterteilen.

Der Motor erzeugt die für das Fahrzeug zur Fortbewegung notwendige Bewegungsenergie. Um den Bewegungszustand eines Fahrzeugs nach Größe und Richtung zu ändern, müssen in jedem Falle Kräfte von außen oder über Motor und Triebstrang auf das Fahrzeug einwirken.

Fahrverhalten bei Nutzfahrzeugen

Zur objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens bei Nutzfahrzeugen werden verschiedene Fahrmanöver wie stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung (Fahrzeugreaktion nach „Anreißen“ mit vorbestimmtem Lenkradwinkel) und Bremsen in der Kurve durchgeführt.

Zugkombinationen weisen in der Regel ein anderes querdynamisches Verhalten auf als Solofahrzeuge. Besondere Beachtung finden dabei die Beladungsverhältnisse von Zugwagen und Anhänger sowie Bauart und Geometrie der Verbindung innerhalb einer Kombination.

Den ungünstigsten Fall bildet ein leeres Nkw-Zugfahrzeug mit beladenem Zentralachsanhänger. Der Betrieb einer solchen Fahrzeugkombination verlangt vom Fahrer eine besonders vorsichtige Fahrweise.

4 Vorgänge: Reaktion, Bremsen und Anhalten

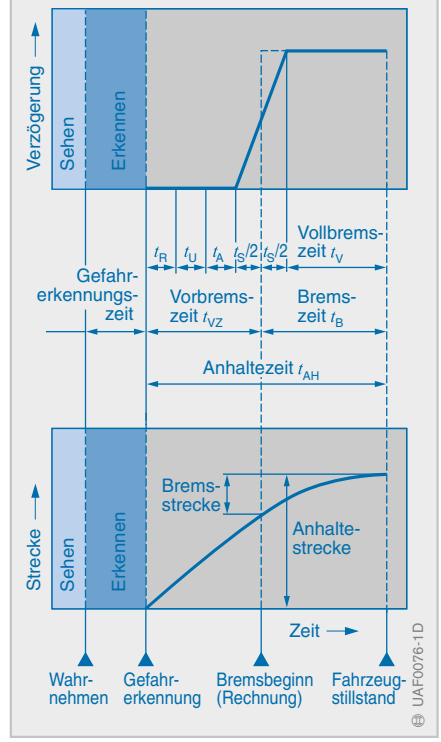


Bild 4

t_R Reaktionszeit
t_U Umsetzzeit
t_A Ansprechzeit
t_S Schwellzeit

Bei Sattelzügen besteht beim Bremsen in extremen Situationen die Gefahr des Einknickens („Jackknifing"). Dieser Vorgang wird durch Seitenkraftverlust der Hinterachse des Zugfahrzeugs bei „Überbremsen" auf schlüpfriger Fahrbahn oder durch zu hohes Giermoment unter „μ-split"-Bedingungen (z. B. unterschiedliche Reibungswerte in der Fahrbahnmitte und am Fahrbahnrand). Jackknifing läßt sich mithilfe von Antiblockiersystemen verhindern.

2 Persönliche Bedingungen der Reaktionszeit

→	psychophysische Reaktion			← → muskuläre Reaktion		→
Wahrnehmungsgegenstand (z. B. Verkehrszeichen)	wahrnehmen	erfassen	entscheiden	mobilisieren	bewegen	Handlungsgegenstand (z. B. Bremspedal)
	optisches Leistungsvermögen	Wahrnehmung und Auffassung	psychische Verarbeitung	Bewegungsapparat	persönliches Tempo	

Tabelle 2

3 Abhängigkeit der Reaktionszeit von persönlichen und äußeren Faktoren

kleine Reaktionszeit ←	→ große Reaktionszeit
Persönliche Faktoren des Fahrers	
eingeübte Reflexhandlung	Wahlhandlung
gute Verfassung, optimale Leistungsfähigkeit	schlechte Verfassung, z. B. Ermüdung
hohe Fahrbegabung	mindere Fahrbegabung
Jugendlichkeit	höheres Alter
Erwartungsspannung	Aufmerksamkeit, Ablenkung
körperliche und psychische Gesundheit	krankhafte körperliche oder psychische Störungen
	Schreckwirkung, Alkohol
Äußere Faktoren	
Verkehrssituation einfach, übersichtlich, vorausberechenbar, bekannt	Verkehrssituation kompliziert, unübersichtlich unberechenbar, nicht bekannt
wahrgenommenes Hindernis auffällig	wahrgenommenes Hindernis unauffällig
Hindernis im Blickfeld	Hindernis am Rande des Blickfelds
Schalt- und Bedienungselemente im Auto zweckmäßig angeordnet	Schalt- und Bedienungselemente im Auto unzweckmäßig angeordnet

Tabelle 3

Grundlagen der Fahrphysik

Bewegungsänderungen eines Körpers lassen sich nur durch Kräfte erreichen. Auf ein Fahrzeug wirken im Fahrbetrieb viele Kräfte ein. Eine wichtige Funktion übernehmen dabei die Reifen: jede Bewegungsänderung des Fahrzeugs führt über am Reifen wirkende Kräfte.

Reifen

Aufgabe

Ein Reifen ist das Verbindungselement zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. An ihm entscheidet sich die Sicherheit eines Fahrzeugs. Der Reifen überträgt Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte, wobei physikalische Gegebenheiten die Grenzen der dynamischen Belastung eines Fahrzeugs definieren. Entscheidende Beurteilungsmerkmale sind:

- Geradeauslauf,
- Kurvenstabilität,
- Haftung auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen,
- Haftung bei unterschiedlicher Witterung,
- Lenkverhalten,
- Komfort (Federung, Dämpfung, Laufruhe),
- Haltbarkeit und
- Wirtschaftlichkeit.

Aufbau

Nach Technik und Entwicklungsstand werden mehrere Reifenbauarten unterschieden. Verschiedene Gebrauchs- und Notlaufeigenschaften, die ein herkömmlicher Fahrzeugreifen aufweisen sollte, bestimmen dessen Bauart.

Gesetzliche Vorschriften und Richtlinien geben vor, unter welchen Bedingungen welche Reifen verwendet werden müssen, bis zu welchen maximalen Geschwindigkeiten Reifen eingesetzt werden dürfen und welcher Klassifizierung Reifen unterworfen sind.

Radialreifen

Bei einem Reifen der Radialbauweise, der als Pkw-Reifen zum Standard geworden ist, verlaufen die Kordfäden der Karkasslage(n) auf kürzestem Weg „radial“ von Wulst zu Wulst (Bild 1). Ein stabilisierender Gürtel umschließt die verhältnismäßig dünne, elastische Karkasse.

1 Aufbau eines Pkw-Radialreifens

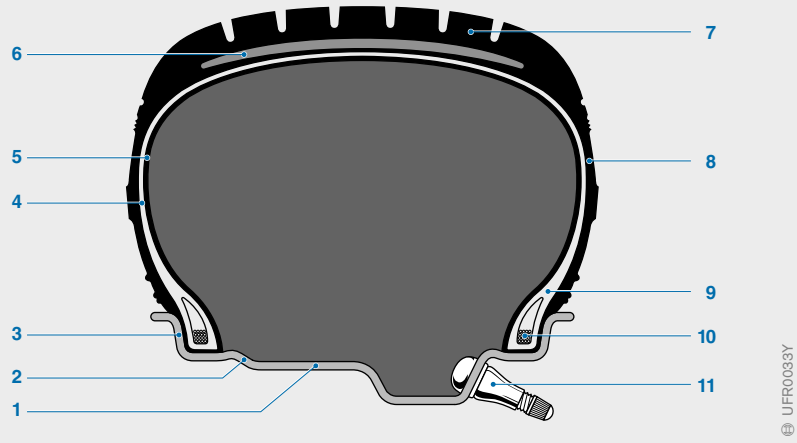


Bild 1
1 Felgenschulter
2 Hump
3 Felgenhorn
4 Karkasse
5 luftdichte Gummischicht
6 Gürtel
7 Lauffläche
8 Seitengummi
9 Wulst
10 Wulstkern
11 Ventil

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_20

Diagonalreifen

Die Diagonalbauweise erhielt ihren Namen von den „diagonal“ (bias) zur Lauffläche verlaufenden Kordfäden der Karkasslagen, die sich kreuzen (cross ply). Dieser Reifen ist nur noch für Motorräder, Fahrräder, Industrie- und Landwirtschaftsfahrzeuge von Bedeutung. Bei Nutzfahrzeugen wird er zunehmend vom Radialreifen verdrängt.

Vorschriften

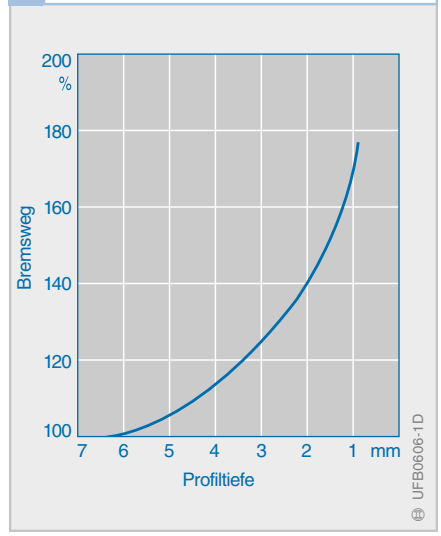
Kraftfahrzeuge und Anhänger müssen entsprechend den europäischen Richtlinien bzw. in den USA entsprechend dem *FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standard)* mit Luftreifen versehen sein, die am ganzen Umfang und auf der ganzen Breite der Lauffläche Profilrillen oder Einschnitte mit einer Tiefe von mindestens 1,6 mm aufweisen.

Personenkraftwagen und Kraftfahrzeuge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von weniger als 2,8 Tonnen und einer bauartbestimmten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 40 km/h und ihre Anhänger dürfen entweder nur mit Diagonal- oder nur mit Radialreifen ausgerüstet sein; im Fahrzeugzug gilt dies nur für das jeweilige Einzelfahrzeug. Dies gilt nicht für Anhänger hinter dem Kraftfahrzeug, die mit einer Geschwindigkeit von höchstens 25 km/h gefahren werden.

Anwendung

Die Voraussetzung für einen erfolgreichen Einsatz ist die richtige Reifenauswahl nach den Empfehlungen des Fahrzeug- oder Reifenherstellers. Wird ein Fahrzeug rundum mit Reifen gleicher Bauart bereift, so garantiert dies bestmögliche Fahrbedingungen. Bezüglich Pflege, Wartung, Lagerung und Montage sind bei Reifen besondere Hinweise der Reifenhersteller oder eines Fachmannes zu berücksichtigen, um eine maximale Haltbarkeit bei größtmöglicher Sicherheit zu gewährleisten.

2 Bremswegverlängerung auf nasser Fahrbahn in Abhängigkeit von der Profiltiefe bei 100 km/h



Beim Gebrauch der Reifen, also in „aufgezogenem Zustand“, ist zu beachten, dass

- die Reifen ausgewuchtet sind und damit einen optimalen Rundlauf garantieren,
- für alle Räder der gleiche Reifentyp und die zum Fahrzeug passenden Reifen verwendet werden,
- die zugelassene Höchstgeschwindigkeit der Reifen nicht überschritten wird und
- die Reifen genügend Profiltiefe aufweisen.

Wenn die Profiltiefe eines Reifens zu gering ist, dann steht auch entsprechend weniger Material für den Schutz des darunter liegenden Gürtels bzw. der Karkasse zur Verfügung. Vor allem bei Personenkraftwagen und schnellen Nutzfahrzeugen spielt die fehlende Profiltiefe auf nasser Fahrbahn wegen des verminderten Kraftschlusses bezüglich der Fahrsicherheit eine entscheidende Rolle. Der Bremsweg wächst mit abnehmender Profiltiefe überproportional (Bild 2). Besonders kritisch ist das Verhalten des Fahrzeugs bei Aquaplaning, wenn kein Kraftschluss mehr zwischen Fahrbahn und Reifen herrscht und das Fahrzeug auch nicht mehr lenkbar ist.

Reifenschlupf

Reifenschlupf, auch einfach „Schlupf“ genannt, ergibt sich aus der Differenz der theoretisch und tatsächlich zurückgelegten Wegstrecke eines Fahrzeugs.

Anhand eines Beispiels soll dies verdeutlicht werden: Der Umfang eines Pkw-Reifens beträgt 2 Meter. Dreht sich das Rad nun zehnmal, müsste das Fahrzeug eine Strecke von 20 Metern zurücklegen. Der Reifenschlupf bewirkt jedoch, dass die tatsächlich zurückgelegte Strecke des gebremsten Fahrzeugs länger ist.

3 Abrollbewegung des Rads

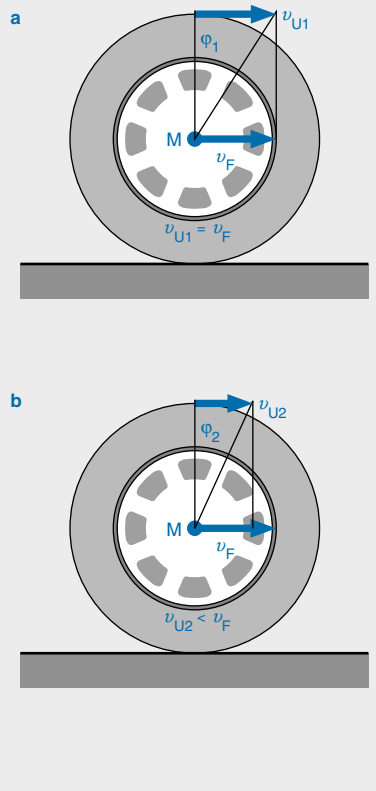


Bild 3
a Frei rollendes Rad
b gebremstes Rad
v_F Fahrzeuggeschwindigkeit am Radmittelpunkt M
v_U Radumfangsgeschwindigkeit

Beim gebremsten Rad wird der Drehwinkel φ pro Zeiteinheit kleiner (Schlupf)

Ursache für den Reifenschlupf

Beim Abrollen eines Rades unter Antriebs- oder Bremskräften spielen sich in der Reifenaufstandsfläche komplizierte physikalische Vorgänge ab, bei denen die Gummielemente in sich verspannt werden und partiellen Gleitbewegungen ausgesetzt sind, auch wenn das Rad noch nicht blockiert. Die Elastizität des Reifens bewirkt also, dass der Reifen deformiert wird und je nach Witterungs- und Fahrbahnbedingungen mehr oder weniger „Walkarbeit“ verrichtet. Da der Reifen zu großen Teilen aus Gummi besteht, wird beim Auslauf aus der Kontaktzone (Reifenaufstandsfläche) nur ein Teil der „Deformationsenergie“ zurückgewonnen. Der Reifen erwärmt sich dabei und es entstehen Energieverluste.

Darstellung des Schlupfs

Das Maß für den Gleitanteil der Abrollbewegung ist der Schlupf λ:

$$\lambda = (v_F - v_U)/v_F$$

Die Größe v_F ist die Fahrgeschwindigkeit, v_U ist die Umfangsgeschwindigkeit des Rads (Bild 3). Die Formel sagt aus, dass Bremsschlupf auftritt, sobald sich das Rad langsamer dreht als es der Fahrgeschwindigkeit entspricht. Nur unter dieser Bedingung können Bremskräfte bzw. Beschleunigungskräfte übertragen werden.

Da der Reifenschlupf infolge der Längsbewegung des Fahrzeugs entsteht, wird er auch als „Längsschlupf“ bezeichnet. Für den beim Bremsen entstehenden Schlupf ist auch die Bezeichnung „Bremsschlupf“ gebräuchlich.

Werden einem Reifen zusätzlich zum Schlupf noch andere Einflussgrößen überlagert (z. B. höhere Radlast oder extreme Radstellungen), werden die Kraftübertragungs- und Laufeigenschaften negativ beeinflusst.

Kräfte und Momente am Fahrzeug

Trägheitsprinzip

Jeder Körper ist bestrebt, entweder in seinem Ruhezustand zu verharren oder seinen Bewegungszustand beizubehalten. Um eine Änderung des jeweiligen Zustands herbeizuführen, muss eine Kraft aufgewendet bzw. übertragen werden. Wird z. B. bei Glatteis versucht, in einer Kurve zu bremsen, rutscht das Fahrzeug geradeaus weiter, ohne merklich langsamer zu werden und auf Lenkbewegungen zu reagieren. Auf Glatteis können nämlich nur sehr geringe Reifenkräfte übertragen werden.

Momente

Drehbewegungen von Körpern werden durch Momente beeinflusst. So wird z. B. die Drehbewegung der Räder durch das Bremsmoment verzögert und durch das Antriebsmoment beschleunigt.

Auch auf das gesamte Fahrzeug wirken Momente. Befindet sich das Fahrzeug zum Beispiel mit der einen Seite auf einer glatten Fahrbahn (z. B. Glatteis), mit der anderen Seite auf normal haftender Fahrbahn (z. B. Asphalt), so kommt es beim Bremsen zu einer Drehbewegung des Fahrzeugs um die Hochachse (μ-split-Bremsung). Diese Drehbewegung wird duch das Giermoment verursacht, das durch die unterschiedlich hohen Kräfte an den Fahrzeugseiten entsteht.

Einteilung der Kräfte

Auf ein Fahrzeug wirken neben dem Fahrzeuggewicht (verursacht durch die Schwerkraft) unabhängig von seinem Bewegungszustand Kräfte ganz verschiedener Art (Bild 1). Einerseits handelt es sich dabei um

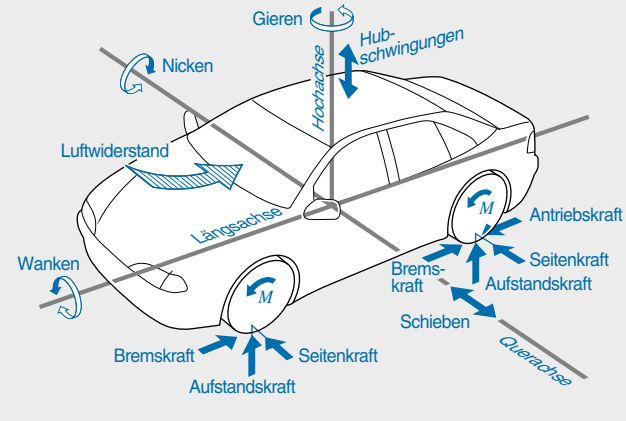
- Kräfte in Längsrichtung (z. B. Antriebskraft, Luftwiderstand oder Rollreibung), andererseits um
- Kräfte in Querrichtung (z. B. Lenkkraft, Fliehkraft bei Kurvenfahrt oder Seitenwind). Die Reifenkräfte in Querrichtung werden auch als Seitenführungskräfte bezeichnet.

Die Kräfte in Längs- und in Querrichtung werden auf die Reifen und schließlich auf die Fahrbahn „von oben“ oder „von der Seite“ übertragen. Dies geschieht über

- das Fahrgestell (z. B. Windkraft),
- die Lenkung (Lenkkraft),
- den Motor und das Getriebe (Antriebskraft) oder über die
- Bremsanlage (Bremskraft).

In der anderen Richtung wirken die Kräfte „von unten“ von der Fahrbahn aus auf die

1 Kräfte am Fahrzeug



Reifen und damit auf das Fahrzeug. Denn: jede Kraft erzeugt eine Gegenkraft.

Grundsätzlich muss die antreibende Kraft des Motors (Motordrehmoment) – damit sich das Fahrzeug in Bewegung setzen kann – alle Fahrwiderstände (alle Längs- und Querkräfte) überwinden, die z. B. durch Fahrbahnlängs- und -querneigung verursacht werden.

Für die Beurteilung der Fahrdynamik oder auch der Fahrstabilität eines Fahrzeugs müssen die Kräfte bekannt sein, die zwischen den Reifen und der Straße wirken, also über diese Kontaktflächen (auch „Reifenaufstandsfläche“ oder „Latsch“ genannt) übertragen werden.

Mit zunehmender Fahrpraxis lernt ein Autofahrer, immer besser auf diese Kräfte zu reagieren: sie sind für ihn sowohl bei Beschleunigungen und Verzögerungen als auch bei Seitenwind oder Glätte spürbar. Bei sehr hohen Kräften, also sehr starken Bewegungszustandsänderungen, sind diese Kräfte auch gefährlich (Schleudern) oder zumindest durch quietschende Reifen vernehmbar (z. B. Kavalierstart) und erhöhen den Materialverschleiß.

2 Komponenten der Reifenkraft und Druckverteilung in der Aufstandsfläche eines Radialreifens

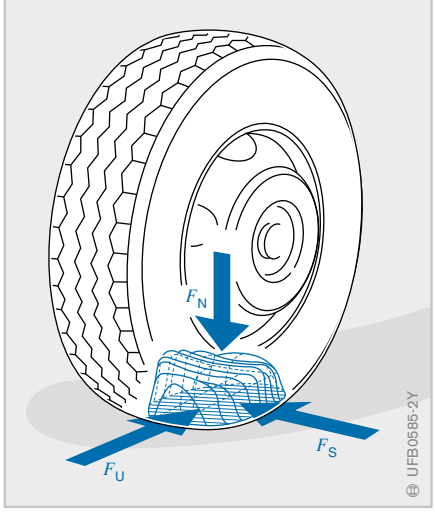


Bild 2
- F_N Reifenaufstandskraft, auch als Normalkraft bezeichnet
- F_U Umfangskraft (positiv: Antriebskraft; negativ: Bremskraft)
- F_S Seitenkraft

Reifenkräfte

Nur über die Reifenkraft lässt sich gezielt eine gewollte Bewegung bzw. Bewegungsänderung erreichen. Die Reifenkraft setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen (Bild 2):

Umfangskraft

Die Umfangskraft F_U entsteht durch den Antrieb bzw. das Bremsen. Sie wirkt in Längsrichtung auf die Fahrbahnebene (Längskraft) und ermöglicht es dem Fahrer, das Auto über das Gaspedal zu beschleunigen und über das Bremspedal abzubremsen.

Reifenaufstandskraft (Normalkraft)

Die Kraft zwischen Reifen und Straße (Fahrbahnoberfläche) senkrecht zur Fahrbahn wird als Reifenaufstandskraft oder auch Normalkraft F_N bezeichnet. Sie wirkt immer auf die Reifen, unabhängig vom Bewegungszustand des Fahrzeugs und damit auch bei Fahrzeugstillstand.

Die Aufstandskraft wird durch den Anteil des Fahrzeuggewichts plus Zuladung, der auf die einzelnen Räder entfällt, bestimmt. Sie ist auch von dem Steigungs- oder Gefällwinkel der Straße, auf der das Fahrzeug steht, abhängig. Den höchsten Wert für die Aufstandskraft ergibt sich auf ebener Fahrbahn.

Weitere Kräfte auf das Fahrzeug (z. B. größere Zuladung) erhöhen oder verringern die Aufstandskraft. Bei Kurvenfahrt werden die kurveninneren Räder entlastet und die kurvenäußeren Räder zusätzlich belastet.

Durch die Reifenaufstandskraft wird die Kontaktfläche des Reifens auf der Fahrbahn verformt. Da die Reifenseitenwände auch von dieser Verformung betroffen sind, kann sich die Aufstandskraft nicht gleichmäßig verteilen. Es entsteht eine trapezförmige Druckverteilung (Bild 2). Die Seitenwände des Reifens nehmen Kräfte auf, und der Reifen verformt sich je nach Belastung.

Seitenkraft

Seitenkräfte wirken auf das Rad, z. B. bei eingeschlagener Lenkung oder Seitenwind. Sie bewirken eine Richtungsänderung des Fahrzeugs.

Bremsmoment

Beim Bremsen drücken die Bremsbeläge gegen die Bremstrommel (bei Trommelbremsen) bzw. die Bremsscheiben (bei Scheibenbremsen). Dabei entstehen Reibungskräfte, die der Fahrer durch den Druck auf das Bremspedal beeinflusst.

Das Produkt aus Reibungskräften und dem Abstand der Angriffspunkte dieser Kräfte von der Drehachse ergibt das Bremsmoment M_B.

Dieses Moment wird beim Bremsvorgang am Radumfang wirksam (Bild 1).

Giermoment

Das Giermoment um die Fahrzeughochachse wird durch unterschiedliche Längskräfte an der linken und rechten Fahrzeugseite bzw. unterschiedliche Seitenkräfte an der Vorder- und Hinterachse erzeugt. Giermomente sind erforderlich, um das Fahrzeug bei Kurvenfahrt in Drehung zu versetzen. Unerwünschte Giermomente, wie sie beim Bremsen auf μ-split (s. o.) oder mit schief ziehenden Bremsen auftreten können, lassen sich durch konstruktive Maßnahmen reduzieren. Der **Lenkrollhalbmesser** (LRH) ist der Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt und dem Durchstoßpunkt der Radlenkachse in der Fahrbahnebene (Bild 3). Er ist negativ, wenn der Durchstoßpunkt der Radlenkachse – bezogen auf den Radaufstandspunkt – auf der Fahrzeugaußenseite liegt. Bremskräfte erzeugen im Zusammenwirken mit positivem und negativem Lenkrollhalbmesser durch Hebelwirkung Momente an der Lenkung, die zu einem bestimmten Lenkwinkel am Rad führen. Bei negativem Lenkrollhalbmesser wirkt dieser Lenkwinkel dem unerwünschten Giermoment entgegen.

3 Lenkrollhalbmesser

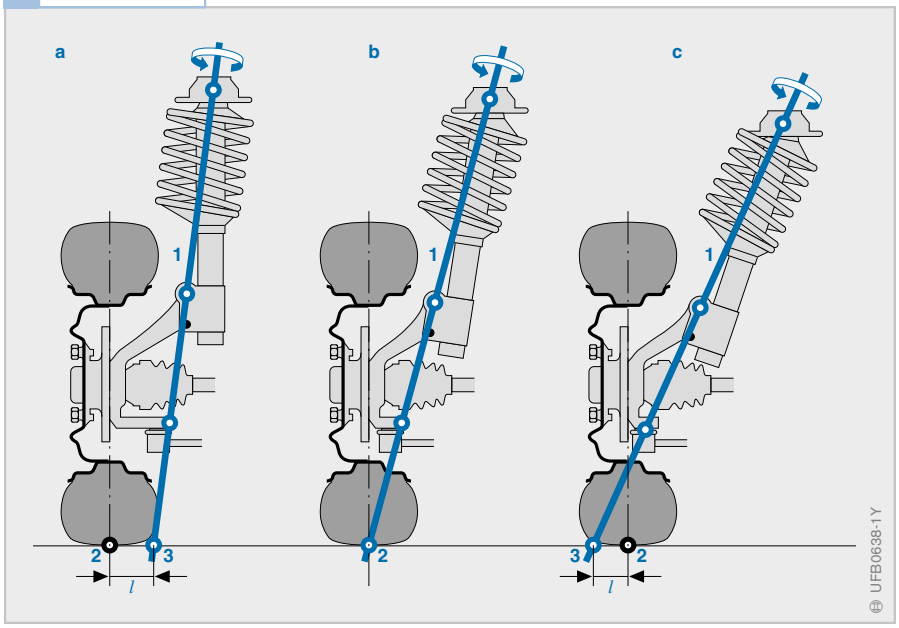


Bild 3

a Lenkrollhalbmesser positiv: $M_{Ges} = M_T + M_B$

b Lenkrollhalbmesser null: kein Giermoment

c Lenkrollhalbmesser negativ: $M_{Ges} = M_T - M_B$

1 Radlenkachse
2 Radaufstandspunkt
3 Durchstoßpunkt
l Lenkrollhalbmesser
M_{Ges} Gesamtmoment (Giermoment)
M_T Trägheitsmoment
M_B Bremsmoment

Reibungskraft

Haftreibungszahl

Mit einem Bremsmoment entsteht zwischen dem Reifen und der Fahrbahnoberfläche eine Bremskraft F_B, die im stationären Fall (keine Radbeschleunigung) proportional zum Bremsmoment ist. Der Betrag der auf die Fahrbahn übertragbaren Bremskraft (Reibungskraft F_R) ist proportional der Reifenaufstandskraft F_N:

$$F_R = \mu_{HF} \cdot F_N$$

Der Faktor μ_{HF} heißt Haftreibungszahl bzw. Reibungszahl oder Kraftschlussbeiwert. Er kennzeichnet die Eigenschaft der verschiedenen Materialpaarungen Reifen/Fahrbahn und alle Einflüsse, denen diese Paarungen ausgesetzt sind.

Die Haftreibungszahl ist damit ein Maß für die übertragbare Bremskraft. Sie hängt ab

- vom Zustand der Fahrbahn,
- vom Zustand der Reifen,
- von der Fahrgeschwindigkeit und
- den Witterungsbedingungen.

Von der Haftreibungszahl hängt schließlich ab, in welchem Maße das Bremsmoment tatsächlich wirksam werden kann. Für Kraftfahrzeugreifen erreicht die Haftreibungszahl ihre höchsten Werte auf trockener und sauberer Fahrbahn, die niedrigsten auf Eis. Zwischenmedien wie Wasser und Schmutz verringern die Haftreibungszahl. Die Werte in Tabelle 1 gelten für Straßendecken aus Beton und Teermakadam in gutem Zustand.

Insbesondere auf nassen Fahrbahnoberflächen hängt die Haftreibungszahl stark von der Fahrgeschwindigkeit ab. Beim Bremsvorgang kann es bei höheren Geschwindigkeiten und entsprechenden Fahrbahnverhältnissen dann zum Blockieren der Räder kommen, wenn durch eine zu niedrige Haftreibungszahl keine Haftung der Räder auf der Fahrbahnoberfläche gewährleistet ist. Blockiert schließlich ein Rad, kann es keine Seitenkräfte mehr übertragen, und das Fahrzeug ist nicht mehr lenkbar. Bild 5 veranschaulicht die Häufigkeitsverteilung der Haftreibungszahl an einem blockierten Rad bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf nassen Fahrbahnen.

Die Reibungskraft zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt die Kraftübertragung. Die Sicherheitssysteme ABS (**A**nti**b**lockier**s**ystem) und ASR (**A**ntriebs**s**chlupf**r**egelung) nutzen dieses Angebot an Haftreibung optimal.

4 Radgeschwindigkeit v_x in Längsrichtung mit Bremskraft F_B und Bremsmoment M_B

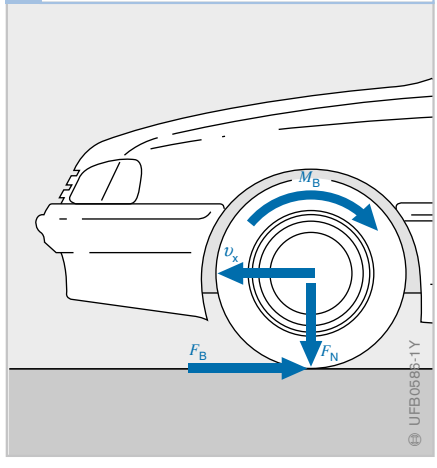


Bild 4
v_x Radgeschwindigkeit in Längsrichtung
F_N Reifenaufstandskraft (Normalkraft)
F_B Bremskraft
M_B Bremsmoment

5 Häufigkeitsverteilung der Haftreibungszahl an einem blockierten Rad bei verschiedenen Geschwindigkeiten auf nassen Fahrbahnen

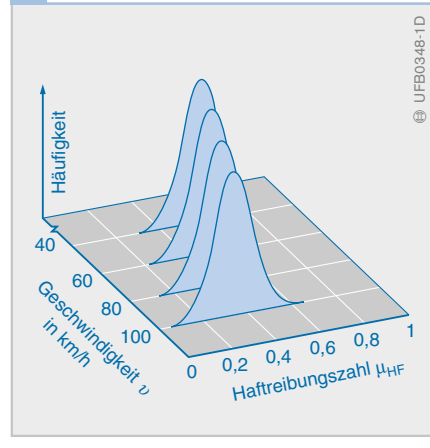


Bild 5
Quelle: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren in Stuttgart

Aquaplaning

Der Betrag der Reibung geht gegen null, wenn sich durch Regen ein „Wasserfilm“ auf der Fahrbahn bildet und das Fahrzeug „aufschwimmt“: es kommt zu „Aquaplaning“, und der Fahrbahnkontakt wird dabei aufgehoben. Der Grund dafür ist, dass sich bei Aquaplaning ein Wasserkeil unter die gesamte Aufstandsfläche des Reifens schiebt und diesen vom Boden abhebt. Aquaplaning ist abhängig von:

- der Wasserhöhe auf der Fahrbahn,
- der Fahrzeuggeschwindigkeit,
- der Profilform, der Reifenbreite und der Abnützung des Reifens sowie
- der Last, mit der der Reifen auf die Fahrbahn gedrückt wird.

Breitreifen sind besonders gefährdet. Im Zustand des Aquaplaning lässt sich das Fahrzeug nicht mehr lenken und nicht mehr abbremsen. Weder Lenkbewegungen noch Bremskräfte können auf die Fahrbahn übertragen werden.

Gleitreibung

Bei Reibungsvorgängen unterscheidet man zwischen Haft- und Gleitreibung. Dabei ist bei starren Körpern die Haftreibung größer als die Gleitreibung. In Anlehnung dazu gibt es für einen abrollenden Gummireifen Zustände, bei denen die Haftreibungszahl höher ist als beim Blockiervorgang. Gleitvorgänge treten aber auch während des Abrollens von Gummireifen auf. Sie werden als „Schlupf“ bezeichnet.

Einfluss des Bremsschlupfs auf die Haftreibungszahl

Beim Anfahren oder Beschleunigen hängt – wie auch beim Bremsen oder Verzögern – die Kraftübertragung vom Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn ab. Die Reibung eines Reifens verhält sich zu seinem Schlupf beim Bremsen und Antreiben prinzipiell gleich.

Bild 6 zeigt den Verlauf der Haftreibungszahl μ_{HF} beim Bremsen. Ausgehend vom Bremsschlupf null steigt sie steil an, erreicht ihr Maximum je nach Fahrbahn- und Reifenbeschaffenheit etwa zwischen 10 % und 40 % Bremsschlupf und fällt dann wieder ab. Der ansteigende Teil der Kurve ist der

6 Haftreibungszahl μ_{HF} und Seitenkraftbeiwert μ_S in Abhängigkeit vom Bremsschlupf

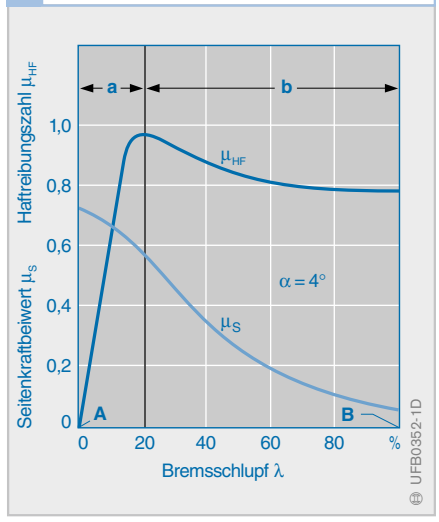


Bild 6
a Stabiler Bereich
b instabiler Bereich
α Schräglaufwinkel
A frei rollendes Rad
B Rad blockiert

1 Haftreibungszahlen μ_{HF} von Reifen auf unterschiedlichem Straßenzustand, bei unterschiedlichem Reifenzustand und verschiedenen Geschwindigkeiten

Fahrgeschwindigkeit km/h	Reifenzustand	Straße trocken μ_{HF}	Straße nass (Wasserhöhe 0,2 mm) μ_{HF}	Starker Regen (Wasserhöhe 1 mm) μ_{HF}	Wasserpfützen (Wasserhöhe 2 mm) μ_{HF}	Vereist (Glatteis) μ_{HF}
50	neu	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1
	abgenützt	1	0,5	0,4	0,25	und kleiner
90	neu	0,8	0,6	0,3	0,05	
	abgenützt	0,95	0,2	0,1	0,0	
130	neu	0,75	0,55	0,2	0	
	abgenützt	0,9	0,2	0,1	0	

Tabelle 1

„stabile Bereich“ (Gebiet der Teilbremsungen), der abfallende Teil wird als „instabiler Bereich“ bezeichnet.

Die meisten Brems- und Beschleunigungsvorgänge laufen bei kleinen Schlupfwerten im stabilen Bereich ab, sodass eine Erhöhung des Schlupfs auch eine Erhöhung des ausnutzbaren Kraftschlusses ergibt. Im instabilen Bereich führt eine weitere Erhöhung des Schlupfs im Allgemeinen zu einer Verkleinerung des Kraftschlusses. Beim Bremsen blockiert ein Rad in wenigen Zehntelsekunden, beim Beschleunigen führt das größer werdende überschüssige Antriebsmoment zu einer schnellen Drehzahlerhöhung eines oder aller Antriebsräder; die angetriebenen Räder drehen durch.

Bei Geradeausfahrt verhindern ABS und ASR, dass ein Kraftfahrzeug beim Bremsen und Beschleunigen in den instabilen Bereich gerät.

Quer- und Seitenkraft

Wirkt eine Seitenkraft auf ein frei rollendes Rad, dann bewegt sich der Radmittelpunkt seitwärts. Das Verhältnis zwischen der seitwärts gerichteten Geschwindigkeit und der Geschwindigkeit in Längsrichtung wird „Querschlupf“ oder auch „Schräglauf“ genannt. Der Winkel zwischen der resultierenden Geschwindigkeit v_α und der Geschwindigkeit in Längsrichtung v_x wird als „Schräglaufwinkel α“ bezeichnet (Bild 7). Der Schwimmwinkel γ ist der Winkel zwischen der Fahrtrichtung, d. h. der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs und der Fahrzeuglängsachse. Der Schwimmwinkel bei hoher Querbeschleunigung gilt als Maß für die Beherrschbarkeit von Fahrzeugen.

Im stationären Fall (also ohne Radbeschleunigung) ist eine über die Achse am Rad wirkende Seitenkraft F_S mit der über die Fahrbahnoberfläche am Rad wirkenden Seitenkraft im Gleichgewicht. Das Verhältnis zwischen der über die Achse wirkenden Seitenkraft und der Radaufstandskraft F_N wird „Seitenkraftbeiwert μ_S“ genannt.

7 Darstellung des Schräglaufwinkels α und die Einwirkung der Seitenkraft F_S (Draufsicht)

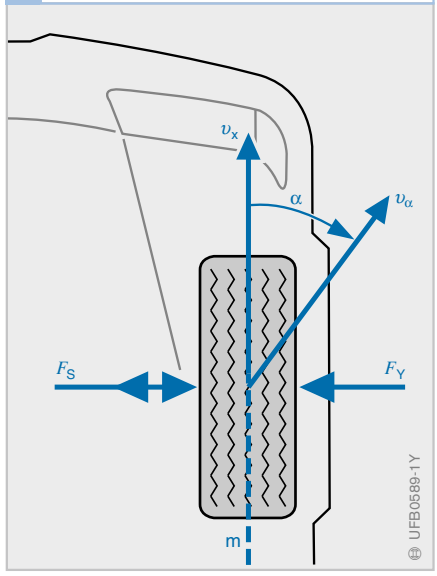


Bild 7
- v_α Geschwindigkeit in Schräglaufrichtung
- v_x Geschwindigkeit in Längsrichtung
- F_S, F_y Seitenkraft
- α Schräglaufwinkel

8 Reifenlatsch zur Felgenebene z. B. bei einer Rechtskurve mit der Seitenkraft F_S (Vorderansicht)

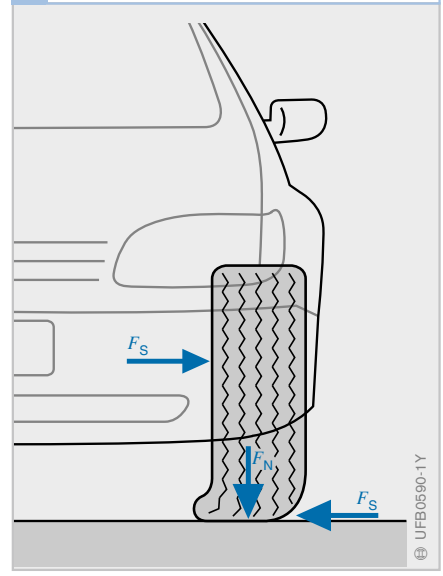


Bild 8
- F_N Reifenaufstandskraft (Normalkraft)
- F_S Seitenkraft

Zwischen dem Schräglaufwinkel α und dem Seitenkraftbeiwert μ_S besteht ein nichtlinearer Zusammenhang, der mit einer Schräglaufkurve beschrieben wird. Im Gegensatz zur Haftreibungszahl μ_{HF} beim Antreiben und Bremsen ist der Seitenkraftbeiwert μ_S stark von der Radaufstandskraft F_N abhängig. Diese Eigenschaft ist für Fahrzeughersteller bei der Fahrwerkauslegung von besonderem Interesse, um das Fahrverhalten mit Stabilisatoren positiv zu beeinflussen.

Bei großen Seitenkräften F_S verschiebt sich der Reifenlatsch (Aufstandsfläche) sehr stark zur Felgenebene (Bild 8). Der Aufbau der Seitenkraft wird dadurch verzögert. Dieser Umstand beeinflusst das Übergangsverhalten (Wechsel vom ursprünglichen Fahrzustand zu einem anderen) von Fahrzeugen bei Lenkbewegungen sehr.

Einfluss des Bremsschlupfs auf die Seitenkräfte

Bei Kurvenfahrten muss der am Schwerpunkt angreifenden, nach außen gerichteten Fliehkraft durch Seitenkräfte an allen Rädern das Gleichgewicht gehalten werden, damit das Fahrzeug der gekrümmten Bahnkurve folgen kann.

Seitenkräfte können aber nur erzeugt werden, wenn sich die Reifen seitlich elastisch verformen, sodass die Bewegungsrichtung des Radschwerpunkts mit der Geschwindigkeit v_α um den Schräglaufwinkel α von der Radmittelebene „m“ abweicht (Bild 7).

Bild 6 zeigt den Seitenkraftbeiwert μ_S als Funktion des Bremsschlupfs bei 4° Schräglaufwinkel. Beim Bremsschlupf null weist der Seitenkraftbeiwert den Höchstwert auf. Mit zunehmendem Bremsschlupf sinkt dieser Wert zunächst langsam und dann zunehmend schneller ab und erreicht bei blockiertem Rad den tiefsten Punkt. Dieser Mindestwert ergibt sich aufgrund der Schräglaufwinkelstellung des blockierten Rads, das dann keinerlei Seitenführungskräfte mehr hat.

Reibung – Reifenschlupf – Reifenaufstandskraft

Die Reibung eines Reifens hängt hauptsächlich vom Längsschlupf ab. Die Reifenaufstandskraft spielt dabei eine untergeordnete Rolle, wobei bei konstantem Reifenschlupf in erster Näherung ein linearer Zusammenhang zwischen der Brems- und der Aufstandskraft besteht.

Die Reibung hängt aber auch vom Reifenschräglaufwinkel (Querschlupf) ab. So nimmt die Brems- und Antriebskraft bei gleichem Reifenschlupf und bei Vergrößerung des Schräglaufwinkels ab. Bei gleich bleibender Brems- und Antriebskraft und bei Vergrößerung des Schräglaufwinkels nimmt dagegen der Reifenschlupf zu.

Fahrzeuglängsdynamik

Wirken auf die Felge eines Rads sowohl eine Seitenkraft als auch ein Bremsmoment, so übt die Fahrbahn als Reaktion darauf sowohl eine Seitenkraft als auch eine Bremskraft auf den Reifen aus. Bis zu einer physikalischen Grenze werden dementsprechend alle angreifenden Kräfte am sich drehenden Rad von der Fahrbahn aufgenommen und durch betragsgleiche, aber entgegengesetzt wirkende Kräfte ausgeglichen.

Jenseits dieser physikalischen Grenze ist das Kräftegleichgewicht nicht mehr gegeben und das Fahrzeug wird instabil.

Gesamtfahrwiderstand

Der Gesamtfahrwiderstand F_G ist die Summe aus Roll-, Luft- und Steigungswiderstand (Bild 1). Um diesen Gesamtfahrwiderstand zu überwinden, ist eine entsprechende Antriebskraft an den Antriebsrädern aufzuwenden. Die an diesen Rädern zur Verfügung stehende Antriebskraft ist um so größer, je größer das Motordrehmoment, je größer die Gesamtübersetzung zwischen Motor und Antriebsrädern und je geringer die Übertragungsverluste sind (Wirkungsgrad η bei Motorlängseinbau ca. 0,88...0,92, bei Motorquereinbau ca. 0,91...0,95).

Die Antriebskraft wird zum Teil zur Überwindung des Gesamtfahrwiderstands benötigt. Sie wird durch größere Übersetzungen den mit der Steigung stark zunehmenden Fahrwiderständen stufenweise angepasst (Wechselgetriebe). Die „Überschusskraft“ zwischen Antriebskraft und Fahrwiderstand beschleunigt das Fahrzeug. Überwiegt der Gesamtfahrwiderstand, so verzögert das Fahrzeug.

Rollwiderstand bei Geradeausfahrt

Der Rollwiderstand entsteht durch Formänderungsarbeit an Rad und Fahrbahn. Er ist ein Produkt aus Gewichtskraft und Rollwiderstandsbeiwert, wobei der Rollwiderstandsbeiwert umso größer ist, je kleiner der Reifenradius und je größer die Formänderung des Reifens ist, z. B. bei zu geringem Reifenluftdruck. Er steigt aber auch mit zunehmender Belastung und zunehmender Geschwindigkeit. Außerdem variiert er je nach Straßenbelag und beträgt z. B. auf Asphalt nur ca. 25 % des Rollwiderstandsbeiwerts auf Erdwegen.

1 Gesamtfahrwiderstand F_G

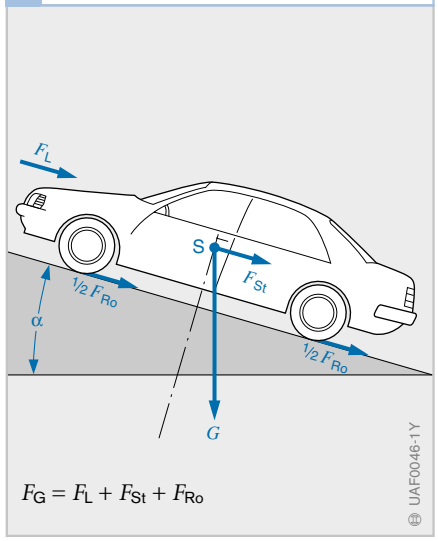


Bild 1
- F_L Luftwiderstand
- F_{Ro} Rollwiderstand
- F_{St} Steigungswiderstand
- F_G Gesamtfahrwiderstand
- G Gewichtskraft
- α Steigungs-/Gefällwinkel
- S Schwerpunkt

1 Beispiele für den Luftwiderstandsbeiwert c_W bei Pkw

Fahrzeugbauform	c_W
offenes Kabriolett	0,5 ... 0,7
Kastenaufbau	0,5 ... 0,6
Pontonform [1])	0,4 ... 0,55
Keilform	0,3 ... 0,4
verkleidete Form	0,2 ... 0,25
Tropfenform	0,15 ... 0,2

[1]) Stufenheck

2 Beispiele für den Luftwiderstandsbeiwert c_W bei Nkw

Fahrzeugbauform	c_W
Standard-Zugfahrzeuge	
– „unverkleidet“	≥ 0,64
– „teilverkleidet“	0,54 ... 0,63
– „vollverkleidet“	≤ 0,53

Tabelle 1
Tabelle 2

Rollwiderstand bei Kurvenfahrt

Bei Fahrt in der Kurve vergrößert sich der Rollwiderstand um den Kurvenwiderstand, dessen Widerstandbeiwert von Fahrgeschwindigkeit, Kurvenradius, Bewegungseigenschaften der Achse, Bereifung, Reifenluftdruck und Schräglaufverhalten abhängt.

Luftwiderstand

Der Luftwiderstand F_L wird aus der Luftdichte ϱ, dem Luftwiderstandsbeiwert c_W (abhängig von Fahrzeugbauform, Tabellen 1 und 2), der in Bewegungsrichtung projizierten Querschnittsfläche A und der Fahrgeschwindigkeit v (einschließlich der Gegenwindgeschwindigkeit) ermittelt.

$$F_L = c_W \cdot A \cdot v^2 \cdot \varrho/2$$

Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand F_{St} (mit positivem Vorzeichen) oder der Hangabtrieb (mit negativem Vorzeichen) ergeben sich aus Gewichtskraft G des Fahrzeugs und Steigungs- bzw. Gefällwinkel α.

$$F_{St} = G \cdot \sin \alpha$$

Beschleunigung und Verzögerung

Eine gleichmäßig beschleunigte oder verzögerte Bewegung in Längsrichtung liegt vor, wenn die Beschleunigung (oder Verzögerung) konstant ist. Der während der Verzögerung zurückgelegte Weg ist im Gegensatz zu dem während der Beschleunigung zurückgelegten Weg von größerer Bedeutung, denn die Länge des Bremswegs wirkt sich unmittelbar auf die Verkehrssicherheit aus.

Die Länge des Bremswegs hängt von mehreren Einflussgrößen ab:

- Fahrgeschwindigkeit: Bei gleicher Verzögerung steigt der Bremsweg quadratisch mit der Geschwindigkeit.
- Fahrzeugbeladung: zusätzliches Gewicht führt zu einem längeren Bremsweg.
- Fahrbahnbeschaffenheit: Eine nasse Fahrbahn ergibt eine geringere Haftreibung zwischen Fahrbahn und Reifen und damit einen längeren Bremsweg.
- Reifenzustand: Zu geringe Profiltiefe führt insbesondere bei nasser Fahrbahn zu längeren Bremswegen.
- Zustand der Bremse: Verölte Bremsbeläge z. B. senken die Reibungskraft zwischen Belag und Bremsscheibe bzw. Bremstrommel. Die geringeren übertragbaren Bremskräfte führen zu einem längeren Bremsweg.
- Bremsfading: Durch Überhitzen der Bremsenkomponenten lässt die Bremswirkung ebenfalls nach.

Höchstwerte der Beschleunigung oder Verzögerung sind erreicht, wenn die Antriebs- oder Bremskräfte an den Fahrzeugrädern so hoch sind, dass die Räder auf der Fahrbahn gerade noch haften (maximaler Kraftschluss).

Die tatsächlich erreichbaren Werte liegen niedriger, weil nicht bei jeder Beschleunigung (Verzögerung) alle Räder gleichzeitig den maximal möglichen Kraftschluss nutzen. Elektronisch geregelte Antriebs-, Brems- und Fahrstabilitäts-Regelungssysteme (ASR, ABS und ESP) regeln im Bereich der maximal übertragbaren Kräfte.

Fahrzeugquerdynamik

Fahrverhalten bei Seitenwind

Starker Seitenwind bewirkt, dass ein Kraftfahrzeug – insbesondere bei höherer Fahrgeschwindigkeit und ungünstigen Fahrzeugabmessungen – aus seiner Bahn abgelenkt wird (Bild 1). Bei plötzlichem Seitenwind, z. B. beim Herausfahren aus einem Einschnitt in der Landschaft, sind bereits innerhalb der Reaktionsdauer bei ungünstig gebauten Fahrzeugen beträchtliche seitliche Versetzungen und Gierwinkeländerungen sowie Fehlreaktionen des Fahrers möglich.

Beim Schräganblasen eines Fahrzeugs mit der Windkraft F_W entsteht neben dem Luftwiderstand F_L in Längsrichtung auch eine Komponente der Luftkraft in Querrichtung. Man kann sich diese über die ganze Karosserie verteilte Kraft auf eine Einzelkraft, die Seitenwindkraft F_{SW} reduziert denken. Diese Seitenwindkraft greift im „Druckpunkt D“ an. Die Lage des Druckpunkts hängt von der Form der Karosserie und vom Anströmwinkel α ab.

Der Druckpunkt liegt im Allgemeinen in der vorderen Wagenhälfte. Bei Fahrzeugen mit Pontonform (Stufenheck) ist er weitgehend stabil und liegt näher an der Wagenmitte als bei Karosserien mit Stromlinienform (abfallendes Heck), bei denen der Druckpunkt abhängig vom Anströmwinkel wandern kann.

Die Lage des Schwerpunkts S hängt dagegen vom Beladungszustand ab. Um zu einer allgemeinen Darstellung des Seitenwindeinflusses (auch unabhängig von der relativen Lage des Fahrwerks zur Karosserie) zu gelangen, wird deshalb ein Bezugspunkt 0 in Wagenmitte am vorderen Ende der Karosserie gewählt.

Bei Angabe der Seitenwindkraft für einen vom Druckpunkt verschiedenen Bezugspunkt kommt noch das Moment der Seitenwindkraft um den jeweiligen Druckpunkt – das Giermoment M_Z – hinzu. Die Seitenwindkraft wird über Seitenführungskräfte an den Rädern abgestützt. Die Seitenführungskraft eines Luftreifens hängt neben dem Schräglaufwinkel und der Radlast von der Reifenbauart und -größe, vom Innendruck und von den Reibungseigenschaften der Fahrbahn ab.

Ein Fahrzeug verfügt über eine gute Fahrtrichtungsstabilität bei Seitenwind, wenn der Druckpunkt nahe beim Fahrzeugschwerpunkt liegt. Eine minimale Bahnkrümmung ergibt sich beim übersteuernden Fahrzeug, wenn der Druckpunkt vor dem Schwerpunkt liegt. Beim untersteuernden Fahrzeug ist die günstigste Lage des Druckpunkts kurz hinter dem Schwerpunkt.

1 Fahrzeug bei Seitenwind

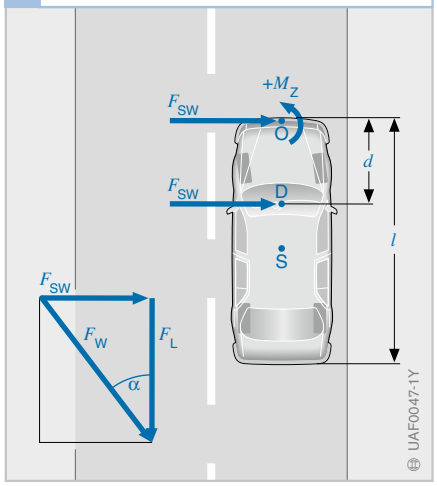


Bild 1
D Druckpunkt
O Bezugspunkt
S Schwerpunkt
F_W Windkraft
F_L Luftwiderstand
F_{SW} Seitenwindkraft
M_Z Giermoment
α Anströmwinkel
l Fahrzeuglänge
d Abstand des Druckpunkts D vom Bezugspunkt O
F_S und M_Z in O angreifend entspricht F_S in D angreifend (in der Aerodynamik ist es üblich, anstelle von Kräften und Momenten dimensionslose Beiwerte anzugeben)

Unter- und Übersteuern

Seitenführungskräfte können zwischen Fahrbahn und gummibereiftem Rad nur dann entstehen, wenn das Rad schräg zu seiner Ebene abrollt. Deshalb muss ein Schräglaufwinkel vorhanden sein. Als untersteuernd wird ein Fahrzeug bezeichnet, bei dem mit zunehmender Querbeschleunigung der Schräglaufwinkel an der Vorderachse stärker anwächst als der Schräglaufwinkel an der Hinterachse. Das umgekehrte Verhalten wird als übersteuernd bezeichnet (Bild 2).

Fahrzeuge sind aus Sicherheitsgründen leicht untersteuernd bis neutral ausgelegt. Durch Antriebsschlupf kann aber ein Fronttriebler zum stärkeren Untersteuern bzw. ein Hecktriebler zum Übersteuern wechseln.

Fliehkraft in der Kurve

Die Fliehkraft F_{cf} setzt im Schwerpunkt S an (Bild 3). Ihre Wirkung hängt von vielen Einflussfaktoren ab wie z. B.

- dem Kurvenradius,
- der Fahrzeuggeschwindigkeit,
- der Höhe des Fahrzeugschwerpunkts,
- der Fahrzeugmasse,
- der Spurbreite des Fahrzeugs,
- der Reibpaarung Reifen/Fahrbahn (Witterung, Straßenbelag, Reifenzustand) und
- der Lastverteilung im Fahrzeug.

Gefahr in einer Kurve entsteht dann, wenn die Fliehkraft die Seitenkräfte an den Rädern zu übersteigen droht und das Fahrzeug nicht in der Sollspur gehalten werden kann. Positiv beeinflusst werden kann ein solches Kräfteverhältnis durch eine Kurvenüberhöhung.

Rutscht das Fahrzeug an der Vorderachse, so untersteuert es, rutscht es an der Hinterachse, dann übersteuert es. In beiden Fällen erkennt ESP (Elektronisches **S**tabilitäts-**P**rogramm) eine unerwünschte Drehbewegung um die Hochachse. ESP kann das Fahrzeug durch geeignetes aktives Bremsen einzelner Räder wieder stabilisieren.

2 Untersteuern und Übersteuern eines Fahrzeugs

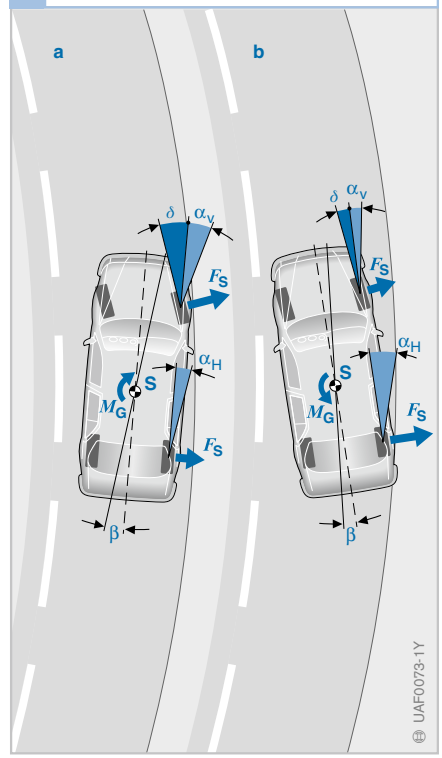


Bild 2
a Untersteuern
b Übersteuern
α_v Schräglaufwinkel vorn
α_h Schräglaufwinkel hinten
δ Lenkwinkel
β Schwimmwinkel
F_S Seitenkraft
M_G Giermoment

3 Fliehkraft in der Kurve

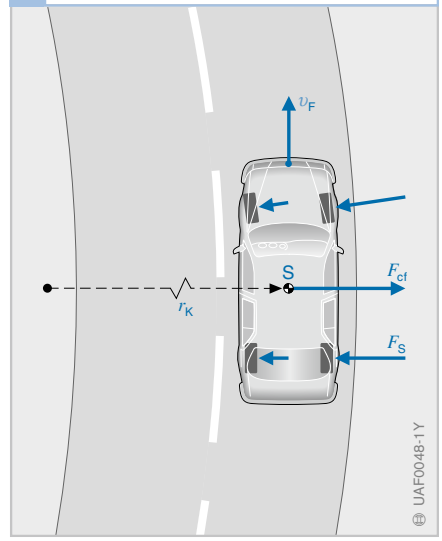


Bild 3
F_{cf} Fliehkraft
v_F Fahrzeuggeschwindigkeit
F_S Seitenkraft an den einzelnen Rädern
r_K Kurvenradius
S Schwerpunkt

Definitionen

Bremsvorgang

Nach Definition von DIN ISO 611 umfasst der Begriff „Bremsvorgang“ alle Vorgänge, die zwischen Beginn der Betätigung der (Brems-)Betätigungseinrichtung und dem Ende der Bremsung (Lösen der Bremse oder Fahrzeugstillstand) auftreten.

Abstufbare Bremsung

Bei der abstufbaren Bremsung kann der Fahrer innerhalb des üblichen Betätigungsbereichs der Betätigungseinrichtung zu jeder Zeit die Bremskraft durch Einwirkung auf die Betätigungseinrichtung hinreichend fein steigern oder reduzieren.

Wenn durch die Einwirkung auf die Betätigungseinrichtung eine Steigerung der Bremskraft erreicht wird, dann muss eine Umkehrung dieser Einwirkung eine Reduzierung dieser Kraft hervorrufen (monotone Wirkung).

Hysterese der Bremsanlage

Die Hysterese der Bremsanlage ist der Unterschied der Betätigungskräfte beim Spannen und Lösen der Bremse bei gleichem Bremsmoment.

Hysterese der Bremse

Die Hysterese der Bremse ist der Unterschied der Spannkräfte beim Betätigen und Lösen der Bremse bei gleichem Bremsmoment.

Kräfte und Momente

Betätigungskraft

Die Betätigungskraft F_C ist die Kraft, die auf die Betätigungseinrichtung ausgeübt wird.

Spannkraft

Die Spannkraft F_S ist die Gesamtkraft, die bei Reibungsbremsen auf einen Belagträger mit Bremsbelag ausgeübt wird und die infolge sich ergebender Reibung die Bremskraft bewirkt.

Gesamte Bremskraft

Die gesamte Bremskraft F_f ist die Summe der in den Aufstandsflächen aller Räder wirkenden Bremskräfte, die durch die Wirkung der Bremsanlage entstehen und der Bewegung oder der Bewegungstendenz des Fahrzeugs entgegengerichtet sind.

Bremsmoment

Das Bremsmoment ist das Produkt aus den durch die Spannkräfte in der Bremse hervorgerufenen Reibkräften und dem Abstand der Angriffspunkte dieser Kräfte von der Drehachse des Rades.

Bremskraftverteilung

Die Bremskraftverteilung ist die Angabe der Bremskraft jeder Achse in Prozent bezogen auf die gesamte Bremskraft F_f, z. B.: Vorderachse 60 %, Hinterachse 40 %.

Äußerer Bremsenkennwert C

Der äußere Bremsenkennwert C ist das Verhältnis von Ausgangsmoment zu Eingangsmoment oder Ausgangskraft zu Eingangskraft an einer Bremse.

Innerer Bremsenkennwert C*

Der innere Bremsenkennwert C* ist das Verhältnis der am wirksamen Radius einer Bremse angreifenden gesamten Tangentialkraft zur Spannkraft F_S.

Typische Werte: für Trommelbremsen können Werte bis zu $C^* = 10$ erreicht werden, bei Scheibenbremsen ist $C^* \approx 1$.

Zeiten

Der Bremsvorgang ist durch verschiedene Zeiten gekennzeichnet, sie sind unter Bezug auf die in Bild 1 dargestellten idealisierten Kurven definiert.

Bewegungsdauer der Betätigungseinrichtung

Die Bewegungsdauer der Betätigungseinrichtung ist die Zeit vom Beginn der Kraftwirkung auf die Betätigungseinrichtung (t_0) bis zur jeweiligen Endstellung (t_3) entsprechend der Betätigungskraft oder des Betäti-

gungsweges. Dies gilt sinngemäß auch für das Lösen der Bremsen.

Ansprechdauer

Die Ansprechdauer t_a ist die Zeit, die vom Beginn der Kraftwirkung auf die Betätigungseinrichtung bis zum Einsetzen der Bremskraft (Aufbau des Bremsdrucks in der Bremsleitung) vergeht $(t_1 - t_0)$.

Schwelldauer

Die Schwelldauer t_s ist die Zeit, die vom Einsetzen der Bremskraft bis zum Erreichen des maximalen Leitungsdrucks vergeht $(t_5 - t_1)$.

Bremsdauer

Die Bremsdauer t_b ist die Zeit, die vom Beginn der Kraftwirkung auf die Betätigungseinrichtung bis zum Verschwinden der Bremskraft vergeht $(t_7 - t_0)$. Wenn das Fahrzeug zum Stillstand kommt, dann stellt der Beginn des Stillstehens das Ende der Bremsdauer dar.

Bremswirkungsdauer

Die Bremswirkungdauer t_w ist die Zeit, die vom Einsetzen der Bremsverzögerung bis zum Verschwinden der Bremskraft vergeht $(t_7 - t_2)$. Wenn das Fahrzeug zum Stillstand kommt, dann stellt der Beginn des Stillstehens das Ende der Bremswirkungsdauer dar.

Wege

Bremsweg

Der Bremsweg s_1 ist der Weg, den ein Fahrzeug während der Bremswirkungsdauer $(t_7 - t_2)$ zurücklegt.

Anhalteweg

Der Anhalteweg s_0 ist der vom Fahrzeug während der Bremsdauer $(t_7 - t_0)$ zurückgelegte Weg. Das ist der zurückgelegte Weg vom Zeitpunkt, an dem der Fahrer beginnt, die Betätigungseinrichtung in Funktion zu setzen, bis zu dem Zeitpunkt, an dem das Fahrzeug zum Stillstand kommt.

Bremsverzögerung

Augenblickliche Verzögerung

Die augenblickliche Verzögerung a ergibt sich durch den Quotienten aus Geschwindigkeitsverringerung pro Zeiteinheit.

$a = dv/dt$

Mittlere Verzögerung über dem Anhalteweg

Mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_0 zum Zeitpunkt t_0 ergibt sich die mittlere Verzögerung a_{ms} über den Anhalteweg s_0 zu

$a_{ms} = v_0^2/2s_0$

Mittlere Vollverzögerung

Der Wert für die mittlere Vollverzögerung a_{mft} entspricht dem Mittelwert der Verzögerung im Zeitraum der voll entwickelten Verzögerung $(t_7 - t_6)$.

Abbremsung

Die Abbremsung Z ist das Verhältnis zwischen gesamter Bremskraft F_f und der auf der Achse oder den Achsen des Fahrzeugs ruhenden statischen Gesamtgewichtskraft G_S (Fahrzeuggewicht). Das entspricht dem Verhältnis von Bremsverzögerung a zu Erdbeschleunigung g ($g = 9{,}81$ m/s^2).

1 Abbremsvorgang eines Fahrzeugs bis zum Stillstand (idealisierte Darstellung)

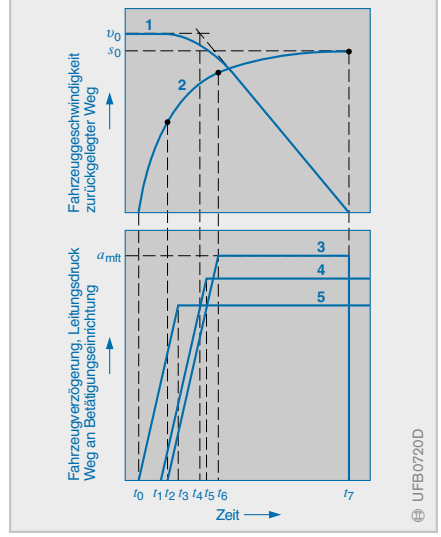


Bild 1

1 Fahrzeuggeschwindigkeit
2 beim Bremsen zurückgelegter Weg
3 Fahrzeugverzögerung
4 Leitungsdruck (Bremsdruck)
5 Weg an der Betätigungseinrichtung
t_0 Zeitpunkt, an dem der Fahrer beginnt, die Betätigungseinrichtung in Funktion zu setzen
t_1 Leitungsdruck (Bremsdruck) beginnt zu steigen
t_2 Fahrzeugverzögerung setzt ein
t_3 Betätigungseinrichtung hat vorgesehene Stellung erreicht
t_4 Schnittpunkt der beiden Verlängerungen der Geschwindigkeitskurve
t_5 Leitungsdruck hat seinen stabilisierten Wert erreicht
t_6 Fahrzeugverzögerung hat ihren stabilisierten Wert erreicht
t_7 Fahrzeug kommt zum Stillstand

Bremssysteme in Personenkraftwagen

Die Bremsanlagen sind für die Betriebsfähigkeit eines Kraftfahrzeugs und seine Sicherheit im Straßenverkehr unerlässlich. Sie sind deshalb strengen gesetzlichen Bestimmungen unterworfen. Die mechanische Bremsanlage wurde aufgrund der steigenden Anforderungen an die Fahrsicherheit immer weiter verbessert. Mit dem Einsatz von Mikroelektronik hat sich die Bremsanlage zu einem komplexen elektronischen Bremssystem entwickelt.

Übersicht

Die Bremsanlagen von Personenkraftwagen haben folgende grundsätzlichen Aufgaben:

- die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu verringern,
- das Fahrzeug zum Stillstand zu bringen,
- unerwünschtes Beschleunigen bei einer Talfahrt zu verhindern und
- das Fahrzeug im Stillstand zu halten.

Für die ersten drei Punkte ist die Betriebsbremsanlage („Fußbremse“) zuständig. Der Fahrer aktiviert sie durch Betätigen des Bremspedals. Die Feststellbremsanlage („Handbremse“) hält das Fahrzeug im Stillstand.

Konventionelle Bremssysteme

Bei den konventionellen Pkw-Bremssystemen wird der Bremsvorgang ausschließlich durch Druck auf das Bremspedal eingeleitet. Im Hauptzylinder der Bremsanlage wird diese Kraft in einen hydraulischen Druck umgeformt. Die Bremsflüssigkeit dient als Übertragungsmedium zwischen Hauptzylinder und Radbremsen (Bild 1).

Bei Hilfskraft-Bremsanlagen, wie sie in Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen am häufigsten eingesetzt werden, wird der Betätigungsdruck durch den Bremskraftverstärker unterstützt.

1 Beispiel einer Pkw-Hilfskraft-Bremsanlage

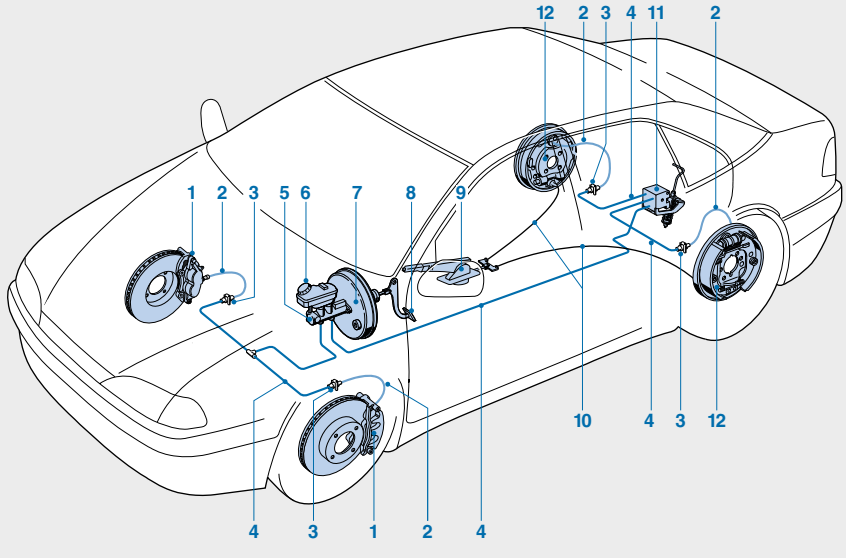


Bild 1

1 Radbremse Vorderräder (Scheibenbremse)
2 Bremsschlauch
3 Anschlussstück zwischen Bremsleitung und Bremsschlauch
4 Bremsleitung
5 Hauptzylinder
6 Ausgleichsbehälter (für Bremsflüssigkeit)
7 Bremskraftverstärker
8 Bremspedal
9 Feststellbremse-Bedienhebel
10 Bremsseil (Feststellbremse)
11 Bremskraftminderer
12 Radbremse Hinterräder (hier Trommelbremse)

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_21

Elektronische Bremssysteme

Antiblockiersystem ABS

Im Jahre 1978 wurde zum ersten Mal ein elektronisches Bremssystem in Serie eingeführt. Das **A**nti**b**lockier**s**ystem (ABS), verhindert bei einer Vollbremsung, dass die Räder blockieren und das Fahrzeug nicht mehr lenkbar ist.

Beim ABS besteht wie beim konventionellen Bremssystem eine mechanische Verbindung zwischen Bremspedal und den Radbremsen. Das Hydroaggregat kommt bei diesem elektronischen System als zusätzliche Komponente hinzu. Magnetventile im Hydroaggregat werden so angesteuert, dass bei zu großem Reifenschlupf der Bremsdruck in den Radzylindern selektiv begrenzt wird, um ein Blockieren der Räder zu verhindern.

Das ABS wurde immer weiter entwickelt und verbessert, sodass es mittlerweile bei fast allen in Westeuropa neu zugelassenen Fahrzeugen zur Serienausstattung gehört.

Elektrohydraulische Bremse SBC

SBC (**S**ensotronic **B**rake **C**ontrol) stellt eine neue Generation vom Bremssystemen dar. Hier besteht im Normalbetrieb keine mechanische Verbindung zwischen Bremspedal und Radzylinder mehr. Die Elektrohydraulische Bremse SBC erfasst den Pedalweg elektronisch mit redundanten Sensoren und wertet die Messsignale in einem Steuergerät aus. Man nennt dies „brake by wire“. Das Hydroaggregat steuert über Magnetventile den Bremsdruck in den Radbremsen. Der Bremsvorgang geschieht weiterhin hydraulisch mit der Bremsflüssigkeit als Übertragungsmedium.

Elektromechanische Bremse EMB

Zukünftig wird es ein weiteres elektronisches Bremssystem geben: Die **E**lektro**m**echanische **B**remse (EMB) arbeitet nicht mehr hydraulisch sondern elektromechanisch. Elektromotoren drücken die Bremsbeläge gegen die Bremsscheiben und sorgen so für den Bremsvorgang. Die Verbindung zwischen Bremspedal und Radbremse geschieht stets auf rein elektronischem Wege.

Elektronische Fahrdynamiksysteme

Die Weiterentwicklung des ABS führte zur **A**ntriebs**s**chlupf**r**egelung (ASR). Dieses System, das 1987 zum ersten Mal in Serie eingeführt wurde, verhindert beim Beschleunigen das Durchdrehen der Räder und verbessert somit die Fahrdynamik. Bei diesem System handelt es sich nicht um ein Bremssystem im eigentlichen Sinn. Es kann aber in das Bremssystem eingreifen, wenn ein Rad zum Durchdrehen neigt.

Ebenso ein Fahrdynamiksystem ist das ESP (**E**lektronisches **S**tabilitäts-**P**rogramm), das innerhalb physikalisch vorgegebener Grenzen ein Schleudern des Fahrzeugs verhindert. Dieses System greift ebenfalls in die Bremsanlage ein, um das Fahrzeug zu stabilisieren.

Elektronische Zusatzfunktionen

Die elektronische Datenverarbeitung ermöglicht weitere Zusatzfunktionen, die in die bestehenden elektronischen Brems- und Fahrdynamiksysteme integriert werden können.

- Der **B**rems**a**ssistent (BA) erhöht den Bremsdruck, wenn der Fahrer bei einer Vollbremsung zu zaghaft bremst.
- Die **E**lektronische **B**remskraft**v**erteilung (EBV) steuert die Bremskraft der Hinterradbremsen, sodass sich die bestmögliche Bremskraftverteilung auf die Vorder- und Hinterachse einstellt.
- Die **H**ill **D**escent **C**ontrol (HDC) bremst das Fahrzeug auf stark abschüssigen Gefällstrecken automatisch ab.

Geschichte der Bremse

Ursprung und Entwicklung

Die erste Anwendung des Rads wird auf 5000 v. Chr. datiert. Meist dienten Rinder als Zugtiere, später dann auch Pferde und Esel. Die Erfindung des Rads zog die Erfindung der Bremsen nach sich. Denn ein Fuhrwerk auf Bergabfahrt musste abgebremst werden, um die Fahrzeuggeschwindigkeit in einem kontrollierbaren Rahmen zu halten und die Zugtiere nicht durch einen immer schneller werdenden Wagen wegzudrücken. Das geschah wohl mithilfe von Holzprügeln, die man gegen den Boden oder die Radscheiben hebelte. Ab etwa 700 v. Chr. erhielten die Räder dann Eisenreifen, um eine zu schnelle Abnützung des Radkranzes zu verhindern.

Ab 1690 bremsten die Kutscher ihr Fuhrwerk mit einem „Hemmschuh“ ab. Sie schoben ihn während der Bergabfahrt an einem Henkel als Bremskeil unter ein Rad, das dadurch blockierte und auf dem Hemmschuh schliff.

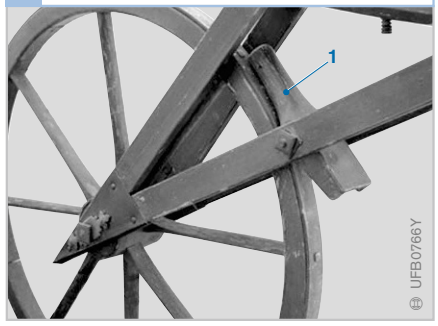
In der Vorzeit der industriellen Warenproduktion führte Freiherr von Drais 1817 der staunenden Öffentlichkeit bei einer Fahrt vom süddeutschen Karlsruhe nach Kehl vor, dass es möglich ist, auf nur zwei Rädern zu fahren, ohne umzukippen. Da er wohl beim Bergabfahren Probleme beim Anhalten hatte, führte er bei seinem letzten Modell 1820 eine Schleifbremse am Hinterrad ein (Bild 1).

Um 1850 kam es schließlich zur Einführung der eisernen Achse und der Klotzbremse im Wagenbau. Bei dieser Bremse wurden Bremsklötze gegen die metallene Lauffläche der eisenbeschlagenen Holzräder gedrückt. Die Klotzbremse ließ sich mithilfe von Kurbel und Gestänge vom Fahrersitz aus betätigen (Bild 2).

Die geringe Geschwindigkeit und der schwergängige Antriebsstrang der ersten Automobile stellten keine hohen Anforderungen an die Wirksamkeit der Bremsen. In der Anfangszeit genügten dafür die von Hand oder Fuß über Hebel, Gelenke und Seilzug betätigten Klotz-, Band- und Keilbremsen an den starren Hinterachsen.

Zunächst wurden die Hinterräder gebremst, gelegentlich eine Zwischenwelle oder nur die Kardanwelle. Erst ca. 35 Jahre nach Erfindung des Automobils begann man, auch die Vorderräder mit Bremsen (Seilzug) zu versehen. Weitere Jahre vergingen, bis die ersten Automobile eine hydraulische Betätigung der Bremse erhielten – zu jenem Zeitpunkt gab es ausschließlich Trommelbremsen. Die zuvor verwendete Seilzugbetätigung wurde bei einzelnen Modellen wie dem VW Käfer noch bis nach dem Zweiten Weltkrieg genutzt. Weitere markante Marksteine waren die Anwendung der Scheibenbremsen und in der Gegenwart die Einführung und der stufenweise Ausbau verschiedener Fahrstabilisierungssysteme.

1 Laufrad des Freiherrn von Drais mit Schleifbremse, 1820



2 Klotzbremse mit Kurbel und Gestänge an einer Kutsche (Schema)

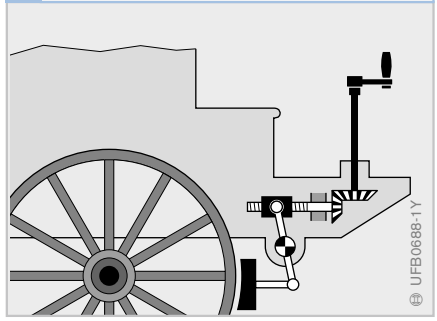


Bild 1
1 Schleifbremse am Laufrad

Klotz- und Außenbackenbremsen an den Radlaufflächen

Die ersten Kraftfahrzeuge fuhren auf stahl- oder gummibereiften Holzrädern oder gummibereiften Speichenrädern aus Stahl. Zum Bremsen drückten (wie bei den Pferdekutschen) Hebel mit Bremsklötzen oder Außenbackenbremsen mit Reibbelägen gegen die Laufflächen der Hinterräder. Ein erstes Beispiel dafür ist der von Gottlieb Daimler im Jahr 1885 als Versuchsfahrzeug erprobte „Reitwagen“ (erstes Motorrad mit 0,5 PS Motorleistung und 12 km/h Höchstgeschwindigkeit). Vom vorn beim Lenkhebel angeordneten Bremsbetätigungshebel führte ein Seilzug zur *Außenbackenbremse* am Hinterrad (Bilder 3a, b).

Als erste Personenkraftwagen mit Verbrennungsmotor verfügten im Jahr 1886 die von der Pferdekutsche abgeleitete Daimler-Motorkutsche (1,1 PS, 16 km/h) und der neu als Automobil konzipierte Benz-Motorwagen über Klotzbremsen. Das traf auch auf Nachfolgefahrzeuge wie z. B. den 1896 konstruierten ersten Lastwagen der Welt zu. Die Klotzbremse war jeweils vor den Hinterrädern angebracht (Bilder 3c, d, e, f.).

3 Historische Motorfahrzeuge und ihre Radbremsen (Beispiele)

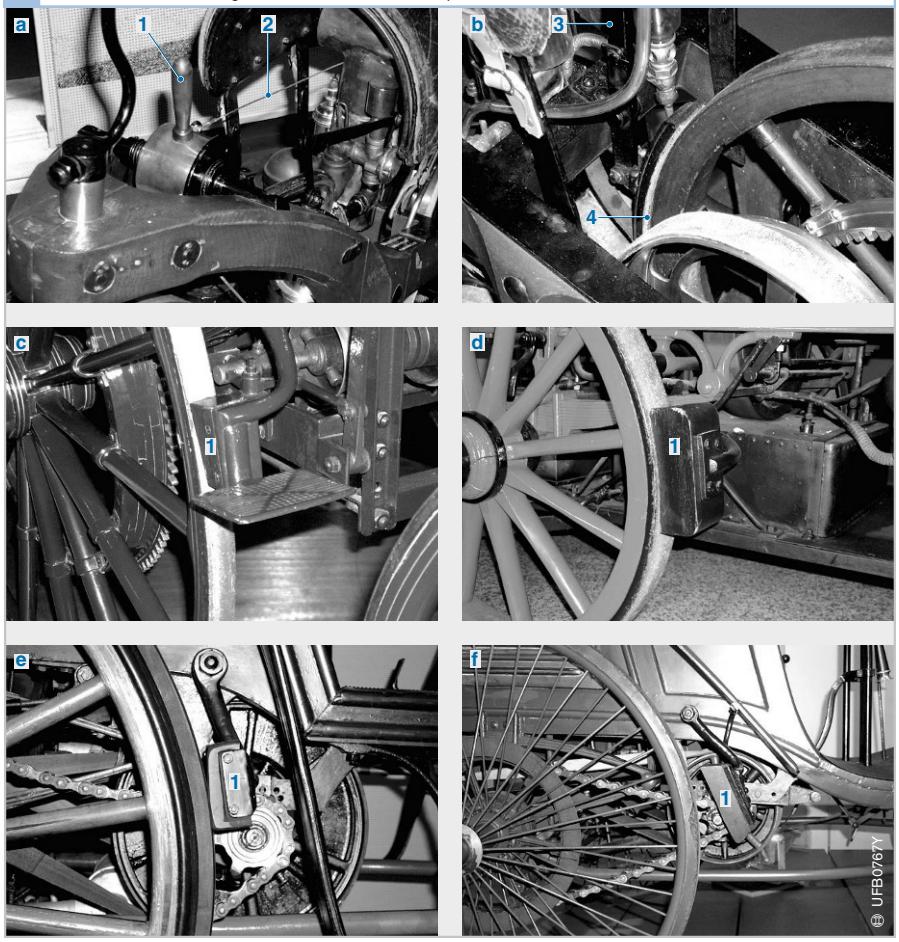


Bild 3

a, b Daimler-Reitwagen, 1885
1 Bremsbetätigungshebel
2 Seilzug zum Bremshebel
3 Bremshebel
4 Außenbackenbremse am Hinterrad

c Daimler-Motorkutsche, 1886
1 Klotzbremse, die zusätzlich im Stand „automatisch“ beim Betreten der angeflanschten Trittstufe bremste

d Daimler-Feuerspritze, 1890
1 Klotzbremse

e Benz-Viktoria, 1893
1 Klotzbremse

f Benz-Velo, 1894
1 Klotzbremse

4 Daimler-Stahlradwagen mit Bandbremse, 1889

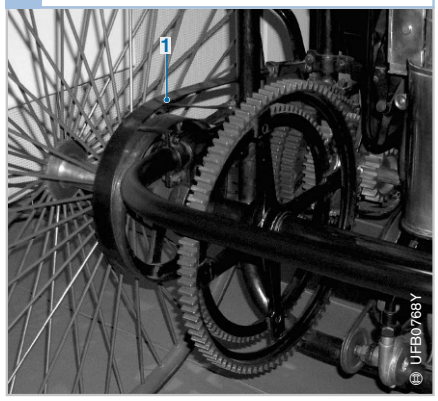


Bild 4
1 Bandbremse an der Hinterachse

5 Daimler-Phoenix, 1889, Antriebswelle mit Ansicht von vorn

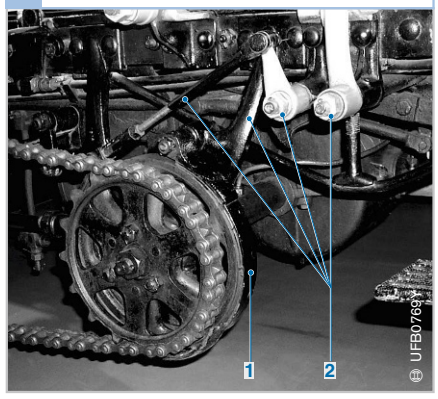


Bild 5
1 Außenbacken-bremse, vorderer Teil
2 Bremshebel und Bremsgestänge

6 Daimler-Phoenix, 1889, Antriebswelle mit Ansicht von hinten

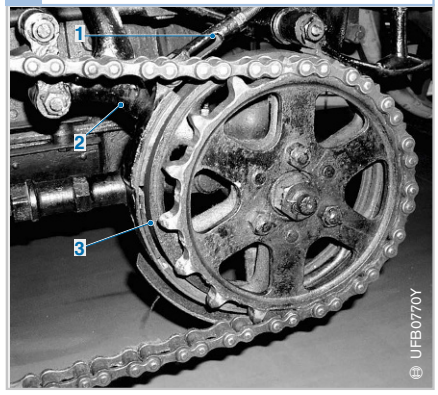


Bild 6
1 Bremsstange
2 Bremshebel
3 Außenbacken-bremse, hinterer Teil

Band- und Außenbackenbremsen

Als sich beim Kraftfahrzeug schnell Vollgummireifen etablierten (beginnend 1886 mit Dreirad-Motorwagen von Benz und 1889 Stahlradwagen von Daimler) und sich kurz danach wegen des höheren Fahrkomforts luftgefüllte Gummireifen durchsetzten, war das Ende der Klotzbremse im Automobilbau schon wieder eingeläutet.

Nun kamen *Bandbremsen* (flexible Stahl-Bremsbänder, entweder direkt oder über mehrere, auf der Innenseite aufgenietete Bremsklötze bremsend) oder *Außenbackenbremsen* (steife Guss- bzw. Stahlbremsbacken mit Bremsbelägen) zur Anwendung. Diese pedalbetätigten Bremsen wirkten auf Außenbremstrommeln, die in der Regel vorn auf der Antriebszwischenwelle oder an der Antriebsachse im Bereich der Hinterräder angebracht waren.

Zum Beispiel entstand 1898 der Wartburg-Motorwagen der Fahrzeugfabrik Eisenach. Das Getriebe und die Antriebskegelräder des Modells 1 lagen frei. *Bandbremsen* wirkten sowohl am Achsantrieb als auch an den beiden Hinterrädern.

1899 verfügte der Daimler-Stahlradwagen über Vollgummireifen und *Stahl-Bandbremsen* an den Hinterrädern (Bild 4). Der Daimler-Personenwagen „Phoenix“ des gleichen Jahres 1899 hatte noch Vollgummireifen, kurz danach aber schon Luftreifen. Eine Fußbremse wirkte als *Außenbackenbremse* auf die vordere Antriebswelle (Bilder 5 und 6), die Handbremse auf die Hinterräder. Zusätzlich besaß dieser Wagen – wie auch z. B. der Benz-Rennwagen von 1899 (Bild 7) – eine „Bergstütze“, eine am Heck montierte kräftige Stange, die entsprechend ihrem Zweck bei bergwärts stehendem Fahrzeug mit einem kräftigen Fußtritt in die zumeist relativ weiche Fahrbahn getrieben wurde.

Der Originaltext der Gebrauchsanleitung des „Phaeton“ der Firma Benz & Co. Rheinische Gasmotoren-Fabrik A.G. Mannheim aus dem Jahr 1902 lautete auszugsweise wie folgt:

„Das Bremsen des Wagens erfolgt neben einer an der linken Seite des Wagens angebrachten Handbremse hauptsächlich durch Bethätigung des linken Fußhebels, welche als Bandbremse auf an den beiden Hinterrädern befestigten Bremsscheiben wirkt, während gleichzeitig wie schon oben erwähnt, der Riemen automatisch ausgerückt wird. Um ein sofortiges Halten des Wagens zu veranlassen, wird ausser dem genannten Fusstritthebel auch der rechte Fusstritthebel zu gleicher Zeit niedergedrückt, wodurch die mit dem letzteren verbundene Bandbremse auf die Bremsscheibe wirkt und damit das Vorgelege bremst."

7 Benz-Rennwagen, 1899, mit Außenbandbremse und abgehängter „Bergstütze"

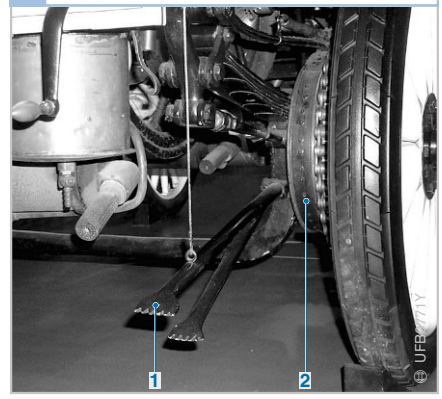


Bild 7
1 „Bergstütze"
2 Außenbandbremse mit auf der Innenseite aufgenieteten Bremsklötzen

Innenbacken-Trommelbremsen mit mechanischer Seilzugbetätigung

Die Fahrzeuge wurden im Lauf der Zeit immer schneller und schwerer. Sie benötigten daher eine wirksamere Bremsanlage. So folgte den Band- und Außenbackenbremsen schnell die *Innenbacken-Trommelbremse,* für die Louis Renault 1902 das Patent beantragte. Ein Spreizmechanismus drückte zwei sichelförmige Bremsbacken gegen die Innenfläche der mit dem Rad verbundenen Bremstrommel aus Gusseisen oder Stahl. Die Trommelbremse weist wegen der Selbstverstärkungswirkung geringe Betätigungskräfte im Verhältnis zur Bremskraft, lange Wartungsintervalle und lange Belagsstandzeiten auf.

Die Bremskraft wurde bis auf weiteres mit Seilzügen auf die beiden Trommelbremsen der Hinterräder übertragen.

8 Daimler-Simplex, 1902, mit Seilzug-betätigter Trommelbremse am Hinterrad

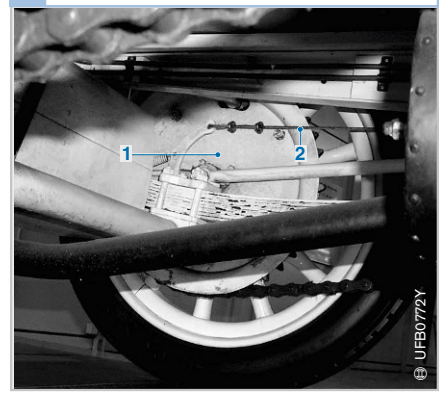
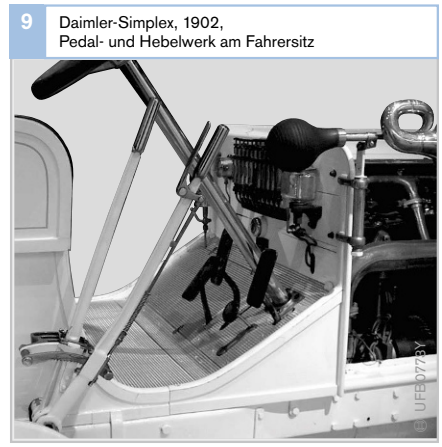


Bild 8
1 Trommelbremse
2 Seilzug

Zum Beispiel verfügte schon der Mercedes-Simplex neben der Kardan-Bandbremse über zusätzliche, *mit Seilzug betätigte Trommelbremsen der Hinterräder* (Bild 8). Wegen gesteigerter Motorleistung (40 PS) erhielt er außerdem eine zweite Fußbremse (Bild 9), die auch als *Bandbremse* auf die Zwischenwelle des Kettenantriebs wirkte. Alle vier Bremsen wurden übrigens mit Spritzwasser gekühlt, das beim Bremsen aus einem Vorratsbehälter auf die Reibflächen tropfte.

9 Daimler-Simplex, 1902, Pedal- und Hebelwerk am Fahrersitz



Etwa ab 1920 gab es Fahrzeuge, die *Trommelbremsen an allen vier Rädern* besaßen. Die Übertragung der Bremskraft erfolgte immer noch mit den Mitteln der Mechanik, also mit *Hebeln, Gelenken und Seilzügen.*

Diese mit Seilzug betätigten Trommelbremsen hatten noch lange Bestand. Ein Beispiel dafür war der VW-Standard der 1950er-Jahre (Bild 10):

Wesentliches Element dieser Bremsanlage war eine Bremsdruckschiene (Pos. 1). Die in ihrem Kopf eingehängten vier Bremsseile (2) verliefen durch Seilzughüllen rückwärts zu den Radbremsen (Trommelbremsen) der vier Räder (3). Der hintere Teil der Schiene stützte sich auf einen kurzen Hebel, der auf der Bremspedalwelle saß. Beim Druck auf das Bremspedal der Fußbremse (4) verschob sich die Bremsdruckschiene zusammen mit den vier Seilzügen nach vorn. Die Seilzüge übertrugen die Kraftwirkung auf die Radbremsen.

Der Hebel der Handbremse (5) saß im Wagen weiter hinten. Über eine abgekoppelte Stange wirkte die Handbremse aber schließlich auf den gleichen Mechanismus wie die Fußbremse und wie diese somit ebenfalls auf sämtliche vier Räder.

10 VW-Standard, Seilzugbremse

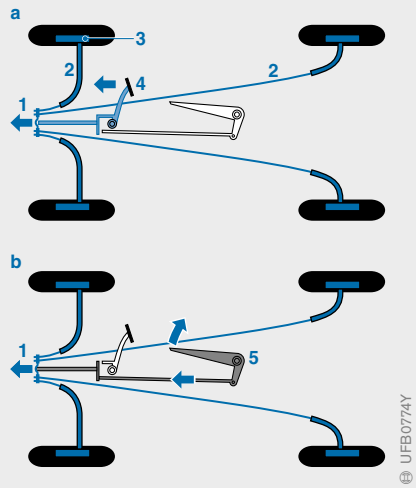


Bild 10
a Betätigung der Fußbremse
b Betätigung der Handbremse

1 Bremsdruckschiene
2 Bremsseile
3 Radbremsen
4 Bremspedal der Fußbremse
5 Hebel der Handbremse

Hydraulische Bremsbetätigung

Das Hauptproblem der Seilzugbremse war die aufwändige Wartung und die ungleichmäßige Bremswirkung, hervorgerufen durch ungleichmäßige Reibung bei der mechanischen Übertragung.

Abhilfe schuf die hydraulische Bremsbetätigung, als die Firma Lockheed ab 1919 eine Öldruckbremse herstellte. Eine spezielle Bremsflüssigkeit übertrug nun den Bremspedaldruck ohne Hebel, Gelenke und Seile über Metallleitungen und Schläuche gleichmäßig zu den Betätigungszylindern der Radbremsen.

Die hydraulische Bremsbetätigung machte es auch möglich, die Fußkraft des Fahrers zu verstärken, indem der Saugrohr-Unterdruck als Hilfskraft zur Bremskraftverstärkung verwendet wurde. Dieses Prinzip wurde 1919 für Hispano-Suiza patentiert.

Bei Nutzfahrzeugen und Schienenfahrzeugen setzte sich die pneumatische Bremsbetätigung mit Druckluft durch.

Im Jahr 1926 wurde der „Adler Standard“ als erstes Auto auf dem europäischen Kontinent mit einem hydraulischen Bremssystem ausgerüstet. Die erste hydraulische Bremskraftverstärkung im Automobil-Rennsport kam 1954 in den „Silberpfeilen“ von Mercedes-Benz zur Anwendung. Diese Einrichtung wurde schließlich für viele Serienfahrzeuge zum Standard.

Da ein möglicher Ausfall des Bremskreises die anfängliche Einkreisbremse lahm legen konnte, wurde im Lauf der Zeit die Zweikreisbremse vom Gesetzgeber vorgeschrieben. Nach Aussage des Golf-Entwicklers Prof. Ernst Fiala hatten die frühen „Käfer“ (VW-Standard) übrigens deshalb noch eine Seilzugbremse, weil man damals Angst hatte, dass bei hydraulischen Bremsen ein Schlauch platzen könnte. Doch dann erhielten – schon allein aus Wettbewerbsgründen – die Modelle VW-Export und VW-Transporter doch ein hydraulisches Bremssystem.

Scheibenbremse

Zwar hatte 1902 der englische Automobilhersteller Lanchester die Scheibenbremse patentieren lassen, doch der Weg bis zur Einführung dieser Bremse war noch lang. Erst ca. fünfzig Jahre später – ab 1955 – wurde als erstes Serienfahrzeug der legendäre Citroën DS-19 mit Scheibenbremsen ausgerüstet. Die Scheibenbremse entstand aus der Lamellenbremse und wurde zunächst für den Flugzeugbau entwickelt.

Bei der Scheibenbremse drückt je ein Bremsbelag von innen und außen auf eine mit dem Rad verbundene Bremsscheibe (meist aus Gusseisen, seltener aus Stahl). Ihr Vorteil sind der einfache und montagefreundliche Aufbau. Sie wirkt auch dem Nachlassen der Bremswirkung wegen Überhitzung entgegen und vermeidet ein Schiefziehen an der Rädern einer Achse.

Das erste deutsche Auto mit Scheibenbremsen an den Vorderrädern war im Jahr 1959 der BMW 502. Scheibenbremsen an allen vier Rädern hatten dann erstmals 1961 der Mercedes 300 SE, der Lancia Flavia und der Fiat 2300. Nun besitzt praktisch jedes Auto eine Scheibenbremsanlage (zumindest an den Vorderrädern). 1974 fuhren die ersten Formel-1-Wagen mit Kohlefaser-Verbundbremsscheiben. Diese gelten als besonders leicht und hitzebeständig und haben sich deshalb sowohl im Motorsport als auch im Flugzeugbau durchgesetzt.

Bremsbeläge

Für Trommel- und Scheibenbremsen mussten geeignete Bremsbeläge entwickelt werden, wobei sich Asbestbeläge als besonders wirksam durchsetzten. Erst nach dem Bekanntwerden der gesundheitsschädigenden Wirkung von Asbestfasern wurde dieses Material durch Kunststofffasern ersetzt.

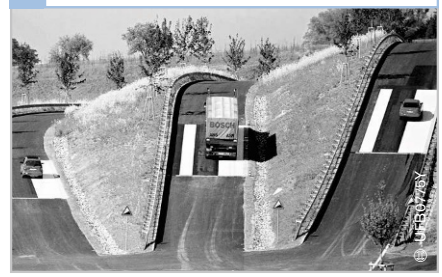
Fahrstabilisierungssysteme

Das Elektronikzeitalter für Bremssysteme von Serienfahrzeugen begann 1978 mit dem von Bosch entwickelten **A**nti**b**lockier**s**ystem (ABS) für Pkw. ABS erkennt beim Bremsen frühzeitig die Blockierneigung eines oder mehrerer Räder und verhindert deren Blockieren. Es stellt die Lenkbarkeit des Fahrzeugs sicher und mindert die Schleudergefahr erheblich. Um neben dem Blockieren der gebremsten Räder auch ein Durchdrehen der Antriebsräder zu verhindern, brachte Bosch 1986 die **A**ntriebs**s**chlupf**r**egelung (ASR) auf den Markt. Bild 11 zeigt Fahrversuche zur Erprobung dieses Systems an extremen Steigungen auf dem Bosch-Testgelände in Boxberg (Süddeutschland).

Zur weiteren Verbesserung der Fahrsicherheit bot Bosch ab 1995 das **E**lektronische **S**tabilitäts-**P**rogramm (ESP) an, in das die Funktionen von ABS und ASR integriert sind. Es verhindert nicht nur das Blockieren und Durchdrehen der Fahrzeugräder, sondern auch das seitliche Ausbrechen des Fahrzeugs. Alternative Systeme wie Vierradlenkung und mitlenkende Hinterachskinematik, die in den 1980er- und 1990er-Jahren entwickelt und zum Teil auch in Serienfahrzeugen eingebaut wurden, kamen wegen zu hohem Gewicht, zu hoher Kosten oder zu geringer Wirkung nicht zum Zuge.

Mittlerweile hat auch die Elektrohydraulische Bremse Einzug im Fahrzeugbau gefunden. Sie bietet alle ESP-Funktionen und entkoppelt die mechanische Betätigung des Bremspedals über ein elektronisches Regelsystem. Zur Sicherheit steht eine hydraulische Rückfallebene automatisch zur Verfügung.

11 Steilanfahrt auf dem Bosch-Testgelände in Boxberg zur Erprobung der Fahrstabilisierungssysteme von Pkw und Nkw



Einteilung von Pkw-Bremsanlagen

Die Gesamtheit aller Bremsanlagen in einem Fahrzeug wird als Bremsausrüstung bezeichnet. Pkw-Bremsanlagen lassen sich gliedern nach

- Bauarten und
- Funktionsweisen.

Bauarten

Aufgrund gesetzlicher Vorschriften verteilen sich beim Personenkraftwagen die Aufgaben der Bremsausrüstung auf drei Bremsanlagen:

- Betriebs-Bremsanlage,
- Hilfs-Bremsanlage und
- Feststell-Bremsanlage.

Bei Nutzfahrzeugen gehören zur Bremsausrüstung zusätzlich eine Dauer-Bremsanlage (z. B. Retarder), die es dem Fahrer ermöglicht, auf einer langen Gefällstrecke die Geschwindigkeit gleichbleibend zu halten. Ferner gehört zur Bremsausrüstung eines Nutzfahrzeugs eine selbsttätige Bremsanlage, die bei einer gewollten oder zufälligen Trennung von Fahrzeugen eines Zugs eine automatische Bremsung des Anhängerfahrzeugs bewirkt.

Betriebs-Bremsanlage

Mit der Betriebs-Bremsanlage („Fußbremse“) kann einerseits die Geschwindigkeit des Fahrzeugs verringert bzw. auf abschüssiger Strecke konstant gehalten und andererseits das Fahrzeug zum Stillstand gebracht werden.

Der Fahrer dosiert die Bremswirkung stufenlos über den Druck auf das Bremspedal. Die Betriebs-Bremsanlage wirkt auf alle vier Räder.

Hilfs-Bremsanlage

Die Hilfs-Bremsanlage muss beim Versagen der Betriebs-Bremsanlage deren Aufgaben zumindest mit geminderter Wirkung erfüllen. Die Bremswirkung muss stufenlos dosiert werden können.

Die Hilfs-Bremsanlage braucht keine unabhängige dritte Bremsanlage (neben Betriebs- und Feststell-Bremsanlage) mit einer besonderen Betätigungseinrichtung zu sein. Als Hilfs-Bremsanlage kann entweder der intakte Bremskreis einer zweikreisigen Betriebs-Bremsanlage oder eine abstufbare Feststell-Bremsanlage verwendet werden.

Feststell-Bremsanlage

Die Feststell-Bremsanlage („Handbremse“) übernimmt die dritte Aufgabe der Bremsausrüstung. Sie muss das Fahrzeug im Stand festhalten, auch auf geneigter Fahrbahn und bei Abwesenheit des Fahrers.

Aufgrund gesetzlicher Vorschriften muss die Feststell-Bremsanlage eine durchgehende mechanische Verbindung zwischen Betätigungseinrichtung und Radbremse haben, z. B. durch ein Gestänge oder einen Seilzug.

Die Feststell-Bremsanlage wird in der Regel durch einen Handbremshebel neben dem Fahrersitz betätigt, in manchen Fahrzeugen auch durch ein Fußpedal. Damit verfügen die Betriebs- und die Feststell-Bremsanlage von Kraftfahrzeugen über voneinander getrennte Betätigungs- und Übertragungseinrichtungen.

Die Feststell-Bremsanlage ist abstufbar ausgeführt und wirkt auf die Räder nur einer Achse.

Funktionsweisen

Je nachdem, ob eine Bremsanlage vollständig, teilweise oder überhaupt nicht durch Muskelkraft betrieben wird, unterscheidet man zwischen

- Muskelkraft-Bremsanlagen,
- Hilfskraft-Bremsanlagen und
- Fremdkraft-Bremsanlagen.

Muskelkraft-Bremsanlage

Bei dieser in Personenkraftwagen und Krafträdern verwendeten Anlage wird die am Fußpedal oder am Handbremshebel wirksame Muskelkraft entweder mechanisch (durch Gestänge oder Seilzug) oder hydraulisch zu den Radbremsen übertragen. Die Energie zur Erzeugung der Bremskraft geht allein von der physischen Kraft des Fahrers aus.

Hilfskraft-Bremsanlage

Die Hilfskraft-Bremsanlage ist die am häufigsten in Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen eingesetzte Bremsanlage. Sie verstärkt die Muskelkraft des Fahrers im Bremskraftverstärker durch eine Hilfskraft (Unterdruck oder hydraulische Energie). Die verstärkte Muskelkraft wird hydraulisch zu den Radbremsen übertragen.

Fremdkraft-Bremsanlage

Die im Allgemeinen bei Nutzfahrzeugen eingesetzte Fremdkraft-Bremsanlage findet vereinzelt bei großen Personenkraftwagen mit integriertem ABS Verwendung. Bei dieser Bremsanlage wird die Betriebsbremse ausschließlich durch Fremdkraft betätigt.

Die Anlage arbeitet mit hydraulischer Energie (sie basiert auf Flüssigkeitsdruck) und mit hydraulischer Übertragung. Die Bremsflüssigkeit wird in Energiespeichern (Hydrospeichern) gespeichert, in denen Gas (meist Stickstoff) komprimiert ist. Gas und Flüssigkeit sind durch eine elastische Blase (Blasenspeicher) oder einen Kolben mit Gummidichtung (Kolbenspeicher) voneinander getrennt. Eine Hydropumpe erzeugt den Flüssigkeitsdruck, der im Energiespeicher stets mit dem Gasdruck im Gleichgewicht steht. Ein Druckregler schaltet die Hydropumpe auf Leerlauf, sobald der Höchstdruck erreicht ist.

Da die Bremsflüssigkeit praktisch als inkompressibel gelten kann, können kleine Mengen Bremsflüssigkeit große Bremsdrücke übertragen.

Bestandteile einer Pkw-Bremsanlage

Bild 1 zeigt den schematischen Aufbau einer Pkw-Bremsanlage. Sie besteht aus folgenden Baugruppen:

- Energieversorgungseinrichtung,
- Betätigungseinrichtung,
- Übertragungseinrichtung und
- Radbremsen.

Energieversorgungseinrichtung

Die Energieversorgungseinrichtung umfasst die Teile einer Bremsanlage, die die zum Bremsen notwendige Energie liefern, regeln und eventuell aufbereiten. Sie endet dort, wo die Übertragungseinrichtung beginnt, d. h. dort, wo die einzelnen Kreise der Bremsanlagen entweder zur Energieversorgung hin oder untereinander abgesichert sind.

Pkw-Bremsanlagen sind im Wesentlichen Hilfskraft-Bremsanlagen, bei denen die Muskelkraft des Fahrers – verstärkt durch die Hilfskraft des Unterdrucks im Bremskraftverstärker – als Bremsenergie wirkt.

Betätigungseinrichtung

Die Betätigungseinrichtung umfasst die Teile einer Bremsanlage, die die Wirkung dieser Bremsanlage einleiten und steuern. Das Steuersignal kann innerhalb der Betätigungseinrichtung übertragen werden, wobei die Verwendung von Hilfs- oder Fremdenergie möglich ist.

Die Betätigungseinrichtung beginnt an dem Teil der Bremsanlage, auf das die Betätigungskraft unmittelbar wirkt. Sie kann folgendermaßen betätigt werden:

- direkt mit dem Fuß oder der Hand,
- durch indirekten Eingriff des Fahrers.

Die Betätigungseinrichtung endet, wo die Bremsenergie verteilt, oder wo ein Teil der Energie zum Steuern von Bremsenergie entnommen wird. Wesentliche Komponenten der Betätigungseinrichtung sind der Unterdruck-Bremskraftverstärker und der Hauptzylinder.

Übertragungseinrichtung

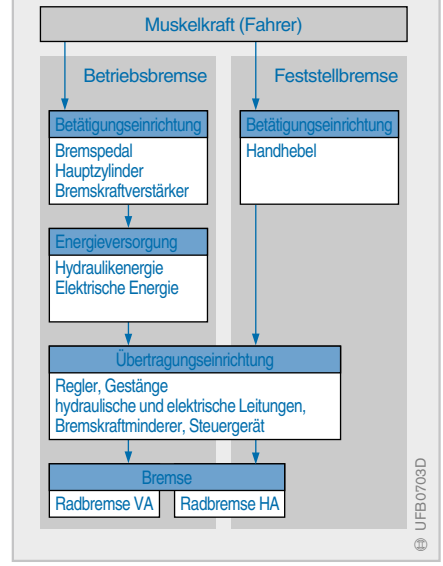
Die Übertragungseinrichtung umfasst die Teile einer Bremsanlage, die die von der Betätigungseinrichtung gesteuerte Energie übertragen. Sie beginnt dort, wo Betätigungseinrichtung und Energieversorgungseinrichtung enden. Sie endet an den Teilen der Bremsanlage, in denen die Kräfte erzeugt werden, die der Bewegung oder der Bewegungstendenz des Fahrzeugs entgegenwirken. Ihre Bauart kann mechanisch oder hydromechanisch sein.

Komponenten der Übertragungseinrichtung sind das Übertragungsmedium, Schläuche, Leitungen und gegebenenfalls Bremskraftminderer zur Regelung der Bremskraft für die Hinterradbremsen.

Bremse

Die Bremse umfasst die Teile einer Bremsanlage, in denen die Kräfte erzeugt werden, die der Bewegung oder der Bewegungstendenz des Fahrzeugs entgegenwirken. Bei Pkw-Bremsanlagen werden dafür Reibungsbremsen (Scheiben- oder Trommelbremsen) verwendet.

1 Aufbau einer Pkw-Bremsanlage



Bremskreisaufteilung

Die gesetzlichen Vorschriften fordern eine zweikreisige Übertragungseinrichtung zu den Radbremsen.

Nach DIN 74 000 gibt es fünf Möglichkeiten zur Aufteilung der beiden Bremskreise auf die vier Radbremsen (Bild 1). Hierbei werden die Bremskreise durch Buchstaben gekennzeichnet: II-, X-, HI-, LL- und HH-Aufteilung. Die Form der Buchstaben ähnelt grob der Anordnung der Bremsleitungen zwischen Hauptzylinder und Radbremsen.

Von diesen fünf Möglichkeiten zur Bremskreisaufteilung haben sich die Aufteilungen II und X durchgesetzt, die einen Minimalaufwand an Leitungen, Schläuchen, lösbaren Anschlüssen und statischen bzw. dynamischen Dichtungen haben. Deshalb ist bei jedem ihrer beiden Bremskreise das Ausfallrisiko durch Leckagen so gering wie bei einem einkreisigen Bremssystem. Bei Bremskreisausfall infolge thermischer Überbeanspruchung einer Radbremse sind insbesondere die Aufteilungen HI, LL und HH kritisch, da ein Ausfall beider Bremskreise an einem Rad zu einem Totalausfall der Bremse führen kann.

Um die gesetzlichen Vorschriften zur Hilfsbremswirkung zu erfüllen, werden frontlastige Fahrzeuge mit der X-Aufteilung ausgerüstet. Die II-Aufteilung eignet sich vorzugsweise für hecklastige Personenkraftwagen.

II-Aufteilung

Vorderachs-/Hinterachs-Aufteilung: Ein Bremskreis wirkt auf die Vorderachse und ein Bremskreis auf die Hinterachse.

X-Aufteilung

Diagonale Aufteilung: Jeder Bremskreis wirkt auf ein Vorderrad und auf das diagonal gegenüber liegende Hinterrad.

HI-Aufteilung

Vorderachs- und Hinterachs-/Vorderachs-Aufteilung: Der eine Bremskreis wirkt auf die Vorderachse und auf die Hinterachse, der andere nur auf die Vorderachse.

LL-Aufteilung

Vorderachs- und Hinterrad-/Vorderachs- und Hinterrad-Aufteilung. Jeder Bremskreis wirkt auf die Vorderachse und auf ein Hinterrad.

HH-Aufteilung

Vorder- und Hinterachs-/Vorder- und Hinterachs-Aufteilung. Jeder Bremskreis wirkt auf die Vorderachse und auf die Hinterachse.

1 Bremskreisaufteilung

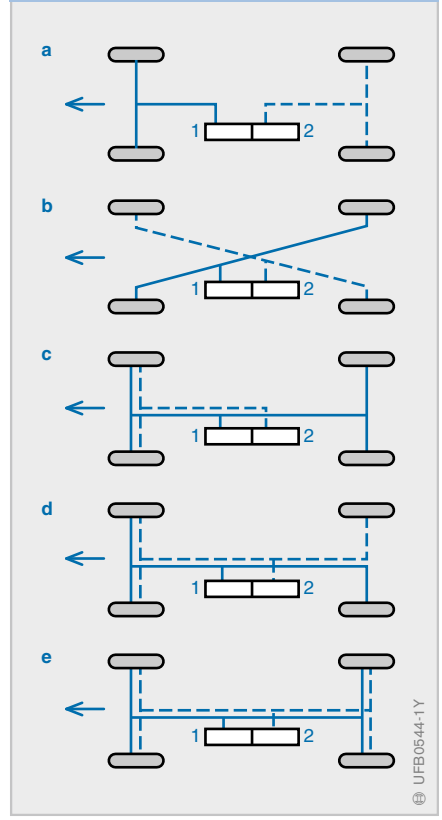


Bild 1
a II-Aufteilung
b X-Aufteilung
c HI-Aufteilung
d LL-Aufteilung
e HH-Aufteilung
1 Bremskreis 1
2 Bremskreis 2
← Fahrtrichtung

Energiebordnetze

Das Energiebordnetz eines Kfz besteht aus dem Generator als Energiewandler, einer oder mehreren Batterien als Energiespeicher und den elektrischen Geräten als Verbraucher. Mithilfe der Energie aus der Batterie wird der Fahrzeugmotor über den Starter gestartet. Im Fahrbetrieb müssen Zünd- und Einspritzanlage, Steuergeräte, die Sicherheits- und Komfortelektronik, die Beleuchtung und weitere Geräte mit Strom versorgt werden. Der Generator liefert hierfür sowie zum Laden der Batterie die benötigte elektrische Energie.

Gestiegene Ansprüche an Komfort und Sicherheit führen zu einem erheblichen Anstieg des Energiebedarfs im Bordnetz. Zudem setzt sich der Trend fort, immer mehr Fahrzeugkomponenten zu elektrifizieren (z. B. Sitzverstellung, elektrische Feststellbremse, elektrische Lenkhilfe). Die Nennleistung der Generatoren reicht von ca. 1 kW im Kleinwagen bis über 3 kW in der Oberklasse. Das ist weniger, als die Verbraucher in der Summe benötigen. Das bedeutet, dass zeitweise auch die Batterie im Fahrbetrieb Energie liefern muss. Alle Komponenten sollten so dimensioniert sein, dass die Ladebilanz der Batterie im Betrieb stets positiv oder zumindest ausgeglichen ist.

Elektrische Energieversorgung

Aufgabe des Energiebordnetzes

Bei laufendem Motor liefert der Generator Strom (I_G, Bild 1). Damit der Generator die Batterie laden kann, muss er die Bordnetzspannung über die Batterie-Leerlaufspannung anheben. Das kann der Generator jedoch nur, wenn die zugeschalteten Verbraucher ihm nicht mehr Strom abverlangen, als er liefern kann. Ist der Verbraucherstrom I_V im Bordnetz höher als der Generatorstrom I_G (z. B. bei Motorleerlauf), so wird die Batterie entladen. Die Bordnetzspannung sinkt auf das Spannungsniveau der belasteten Batterie.

Der maximale Generatorstrom hängt stark von der Drehzahl und der Generatortemperatur ab. Bei Motorleerlauf kann der Generator nur 55...65 % seiner Nennleistung abgeben. Direkt nach einem Kaltstart bei niedrigen Außentemperaturen ist der Generator jedoch in der Lage, ab mittlerer Motordrehzahl bis zu 120 % seiner Nennleistung in das Bordnetz zu speisen. Wenn der Motor warm ist, heizt sich der Motorraum abhängig von der Außentemperatur und der Motorbelastung auf 60...120°C auf. Hohe Motorraumtemperaturen verursachen hohe Wicklungswiderstände, die die maximale Generatorleistung reduzieren.

Über die Auswahl von Batterie, Generator, Starter und der anderen Verbraucher

1 Schematische Darstellung des Energiebordnetzes

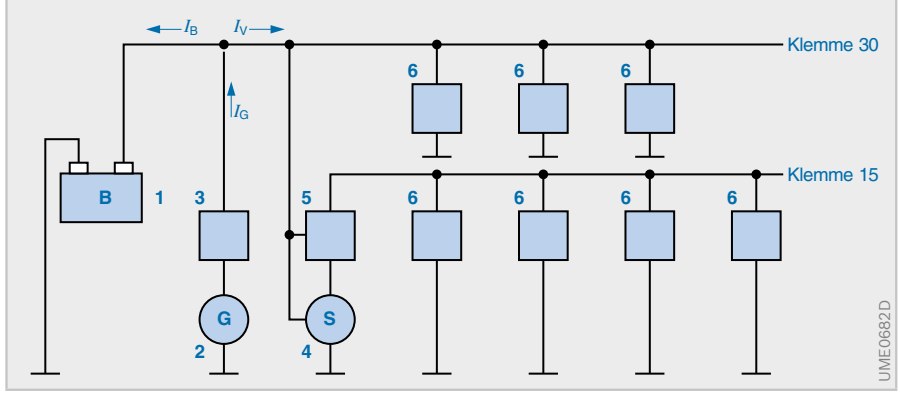


Bild 1
1 Fahrzeugbatterie
2 Generator
3 Generatorregler
4 Starter
5 Fahrtschalter
6 Verbraucher

I_B Batteriestrom
I_G Generatorstrom
I_V Verbraucherstrom

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_22

im Bordnetz muss eine ausgeglichene Ladebilanz der Batterie sichergestellt werden, sodass

- immer ein Starten des Verbrennungsmotors möglich ist und
- nach Abstellen des Motors bestimmte elektrische Verbraucher noch eine angemessene Zeit betrieben werden können.

Aufbau und Arbeitsweise des 14-V-Bordnetzes

Schematische Darstellung

Das elektrische System im Kraftfahrzeug lässt sich als Zusammenspiel des Energiewandlers (Generator), des Energiespeichers (Batterie) und der Verbraucher darstellen (Bild 1). Bei abgezogenem Zündschlüssel werden nur wenige Verbraucher mit Spannung versorgt (z. B. Diebstahlalarmanlage, Autoradio, Standheizung). Der Anschluss, über den diese Verbraucher versorgt werden, wird als *Klemme 30* (Dauerplus) bezeichnet.

Die übrigen Verbraucher sind an *Klemme 15* angeschlossen. In Fahrtschalterstellung *Zündung ein* wird die Batteriespannung auf diese Klemme geschaltet, sodass nun alle Verbraucher an die Stromversorgung angeschlossen sind.

Der Generator wird über den Keilriemen von der Kurbelwelle angetrieben und wandelt die mechanische Leistung in elektrische Leistung. Der Generatorregler begrenzt die abgegebene Leistung so weit, dass die im Regler eingestellte Sollspannung (14,0...14,5 V) nicht überschritten wird.

Batterieeinbaulagen

Die Batterie ist bei den meisten Autos im Motorraum untergebracht. Eine große Batterie (z. B. 100 Ah) nimmt jedoch sehr viel Platz in Anspruch und kann bei beengten Motorraumverhältnissen u. U. nicht eingebaut werden. Ein weiteres Argument gegen einen Einbau im Motorraum kann die hohe Umgebungstemperatur sein. Eine Alternative ist der Einbau im Kofferraum oder im Fahrgastraum (z. B. unter Beifahrersitz).

Einfluss der Einbaulage auf die Ladespannung

Die Leitung zwischen der im Motorraum eingebauten Batterie und dem Generator ist kürzer als beim Einbau im Kofferraum. Das wirkt sich auf den Leitungswiderstand und damit direkt auf den Spannungsfall auf der Leitung aus. Der Widerstand ist proportional zur Leitungslänge und umgekehrt proportional zum Leitungsquerschnitt. Geeignete Leitungsquerschnitte und gute Verbindungsstellen, deren Übergangswiderstände sich auch nach längerer Betriebszeit nicht verschlechtern, halten Spannungsfälle klein.

Bild 2a zeigt die Verhältnisse für den Einbau im Motorraum. Der Spannungsfall U_{D1} am Leitungswiderstand R_{L1} beträgt

$U_{D1} = R_{L1} \cdot I_G$, mit

$I_G = I_V + I_B$

I_G Generatorstrom,

I_V Verbraucherstrom von R_{V1} und R_{V2},

I_B Batterieladestrom.

2 Einbaulagen der Batterie

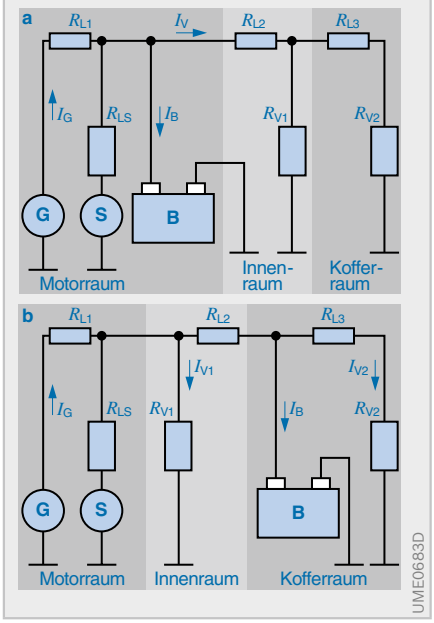


Bild 2
a Einbau im Motorraum
b Einbau im Kofferraum

G Generator
B Batterie
S Starter
R_L Leitungswiderstände
R_V Verbraucherwiderstände
I_G Generatorstrom
I_V Verbraucherstrom
I_B Batterieladestrom

Die im Kofferraum eingebaute Batterie benötigt eine längere Zuleitung mit dem zusätzlichen Leitungswiderstand R_{L2} (Bild 2b). An diesem Widerstand entsteht der Spannungsfall

$U_{D2} = R_{L2} \cdot (I_B + I_{V2})$, mit

I_{V2} Verbraucherstrom von R_{V2}.

Aufgrund des höheren Spannungsfalls ist die Ladespannung für die im Kofferraum eingebaute Batterie also geringer. Die zusätzliche von R_{L2} verursachte Spannungsdifferenz kann durch eine Erhöhung des Sollwerts der Generatorspannung ausgeglichen werden. Dadurch wird die Leistung des Generators höher.

Einfluss der Einbaulage auf Startfähigkeit

Die Startfähigkeit hängt von der am Starter anliegenden Spannung ab. Je höher dieser Wert ist, desto höher ist beim Startvorgang die Drehzahl des Starters. Einen entscheidenden Einfluss auf diese Spannung hat aufgrund des hohen Starterstroms der Widerstand der Zuleitung. Für die Variante mit der im Kofferraum eingebauten Batterie ist die Leitung zwischen Batterie und Starter länger als beim Motorraumeinbau, entsprechend höher ist der Widerstand und somit auch der Spannungsfall. Für eine gute Startfähigkeit ist somit der Batterieeinbau im Motorraum mit kurzen Leitungen zum Starter günstiger.

Einfluss der Umgebungstemperatur

Hohe Temperaturen, wie sie im Motorraum auftreten können, führen zu temperaturbedingten Effekten in der Batterie (z. B. Gasung), die sich negativ auf die Lebensdauer der Batterie auswirken. Hohe

3 Drehstrom-Brückenschaltung

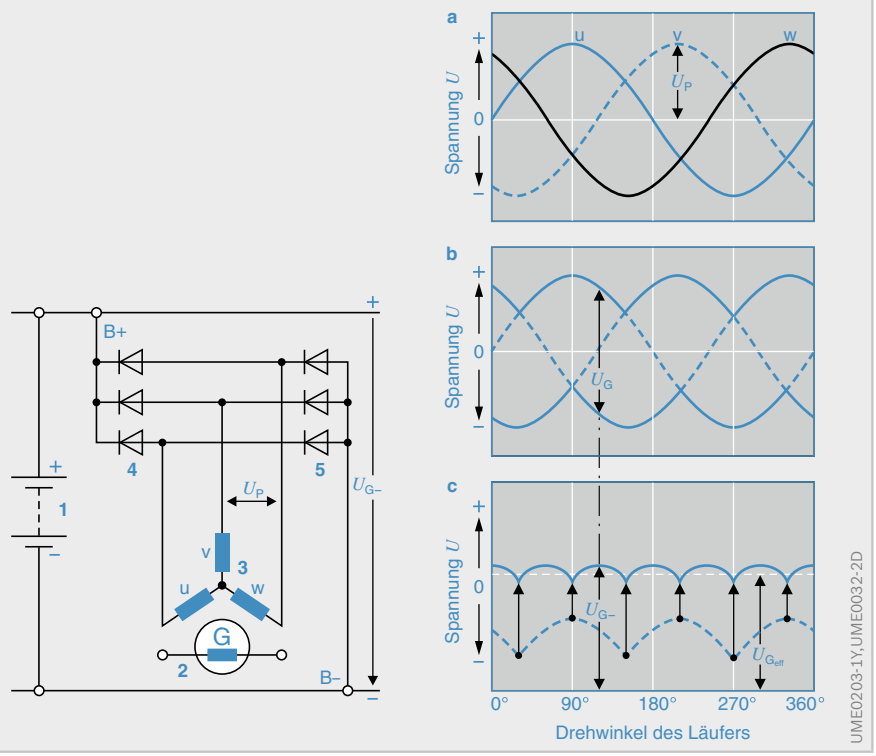


Bild 3

a Dreiphasen-Wechselspannung
b Generatorspannung, durch die Hüllkurven der positiven und negativen Halbwellen gebildet
c gleichgerichtete Generatorspannung

U_P Phasenspannung
U_G Spannung am Gleichrichter (Minus nicht an Masse)
U_{G-} Generator-Gleichspannung (Minus an Masse)
U_{Geff} Effektivwert der Gleichspannung

1 Batterie
2 Erregerwicklung des Generators
3 Ständerwicklung
4 Plus-Dioden
5 Minus-Dioden

Temperaturen in der Batterie können durch Abschirmung reduziert werden.

Bei niedrigen Außentemperaturen dauert es lange, bis die im Kofferraum eingebaute Batterie warm wird. Zu niedrige Batterietemperaturen führen zu einer schlechten Ladefähigkeit. Dies wiederum führt zu einer schlechten Ladebilanz und damit zu einem niedrigen Ladezustand (SOC, State of Charge). Das beschleunigt den Alterungsprozess der Batterie (Sulfatisierung).

Einfluss der Einbaulage auf Spannungsstabilität

Da nur Gleichstrom in Batterien gespeichert werden kann, muss der im Generator erzeugte Wechselstrom gleichgerichtet werden. Diese Aufgabe übernimmt ein Diodengleichrichter, der im Generator integriert ist (Bild 3). Durch das Gleichrichten der Wechselspannung entsteht eine wellige Gleichspannung, indem die Dioden die Spitzen aus den Wechselspannungswellen „herausschneiden“ (Bild 3c). Außerdem entstehen durch das Schalten der Dioden – wenn der Strom von einer Diode zur nächsten kommutiert – hochfrequente Spannungsschwingungen, die zum größten Teil durch den im Generator eingebauten Entstörkondensator geglättet werden.

Elektronische Verbraucher (z. B. Steuergeräte) können durch die Spannungsspitzen oder die Spannungswelligkeit gestört oder sogar beschädigt werden. Durch ihre große Kapazität kann die Batterie die Spannungsschwankungen glätten. Aufgrund des Leitungswiderstands R_L zwischen Generator und Batterie werden sie jedoch am Generator nicht vollständig unterdrückt. Sind die Verbraucher batterieseitig (Bild 4a) oder hinter der Batterie angeschlossen (z. B. R_{V1} und R_{V2} in Bild 2a), werden sie mit der weitgehend geglätteten Bordnetzspannung versorgt. Sind die Verbraucher generatorseitig, also direkt am Generator angeschlossen (Bild 4b), so sind sie einer größeren Spannungswelligkeit und größeren Spannungsspitzen ausgesetzt.

Es empfiehlt sich, spannungsunempfindliche Verbraucher mit hoher Leistungsaufnahme in Generatornähe und spannungsempfindliche Verbraucher mit niedriger Leistungsaufnahme in Batterienähe anzuschließen.

Leistung der Verbraucher

Verbraucherklassifizierung

Die elektrischen Verbraucher haben unterschiedliche Einschaltdauern (Bild 5). Man unterscheidet zwischen

- Dauerverbrauchern, die immer eingeschaltet sind (z. B. Elektrokraftstoffpumpe, Motormanagement),
- Langzeitverbrauchern, die bei Bedarf eingeschaltet werden und dann für längere Zeit eingeschaltet sind (z. B. Abblendlicht, Autoradio, elektrisches Kühlergebläse) und
- Kurzzeitverbrauchern, die nur kurz eingeschaltet sind (z. B. Blinker, Bremslicht, elektrische Sitzverstellung, elektrische Fensterheber).

4 Anschlussmöglichkeiten von Verbrauchern

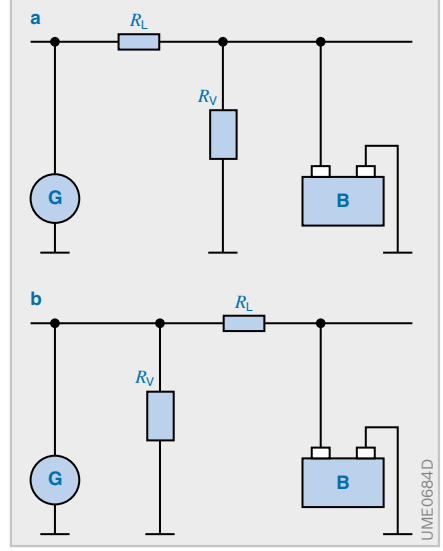
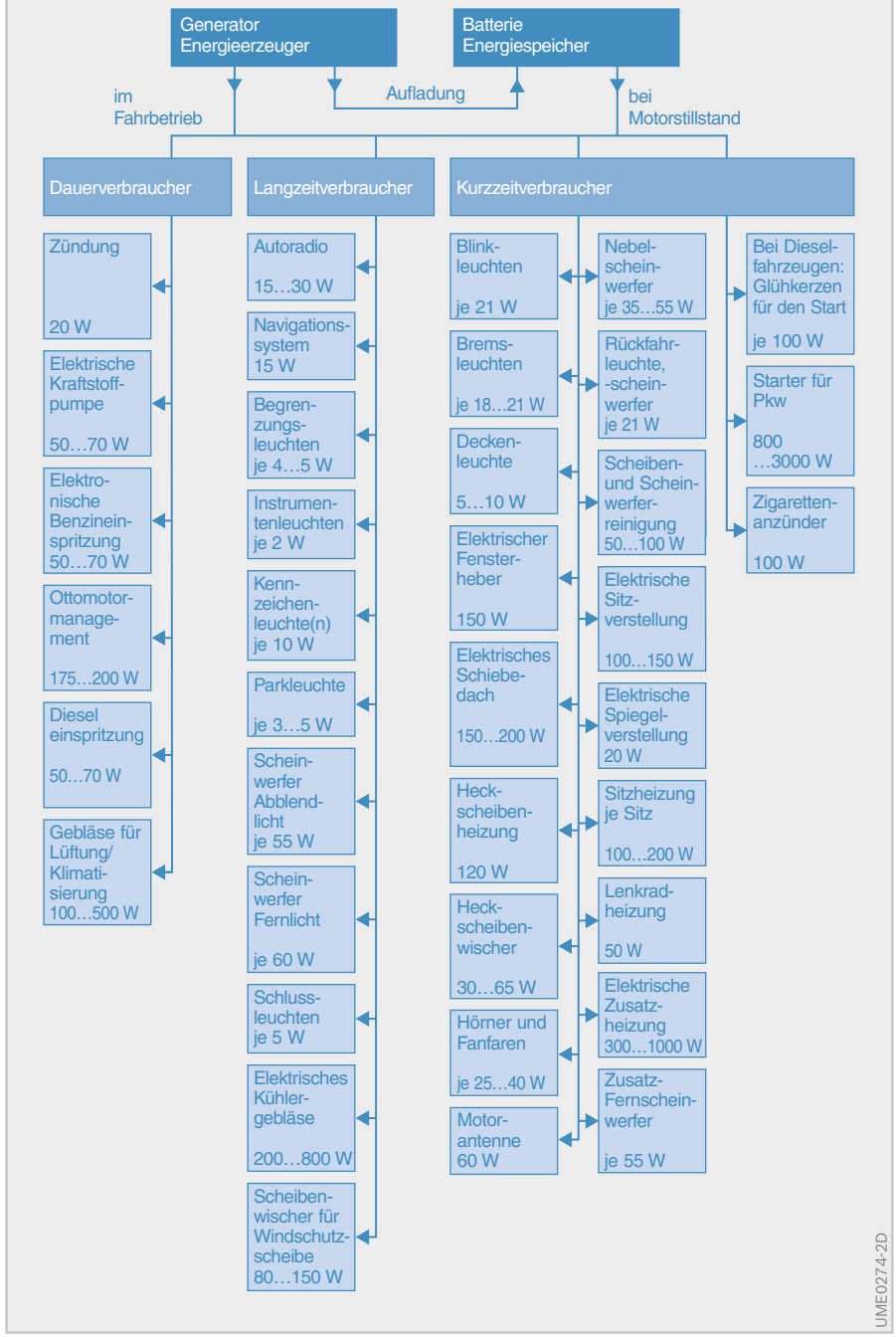


Bild 4
a Batterieseitiger Anschluss von Verbrauchern
b generatorseitiger Anschluss von Verbrauchern

G Generator
B Batterie
R_L Leitungswiderstand
R_V Verbraucherwiderstand

5 Leistungsbedarf von elektrischen Verbrauchern im Bordnetz (Beispiele mit Durchschnittswerten)



Die Benutzung einiger elektrischer Verbraucher hängt von der Außentemperatur ab. Insbesondere die verschiedenen Heizungen (z. B. Front- und Heckscheibenheizung, Sitzheizung) werden nur bei Bedarf bei Fahrtbeginn für eine begrenzte Zeit eingeschaltet.

Vom Motorlüfter wird die größte Leistung bei Fahrzeugstillstand (also bei Motorleerlauf mit geringer Stromerzeugung des Generators) angefordert, weil die Kühlung der Fahrtwinds fehlt. Der Kühler wird bei Bedarf auch nach Abstellen des Motors zugeschaltet, um einen Wärmestau im Motorraum zu verhindern. Dieser Verbraucher deckt somit einen großen Anteil seines hohen Energiebedarfs aus der Batterie ab.

Fahrzeitabhängige Verbraucherleistung

Die benötigte Verbraucherleistung ist während einer Fahrt nicht konstant. Sie ist insbesondere in den ersten Minuten nach dem Start sehr hoch und sinkt dann ab (Bild 6):

- Eine elektrische Frontscheibenheizung benötigt zum Abtauen der Scheibe für 1…3 Minuten nach dem Start bis zu 2 kW.
- Die Sekundärluftpumpe, die Luft direkt hinter dem Brennraum zum Nachverbrennen des Abgases einbläst, läuft bis zu 3 Minuten nach dem Start.
- Weitere Verbraucher wie Heizung (Heckscheibenheizung, Sitzheizung, Außenspiegelheizung usw.), Gebläse und Beleuchtung sind je nach Situation kürzer oder länger eingeschaltet.

Nach einigen Minuten sind diese Verbraucher ausgeschaltet. Die Verbraucherleistung wird dann vorwiegend von den Dauerverbrauchern (z. B. Motormanagement) und den Langzeitverbrauchern bestimmt.

Ruhestromverbraucher

Verschiedene Steuergeräte bzw. Verbraucher benötigen auch bei abgestelltem Fahrzeug eine Stromversorgung. Der Ruhestrom setzt sich aus der Summe aller dieser eingeschalteten Verbraucher zusammen. Die meisten schalten kurze Zeit nach Abstellen des Motors ab (z. B. Innenraumbeleuchtung), einige hingegen sind immer aktiv (z. B. Diebstahlwarnanlage).

Der Ruhestrom muss von der Batterie geliefert werden. Der maximale Wert des Ruhestroms wird von den Fahrzeugherstellern definiert. Die Dimensionierung der Batterie richtet sich u. a. nach diesem Wert.

Typische Werte für den Ruhestrom in einem Pkw liegen bei ca. 3…10 mA.

Stromabgabe des Generators

Wesentliche Bestandteile des Generators sind der feststehende Stator (Bild 7, Pos. 3) und der im Stator drehende Rotor (2), der über den Keilriemen von der Kurbelwelle angetrieben wird. In den drei Statorwicklungen wird eine elektrische Wechselspannung induziert (Drehstromgenerator), wenn in der Rotorspule ein Strom fließt (Erregerstrom) und damit ein Magnetfeld aufgebaut wird. Der Erregerstrom wird vom erzeugten Generatorstrom abgezweigt (Selbsterregung). Die induzierte Spannung hängt von der Drehgeschwindigkeit des Rotors und von der Höhe des Erregerstroms ab. Die erzeugte Wechselspannung wird von Dioden (5) gleichgerichtet.

Da die im Generator induzierte Spannung von der Generatordrehzahl und so-

6 Verbraucherleistung in Abhängigkeit der Fahrzeit

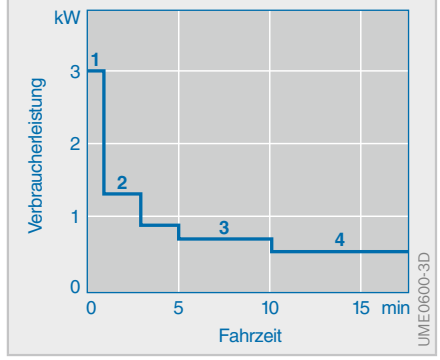


Bild 6
1 Frontscheibenheizung
2 Sekundärluftpumpe
3 Heizung, Gebläse usw.
4 Dauer- und Langzeitverbraucher

mit auch von der Motordrehzahl abhängt, ist die Spannung bei niedrigen Drehzahlen gering. Bei Motorleerlaufdrehzahl n_L kann der Generator bei gängigen Übersetzungsverhältnissen (Kurbelwellen- zu Generatordrehzahl) von 1:2,5 bis 1:3 nur einen Teil seines Nennstroms abgeben (Bild 8). Der Nennstrom wird unter Volllast bei der Generatordrehzahl 6 000 min^{-1} erreicht. Um die nominale Generatorleistung zu erreichen, muss die im Fahrbetrieb erreichte mittlere Drehzahl hoch genug sein. Fahrzyklen mit hohem Leerlaufanteil sind besonders kritisch, weil die verfügbare Generatorleistung so niedrig ist, dass bei hoher eingeschalteter Verbraucherleistung die Batterie entladen wird.

Ist die Generatorspannung höher als die Batteriespannung, fließt ein Batterieladestrom in die Batterie und lädt diese auf. Die Spannung wird vom Generatorregler begrenzt, sodass sich die Bordnetzspannung von ca. 14 V einstellt.

Die Leistungserzeugung durch den Generator hat Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Der Mehrverbrauch bei 100 W elektrischer Leistung liegt in der Größenordnung von 0,17 *l* auf 100 km Fahrstrecke und ist abhängig vom Wirkungsgrad des Generators und vom Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

Spannungsregelung im Bordnetz

Erzeugung des Erregermagnetfelds im Start

Damit in den Statorwicklungen eine Spannung induziert werden kann, ist ein Magnetfeld im Rotor erforderlich. Bei niedrigen Drehzahlen nach dem Start ist eine Selbsterregung nicht möglich. Die erste Erregung des Generators nach dem Start wird deshalb von der Batterie übernommen.

Das Drehmoment eines unter Last laufenden Generators würde den Startvorgang und die Leerlaufstabilisierung des Verbrennungsmotors behindern. Deshalb regeln moderne Regler den Erregerstrom während der Startphase auf einem gerin-

8 Generatorstromabgabe I_G in Abhängigkeit von der Generatordrehzahl

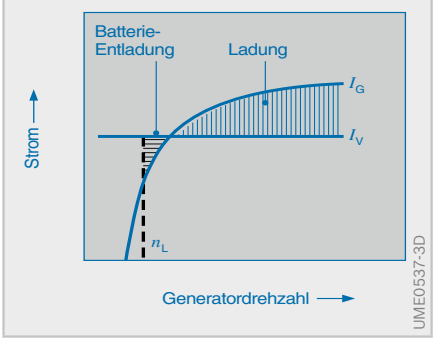


Bild 8
I_V Verbraucherstrom
I_G Generatorstrom
n_L Motorleerlaufdrehzahl

7 Zusammenspiel von Generator, Generatorregler und Batterie

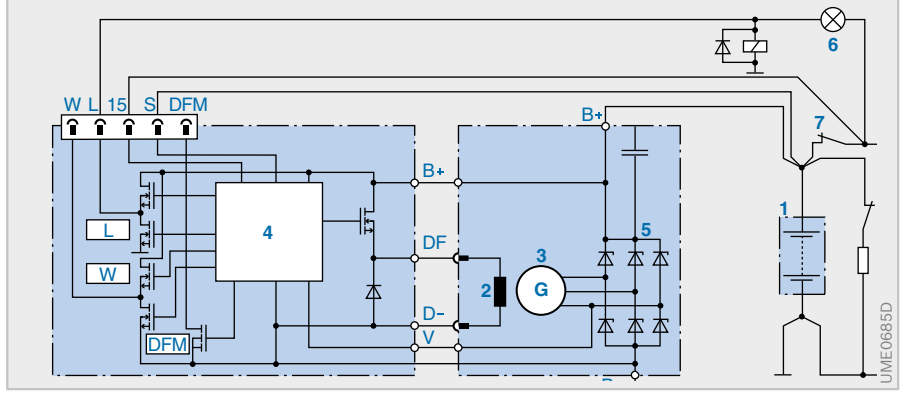


Bild 7
1 Batterie
2 Rotor des Generators
3 Stator des Generators
4 Generatorregler
5 Gleichrichterdioden
6 Ladekontrollleuchte
7 Fahrtschalter

gen Niveau ein (gesteuerte Vorerregung). Die Stromerzeugung wird bis nach dem Hochlauf des Motors verzögert (Load-Response Start, LRS). Die Verbraucher werden bis dahin von der Batterie versorgt.

Spannungsregelung im Fahrbetrieb

Der Regler stellt das Erregermagnetfeld über einen pulsweitenmodulierten (PWM) Strom in der Rotorwicklung so ein, dass die Spannung an B+ dem vorgegebenen Sollwert entspricht. Die Frequenz des PWM-Signals beträgt 40...200 Hz, das Tastverhältnis hängt davon ab, wie viel Leistung die Verbraucher anfordern. Bei einer Laständerung ändert sich die Bordnetzspannung, worauf der Regler durch Anpassen des PWM-Signals das Erregermagnetfeld so einstellt, dass die Spannung nachgeführt wird.

Der Anschluss der Erregerwicklung wird als DF (Dynamo Feld) bezeichnet. Der Generatorregler gibt das PWM-Signal als DFM (DF-Monitor) aus, um andere Steuergeräte über die Auslastung des Generators in Kenntnis zu setzen.

Der Regler benötigt zur Regelung den Wert der Batteriespannung. Er erhält ihn über den Anschluss B+. Bei einer langen Zuleitung und hohen Strömen auf dieser Leitung kann der Spannungsunterschied zwischen Batterie und Regler groß sein, sodass die Leistungserzeugung des Generators reduziert ist und die Batterie möglicherweise umzureichend geladen wird. Abhilfe kann hier der S-Anschluss bieten, über den mit einem separat am Pluspol der Batterie angeschlossenen Kabel dem Regler die Batteriespannung zugeführt wird.

Die Bus-Anbindung des Reglers (z. B. LIN-Bus) ermöglicht die Variation des Sollwerts, auf den geregelt werden soll. Damit sind Funktionen wie z. B. Rekuperation möglich. Die Funktion Load-Response Fahrt (LRF) regelt im Fahrbetrieb nach Zuschalten einer hohen Last und dem damit verbundenen plötzlichen Spannungseinbruch die Generatorspannung rampenförmig wieder auf den Sollwert. Dadurch wird verhindert, dass der Generator den Verbrennungsmotor sprunghaft belastet.

Ladekontrollleuchte

Die Ladekontrollleuchte wird vom Generatorregler angesteuert. Sie leuchtet bei *Zündung ein* und geht aus, wenn der Generator Strom liefert. Sobald der Regler einen Fehler erkennt (z. B. Generatorausfall durch Keilriemenbruch, Unterbrechung oder Kurzschluss im Erregerstromkreis, Unterbrechung der Ladeleitung zwischen Generator und Batterie), schaltet er die Ladekontrollleuchte ein.

Laden der Batterie

Die ideale Batterieladespannung muss aufgrund der chemischen Vorgänge in der Batterie bei Kälte höher, bei Wärme niedriger sein. Die Gasungsspannungskurve gibt die maximale Spannung an, bei der die Batterie nicht gast. Der Generatorregler begrenzt die Spannung, wenn der Generatorstrom I_G größer ist als die Summe aus benötigtem Verbraucherstrom I_V und dem temperaturabhängigen maximal zulässigen Batterieladestrom I_B.

Regler sind üblicherweise an den Generator angebaut. Bei größeren Abweichungen zwischen Reglertemperatur und Batteriesäuretemperatur ist es von Vorteil, die Temperatur für die Spannungsregelung direkt an der Batterie zu erfassen.

Die Anordnung von Generator, Batterie und Verbrauchern beeinflusst den Spannungsfall auf der Ladeleitung und damit die Ladespannung. Sind alle Verbraucher batterieseitig angeschlossen, fließt auf der Ladeleitung der Gesamtstrom $I_G = I_B + I_V$. Durch den hohen Spannungsfall ist die Ladespannung entsprechend niedriger. Sind dagegen alle Verbraucher generatorseitig angeschlossen, ist der Spannungsfall auf der Ladeleitung niedriger, die Ladespannung höher. Der Spannungsfall kann vom Regler mit unmittelbarer Messung des Spannungs-Istwertes an der Batterie berücksichtigt werden.

Bordnetzstrukturen

Ein-Batterie-Bordnetz

Bild 1 zeigt ein Ein-Batterie-Bordnetz, wie es im Pkw-Bereich vorwiegend zu finden ist. Als Energiespeicher dient eine Batterie, die sowohl den Strom für den Startvorgang liefert als auch die Energieversorgung für die Verbraucher bei fehlender (Motorstillstand) oder unzureichender (Leerlaufphasen) Generatorleistung übernimmt. Dieses Konzept ist derzeit am meisten verbreitet, da es die kostengünstigste Lösung für die Energieversorgung im Kraftfahrzeug darstellt.

Nachteile des Ein-Batterie-Bordnetzes

Bei der Auslegung einer Fahrzeugbatterie für das Ein-Batterie-Bordnetz, die sowohl den Starter als auch die weiteren Verbraucher im Bordnetz versorgt, muss ein Kompromiss zwischen verschiedenen Anforderungen gefunden werden. Während des Startvorganges wird die Batterie mit hohen Strömen (300...500 A) belastet. Der damit verbundene Spannungseinbruch wirkt sich nachteilig auf bestimmte Verbraucher aus (z. B. Unterspannungsreset bei Geräten mit Mikrocontroller) und sollte so gering wie möglich sein.

Im Fahrbetrieb fließen dagegen nur noch vergleichsweise geringe Ströme. Für eine zuverlässige Stromversorgung ist die Kapazität der Batterie maßgebend. Beide Eigenschaften – Leistung und Kapazität – lassen sich nicht gleichzeitig optimieren.

Zwei-Batterien-Bordnetz

Bei Bordnetzausführungen mit zwei Batterien – Startspeicher und Versorgungsbatterie – werden durch das Bordnetzsteuergerät die Batteriefunktionen *Bereitstellung hoher Leistung für den Startvorgang* und *Versorgung des Bordnetzes* getrennt (Bild 9), um den Spannungseinbruch im Bordnetz beim Start zu vermeiden und einen Kaltstart auch bei einem niedrigen Ladezustand der Versorgungsbatterie sicherzustellen.

Startspeicher (Startbatterie)

Der Startspeicher muss nur für eine begrenzte Zeit (Startvorgang) einen hohen Strom liefern. Er wird daher auf eine hohe Leistungsdichte (hohe Leistung bei geringem Gewicht) ausgelegt. Weil er ein klei-

9 Zwei-Batterien-Bordnetz (Ansicht)

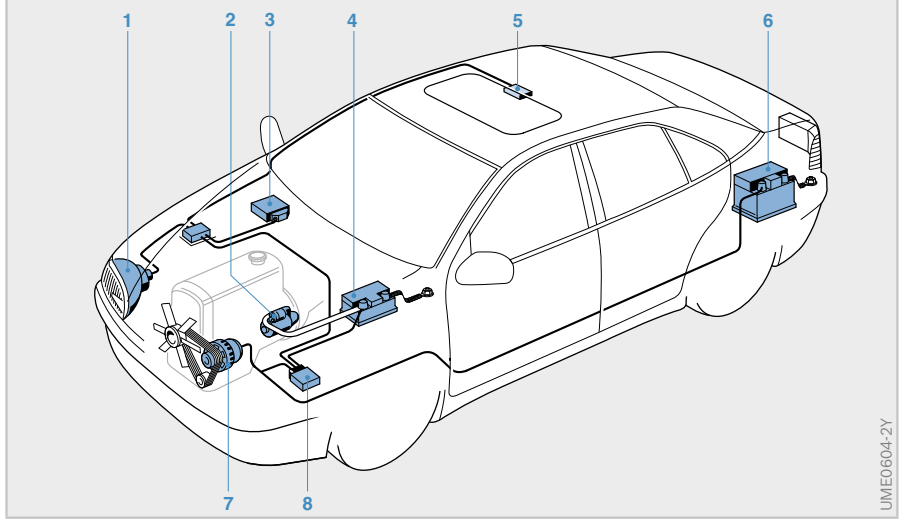


Bild 9
1 Lichtanlage
2 Starter
3 Motormanagement
4 Startbatterie
5 weitere Bordnetzverbraucher (z. B. elektrische Schiebedachbetätigung)
6 Versorgungsbatterie
7 Generator
8 Lade-/Trennmodul

nes Volumen hat, kann er in der Nähe des Starters eingebaut und mit diesem über eine kurze Zuleitung (niedriger Spannungsfall auf der Leitung) verbunden sein. Die Kapazität ist reduziert.

Versorgungsbatterie

Die Versorgungsbatterie ist ausschließlich für das Bordnetz (ohne Starter) vorgesehen. Sie liefert Ströme zur Versorgung der Bordnetzverbraucher (z. B. ca. 20 A für das Motormanagement). Sie ist stark zyklisierbar, d. h., sie kann große Energiemengen bereitstellen und speichern. Die Dimensionierung richtet sich im Wesentlichen nach der erforderlichen Kapazitätsreserve für eingeschaltete Verbraucher, den Verbrauchern bei stehendem Motor (Ruhestromverbaucher, z. B. Empfänger für Funkfernbedienung der Zentralverriegelung, Diebstahlwarnanlage) und der zulässigen Entladetiefe.

Bordnetz-Steuergerät

Das Bordnetz-Steuergerät im Zwei-Batterien-Bordnetz (Bild 10, Pos. 3) trennt den Startspeicher und den Starter vom übrigen Bordnetz, solange dieses von der Versorgungsbatterie ausreichend versorgt werden kann. Es verhindert damit, dass sich der vom Startvorgang verursachte Spannungseinbruch im Bordnetz auswirkt. Bei abgestelltem Fahrzeug verhindert es eine Entladung des Startspeichers durch eingeschaltete Verbraucher und Stillstandsverbraucher.

Durch die Trennung der Startspeicherseite vom übrigen Bordnetz besteht auf dieser prinzipiell keine Einschränkung für das Spannungsniveau. Damit kann die Ladespannung über DC/DC-Wandler optimal an die Versorgungsbatterie angepasst werden, sodass die Ladedauer minimiert wird.

Bei leerer Versorgungsbatterie ist das Steuergerät in der Lage, beide Bordnetzbereiche vorübergehend zu verbinden und damit das Bordnetz über den vollen Startspeicher zu stützen. In einer weiteren möglichen Ausführung schaltet das Steuergerät für den Start nur die startrelevanten Verbraucher auf die jeweils volle Batterie.

10 Zwei-Batterien-Bordnetz (Schema)

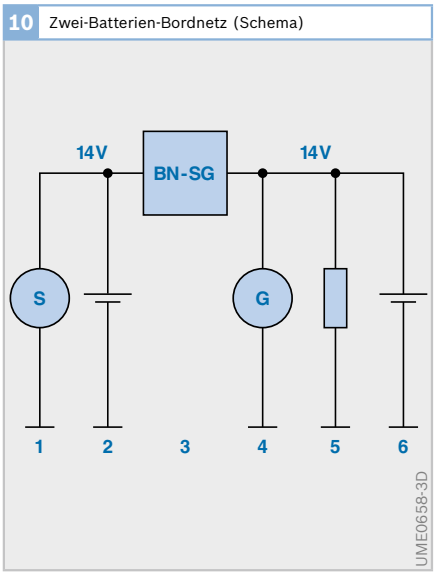
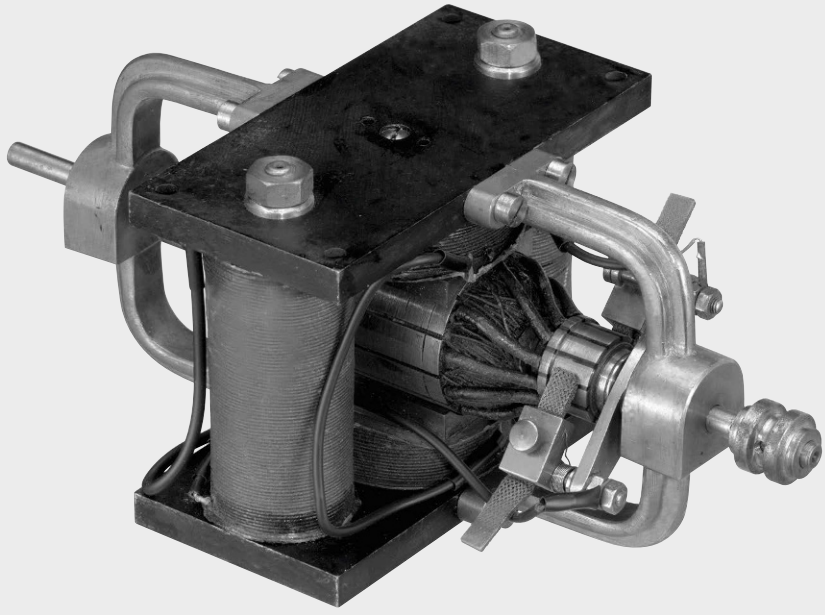


Bild 10
1 Starter
2 Startbatterie (Startspeicher)
3 Bordnetzsteuergerät (BN-SG)
4 Generator
5 elektrische Verbraucher
6 Versorgungsbatterie

Generator-Geschichte(n)

Die Einführung der elektrischen Beleuchtung anstelle der Kutschenbeleuchtung am Kraftfahrzeug der Jahrhundertwende hing von der Verfügbarkeit einer geeigneten Stromquelle ab. Die Batterie für sich allein kam auf die Dauer dafür nicht in Betracht, da sie – wenn entladen – erst nach dem Aufladen außerhalb des Wagens wieder betriebsfähig war. Etwa im Jahr 1902 entstand bei Robert Bosch das Muster einer „Lichtmaschine“ (jetzt Generator genannt). Sie bestand hauptsächlich aus Dauermagneten als Ständer, einem Anker mit Kommutator und einem Unterbrecher für die Zündung (Bild). Die eigentliche Schwierigkeit lag aber darin, dass die erzeugte Spannung von der stark wechselnden Motordrehzahl abhing.

Die weiteren Bemühungen konzentrierten sich deshalb auf die Entwicklung einer Gleichstrom-Lichtmaschine mit Spannungsregelung. Schließlich führte die von der Maschinenspannung abhängige elektromagnetische Steuerung des Feldwiderstands auf den richtigen Weg. Mit diesem um 1909 erreichten Stand der Erkenntnisse ließ sich eine vollständige „Licht- und Anlasseranlage für Kraftfahrzeuge“ realisieren. Sie kam 1913 auf den Markt und umfasste eine Lichtmaschine (spritzwasserdicht gekapselte 12-Volt-Gleichstrom-Dynamomaschine mit Nebenschlussregelung und 100 W Nennleistung), eine Batterie, einen Regler- und Schaltkasten, einen Freilaufanlasser mit Fußstufenschalter und verschiedene lichttechnische Komponenten.



UME0664Y

Elektrisches Energiemanagement (EEM)

Motivation

Reduktion des Kraftstoffverbrauchs

Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Treibhausgase, insbesondere CO_2, ist ein wesentliches Ziel der Fahrzeughersteller. Erreicht werden soll dies durch eine Optimierung der Energieflüsse im Kraftfahrzeug. Maßnahmen zur Erreichung dieses Ziels sind z. B.:

- Vermeidung der Leerlaufverluste durch Stopp-Start-Funktion (automatisches Abstellen und Wiederstart des Motors z. B. bei Rotphasen an Ampeln).
- Erhöhung des Wirkungsgrads der elektrischen Leistungserzeugung durch Optimierung des Generators und eine intelligente Generatoransteuerung (Rekuperation).
- Elektrisch angetriebene Nebenaggregate, um durch Entkopplung vom Verbrennungsmotor eine bedarfsgerechte Ansteuerung zu ermöglichen.

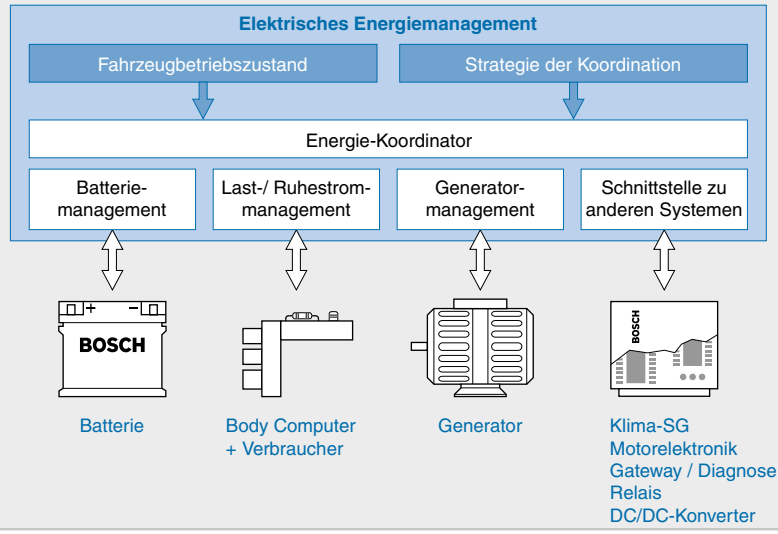
Elektrischer Leistungsbedarfs

Diese Maßnahmen führen zu einem steigenden elektrischen Leistungsbedarf und gleichzeitig zu einem reduzierten Drehzahlangebot für die elektrische Leistungserzeugung (z. B. durch Stopp-Start-Betrieb). Neue Komfort- und Sicherheitsfunktionen (z. B. elektrische Servolenkung, elektrische Wasserpumpe, PTC-Zuheizer, elektrische Klimatisierung bei Fahrzeugen mit Stopp-Start-Funktion) erfordern zusätzlich elektrische Leistung, sodass es hilfreich ist, ein Elektrisches Energiemanagement (EEM) zu integrieren.

Aufgabe des EEM

Das EEM steuert die Energieflüsse und stellt gleichzeitig die elektrische Energieversorgung sicher, um die Startfähigkeit des Fahrzeuges zu erhalten und „Liegenbleiber“ durch entladene Batterien zu reduzieren. Das EEM stabilisiert zudem die Batteriespannung und optimiert die Verfügbarkeit von Komfortsystemen – auch bei Motorstillstand. Dies kann erreicht werden durch Sicherstellen einer positiven oder zumindest ausgeglichenen Ladebilanz während des Fahrbetriebs und ei-

1 Elektrisches Energiemanagement EEM)



ner Überwachung des Energiebedarfs bei Motorstillstand. Zudem können durch koordiniertes Schalten von elektrischen Verbrauchern Spitzenlasten reduziert werden. Dies wird im EEM koordiniert (Bild 1).

Die Auswirkungen der getroffenen Maßnahmen konkurrieren teilweise miteinander. Zum Beispiel führt das Abschalten von Komfortverbrauchern zu Komforteinbußen, das Verbot der Stopp-Start-Funktion zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch. Abhängig vom Fahrzeughersteller wird das eine oder andere bevorzugt und dementsprechend werden die möglichen Maßnahmen zur Sicherstellung der Ladebilanz priorisiert.

Nutzen des EEM

Der Bedarf und der Nutzen eines EEM werden in der Pannenstatistik des Allgemeinen Deutschen Automobil-Clubs (ADAC) dokumentiert. Seit Jahren sind Batteriepannen ein Schwerpunkt in der Statistik. Sie zeigt aber auch, dass die Zahl der entladenen Batterien gegenüber defekten Batterien überwiegt und der Anteil an Batteriepannen jährlich weiter steigt, bei Fahrzeugen mit EEM jedoch abnimmt.

Funktionen des EEM

Lastmanagement im Ruhemodus (Ruhestrommanagement)

Das Ruhestrommanagement überwacht den Batteriezustand und damit die Startfähigkeit bei abgestelltem Motor. Mit Hilfe einer genauen Batteriezustandserkennung kann über das Ruhestrommanagement die Verfügbarkeit von Verbrauchern optimiert werden, d. h., die Einschaltdauer der Komfortverbraucher kann maximiert werden. Bei drohendem Verlust der Startfähigkeit kann das EEM z. B. eine Botschaft an das Anzeigemodul senden, um den Nutzer zu informieren. Zudem wird das Lastmanagement bei Annäherung an die Startfähigkeitsgrenze den Energieverbrauch reduzieren (z. B. Leistungsreduzierung des Klimagebläses) bis hin zum Abschalten einzelner Verbraucher, um die Startfähigkeit möglichst lange zu erhalten (Bild 2).

Beispiele für solche Komfortverbraucher sind Standheizung und Infotainmentkomponenten wie Navigationssystem, Radio und Telefon.

2 Beispiel für Verbraucherabschaltung zum Erhalt der Startfähigkeit

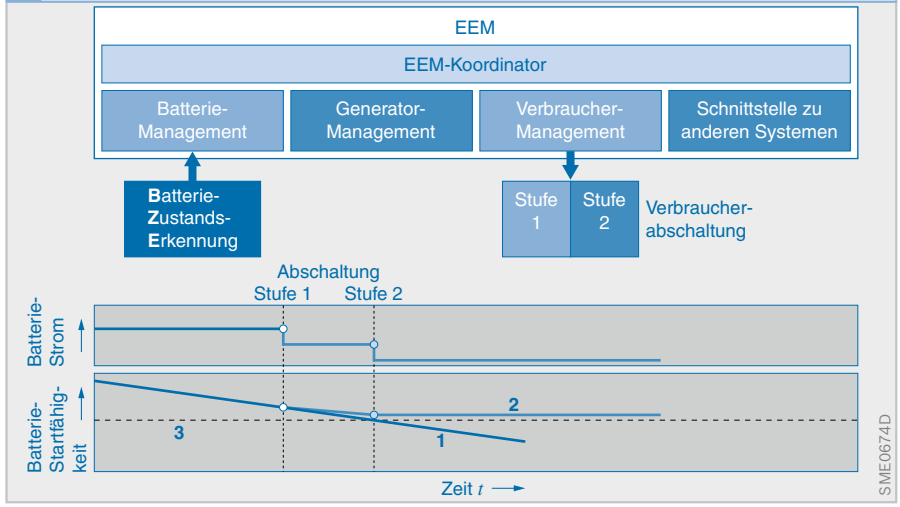


Bild 2
1 Verlauf ohne EEM: Verlust der Startfähigkeit
2 Verlauf mit EEM: Erhalt der Startfähigkeit
3 Startfähigkeitsgrenze

Energiemanagement im Fahrbetrieb

Aufgabe des EEM bei aktivem Generator ist neben dem Lastmanagement auch das Generatormanagement einschließlich der Schnittstelle zur Rekuperations-Funktion und die Energiemanagement-Schnittstelle zu anderen Systemen, wie z. B. Motormanagement.

Schalten von Verbrauchern

Das Lastmanagement koordiniert das Zu- und Abschalten von Verbrauchern, um Leistungsspitzen zu reduzieren. Zudem kann im Vorfeld von hochdynamischen Schaltvorgängen der Schaltwunsch dem Generatormanagement mitgeteilt werden, um die Erregung des Generators frühzeitig einzuleiten und damit die Spannungsstabilität zu erhöhen. Die Steuerung der Hochleistungsheizsysteme (Frontscheibenheizung und PTC-Zuheizer) übernimmt ebenfalls das Lastmanagement.

Auch im Fahrbetrieb ist die Sicherstellung der Wiederstartfähigkeit die wesentliche Aufgabe des EEM. Bei kritischen Batteriezuständen sorgt das Lastmanagement für eine Reduzierung des elektrischen Leistungsbedarfs, um die Batterie möglichst schnell wieder zu laden. Insbesondere Komfortverbraucher mit Speicherverhalten (Heizsysteme) werden bevorzugt zurückgeschaltet, da durch eine intelligente Ansteuerung erreicht werden kann, dass wahrnehmbare Abweichungen vom Sollverhalten möglichst lange herausgezögert werden.

Der aus der Abschaltung von Verbrauchern resultierende Funktionsverlust wird vom Nutzer nur in Ausnahmefällen akzeptiert. Daher muss das Bordnetz so ausgelegt sein, dass diese Situationen nur selten auftreten. Spürbare Auswirkungen müssen dem Nutzer angezeigt werden, um das vom Normbetrieb abweichende Verhalten zu erklären.

Erhöhen der Generatorleistung

Alternativ zur Reduzierung des elektrischen Leistungsbedarfs kann durch eine Motordrehzahlerhöhung die elektrische Leistungserzeugung des Generators erhöht werden (z. B. Leerlaufdrehzahlanhebung oder Verbot des Motorstopps bei Stopp-Start-Betrieb). Um z. B. die Leerlaufdrehzahl anzuheben, gibt das EEM über den Datenbus eine Anforderung an die Motorelektronik weiter.

Die genannten Maßnahmen haben direkten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und sind daher ebenso wie die Komforteinbußen bei der Verbraucherabschaltung nur in Ausnahmefällen zulässig.

Beispiel einer verbrauchseinsparenden Funktion: Rekuperation

Unter Rekuperation wird hier die Bremsenergierückgewinnung über eine intelligente Ansteuerung des Generators verstanden. Diese Funktion erfordert einen über eine Schnittstelle steuerbaren Generator zur Vorgabe der Soll-Betriebsspannung sowie einen Batteriesensor zur Erkennung des Batteriezustandes. Die Funktion selbst kann in der Motorelektronik, einem Gateway, einem Bodycomputer oder direkt auf dem Batteriesensor partitioniert werden.

Während der Schubabschaltung wird dem Generator eine erhöhte Sollspannung vorgegeben, um die Batterie schnell zu laden. Die Erzeugung der elektrischen Leistung erfolgt in diesem Betriebspunkt ohne Kraftstoffverbrauch. In Fahrzuständen mit schlechtem Wirkungsgrad der elektrischen Leistungserzeugung wird die Generatorspannung abgesenkt und die Batterie entladen, um den Kraftstoffbedarf für die elektrische Leistungserzeugung zu minimieren.

Eine vollgeladene Batterie kann keine Ladung aufnehmen. Deshalb ist die Rekuperation nur mit einer teilgeladenen Batterie möglich (Partial State of Charge, PSOC). Das ist eine Abweichung von der konventionellen Ladestrategie, deren Ziel eine möglichst voll geladene Batterie ist. Ein für die Startfähigkeit notwendiger minimaler

Batteriezustand darf auf keinen Fall unterschritten werden, d. h., der aktuelle Batteriezustand muss bekannt sein.

Die Rekuperations-Funktion führt durch die erhöhte Zyklisierung der Batterie sowie den Betrieb im teilentladenen Zustand zu einer schnelleren Batteriealterung und das Risiko von Säureschichtung steigt bei Nassbatterien. Der Einsatz von AGM-Batterien (Absorbent Glass Mat) zur Erhöhung des kritischen Energiedurchsatzes (Durchsatz in Ah über die Lebensdauer, der für die Lebensdauer kritische Durchsatz steigt um Faktor 2...3) und der Vermeidung von Säureschichtung wird daher empfohlen.

Der Rekuperations-Algorithmus muss den Einfluss von Spannungsänderungen auf die Verbraucher berücksichtigen, da diese wahrnehmbar sein können (z. B. Änderung der Drehzahl des Klimagebläses oder Lichtflackern). Zudem nimmt die Lebensdauer von Glühlampen mit steigender Spannung ab.

Die Rekuperation ermöglicht eine Kraftstoffeinsparung im Bereich von 1,5...4 %, je nach Zyklus und Auslegung der Funktion.

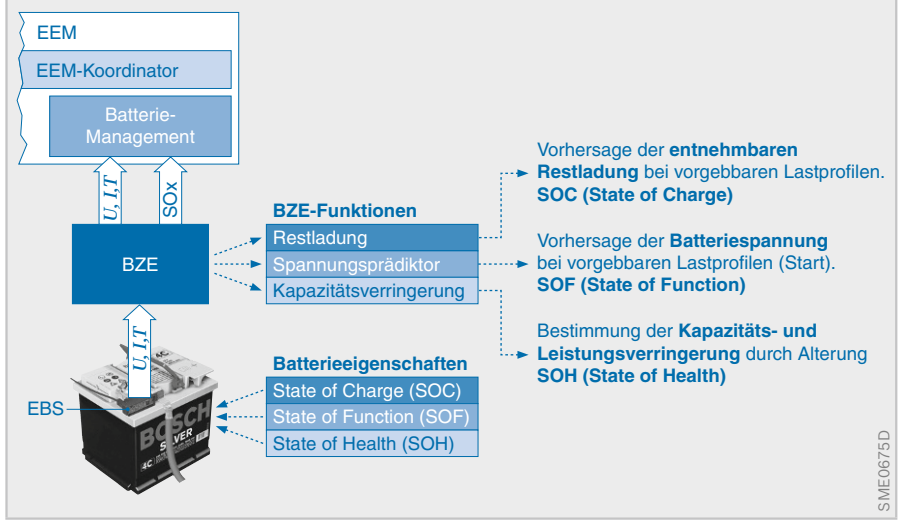
Batteriezustandserkennung und Batteriemanagement

Aufgabe

Eine wesentliche Voraussetzung für ein gutes EEM ist eine Batteriezustandserkennung (BZE), die die Leistungsfähigkeit der Batterie zuverlässig berechnet. Algorithmen für die Batteriezustandserkennung nutzen als Eingangsgrößen üblicherweise die Messgrößen Batteriestrom, -spannung und -temperatur. Auf Basis dieser Größen werden der Ladezustand (State of Charge, SOC), die Batteriezustand bzw. Leistungsfähigkeit (State of Function, SOF) und der Alterungsgrad (State of Health, SOH) der Batterie bestimmt und dem EEM als Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt (Bild 3).

Zur Messung der Batteriegrößen wird ein Batteriesensor verwendet, der den Batteriestrom und die -spannung direkt misst. Die Batterietemperatur wird über eine Temperaturmessung in der Nähe der Batterie bestimmt, da die direkte Messung der Säuretemperatur der Batterie im Fahrzeug einen Eingriff in die Batterie erfordern würde, der aktuell nicht möglich ist.

3 Zusammenspiel Batteriesensor, Batteriezustandserkennung (BZE) und Elektrisches Energiemanagement (EEM)



Beispiel

Beispiel für eine Funktion der BZE ist die Startfähigkeitsbestimmung auf Basis des SOF. Beim SOF wird das zukünftige Verhalten der Batterie bei Belastung mit dem Startstrom vorhergesagt. Das heißt, die BZE bestimmt den Batteriespannungseinbruch bei einem vorgegebenen Startstromprofil (Bild 4). Da das minimale Spannungsniveau für einen erfolgreichen Start bekannt ist, liefert der vorhergesagte Spannungseinbruch ein Maß für die aktuelle Startfähigkeit. Abhängig vom Abstand des vorhergesagten Spannungseinbruchs zur Startfähigkeitsgrenze definiert das EEM Maßnahmen zum Erhalt oder zur Verbesserung der Startfähigkeit.

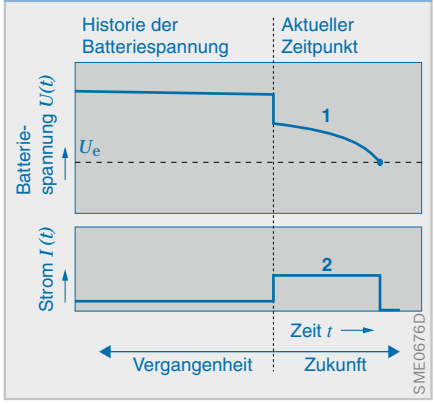
Batteriesensor (EBS)

Die Erfassung der Batteriemessgrößen Strom, Spannung und Temperatur muss sehr genau, dynamisch und zeitsynchron sein. Insbesondere die Messung von Strömen im Bereich einiger mA bis hin zu Startströmen von mehr als 1 000A stellt eine hohe Anforderung an die Sensorik dar. Der Elektronische Batteriesensor (EBS) ist direkt am Batteriepol platziert und mit der Polklemme kombiniert (Bild 5). Da die Polnische nach DIN 72 311 genormt ist, ist keine Applikation an unterschiedliche Batterien erforderlich.

Der Strom wird mit Hilfe eines speziellen Shunts aus Manganin gemessen. Kernstück der elektrischen Schaltung des Batteriesensors ist ein ASIC, das u. a. einen leistungsstarken Mikroprozessor zur Messwerterfassung und -verarbeitung enthält. Auf diesem Mikroprozessor werden auch die Algorithmen der Batteriezustandserkennung abgearbeitet. Die Kommunikation mit übergeordneten Steuergeräten erfolgt z. B. über den LIN-Bus.

Der Batteriesensor kann neben der Berechnung des Batteriezustands für das EEM auch für weitere Funktionen genutzt werden. Zum Beispiel kann die präzise Erfassung von Strom und Spannung auch zur geführten Fehlersuche in Produktion und Werkstätten genutzt werden (z. B. Suche von fehlerhaften Ruhestromverbrauchern).

4 Vorhersage des Spannungseinbruchs bei vorgegebenem Stromprofil



5 Elektronischer Batteriesensor (EBS)

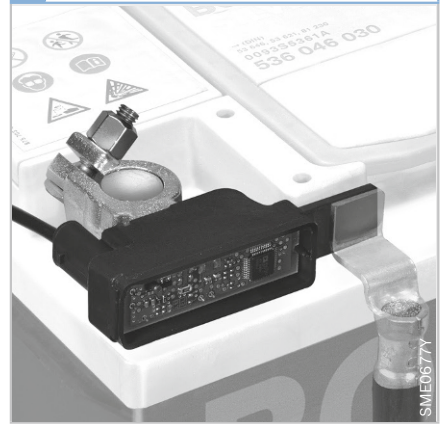


Bild 4

1 Vorhersage des Batteriespannungsverlaufs für das vorgegebene Startstromprofil

2 virtuelles Startstromprofil

U_e Vergleichswert für Startfähigkeitsvorhersage

Bordnetzkenngrößen

Ladezustand

Definition des Ladezustands

Der Ladezustand der Batterie (SOC, State of Charge) gehört zu den wichtigsten Kenngrößen im Bordnetz. Er kann definiert werden als Verhältnis von der noch in der Batterie gespeicherten Ladungsmenge (aktueller Ladezustand) zu der maximalen Ladungsmenge, die die vollgeladene neue Batterie speichern kann.

$$SOC = \frac{Q_{ist}}{Q_{max}}$$

Der Wert Q_{max} ergibt sich, wenn die voll geladene Batterie mit dem Entladestrom I_{20} – das entspricht dem zwanzigsten Teil der Nennkapazität in Ampere (bei einer 100-Ah-Batterie sind das 5 A) – bis zum Erreichen von 10,5 V entladen wird. Die Ladungsmenge, die während dieses Entladevorgangs entnommen wurde, entspricht Q_{max}.

Da somit Q_{max} nur durch eine Messung zugänglich ist, bietet sich häufig auch die Definition durch die nomiale Kapazität der Batterie an, die auf dem Etikett zu finden ist, wobei dann gilt: $Q_{max} = K_{20}$ (nominal).

Die aktuell gespeicherte Ladungsmenge Q_{ist} ergibt sich aus der Differenz von Q_{max} und der Ladungsmenge, die beim Entladen der vollgeladenen Batterie entnommenen wurde. Somit kann der Ladezustand einer Batterie nicht ohne weiteres über Q_{ist} ermittelt werden.

Der Ladezustand der Batterie korreliert direkt mit der Säuredichte, wobei weiterhin die Ruhespannung der Batterie proportional zur Säuredichte ist. Als Ruhespannung wird der Spannungswert bezeichnet, der sich ergibt, wenn sich nach dem Lade- oder Entladevorgang der Batterie ein stabiler Endwert einstellt. Aufgrund langsam ablaufender Diffusions- und Polarisationsvorgänge in der Batterie kann das u. U mehrere Tage dauern. Die Ruhespannung wird an den Anschlussklemmen gemessen.

Der Ladezustand kann dann folgendermaßen definiert werden:

$$SOC = \frac{(U_{aktuell} - U_{min})}{(U_{max} - U_{min})}$$

Mit

$U_{aktuell}$: momentane Ruhespannung.

U_{max}: Ruhespannung der vollen Batterie (SOC = 100 %).

U_{min}: Ruhespannung der Batterie bei SOC = 0 %. Da die Abhängigkeit der Ruhespannung vom Ladezustand bei niedrigen Ladezuständen (ca. kleiner 20 %) nicht-linear wird, muss hier der auf SOC = 0 % linear extrapolierte Wert eingesetzt werden.

Somit ist es möglich, aus der gemessenen Ruhespannung auf den Ladezustand zu schließen.

Ladezustandserkennung bei Fahrzeugstillstand

Im Fahrzeug kann die exakte Ruhespannung bei Fahrzeugstillstand nicht bestimmt werden, da Ruhestromverbraucher permanent einen Ruhestrom von einigen mA verursachen. Dieser Strom führt zu einem von der Batterietemperatur abhängigen Spannungseinbruch (Bild 1). Eine stabile Spannung stellt sich nach ca. 4 Stunden ein, sofern die Batterie in diesem

1 Einfluss der Batterietemperatur auf Ruhespannung bei konstantem Ruhestrom

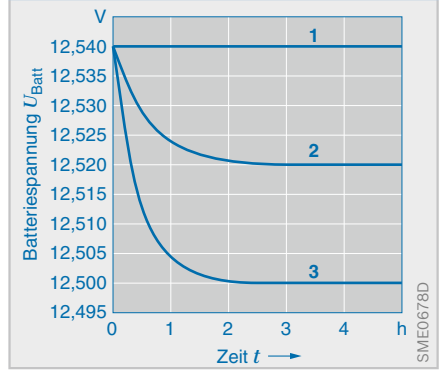


Bild 1
1 Ruhespannung für die unbelastete Batterie
2 U_{Batt} bei + 20°C
3 U_{Batt} bei – 10°C

Zeitraum mit einem konstanten Ruhestrom belastet wurde und die Batterie zuvor nicht geladen oder entladen wurde. Dem Bild ist zu entnehmen, dass zur tatsächlichen Ruhespannung eine Differenz zu erkennen ist. Diese kann durch eine entsprechende Funktion in Abhängigkeit vom fließenden Ruhestrom, der Temperatur und ggf. weiterer Größen berechnet werden. Dieser Differenzterm wird zur gemessen stabilen Spannung addiert. Mit diesem Wert kann der Ladezustand (SOC) mit oben dargestellter Formel ermittelt werden.

Ladezustandsermittlung während der Fahrt

Der Ladezustand bei laufendem Motor kann mit der Ladebilanzrechnung ermittelt werden. Dabei wird der Ladestrom über die Zeit integriert.

$$SOC_{ist} = SOC_{Start} + \frac{1}{C_{Batt}} \cdot \frac{1}{3600} \cdot LF \cdot \int i_{Batt}(t)\,dt$$

Angabe SOC in %, C_{Batt} in Ah.

Beim Laden der Batterie ist der Ladefaktor LF kleiner als 1, da ein Teil des Ladestroms in parasitäre Reaktionen geht (z. B Gasung), die nicht zu einer Erhöhung des Ladezustands beitragen. Beim Entladen ist der Ladefaktor 1.

Nach Abstellen des Motors kann über die Ruhespannung wie zuvor beschrieben der Ladezustand ermittelt und mit dem aufintegrierten Wert verglichen werden. Kleine Differenzen ergeben sich aus der Ungenauigkeit bei der Integration. Große Differenzen können auf größere Defekte bei der Batterie hindeuten (z. B: Kurzschluss, starke Gasung).

Gesundheitszustand

Batterien unterliegen einem Alterungsprozess. Verschiedene Alterungseffekte führen dazu, dass Batterien z. B. nicht mehr die Nennladung speichern können und einen Verlust an Kapazität aufweisen. Ein weiterer Effekt ist, dass beim Entladen mit großen Strömen zudem Spannungsverluste durch den im Vergleich zu einer neuen Batterie höheren Innenwiderstand entstehen. Dies wird mit dem Gesundheitszustand (SOH, State of Health) ausgedrückt. Diese Größe wird auch als Alterungsgrad bezeichnet.

Zur Beurteilung einer Batterie wird ihr Verhalten bei einem bestimmten Stromprofil betrachtet, das z. B. einem Motorstart entsprechen kann.. Unter gleichen Bedingungen (Temperatur, Entladestrom) wird eine neue Batterie belastet. Diese Batterie dient als Vergleich zur Bestimmung des SOH-Werts. Nach einer definierten Zeit t_0 fällt die Batteriespannung auf den Wert U_{neu} (Bild 2). Der Spannungswert für die ältere Batterie liegt nach t_0 bei U_{min}. U_1 ist der Spannungswert, der gerade noch akzeptiert wird. SOH wird definiert zu:

$$SOH = \frac{(U_{min} - U_1)}{(U_{neu} - U_1)}$$

Für eine neue Batterie ergibt sich SOH = 1. SOH = 0 charakterisiert eine Batterie, die gerade noch die Schwelle U_1 erreicht. SOH < 0 bedeutet, dass die Batterie nicht mehr brauchbar ist. Aus der charakteristischen Abhängigkeit von SOH von der Temperatur und SOC kann auf die SOH-Werte für andere Temperatur/SOC-Kombinationen geschlossen werden.

2 Bestimmung des SOH-Werts

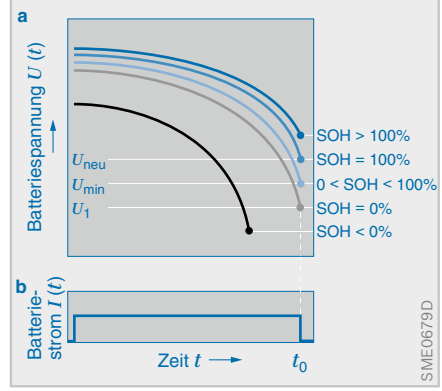


Bild 2
a Spannungsverlauf der belasteten Batterie
b Stromprofil

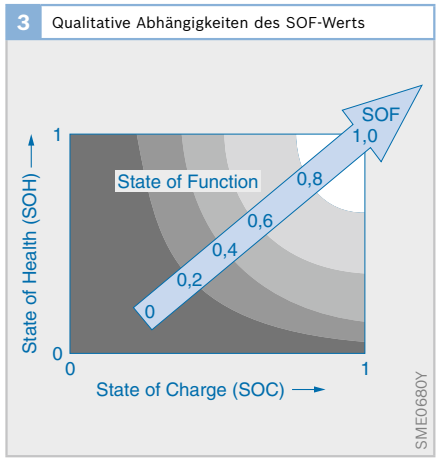
Batteriezustand

Im Betrieb kann nicht alleine über den SOH-Wert eine Aussage getroffen werden, ob die Batterie ihre Aufgabe noch erfüllen kann. Das liegt daran, dass sich SOC, SOH und die Temperatur gegenseitig kompensieren können. Ein niedriger SOC-Wert kann bei einer neuen Batterie mit hohem SOH-Wert akzeptiert werden, ein niedriger SOH-Wert bei einer alten Batterie kann durch einen hohen Ladezustand (SOC) ausgeglichen werden.

Die Fähigkeit der Batterie, eine Aufgabe im aktuellen Batteriezustand (d. h. beim derzeitigen SOC, SOH und der Batterietemperatur) zu erfüllen, wird mit dem Batteriezustand (SOF, State of Function) beschrieben. Diese Größe fasst die Werte SOC, SOH und die Temperatur zusammen. SOF ist ähnlich definiert wie SOH. Es werden die Parameter SOC, SOH und die Temperatur berücksichtigt, um vorhersagen zu können, ob die Batterie in der Lage ist, im aktuellen Zustand ihre Aufgabe zu erfüllen. SOH hingegen ist nur für definierte SOC- und Temperaturwerte gültig und stellt somit eine Batterie charakterisierende Größe dar.

$$\mathrm{SOF} = \frac{(U_{\mathrm{min}} - U_1)}{(U_{\mathrm{neu}} - U_1)}$$

3 Qualitative Abhängigkeiten des SOF-Werts



Dieser SOF-Wert gilt für aktuelle SOC-, SOH- und Temperaturwerte.

Bild 3 zeigt qualitativ die Abhängigkeit von SOF als Funktion von SOC und SOH bei einer gegebenen Temperatur. Auf der x-Achse ist der SOC-Wert aufgetragen, der sich beim Entladen von 1 auf 0 ändert. Die y-Achse gibt den SOH-Wert an, der bei einer neuen Batterie bei 1 liegt. Dieses Bild zeigt, dass innerhalb gewisser Grenzen die Alterung der Batterie (niedriger SOH) durch einen höheren SOC-Wert kompensiert werden kann.

Generatorauslastung

Der in der Erregerwicklung des Generators fließende Strom bestimmt die in den Ständerwicklungen induzierte Spannung. Der Generatorregler regelt den erforderlichen Erregerstrom über ein Tastverhältnis (PWM-Signal). DF (Dynamo Feld) ist der Anschluss, über den der Erregerstrom zugeführt wird. Das Tastverhältnis des PWM-Signals gibt den Auslastungsgrad des Generators an, d.h.,, ob er noch Reserven hat und für zusätzlich zugeschaltete Lasten noch mehr Strom liefern kann.

Der Generatorregler gibt dieses Signal zusätzlich als DFM-Signal (DF-Monitor) aus. Regler mit Busschnittstelle legen dieses Tastverhältnis auf den Bus. Zusätzlich wird auch die Erregerstromstärke in Ampere ausgegeben. Verschiedene Steuergeräte werten das DFM-Signal aus, z. B. um bei hoher Generatorauslastung die Sitzheizung oder Frontscheibenheizung abzuschalten.

Bordnetzauslegung

Je mehr leistungsstarke Verbraucher gleichzeitig in Betrieb sind, desto höher ist die Belastung für die Batterie. Es wird mehr Energie benötigt, als der Generator nachliefern kann. Die Differenz muss die Batterie bereitstellen. Insbesondere im Winter ist der Energiebedarf in den ersten Minuten nach dem Motorstart hoch, da viele Heizungen (z. B. Heckscheibenheizung, Außenspiegelheizung) zugeschaltet werden.

Bei niedrigen Temperaturen laufen in der Batterie die chemischen Prozesse langsamer ab, sodass unter diesen Bedingungen nicht die volle Leistungsfähigkeit der Batterie zur Verfügung steht. Selbst bei einer voll geladenen Batterie sind bei –18°C nur noch ca. 40 % der ursprünglichen Leistung abrufbar.

Die Ladebilanz muss unabhängig von Fahrzyklus (z. B. Stadtfahrt mit vielen Leerlaufphasen oder Autobahnfahrt mit hohen Drehzahlen) und Fahrgewohnheiten (z. B. Fahren im hohen Gang bei niedriger Drehzahl) immer positiv ausfallen. Der Ladezustand der Batterie muss immer so hoch sein, dass nach dem Abstellen des Motors die im Nachlauf betriebenen Verbraucher sowie die Ruhestromverbraucher versorgt werden können. Zudem muss für einen Start des Verbrennungsmotors genügend Energie bereitstehen.

Ein zuverlässiger Bordnetzbetrieb setzt voraus, dass der Generator und die Batterie richtig dimensioniert sind. Der Generator muss genügend Energie liefern, um die Verbraucher zu versorgen und der Batterie die erforderliche Ladungsmenge zur Verfügung stellen zu können. Die Batterie muss eine Ladungsmenge speichern können (Kapazität), die so groß ist, um den Motor sicher starten zu können und im Fahrbetrieb im Bedarfsfall (z. B. in Leerlaufphasen bei unzureichender Generatorleistung) die Verbraucher zu versorgen.

Die klassische Bordnetzauslegung legt anhand der Ladebilanz die Generatorleistung und die Batteriegröße (Nennkapazität) fest. Weitere Batterieparameter sind z. B. der Kälteprüfstrom und die Batterieausführung (z. B. AGM-Batterie). Aber auch die Batteriegeometrie spielt bei beengten Motorraumverhältnissen eine Rolle. Bei der Auslegung von neuen Bordnetzen mit Energiemanagement muss auch der Einfluss von Funktionen wie z. B. der Rekuperation berücksichtigt werden.

Es gibt keine allgemeingültige Strategie für die Auslegung des Bordnetzes. Jeder Automobilhersteller hat seine eigene Methode, das Bordnetz auszulegen. Im folgenden sind einige dieser Möglichkeiten erläutert.

Dynamische Systemkennlinie

Die dynamische Systemkennlinie stellt den Verlauf der Batteriespannung über den Batteriestrom während eines Fahrzyklus dar (Bild 4). Die Hüllkurven geben das Zusammenwirken von Batterie, Generator, Verbraucher, Temperatur, Drehzahl und Übersetzung Motor/Generator wieder. Eine große Fläche in der Hüllkurve bedeutet, dass bei dieser Bordnetzauslegung in dem gewählten Fahrzyklus große Spannungsschwankungen auftreten und die Batterie stark zyklisiert wird, d.h., dass ihr Ladezustand starke zeitliche Änderungen erfährt.

4 Dynamische Systemkennlinie

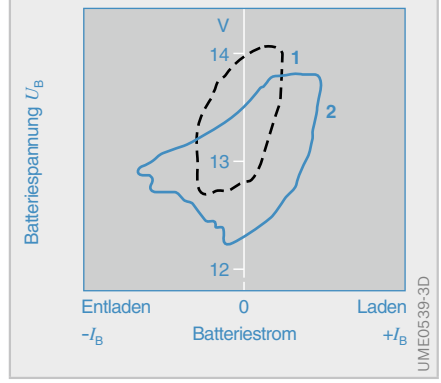


Bild 4
Hüllkurve bei Stadtfahrt
1 mit großem Generator und kleiner Batterie
2 mit kleinem Generator und großer Batterie

Die Systemkennlinie ist spezifisch für jede Kombination und jede Betriebsbedingung und damit eine dynamische Angabe. Die dynamische Systemkennlinie kann an den Klemmen der Batterie gemessen und mit Messsystemen aufgezeichnet werden.

Ladebilanzrechnung

Anhand der Ladebilanzrechnung kann die Auslegung von Generator und Batterie festgelegt werden. Mithilfe eines Computerprogramms wird aus der Verbraucherlast und der Generatorleistung der Batterieladezustand am Ende eines vorgegebenen Fahrzyklus berechnet. Ein üblicher Zyklus für Pkw ist Berufsverkehr (niedriges Drehzahlangebot) kombiniert mit Winterbetrieb (geringe Ladestromaufnahme der Batterie und hoher elektrischer Verbrauch). Auch unter diesen für den Energiehaushalt des Bordnetzes sehr ungünstigen Bedingungen muss die Batterie eine ausgeglichene Ladebilanz aufweisen.

Fahrprofil

Das Fahrprofil als Eingangsgröße für die Ladebilanzrechnung wird durch die Summenhäufigkeitslinie der Motordrehzahl dargestellt (Bild 5). Sie gibt an, wie häufig eine bestimmte Motordrehzahl erreicht oder überschritten wird.

Ein Pkw hat bei Stadtfahrt im Berufsverkehr einen hohen Anteil an Motorleerlaufdrehzahl, bedingt durch häufigen Halt an Ampeln und infolge hoher Verkehrsdichte. Bei einer Autobahnfahrt hingegen ist der Leerlaufanteil in der Regel minimal.

Ein Stadtbus im Linienverkehr hat zusätzliche Leerlaufanteile wegen der Fahrtunterbrechungen an Haltestellen. Auf die Ladebilanz der Batterie wirken sich außerdem Verbraucher negativ aus, die bei abgestelltem Motor betrieben werden. Omnibusse im Reiseverkehr haben im Allgemeinen nur einen geringen Leerlaufanteil, aber unter Umständen bei Pausen Stillstandsverbraucher mit hoher Leistungsaufnahme.

Bordnetzsimulation

Im Gegensatz zur summarischen Betrachtung bei Ladebilanzrechnungen lässt sich die Situation der Bordnetz-Energieversorgung mit modellgestützten Simulationen zu jedem Betriebszeitpunkt berechnen. Hier können auch Energiemanagementsysteme mit einbezogen und in ihrer Auswirkung beurteilt werden.

Neben der reinen Batteriestrombilanzierung ist es möglich, den Bordnetzspannungsverlauf und die Batteriezyklisierung zu jedem Zeitpunkt einer Fahrt zu registrieren. Berechnungen mit Hilfe von Bordnetzsimulationen sind immer dann sinnvoll, wenn es um den Vergleich von Bordnetztopologien und um die Auswirkungen hochdynamischer oder nur kurzfristig eingeschalteter Verbraucher geht.

5 Häufigkeitsverteilung der Motordrehzahl

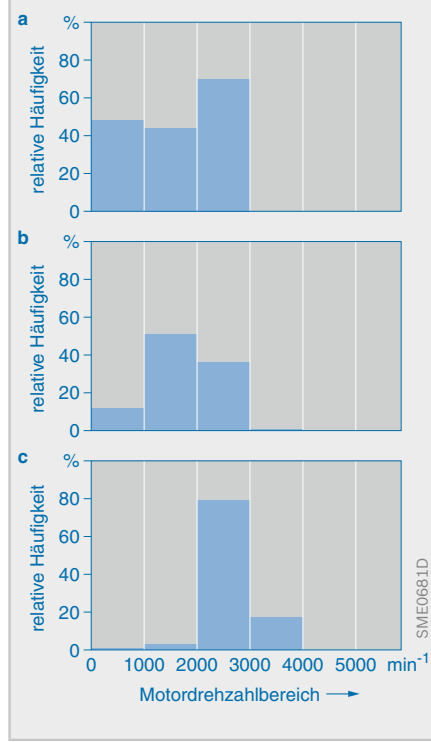


Bild 5
a Stadt
b Land
c Autobahn

Werte wurden ermittelt auf einer Fahrt in und in der Umgebung von Stuttgart („Stuttgart-Zyklus", repräsentativer Zyklus für den europäischen Raum)

Kabelbäume

Anforderungen

Der Kabelbaum stellt die Energie- und Signalverteilung innerhalb eines Kraftfahrzeugs sicher. Ein Kabelbaum im Mittelklasse-Pkw mit mittlerer Ausstattung hat heute ca. 750 verschiedene Leitungen mit einer Gesamtlänge von rund 1 500 Metern. In den letzten Jahren hat sich aufgrund ständig steigender Funktionen im Kfz die Anzahl der Kontaktstellen in etwa verdoppelt. Unterschieden wird zwischen Motorraum- und Karosseriekabelbaum. Letztere unterliegen etwas geringeren Temperatur-, Schüttel-, Medien- und Dichtheitsanforderungen.

Kabelbäume haben einen erheblichen Einfluss auf Kosten und Qualität eines Automobils. Bei der Kabelbaumentwicklung müssen folgende Punkte betrachtet werden:

- Dichtheit,
- EMV-Kompatibilität,
- Temperaturen,
- Beschädigungsschutz der Leitungen,
- Leitungsauslegung,
- Belüftung des Kabelbaums.

Deshalb ist ein frühzeitiges Einbinden der Kabelbaumexperten bereits bei der Systemdefinition erforderlich. Bild 1 zeigt einen Kabelbaum, der als spezieller Ansaugmodulkabelbaum entwickelt wurde. Aufgrund der gemeinsam mit Motor- und Kabelbaumentwicklung optimierten Verlegung und Befestigung konnte ein erheblicher Qualitätsfortschritt sowie Kosten- und Gewichtsvorteile erzielt werden.

Dimensionierung und Werkstoffauswahl

Die wichtigsten Aufgaben für den Kabelbaumentwickler sind:

- Dimensionierung der Leitungsquerschnitte,
- Werkstoffauswahl,
- Auswahl geeigneter Steckverbinder,
- Verlegen der Leitungen unter Berücksichtigung von Umgebungstemperatur, Motorbewegungen, Beschleunigungen und EMV-Einfluss,
- Beachtung des Umfelds, in dem der Kabelbaum verlegt wird (Topologie, Montageschritte bei der Fahrzeugherstellung und Vorrichtungen am Montageband).

1 Kabelbaum (Beispiel)

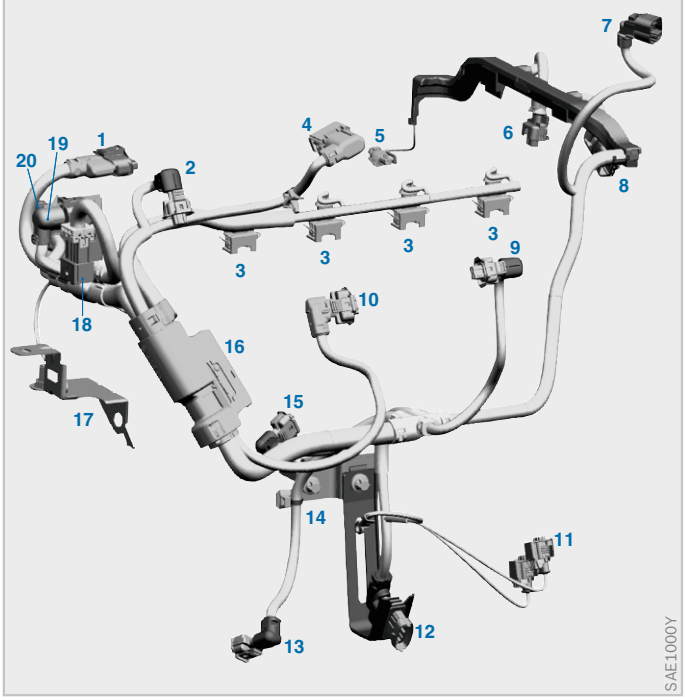


Bild 1

1 Zündspulenmodul
2 Kanalabschaltung
3 Einspritzventile
4 Drosselvorrichtung DV-E
5 Öldruckschalter
6 Motortemperatursensor
7 Ansaugluft-temperatursensor
8 Nockenwellensensor
9 Tankentlüftungsventil
10 Saugrohrdrucksensor
11 Ladestromkontrollleuchte
12 Lambda-Sonde hinter Kat
13 Drehzahlsensor
14 Klemme 50, Starterschalter
15 Klopfsensor
16 Motorsteuergerät
17 Motormasse
18 Trennstecker für Motor- und Getriebekabelbaum
19 Lambda-Sonde vor Kat
20 Abgasrückführventil

Leitungsquerschnitte

Leitungsquerschnitte werden festgelegt aufgrund zulässiger Spannungsfälle. Die untere Querschnittsgrenze wird durch die Leitungsfestigkeit vorgegeben. Üblich ist es, keine Leitungen kleiner als 0,5 mm² einzusetzen. Mit Zusatzmaßnahmen (z. B. Abstützungen, Schutzrohre, Zugentlastungen) ist auch 0,35 mm² noch vertretbar.

Werkstoffe

Als Werkstoff für die Leiter wird in der Regel Kupfer eingesetzt. Die Isolationswerkstoffe der Leitungen werden festgelegt in Abhängigkeit von der Temperatur, der sie ausgesetzt sind. Es müssen Werkstoffe mit entsprechend hoher Dauergebrauchstemperatur ausgewählt werden. Hier muss die Umgebungstemperatur genauso berücksichtigt werden wie die Erwärmung durch den fließenden Strom. Als Werkstoffe werden Thermoplaste (z. B. PE, PA, PVC), Fluorpolymere (z. B. ETFE, FEP) und Elastomere (z. B. CSM, SIR) eingesetzt.

Falls die Leitungen innerhalb der Motortopologie nicht an besonders heißen Teilen (z. B. Abgasleitung) vorbeigeleitet werden, kann als Kriterium zur Auswahl des Isolationswerkstoffs und des Kabelquerschnitts die Deratingkurve des Kontakts mit zugehöriger Leitung herangezogen werden. Die Deratingkurve stellt die Beziehung zwischen Strom, der dadurch hervorgerufenen Temperaturerhöhung und der Umgebungstemperatur des Steckverbinders dar. Die in den Kontakten erzeugte Wärme kann üblicherweise nur über die Leitungen abgeführt werden. Zu beachten ist auch, dass sich durch die Temperaturwechsel der Elastizitätsmodul des Kontaktmaterials ändert (Metallrelaxation). Beeinflusst werden können die geschilderten Zusammenhänge durch größere Leitungsquerschnitte und Einsatz von geeigneten Kontakttypen und edleren Oberflächen (z. B. Gold, Silber) und damit höheren Grenztemperaturen. Bei stark schwankenden Stromstärken ist eine Kontakttemperaturmessung oft sinnvoll.

Steckverbindungen und Kontakte

Die Auswahl der Steckverbindungen und Kontakte ist von verschiedenen Faktoren abhängig:

- Strömstärke,
- Umgebungstemperaturen,
- Schüttelbelastung,
- Medienbeständigkeit sowie
- Montagefreiraum.

Leitungsverlegung und EMV-Maßnahmen

Bei der Leitungsverlegung ist darauf zu achten, dass Beschädigungen und Leitungsbruch vermieden werden. Dies wird durch Befestigungen und Abstützungen erreicht. Schwingbelastungen auf Kontakte und Steckverbindungen werden reduziert durch Befestigungen des Kabelbaums möglichst nahe am Stecker und möglichst auf gleicher Schwinghöhe. Die Leitungsverlegung muss in enger Zusammenarbeit mit dem Motoren- oder Fahrzeugentwickler erfolgen.

Bei EMV-Problemen empfiehlt sich die getrennte Verlegung von empfindlichen Leitungen und Leitungen mit steilen Stromflanken. Geschirmte Leitungen sind in der Anfertigung aufwändig und damit teuer. Sie müssen außerdem geerdet werden. Eine kostengünstigere und wirksame Maßnahme ist das Verdrillen von Leitungen.

Leitungsschutz

Leitungen müssen gegen Scheuern und gegen Berührungen an scharfen Kanten und heißen Flächen geschützt werden. Hierzu kommen Tapebänder (Klebebänder) zum Einsatz. Der Wicklungsabstand und die Wicklungsdichte bestimmen den Schutz. Häufig werden Rillrohre (Materialeinsparung durch Rillen) mit den jeweiligen Verbindungsstücken zum Schutz der Leitungen verwendet. Es ist aber unerlässlich, dass eine Tapefixierung die Beweglichkeit von Einzelleitungen im Rillrohr verhindert. Den optimalen Schutz bieten Kabelkanäle.

Steckverbindungen

Aufgaben und Anforderungen

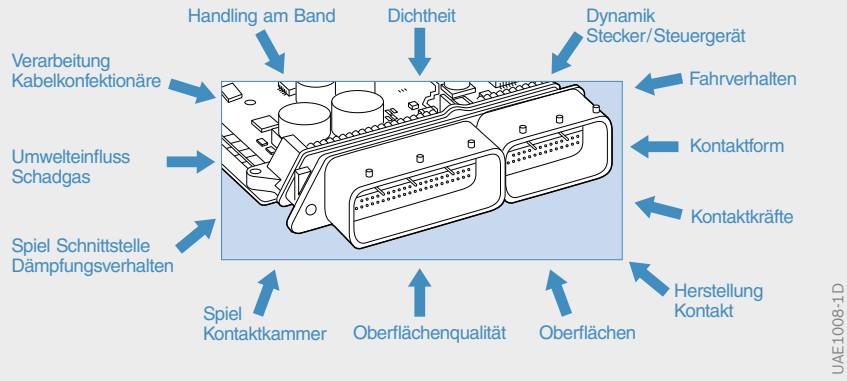
Der hohe Integrationsgrad von Elektronik im Kraftahrzeug stellt an die Automobil-Steckverbindungen hohe Anforderungen. Sie übertragen nicht nur hohe Ströme (z. B. Ansteuerung von Zündspulen), sondern auch analoge Signalströme mit geringer Spannung und Strömstärke (z. B. Signalspannung des Motortemperatursensors). Die Steckverbindungen müssen über die Lebensdauer des Fahrzeugs die Signalübertragung sowohl zwischen den Steuergeräten als auch zu den Sensoren unter Einhaltung der Toleranzen sicherstellen.

Steigende Anforderung der Abgasgesetzgebung und der aktiven Fahrzeugsicherheit erzwingen eine immer präzisere Übertragung der Signale über die Kontaktierstellen der Steckverbindungen. Für die Konzipierung, Auslegung und Erprobung der Steckverbindung müssen viele Parameter berücksichtigt werden (Bild 1).

Die häufigste Ausfallursache einer Steckverbindung ist der durch Vibrationen oder Temperaturwechsel verursachte Verschleiß an der Kontaktstelle. Der Verschleiß verursacht Oxidation. Dadurch steigt der ohmsche Widerstand, die Kontaktstelle wird z. B. bei hohen Strömen thermisch überlastet. Das Kontaktteil kann über den Schmelzpunkt der Kupferlegierung erhitzt werden. Bei hochohmigen Signalkontakten erkennt die Fahrzeugsteuerung häufig einen Plausibiltätsfehler im Vergleich zu anderen Signalen, die Steuerung geht dann in einen Fehlermodus. Durch die in der Abgasgesetzgebung geforderte On-Board-Diagnose (OBD) werden diese Schwachstellen in der Steckverbindung diagnostiziert. Die Fehlerdiagnose in den Service-Werkstätten ist jedoch schwierig, da dieser Defekt als Komponenteausfall angezeigt wird. Der fehlerhafte Kontakt kann nur indirekt erkannt werden.

Für die Konfektionierung der Steckverbindung sind verschiedene Funktionselemente am Steckergehäuse vorgesehen, die ein fehlerfreies und sicheres Fügen der Kabel mit den angeschlagenen Kontakten in die Steckverbindung sicherstellen. Moderne Steckverbindungen haben eine Fügekraft < 100 N, damit in der Fahrzeugmontage der Stecker mit der Komponente- bzw. Steuergeräteschnittstelle vom Montagemitarbeiter sicher gefügt werden kann. Bei zu hohen Steckkräften steigt der Anteil von nicht richtig auf die Schnittstelle aufgesteckten Steckverbindungen. Ein Lösen des Steckers während des Fahrzeugbetriebs ist die Folge.

1 Parameter für die Konzeptionierung von Steckverbindern



1 Einsatzgebiete von Steckverbindungen

	Polzahl	Besonderheiten	Anwendung
Niederpolig	1...10	Keine Fügekraftunterstützung	Sensoren und Aktoren (viele unterschiedliche Anforderungen)
Hochpolig	10...150	Fügekraftunterstützung durch Schieber, Hebel, Module	Steuergeräte (mehrere, ähnliche Anforderungen)
Sonderstecker	beliebig	z. B. integrierte Elektronik	Sonderanwendungen (einzelne, abgestimmte Anforderungen)

Tabelle 1

Aufbau und Bauarten

Steckverbindungen haben unterschiedliche Einsatzgebiete (Tabelle 1), die durch die Polzahl und die Umweltbedingungen gekennzeichnet sind. Es gibt drei verschiedene Klassen von Steckverbindungen, die als harter Motoranbau, weicher Motoranbau und Karosserieanbau bezeichnet werden. Ein weiterer Unterschied ist die Temperaturklasse des Einbauortes.

Hochpolige Steckverbindungen

Hochpolige Steckverbindungen werden bei allen Steuergeräten im Fahrzeug eingesetzt. Sie unterscheiden sich in der Polzahl und der Pin-Geometrie. Einen typischen Aufbau einer hochpoligen Steckverbindung zeigt Bild 2. Die gesamte Steckverbindung ist zur Stiftleiste des zugehörigen Steuergerätes durch eine umlaufende Radialdichtung im Steckergehäuse abgedichtet. Sie sorgt mit drei Dichtlippen für eine sichere Funktion am Dichtkragen des Steuergerätes.

Der Schutz der Kontaktstelle gegen eindringende Feuchtigkeit entlang des Kabels erfolgt durch eine Dichtplatte, durch die die Kontakte mit angecrimmter Leitung geführt werden. Hierfür wird eine Silikongelmatte oder Silikonmatte eingesetzt. Größere Kontakte und Leitungen können auch mit einer Einzeladerabdichtung gedichtet werden (vgl. niederpolige Steckverbindungen).

Bei der Montage des Steckers werden der Kontakt und die Leitung durch die im Stecker vormontierte Dichtplatte geschoben. Der Kontakt gleitet in seine Endposition im Kontaktträger. Der Kontakt verriegelt sich selbstständig durch eine Rastfeder, die in einen Hinterschnitt im Kunststoffgehäuse des Steckers verrastet. Sind alle Kontakte in der Endposition, wird

2 Hochpolige Steckverbindung

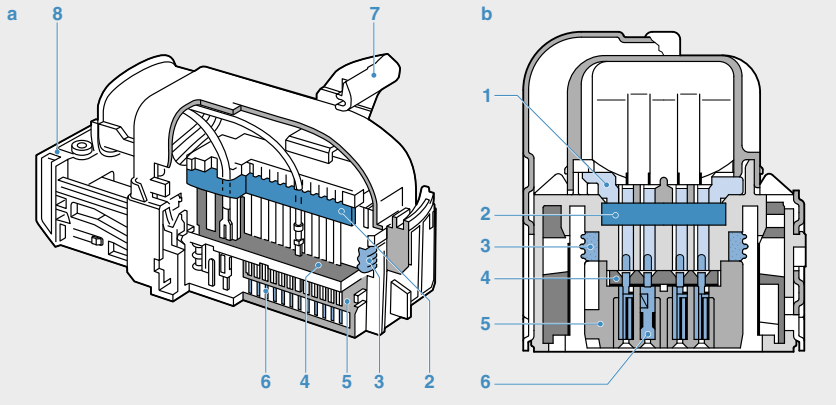


Bild 2
a Ansicht
b Schnitt

1 Druckplatte
2 Dichtplatte
3 Radialabdichtung
4 Schiebestift (Sekundärverriegelung)
5 Kontaktträger
6 Kontakt
7 Hebel
8 Schiebermechanismus

ein Schiebestift eingeschoben, der eine zweite Kontaktsicherung, auch Sekundärverriegelung genannt, sicherstellt. Dies ist eine zusätzliche Sicherung und erhöht die Haltekraft des Kontakts in der Steckverbindung. Weiterhin kann mit der Schiebebewegung die richtige Lage der Kontakte geprüft werden. Die Bedienkraft der Steckverbindung wird über einen Hebel und einen Schiebermechanismus reduziert.

Niederpolige Steckverbindungen

Niederpolige Steckverbindungen werden bei Aktoren (z. B. Einspritzventile) und Sensoren verwendet. Der prinzipielle Aufbau ist ähnlich einer hochpoligen Steckverbindung (Bild 3). Die Bedienkraft der Steckverbindung wird in den meisten Fällen nicht übersetzt.

Niederpolige Stecksysteme werden mit einer Radialdichtung zur Schnittstelle abgedichtet. Die Leitungen werden jedoch mit Einzeladerabdichtungen, die am Kontakt befestigt sind, im Kunststoffgehäuse abgedichtet.

Kontaktsysteme

Im Kraftfahrzeug werden zweiteilige Kontaktsysteme verwendet. Das Innenteil (Bild 4) – der stromführende Teil – wird aus einer hochwertigen Kupferlegierung gestanzt. Es wird durch eine Stahlüberfeder geschützt, gleichzeitig erhöht diese durch ein nach innen wirkendes Federelement die Kontaktkräfte des Kontakts. Durch eine ausgestellte Rastlanze aus der Stahlüberfeder wird der Kontakt in das Kunststoffgehäuseteil eingerastet. Kontakte werden je nach Anforderung mit Zinn, Silber oder Gold beschichtet. Zur Verbesserungen des Verschleißverhaltens der Kontaktstelle werden nicht nur verschiedene Kontaktbeschichtungen verwendet, sondern auch verschiedene Bauformen. Zur Entkoppelung der Kabelschwingungen zum Kontaktpunkt werden verschiedene Entkoppelungsmechanismen in das Kontaktteil integriert (z. B. mäanderförmige Gestaltung der Zuleitung).

Die Kabel werden über einen Crimpprozess an den Kontakt angeschlagen. Die Crimpgeometrie am Kontakt muss auf das jeweilige Kabel abgestimmt sein. Für den Crimpprozess werden Handzangen oder vollautomatische prozessüberwachte Crimppressen mit den kontaktspezifischen Werkzeugen angeboten.

3 Niederpolige Steckverbindung

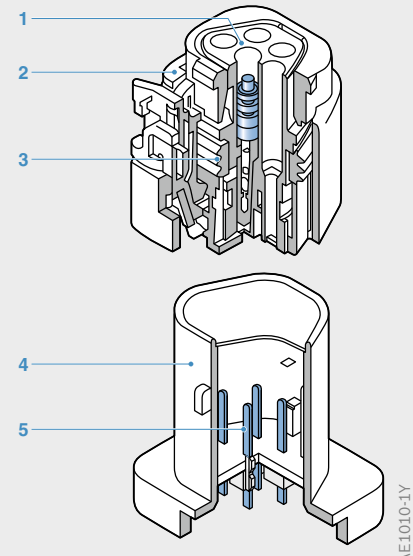


Bild 3
1 Kontaktträger
2 Gehäuse
3 Radialdichtung
4 Schnittstelle
5 Flachmesser

4 Kontakt

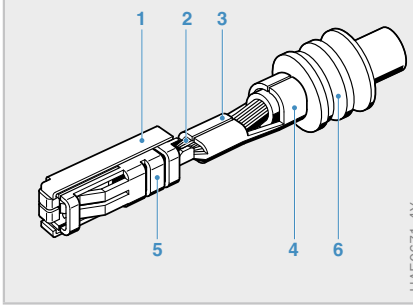


Bild 4
1 Stahlüberfeder
2 Einzelader (Litze)
3 Leitercrimp
4 Isolationscrimp
5 Mäander
6 Einzeladerabdichtung

Elektrische und elektronische Systeme im Kfz

Der Anteil der Elektronik im Fahrzeug stieg in den letzten Jahren stark an und wird auch in Zukunft noch weiter zunehmen. Die technische Entwicklung in der Halbleitertechnik ermöglicht mit der zunehmenden Integrationsdichte immer komplexere Funktionen. Die Funktionalität der in Kraftfahrzeugen eingebauten elektronischen Systeme übertrifft mittlerweile die Leistungsfähigkeit der Raumkapsel Apollo 11, die 1969 den Mond umkreiste.

Übersicht

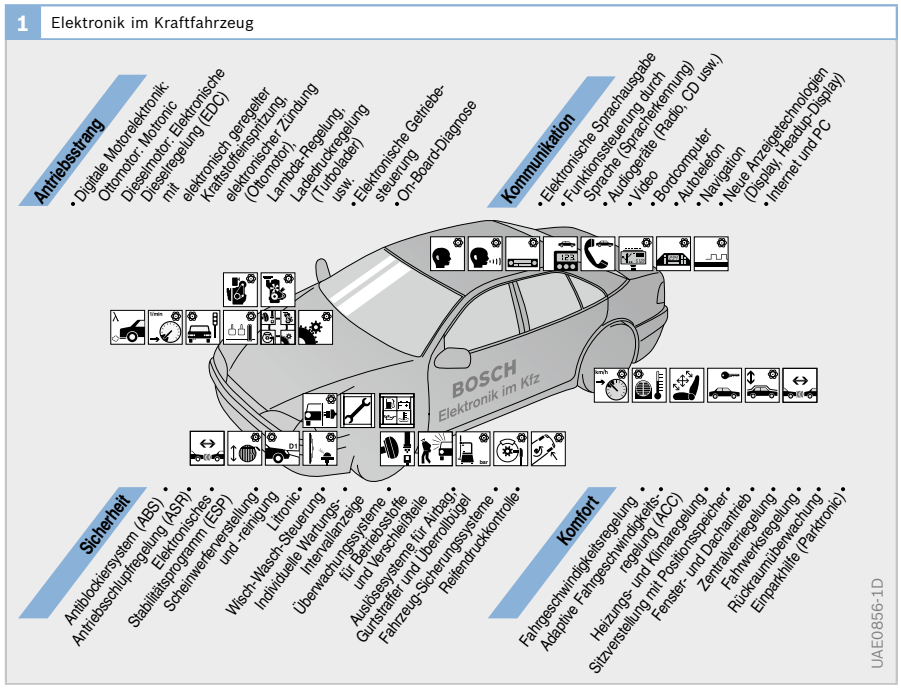
Entwicklung elektronischer Systeme

Die Geschichte des Automobils ist nicht zuletzt deswegen so erfolgreich, weil kontinuierlich Innovationen Eingang in die Fahrzeuge gefunden haben. Das Ziel war in den 1970er-Jahren schon, mit neuen Techniken einen Beitrag für sichere, saubere und sparsame Autos zu leisten. Dabei lassen sich Sparsamkeit und Sauberkeit durchaus mit weiterem Kundennutzen wie Fahrspaß verbinden. Dies zeigt der europäische Dieselboom, den Bosch maßgeblich geprägt hat. Parallel dazu erlebt die Entwicklung des Ottomotors mit der Benzin-Direkteinspritzung, die im Vergleich zur Saugrohreinspritzung den Kraftstoffverbrauch senkt, weitere Fortschritte

Eine Erhöhung der Fahrsicherheit wurde mit elektronischen Bremsregelsystemen erreicht. 1978 wurde das Antiblockiersystem (ABS) eingeführt und immer weiter entwickelt, sodass es heute in Europa zur Standardausrüstung jedes Fahrzeugs gehört. Auf diesem Weg befindet sich das 1995 erstmals eingesetzte Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP), in dem das ABS integriert ist.

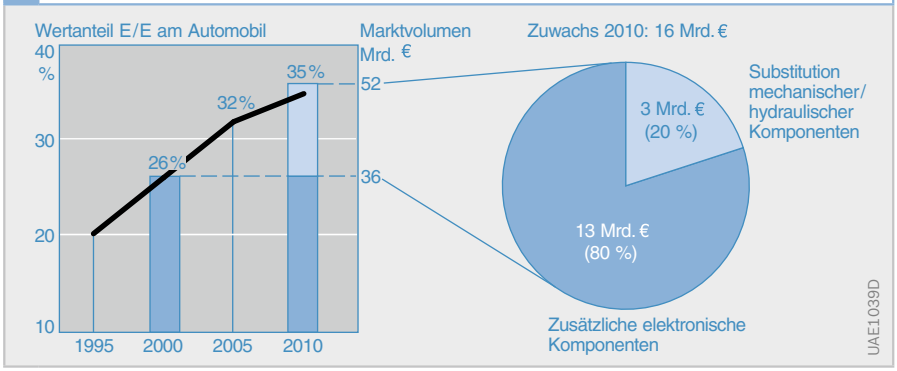
Aktuelle Entwicklungen berücksichtigen auch Komfortaspekte. Hier ist beispielsweise die Funktion Hill Hold Control (HHC) zu nennen, die das Anfahren am Berg erleichtert. Diese Funktion ist im ESP integriert.

1 Elektronik im Kraftfahrzeug



© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_23

2 Marktvolumen Elektrik/Elektronik in Europa (Schätzungen)



Neue Funktionen erscheinen vielfach in Verbindung mit Fahrerassistenzsystemen. Deren Umfang geht weit über die heutigen Serienprodukte wie Parkpilot oder elektronisches Navigationssystem hinaus. Ziel ist das „sensitive Fahrzeug", das mittels Sensoren und Elektronik die Fahrzeugumgebung wahrnimmt und interpretiert, Mit Ultraschall-, Radar- und Videosensorik sind Lösungen entstanden, die beispielsweise durch eine verbesserte Nachtsicht oder Abstandsregelung den Autofahrer maßgeblich unterstützen können.

Wertschöpfungsstruktur der Zukunft

Aktuelle Studien belegen, dass die Produktionskosten eines durchschnittlichen Pkw trotz weiterer Innovationen bis zum Jahr 2010 nur geringfügig zunehmen werden. Auf dem Gebiet Mechanik/Hydraulik wird für bestehende Systeme trotz des zu erwartenden Mengenzuwachs kein maßgeblicher Wertzuwachs erwartet. Ein Grund hierfür ist u. a. die Elektrifizierung bislang mechanisch oder hydraulisch realisierter Funktionen. Am Beispiel der Bremsregelsysteme lässt sich dieser Wandel eindrucksvoll nachzeichnen. War das konventionelle Bremssystem nahezu vollständig durch mechanische Komponenten geprägt, kamen bei der ABS-Bremsregelung verstärkt elektronische Komponenten in Form von Sensorik und einem elektronischen Steuergerät zum Einsatz. Bei den neueren Entwicklungen von ESP sind die zusätzlichen Funktionen wie z. B. HHC nahezu ausschließlich über Elektronik realisiert.

Obwohl bei den etablierten Lösungen eine sehr starke Kostendegression zu beobachten ist, wird der Wert der Elektrik und Elektronik insgesamt zunehmen (Bild 1). Dieser wird 2010 gut ein Drittel der Produktionskosten eines durchschnittlichen Fahrzeugs ausmachen. Diese Annahme stützt sich nicht zuletzt darauf, dass der größere Teil zukünftiger Funktionen auch durch Elektrik und Elektronik bestimmt sein wird.

Die Zunahme von Elektrik und Elektronik ist mit einem Zuwachs an Software verbunden. Bereits heute sind die Softwareentwicklungskosten nicht mehr vernachlässigbar gegenüber den Hardwarekosten. Aus der daraus resultierenden Komplexitätssteigerung des Gesamtsystems Fahrzeug ergeben sich für die Softwareerstellung zwei Herausforderungen: die Bewältigung der Menge und eine klar strukturierte Architektur. Die Autosar-Initiative (Automotive Open Systems Architecture), der verschiedene Automobilhersteller und Zulieferfirmen angehören, arbeitet an einer Standardisierung der Elektronikarchitektur mit dem Ziel, die Komplexität mittels vermehrter Wiederverwendbarkeit und Austauschbarkeit von Softwaremodulen zu reduzieren.

Aufgabe eines elektronischen Systems

Steuern und Regeln

Die Zentrale eines elektronischen Systems ist das Steuergerät. Bild 3 zeigt die Systemblöcke eines Motormanagements Motronic. Im Steuergerät laufen alle Steuer- und Regelalgorithmen des elektronischen Systems ab. Den Kern des Steuergeräts bildet ein Mikrocontroller mit dem Programmspeicher (Flash-EPROM), in dem der Programmcode für alle Funktionen, die das Steuergerät ausführen soll, abgelegt ist.

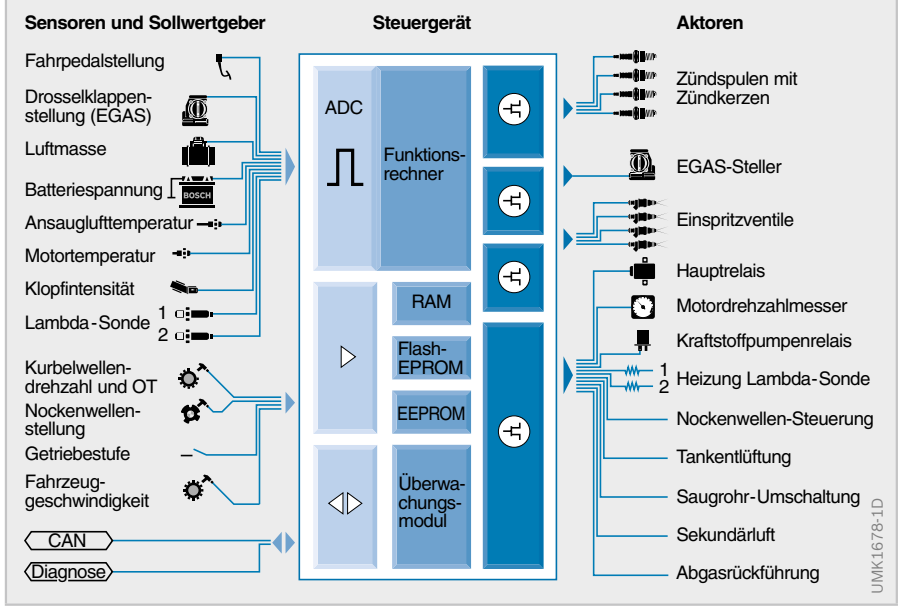
Die Eingangsgrößen für die Ablaufsteuerung werden aus den Signalen von Sensoren und Sollwertgebern abgeleitet. Sie beeinflussen die Berechnungen in den Algorithmen und damit die Ansteuersignale für die Aktoren. Diese wandeln die elektrischen Signale, die der Mikrocontroller ausgibt und in Endstufenbausteinen verstärkt werden, in mechanische Größen um. Das kann z. B. von einem Stellmotor erzeugte mechanische Energie (Fensterheber) oder von einer Glühstiftkerze erzeugte Wärmeenergie sein. .

Kommunikation

Viele Systeme beeinflussen sich gegenseitig. Zum Beispiel ist es u. U. notwendig, dass das Elektronische Stabilitätsprogramm im Falle von durchdrehenden Rädern nicht nur einen Bremseneingriff durchführt, sondern auch das Motormanagement auffordert, das Drehmoment zu reduzieren und somit dem Durchdrehen der Räder entgegenzuwirken. Ebenso gibt das Steuergerät des Automatikgetriebes eine Anforderung an das Motormanagement, beim Schaltvorgang das Drehmoment zu reduzieren, um einen weichen Schaltvorgang zu ermöglichen. Hierzu werden die Systeme miteinander vernetzt, d. h., sie können über Datenbusse (z. B. CAN, LIN) miteinander kommunizieren.

In einem Fahrzeug der Oberklasse verrichten bis zu 80 Steuergeräte ihren Dienst. Die folgenden Beispiele sollen einen Einblick in die Funktionsweise solcher Systeme geben.

3 Funktionsblöcke eines elektronischen Systems



Steuerung und Regelung von Ottomotoren

Übersicht

Die Aufgabe des elektronischen Motorsteuergeräts besteht darin, alle Aktoren des Motor-Managementsystems so anzusteuern, dass sich ein bestmöglicher Motorbetrieb bezüglich Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen, Leistung und Fahrkomfort ergibt. Um dies zu erreichen, müssen viele Betriebsparameter mit Sensoren erfasst und mit Algorithmen – das sind nach einem festgelegten Schema ablaufende Rechenvorgänge – verarbeitet werden. Als Ergebnis ergeben sich Signalverläufe, mit denen die Aktoren angesteuert werden.

Das Motor-Managementsystem umfasst sämtliche Komponenten, die den Ottomotor steuern (**Bild 1**, Beispiel Benzin-Direkteinspritzung). Das vom Fahrer geforderte Drehmoment wird über Aktoren und Wandler eingestellt. Im Wesentlichen sind dies

- die elektrisch ansteuerbare Drosselklappe zur Steuerung des Luftsystems: sie steuert den Luftmassenstrom in die Zylinder und damit die Zylinderfüllung,
- die Einspritzventile zur Steuerung des Kraftstoffsystems: sie messen die zur Zylinderfüllung passende Kraftstoffmenge zu,
- die Zündspulen und Zündkerzen zur Steuerung des Zündsystems: sie sorgen für die zeitgerechte Entzündung des im Zylinder vorhandenen Luft-Kraftstoff-Gemischs.

An einen modernen Motor werden auch hohe Anforderungen bezüglich Abgasverhalten, Leistung, Kraftstoffverbrauch, Diagnostizierbarkeit und Komfort gestellt. Hierzu sind im Motor gegebenenfalls weitere Aktoren und Sensoren integriert. Im elektronischen Motorsteuergerät werden alle Stellgrößen nach vorgegebenen Algorithmen berechnet. Daraus werden die Ansteuersignale für die Aktoren erzeugt.

Betriebsdatenerfassung und -verarbeitung

Betriebsdatenerfassung

Sensoren und Sollwertgeber

Das elektronische Motorsteuergerät erfasst über Sensoren und Sollwertgeber die für die Steuerung und Regelung des Motors erforderlichen Betriebsdaten (**Bild 1**). Sollwertgeber (z. B. Schalter) erfassen vom Fahrer vorgenommene Einstellungen, wie z. B. die Stellung des Zündschlüssels im Zündschloss (Klemme 15), die Schalterstellung der Klimasteuerung oder die Stellung des Bedienhebels für die Fahrgeschwindigkeitsregelung.

Sensoren erfassen physikalische und chemische Größen und geben damit Aufschluss über den aktuellen Betriebszustand des Motors. Beispiele für solche Sensoren sind:

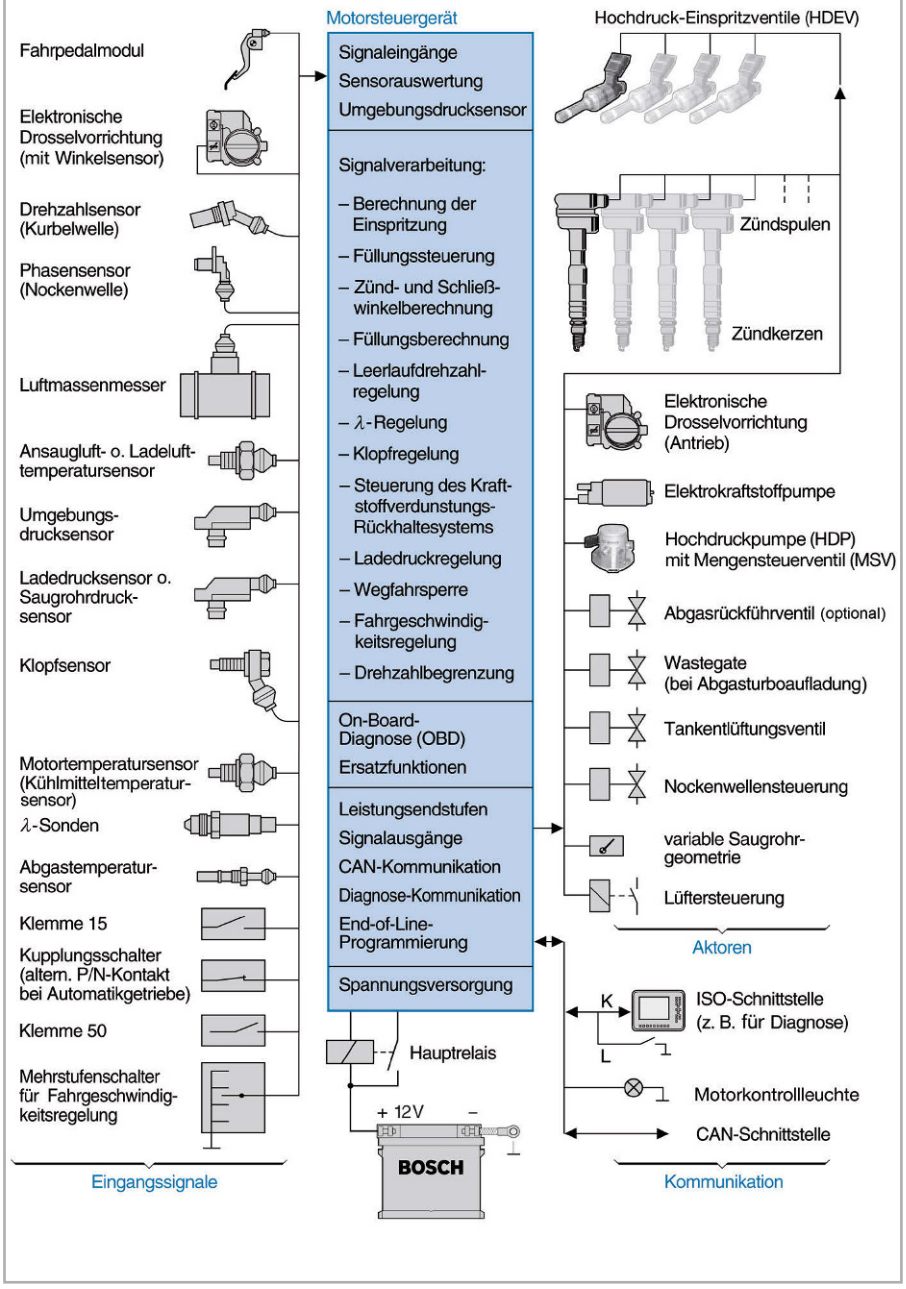
- Drehzahlsensor für das Erkennen der Kurbelwellenstellung und die Berechnung der Motordrehzahl,
- Phasensensor zum Erkennen der Phasenlage (Arbeitsspiel des Motors) und der Nockenwellenposition bei Motoren mit Nockenwellen-Phasenstellern zur Verstellung der Nockenwellenposition,
- Motortemperatur- und Ansauglufttemperatursensor zum Berechnen von temperaturabhängigen Korrekturgrößen,
- Klopfsensor zum Erkennen von Motorklopfen,
- Luftmassenmesser und Saugrohrdrucksensor für die Füllungserfassung,
- λ-Sonde für die λ-Regelung.

Signalverarbeitung im Steuergerät

Bei den Signalen der Sensoren kann es sich um digitale, pulsförmige oder analoge Spannungen handeln. Eingangsschaltungen im Steuergerät oder zukünftig auch vermehrt im Sensor bereiten alle diese Signale auf. Sie nehmen eine Anpassung des Spannungspegels vor und passen damit die Signale für die Weiterverarbeitung im Mikrocontroller des

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_24

1 Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung eines Ottomotors



Steuergeräts an. Digitale Eingangssignale werden im Mikrocontroller direkt eingelesen und als digitale Information gespeichert. Die analogen Signale werden vom Analog-Digital-Wandler (ADW) in digitale Werte umgesetzt.

Betriebsdatenverarbeitung

Aus den Eingangssignalen erkennt das elektronische Motorsteuergerät die Anforderungen des Fahrers über den Fahrpedalsensor und über die Bedienschalter, die Anforderungen von Nebenaggregaten und den aktuellen Betriebszustand des Motors und berechnet daraus die Stellsignale für die Aktoren. Die Aufgaben des Motorsteuergeräts sind in Funktionen gegliedert. Die Algorithmen sind als Software im Programmspeicher des Steuergeräts abgelegt.

Steuergerätefunktionen

Die Zumessung der zur angesaugten Luftmasse zugehörenden Kraftstoffmasse und die Auslösung des Zündfunkens zum bestmöglichen Zeitpunkt sind die Grundfunktionen der Motorsteuerung. Die Einspritzung und die Zündung können so optimal aufeinander abgestimmt werden.

Die Leistungsfähigkeit der für die Motorsteuerung eingesetzten Mikrocontroller ermöglicht es, eine Vielzahl weiterer Steuerungs- und Regelungsfunktionen zu integrieren. Die immer strengeren Forderungen aus der Abgasgesetzgebung verlangen nach Funktionen, die das Abgasverhalten des Motors sowie die Abgasnachbehandlung verbessern. Funktionen, die hierzu einen Beitrag leisten können, sind z. B.:

- Leerlaufdrehzahlregelung,
- λ-Regelung,
- Steuerung des Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystems für die Tankentlüftung,
- Klopfregelung,
- Abgasrückführung zur Senkung von NO_x-Emissionen,
- Steuerung des Sekundärluftsystems zur Sicherstellung der schnellen Betriebsbereitschaft des Katalysators.

Bei erhöhten Anforderungen an den Antriebsstrang kann das System zusätzlich noch durch folgende Funktionen ergänzt werden:

- Steuerung des Abgasturboladers sowie der Saugrohrumschaltung zur Steigerung der Motorleistung und des Motordrehmoments,
- Nockenwellensteuerung zur Reduzierung der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs sowie zur Steigerung von Motorleistung und -drehmoment,
- Drehzahl- und Geschwindigkeitsbegrenzung zum Schutz von Motor und Fahrzeug.

Immer wichtiger bei der Entwicklung von Fahrzeugen wird der Komfort für den Fahrer. Das hat auch Auswirkungen auf die Motorsteuerung. Beispiele für typische Komfortfunktionen sind Fahrgeschwindigkeitsregelung (Tempomat) und ACC (Adaptive Cruise Control, adaptive Fahrgeschwindigkeitsregelung), Drehmomentanpassung bei Schaltvorgängen von Automatikgetrieben sowie Lastschlagdämpfung (Glättung des Fahrerwunschs), Einparkhilfe und Parkassistent.

Ansteuerung von Aktoren

Die Steuergerätefunktionen werden nach den im Programmspeicher des Motorsteuerung-Steuergeräts abgelegten Algorithmen abgearbeitet. Daraus ergeben sich Größen (z. B. einzuspritzende Kraftstoffmasse), die über Aktoren eingestellt werden (z. B. zeitlich definierte Ansteuerung der Einspritzventile). Das Steuergerät erzeugt die elektrischen Ansteuersignale für die Aktoren.

Drehmomentstruktur

Mit der Einführung der elektrisch ansteuerbaren Drosselklappe zur Leistungssteuerung wurde die drehmomentbasierte Systemstruktur (Drehmomentstruktur) eingeführt. Alle Leistungsanforderungen (Bild 2) an den Motor werden koordiniert und in einen Drehmomentwunsch umgerechnet. Im Drehmomentkoordinator werden diese Anforderungen von internen und externen Verbrauchern sowie weitere Vorgaben bezüglich des Motorwirkungsgrads priorisiert. Das resultierende Sollmoment wird auf die Anteile des Luft-, Kraftstoff- und Zündsystems aufgeteilt.

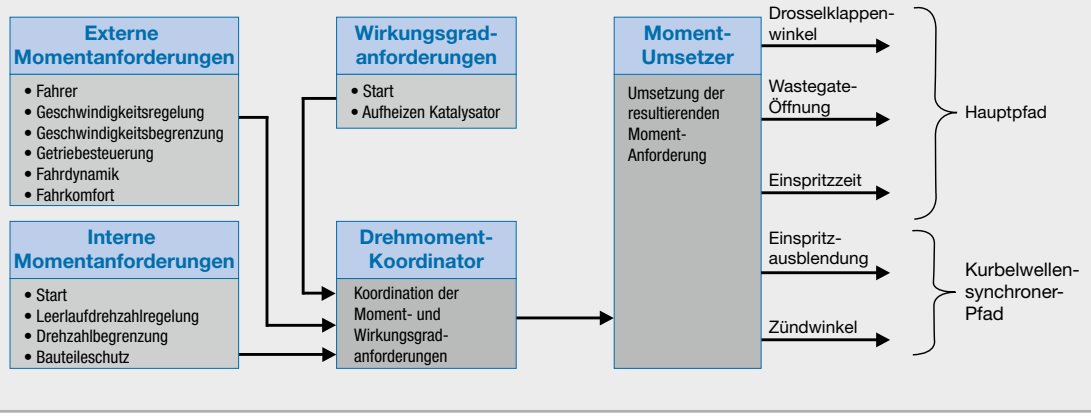
Der Füllungsanteil (für das Luftsystem) wird durch eine Querschnittsänderung der Drosselklappe und bei Turbomotoren zusätzlich durch die Ansteuerung des Wastegate-Ventils realisiert. Der Kraftstoffanteil wird im Wesentlichen durch den eingespritzten Kraftstoff unter Berücksichtigung der Tankentlüftung (Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem) bestimmt.

Die Einstellung des Drehmoments geschieht über zwei Pfade. Im Luftpfad (Hauptpfad) wird aus dem umzusetzenden Drehmoment eine Sollfüllung berechnet. Aus dieser Sollfüllung wird der Soll-Drosselklappenwinkel ermittelt. Die einzuspritzende Kraftstoffmasse ist aufgrund des fest vorgegebenen λ-Werts von der Füllung abhängig. Mit dem Luftpfad sind nur langsame Drehmomentänderungen einstellbar (z. B. beim Integralanteil der Leerlaufdrehzahlregelung).

Im kurbelwellensynchronen Pfad wird aus der aktuell vorhandenen Füllung das für diesen Betriebspunktpunkt maximal mögliche Drehmoment berechnet. Ist das gewünschte Drehmoment kleiner als das maximal mögliche, so kann für eine schnelle Drehmomentreduzierung (z. B. beim Differentialanteil der Leerlaufdrehzahlregelung, für die Drehmomentrücknahme beim Schaltvorgang oder zur Ruckeldämpfung) der Zündwinkel in Richtung spät verschoben oder einzelne oder mehrere Zylinder vollständig ausgeblendet werden (durch Einspritzausblendung, z. B. bei ESP-Eingriff oder im Schub).

Bei den früheren Motorsteuerungs-Systemen ohne Momentenstruktur wurde eine Zurücknahme des Drehmoments (z. B. auf Anforderung des automatischen Getriebes beim Schaltvorgang) direkt von der jeweiligen Funktion z. B. durch Spätverstellung des

2 Drehmomentbasierte Systemstruktur



Zündwinkels vorgenommen. Eine Koordination der einzelnen Anforderungen und eine koordinierte Umsetzung war nicht gegeben.

Überwachungskonzept

Im Fahrbetrieb darf es unter keinen Umständen zu Zuständen kommen, die zu einer vom Fahrer ungewollten Beschleunigung des Fahrzeugs führen. An das Überwachungskonzept der elektronischen Motorsteuerung werden deshalb hohe Anforderungen gestellt. Hierzu enthält das Steuergerät neben dem Hauptrechner zusätzlich einen Überwachungsrechner; beide überwachen sich gegenseitig.

Diagnose

Die im Steuergerät integrierten Diagnosefunktionen überprüfen das Motorsteuerungs-System (Steuergerät mit Sensoren und Aktoren) auf Fehlverhalten und Störungen, speichern erkannte Fehler im Datenspeicher ab und leiten gegebenenfalls Ersatzfunktionen ein. Über die Motorkontrollleuchte oder im Display des Kombiinstruments werden dem Fahrer die Fehler angezeigt. Über eine Diagnoseschnittstelle werden in der Kundendienstwerkstatt System-Testgeräte (z. B. Bosch KTS650) angeschlossen. Sie erlauben das Auslesen der im Steuergerät enthaltenen Informationen zu den abgespeicherten Fehlern.

Ursprünglich sollte die Diagnose nur die Fahrzeuginspektion in der Kundendienstwerkstatt erleichtern. Mit Einführung der kalifornischen Abgasgesetzgebung OBD (On-Board-Diagnose) wurden Diagnosefunktionen vorgeschrieben, die das gesamte Motorsystem auf abgasrelevante Fehler prüfen und diese über die Motorkontrollleuchte anzeigen. Beispiele hierfür sind die Katalysatordiagnose, die λ-Sonden-Diagnose sowie die Aussetzererkennung. Diese Forderungen wurden in die europäische Gesetzgebung (EOBD) in abgewandelter Form übernommen.

3 Kommunikation mit der Motorsteuerung

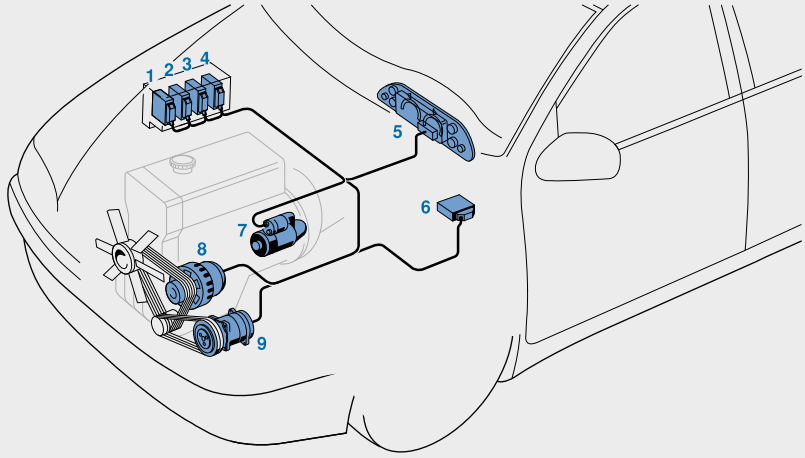


Bild 3
1 Motorsteuergerät
2 ESP-Steuergerät (elektronisches Stabilitätsprogramm)
3 Getriebesteuergerät
4 Klimasteuergerät
5 Kombiinstrument mit Bordcomputer
6 Steuergerät für Wegfahrsperre
7 Starter
8 Generator
9 Klimakompressor

Vernetzung im Fahrzeug

Über Bussysteme, wie z. B. den CAN-Bus (Controller Area Network), kann die Motorsteuerung mit den Steuergeräten anderer Fahrzeugsysteme kommunizieren. Bild 3 zeigt hierzu einige Beispiele. Die Steuergeräte können die Daten anderer Systeme in ihren Steuer- und Regelalgorithmen als Eingangssignale verarbeiten. Beispiele sind:

- ESP-Steuergerät: Zur Fahrzeugstabilisierung kann das ESP-Steuergerät eine Drehmomentenreduzierung durch die Motorsteuerung anfordern.
- Getriebesteuergerät: Die Getriebesteuerung kann beim Schaltvorgang eine Drehmomentenreduzierung anfordern, um einen weicheren Schaltvorgang zu ermöglichen.
- Klimasteuergerät: Das Klimasteuergerät liefert an die Motorsteuerung den Leistungsbedarf des Klimakompressors, damit dieser bei der Berechnung des Motormoments berücksichtigt werden kann.
- Kombiinstrument: Die Motorsteuerung liefert an das Kombiinstrument Informationen wie den aktuellen Kraftstoffverbrauch oder die aktuelle Motordrehzahl zur Information des Fahrers.
- Wegfahrsperre: Das Wegfahrsperren-Steuergerät hat die Aufgabe, eine unberechtigte Nutzung des Fahrzeugs zu verhindern. Hierzu wird ein Start der Motorsteuerung durch die Wegfahrsperre so lange blockiert, bis der Fahrer über den Zündschlüssel eine Freigabe erteilt hat und das Wegfahrsperren-Steuergerät den Start freigibt.

Systembeispiele

Die Motorsteuerung umfasst alle Komponenten, die für die Steuerung eines Ottomotors notwendig sind. Der Umfang des Systems wird durch die Anforderungen bezüglich der Motorleistung (z. B. Abgasturboaufladung), des Kraftstoffverbrauchs sowie der jeweils geltenden Abgasgesetzgebung bestimmt. Die kalifornische Abgas- und Diagnosegesetzgebung (CARB) stellt besonders hohe Anforderungen an das Diagnosesystem der Motorsteuerung. Einige abgasrelevante Systeme können nur mithilfe zusätzlicher Komponenten diagnostiziert werden (z. B. das Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem).

Im Lauf der Entwicklungsgeschichte entstanden Motorsteuerungs-Generationen (z. B. Bosch M1, M3, ME7, MED17), die sich in erster Linie durch den Hardwareaufbau unterscheiden. Wesentliches Unterscheidungsmerkmal sind die Mikrocontrollerfamilie, die Peripherie- und die Endstufenbausteine (Chipsatz). Aus den Anforderungen verschiedener Fahrzeughersteller ergeben sich verschiedene Hardwarevarianten. Neben den nachfolgend beschriebenen Ausführungen gibt es auch Motorsteuerungs-Systeme mit integrierter Getriebesteuerung (z. B. Bosch MG- und MEG-Motronic). Sie sind aufgrund der hohen Hardware-Anforderungen jedoch nicht verbreitet.

Motorsteuerung mit mechanischer Drosselklappe

Für Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung kann die Luftversorgung über eine mechanisch verstellbare Drosselklappe erfolgen. Das Fahrpedal ist über ein Gestänge oder einen Seilzug mit der Drosselklappe verbunden. Die Fahrpedalstellung legt den Öffnungsquerschnitt der Drosselklappe fest und steuert damit den durch das Saugrohr in die Zylinder einströmenden Luftmassenstrom.

4 Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung und elektrisch angesteuerter Drosselklappe

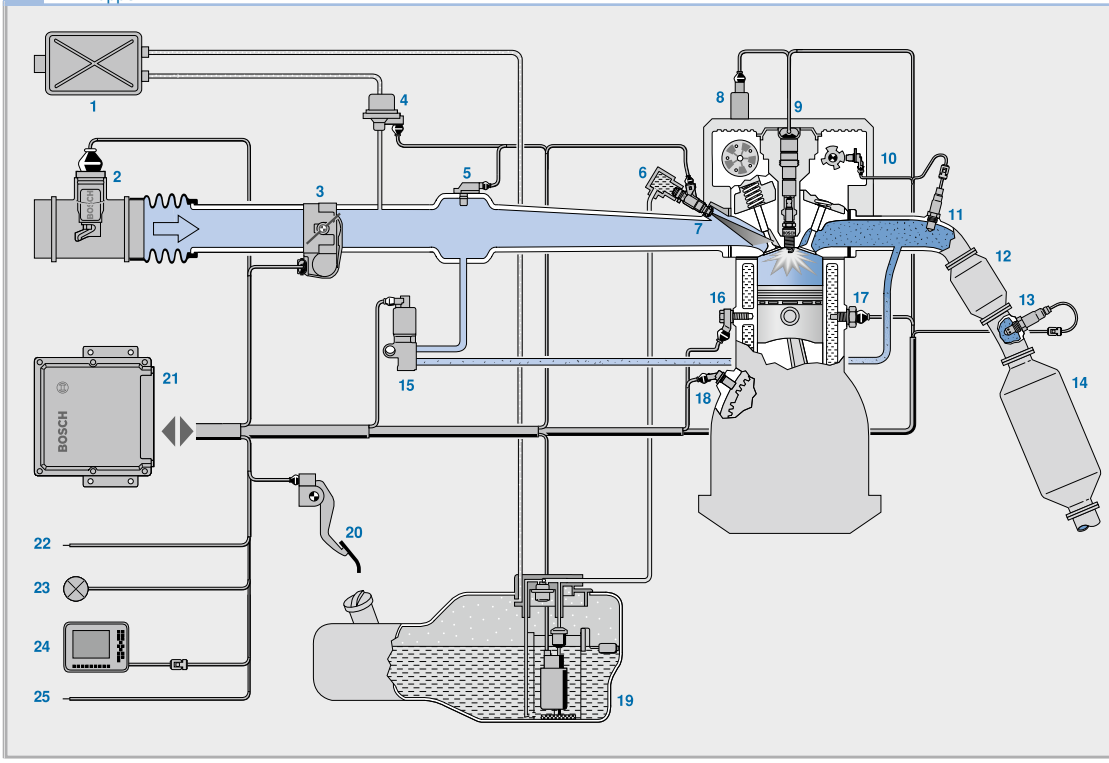


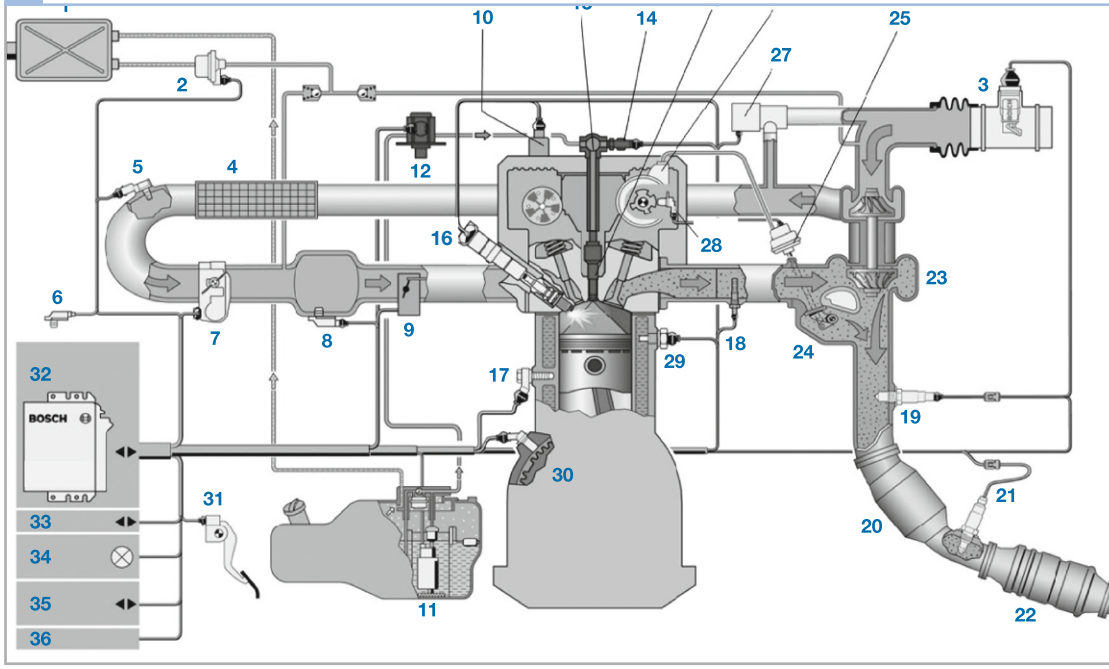
Bild 4
1 Aktivkohlebehälter
2 Heißfilm-Luftmassenmesser
3 elektrisch angesteuerte Drosselklappe
4 Tankentlüftungsventil
5 Saugrohrdrucksensor
6 Kraftstoff-Verteilerrohr
7 Einspritzventil
8 Aktoren und Sensoren für variable Nockenwellensteuerung
9 Zündspule mit Zündkerze
10 Nockenwellen-Phasensensor
11 λ-Sonde vor dem Vorkatalysator
12 Vorkatalysator
13 λ-Sonde nach dem Vorkatalysator
14 Hauptkatalysator
15 Abgasrückführventil
16 Klopfsensor
17 Motortemperatursensor
18 Drehzahlsensor
19 Kraftstofffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe
20 Fahrpedalmodul
21 Motorsteuergerät
22 CAN-Schnittstelle
23 Motorkontrollleuchte
24 Diagnoseschnittstelle
25 Schnittstelle zur Wegfahrsperre

Über einen Leerlaufsteller (Bypass) kann ein definierter Luftmassenstrom an der Drosselklappe vorbeigeführt werden. Mit dieser Zusatzluft kann im Leerlauf die Drehzahl auf einen konstanten Wert geregelt werden. Das Motorsteuergerät steuert hierzu den Öffnungsquerschnitt des Bypasskanals. Dieses System hat für Neuentwicklungen im europäischen und nordamerikanischen Markt keine Bedeutung mehr, es wurde durch Systeme mit elektrisch angesteuerter Drosselklappe abgelöst.

Motorsteuerung mit elektrisch angesteuerter Drosselklappe

Bei aktuellen Fahrzeugen mit Saugrohreinspritzung erfolgt eine elektronische Motorleistungssteuerung. Zwischen Fahrpedal und

5 Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung eines Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung



Drosselklappe ist keine mechanische Verbindung mehr vorhanden. Die Stellung des Fahrpedals, d. h. der Fahrerwunsch, wird von einem Potentiometer am Fahrpedal (Pedalwegsensor im Fahrpedalmodul, **Bild 4**, Pos. 20) erfasst und in Form eines analogen Spannungssignals vom Motorsteuergerät (21) eingelesen. Im Steuergerät werden Signale erzeugt, die den Öffnungsquerschnitt der elektrisch angesteuerten Drosselklappe (3) so einstellen, dass der Verbrennungsmotor das geforderte Drehmoment einstellt.

Motorsteuerung für Benzin-Direkteinspritzung

Mit der Einführung der Direkteinspritzung beim Ottomotor (Benzin-Direkteinspritzung, BDE) wurde ein Steuerungskonzept erforderlich, das verschiedene Betriebsarten in einem Steuergerät koordiniert. Beim Homogenbetrieb wird das Einspritzventil so

Bild 5

1 Aktivkohlebehälter
2 Tankentlüftungsventil
3 Heißfilm-Luftmassenmesser
4 Ladeluftkühler
5 kombinierter Ladedruck- und Ansauglufttemperatursensor
6 Umgebungsdrucksensor
7 Drosselklappe
8 Saugrohrdrucksensor
9 Ladungsbewegungsklappe
10 Nockenwellenversteller
11 Kraftstofffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe
12 Hochdruckpumpe
13 Kraftstoffverteilerrohr
14 Hochdrucksensor
15 Hochdruck-Einspritzventil
16 Zündspule mit Zündkerze
17 Klopfsensor
18 Abgastemperatursensor
19 λ-Sonde
20 Vorkatalysator
21 λ-Sonde
22 Hauptkatalysator
23 Abgasturbolader
24 Waste-Gate
25 Waste-Gate-Steller
26 Vakuumpumpe
27 Schubumluftventil
28 Nockenwellen-Phasensensor
29 Motortemperatursensor
30 Drehzahlsensor
31 Fahrpedalmodul
32 Motorsteuergerät
33 CAN-Schnittstelle
34 Motorkontrollleuchte
35 Diagnoseschnittstelle
36 Schnittstelle zur Wegfahrsperre

6 Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung eines Ottomotors mit wahlweise Erdgas- oder Benzin-Betrieb (Bifuel-System)

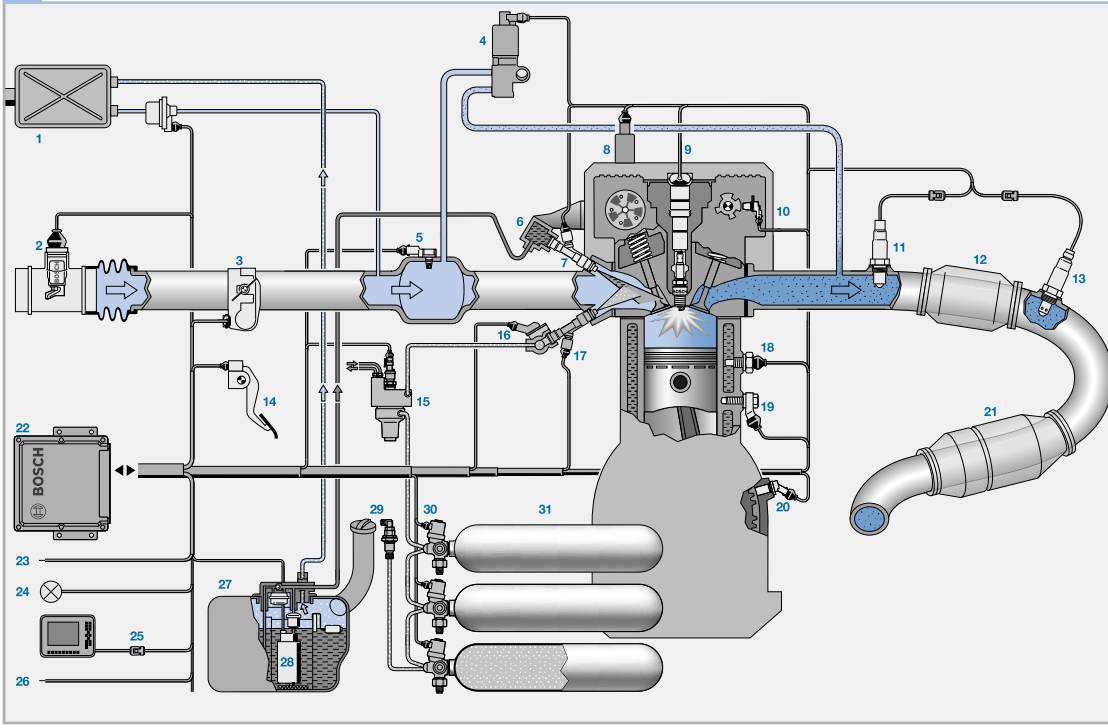


Bild 6

1 Aktivkohlebehälter mit Tankentlüftungsventil
2 Heißfilm-Luftmassenmesser
3 elektrisch angesteuerte Drosselklappe
4 Abgasrückführventil
5 Saugrohrdrucksensor
6 Kraftstoff-Verteilerrohr
7 Benzin-Einspritzventil
8 Aktoren und Sensoren für variable Nockenwellensteuerung
9 Zündspule mit Zündkerze
10 Nockenwellen-Phasensensor
11 λ-Sonde vor dem Vorkatalysator
12 Vorkatalysator
13 λ-Sonde nach dem Vorkatalysator
14 Fahrpedalmodul
15 Erdgas-Druckregler
16 Erdgas-Rail mit Erdgas-Druck- und Temperatursensor
17 Erdgas-Einblasventil
18 Motortemperatursensor
19 Klopfsensor
20 Drehzahlsensor
21 Hauptkatalysator
22 Motorsteuergerät
23 CAN-Schnittstelle
24 Motorkontrollleuchte
25 Diagnoseschnittstelle
26 Schnittstelle zur Wegfahrsperre
27 Kraftstoffbehälter
28 Kraftstofffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe
29 Einfüllstutzen für Benzin und Erdgas
30 Tankabsperrventile
31 Erdgastank

angesteuert, dass sich eine homogene Luft-Kraftstoff-Gemischverteilung im Brennraum ergibt. Dazu wird der Kraftstoff in den Saughub eingespritzt. Beim Schichtbetrieb wird durch eine späte Einspritzung während des Verdichtungshubs, kurz vor der Zündung, eine lokal begrenzte Gemischwolke im Zündkerzenbereich erzeugt.

Seit einigen Jahren finden zunehmend BDE-Konzepte, bei denen der Motor im gesamten Betriebsbereich homogen und stöchiometrisch (mit $\lambda = 1$) betrieben wird, in Verbindung mit Turboaufladung eine immer größere Verbreitung. Bei diesen Konzepten kann der Kraftstoffverbrauch bei vergleichbarer Motorleistung durch eine Verringerung des Hubvolumens (Downsizing) des Motors gesenkt werden.

Beim Schichtbetrieb wird der Motor mit einem mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch (bei $\lambda > 1$) betrieben. Hierdurch lässt sich insbesondere im Teillastbereich der Kraftstoffverbrauch verringern. Durch den Magerbetrieb ist bei dieser Betriebsart eine aufwendigere Abgasnachbehandlung zur Reduktion der NO_x-Emissionen notwendig.

Bild 5 zeigt ein Beispiel der Steuerung eines BDE-Systems mit Turboaufladung und stöchiometrischem Homogenbetrieb. Dieses System besitzt ein Hochdruck-Einspritzsystem bestehend aus Hochdruckpumpe mit Mengensteuerventil (12), Kraftstoff-Verteilerrrohr (13) mit Hochdrucksensor (14) und Hochdruck-Einspritzventil (15). Der Kraftstoffdruck wird in Abhängigkeit vom Betriebspunkt in Bereichen zwischen 3 und 20 MPa geregelt. Der Ist-Druck wird mit dem Hochdrucksensor erfasst. Die Regelung auf den Sollwert erfolgt durch das Mengensteuerventil.

Motorsteuerung für Erdgas-Systeme

Erdgas, auch CNG (Compressed Natural Gas) genannt, gewinnt aufgrund der günstigen CO_2-Emissionen zunehmend an Bedeutung als Kraftstoffalternative für Ottomotoren. Aufgrund der vergleichsweise geringen Tankstellendichte sind heutige Fahrzeuge überwiegend mit Bifuel-Systemen ausgestattet, die einen Betrieb wahlweise mit Erdgas oder Benzin ermöglichen. Bifuel-Systeme gibt es heute für Motoren mit Saugrohreinspritzung und mit Benzin-Direkteinspritzung.

Die Motorsteuerung für Bifuel-Systeme enthält alle Komponenten für die Saugrohreinspritzung bzw. Benzin-Direkteinspritzung. Zusätzlich enthält diese Motorsteuerung die Komponenten für das Erdgassystem (**Bild 6**). Während bei Nachrüstsystemen die Steuerung des Erdgasbetriebs über eine externe Einheit vorgenommen wird, ist sie bei der Bifuel-Motorsteuerung integriert. Das Sollmoment des Motors und die den Betriebszustand charakterisierenden Größen werden im Bifuel-Steuergerät nur einmal gebildet. Durch die physikalisch basierten Funktionen der Momentenstruktur ist eine einfache Integration der für den Gasbetrieb spezifischen Parameter möglich.

Umschaltung der Kraftstoffart

Je nach Motorauslegung kann es sinnvoll sein, bei hoher Lastanforderung automatisch in die Kraftstoffart zu wechseln, die die maximale Motorleistung ermöglicht. Weitere automatische Umschaltungen können darüber hinaus sinnvoll sein, um z. B. eine spezifische Abgasstrategie zu realisieren und den Katalysator schneller aufzuheizen oder generell ein Kraftstoffmanagement durchzuführen. Bei automatischen Umschaltungen ist es jedoch wichtig, dass diese momentenneutral umgesetzt werden, d. h. für den Fahrer nicht wahrnehmbar sind.

Die Bifuel-Motorsteuerung erlaubt den Betriebsstoffwechsel auf verschiedene Arten. Eine Möglichkeit ist der direkte Wechsel, vergleichbar mit einem Schalter. Dabei darf keine Einspritzung abgebrochen werden, sonst bestünde im befeuerten Betrieb die Gefahr von Aussetzern. Die plötzliche Gaseinblasung hat gegenüber dem Benzinbetrieb jedoch eine größere Volumenverdrängung zur Folge, sodass der Saugrohrdruck ansteigt und die Zylinderfüllung durch die Umschaltung um ca. 5 % abnimmt. Dieser Effekt muss durch eine größere Drosselklappenöffnung berücksichtigt werden. Um das Motormoment bei der Umschaltung unter Last konstant zu halten, ist ein zusätzlicher Eingriff auf die Zündwinkel notwendig, der eine schnelle Änderung des Drehmoments ermöglicht.

Eine weitere Möglichkeit der Umschaltung ist die Überblendung von Benzin- zu

Gasbetrieb. Zum Wechsel in den Gasbetrieb wird die Benzineinspritzung durch einen Aufteilungsfaktor reduziert und die Gaseinblasung entsprechend erhöht. Dadurch werden Sprünge in der Luftfüllung vermieden. Zusätzlich ergibt sich die Möglichkeit, eine veränderte Gasqualität mit der λ-Regelung während der Umschaltung zu korrigieren. Mit diesem Verfahren ist die Umschaltung auch bei hoher Last ohne merkbare Momentenänderung durchführbar.

Bei Nachrüstsystemen besteht häufig keine Möglichkeit, die Betriebsarten für Benzin und Erdgas koordiniert zu wechseln. Zur Vermeidung von Momentensprüngen wird deshalb bei vielen Systemen die Umschaltung nur während der Schubphasen durchgeführt.

Systemstruktur

Die starke Zunahme der Komplexität von Motorsteuerungs-Systemen aufgrund neuer Funktionalitäten erfordert eine strukturierte Systembeschreibung. Basis für die bei Bosch verwendete Systembeschreibung ist die Drehmomentstruktur. Alle Drehmomentanforderungen an den Motor werden von der Motorsteuerung als Sollwerte entgegengenommen und zentral koordiniert. Das geforderte Drehmoment wird berechnet und über folgende Stellgrößen eingestellt:

- den Winkel der elektrisch ansteuerbaren Drosselklappe,
- den Zündwinkel,
- Einspritzausblendungen,
- Ansteuern des Waste-Gates bei Motoren mit Abgasturboaufladung,
- die eingespritzte Kraftstoffmenge bei Motoren im Magerbetrieb.

Bild 7 zeigt die bei Bosch für Motorsteuerungs-Systeme verwendete Systemstruktur

7 Strukturbild einer Bosch-Motorsteuerung, siehe auch **Tabelle** 1

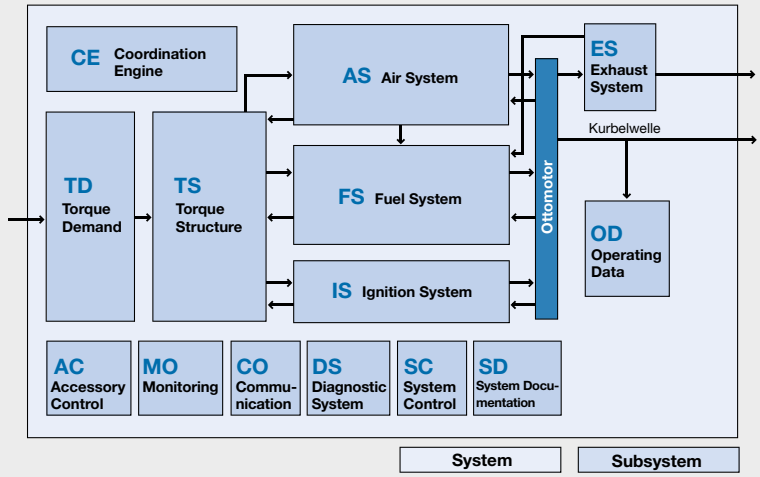
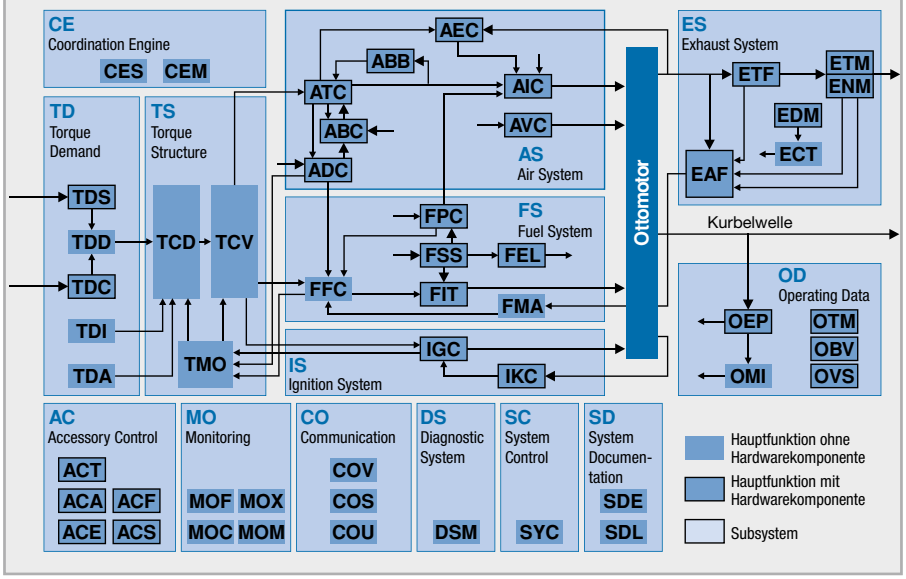


Tabelle 1
Subsysteme und Hauptfunktionen einer Bosch-Motorsteuerung

Abkürzung	Englische Bezeichnung	Deutsche Bezeichnung
ABB	Air System Brake Booster	Bremskraftverstärkersteuerung
ABC	Air System Boost Control	Ladedrucksteuerung
AC	Accessory Control	Nebenaggregatesteuerung
ACA	Accessory Control Air Condition	Klimasteuerung
ACE	Accessory Control Electrical Machines	Steuerung elektrische Aggregate
ACF	Accessory Control Fan Control	Lüftersteuerung
ACS	Accessory Control Steering	Ansteuerung Lenkhilfepumpe
ACT	Accessory Control Thermal Management	Thermomanagement
ADC	Air System Determination of Charge	Luftfüllungsberechnung
AEC	Air System Exhaust Gas Recirculation	Abgasrückführungssteuerung
AIC	Air System Intake Manifold Control	Saugrohrsteuerung
AS	Air System	Luftsystem
ATC	Air System Throttle Control	Drosselklappensteuerung
AVC	Air System Valve Control	Ventilsteuerung
CE	Coordination Engine	Koordination Motorbetriebszustände und -arten
CEM	Coordination Engine Operation	Koordination Motorbetriebsarten
CES	Coordination Engine States	Koordination Motorbetriebszustände
CO	Communication	Kommunikation
COS	Communication Security Access	Kommunikation Wegfahrsperre
COU	Communication User-Interface	Kommunikationsschnittstelle
COV	Communication Vehicle Interface	Datenbuskommunikation
DS	Diagnostic System	Diagnosesystem
DSM	Diagnostic System Manager	Diagnosesystemmanager
EAF	Exhaust System Air Fuel Control	λ-Regelung
ECT	Exhaust System Control of Temperature	Abgastemperaturregelung
EDM	Exhaust System Description and Modeling	Beschreibung und Modellierung Abgassystem
ENM	Exhaust System NO_x Main Catalyst	Regelung NO_x-Speicherkatalysator
ES	Exhaust System	Abgassystem
ETF	Exhaust System Three Way Front Catalyst	Regelung Dreiwegevorkatalysator
ETM	Exhaust System Main Catalyst	Regelung Dreiwegehauptkatalysator
FEL	Fuel System Evaporative Leak Detection	Tankleckerkennung
FFC	Fuel System Feed Forward Control	Kraftstoff-Vorsteuerung
FIT	Fuel System Injection Timing	Einspritzausgabe
FMA	Fuel System Mixture Adaptation	Gemischadaption

Abkürzung	Englische Bezeichnung	Deutsche Bezeichnung
FPC	Fuel Purge Control	Tankentlüftung
FS	Fuel System	Kraftstoffsystem
FSS	Fuel Supply System	Kraftstoffversorgungssystem
IGC	Ignition Control	Zündungssteuerung
IKC	Ignition Knock Control	Klopfregelung
IS	Ignition System	Zündsystem
MO	Monitoring	Überwachung
MOC	Microcontroller Monitoring	Rechnerüberwachung
MOF	Function Monitoring	Funktionsüberwachung
MOM	Monitoring Module	Überwachungsmodul
MOX	Extended Monitoring	Erweiterte Funktionsüberwachung
OBV	Operating Data Battery Voltage	Batteriespannungserfassung
OD	Operating Data	Betriebsdaten
OEP	Operating Data Engine Position Management	Erfassung Drehzahl und Winkel
OMI	Misfire Detection	Aussetzererkennung
OTM	Operating Data Temperature Measurement	Temperaturerfassung
OVS	Operating Data Vehicle Speed Control	Fahrgeschwindigkeitserfassung
SC	System Control	Systemsteuerung
SD	System Documentation	Systembeschreibung
SDE	System Documentation Engine Vehicle ECU	Systemdokumentation Motor, Fahrzeug, Motorsteuerung
SDL	System Documentation Libraries	Systemdokumentation Funktionsbibliotheken
SYC	System Control ECU	Systemsteuerung Motorsteuerung
TCD	Torque Coordination	Momentenkoordination
TCV	Torque Conversion	Momentenumsetzung
TD	Torque Demand	Momentenanforderung
TDA	Torque Demand Auxiliary Functions	Momentenanforderung Zusatzfunktionen
TDC	Torque Demand Cruise Control	Momentenanforderung Fahrgeschwindigkeitsregler
TDD	Torque Demand Driver	Fahrerwunschmoment
TDI	Torque Demand Idle Speed Control	Momentenanforderung Leerlaufdrehzahlregelung
TDS	Torque Demand Signal Conditioning	Momentenanforderung Signalaufbereitung
TMO	Torque Modeling	Motordrehmoment-Modell
TS	Torque Structure	Drehmomentenstruktur

8 Strukturbild einer Bosch-Motorsteuerung mit Subsystemen und Hauptfunktionen (siehe auch **Tabelle** 1)



mit den verschiedenen Subsystemen. Die einzelnen Blöcke und Bezeichnungen (vgl. Tabelle 1) werden im Folgenden näher erläutert.

In Bild 7 ist die Motorsteuerung als System bezeichnet. Als Subsystem werden die verschiedenen Bereiche innerhalb des Systems bezeichnet. Einige Subsysteme sind im Steuergerät rein softwaretechnisch ausgebildet (z. B. die Drehmomentstruktur), andere Subsysteme enthalten auch Hardware-Komponenten (z. B. das Kraftstoffsystem mit den Einspritzventilen). Die Subsysteme sind durch definierte Schnittstellen miteinander verbunden.

Durch die Systemstruktur wird die Motorsteuerung aus der Sicht des funktionalen Ablaufs beschrieben. Das System umfasst das Steuergerät (mit Hardware und Software) sowie externe Komponenten (Aktoren, Sensoren und mechanische Komponenten), die mit dem Steuergerät elektrisch verbunden sein können. Die Systemstruktur (Bild 8) gliedert dieses System nach funktionalen Kriterien hierarchisch in 14 Subsysteme (z. B. Luftsystem, Kraftstoffsystem), die wiederum in ca. 70 Hauptfunktionen (z. B. Ladedruckregelung, λ-Regelung) unterteilt sind (Tabelle 1).

Seit Einführung der Drehmomentstruktur werden die Drehmomentanforderungen an den Motor in den Subsystemen *Torque Demand* und *Torque Structure* zentral koordiniert. Die Füllungssteuerung durch die elektrisch verstellbare Drosselklappe ermöglicht das Einstellen der vom Fahrer über das Fahrpedal vorgegebenen Drehmomentanforderung (Fahrerwunsch). Gleichzeitig können alle zusätzlichen Drehmomentanforderungen, die sich aus dem Fahrbetrieb ergeben (z. B. beim Zuschalten des Klimakompressors), in der Drehmomentstruktur koordiniert werden. Die Momentenkoordination ist mittlerweile so strukturiert, dass sowohl Benzin- als auch Dieselmotoren damit betrieben werden können.

Subsysteme und Hauptfunktionen

Im Folgenden wird ein Überblick über die wesentlichen Merkmale der in einer Motorsteuerung implementierten Hauptfunktionen gegeben.

System Documentation

Unter *System Documentation* (SD) sind die technischen Unterlagen zur Systembeschreibung zusammengefasst (z. B. Steuergerätebeschreibung, Motor- und Fahrzeugdaten sowie Konfigurationsbeschreibungen).

System Control

Im Subsystem *System Control* (SC, Systemsteuerung) sind die den Rechner steuernden Funktionen zusammengefasst. In der Hauptfunktion *System Control ECU* (SYC, Systemzustandssteuerung), werden die Zustände des Mikrocontrollers beschrieben:

- Initialisierung (Systemhochlauf),
- Running State (Normalzustand, hier werden die Hauptfunktionen abgearbeitet),
- Steuergerätenachlauf (z. B. für Lüfternachlauf oder Hardwaretest).

Coordination Engine

Im Subsystem *Coordination Engine (CE)* werden sowohl der Motorstatus als auch die Motor-Betriebsdaten koordiniert. Dies erfolgt an zentraler Stelle, da abhängig von dieser Koordination viele weitere Funktionalitäten im gesamten System der Motorsteuerung betroffen sind. Die Hauptfunktion *Coordination Engine States* (CES, Koordination Motorstatus), beinhaltet sowohl die verschiedenen Motorzustände wie Start, laufender Betrieb und abgestellter Motor als auch Koordinationsfunktionen für Start-Stopp-Systeme und zur Einspritzaktivierung (Schubabschalten, Wiedereinsetzen).

In der Hauptfunktion *Coordination Engine Operation* (CEM, Koordination Motorbetriebsdaten) werden die Betriebsarten für die Benzin-Direkteinspritzung koordiniert und umgeschaltet. Zur Bestimmung der Soll-Betriebsart werden die Anforderungen unterschiedlicher Funktionalitäten unter Berücksichtigung von festgelegten Prioritäten im Betriebsartenkoordinator koordiniert.

Torque Demand

In der betrachteten Systemstruktur werden alle Drehmomentanforderungen an den Motor konsequent auf Momentenebene koordiniert. Das Subsystem *Torque Demand (TD)* erfasst alle Drehmomentanforderungen und stellt sie dem Subsystem *Torque Structure (TS)* als Eingangsgrößen zur Verfügung (**Bild 8**).

Die Hauptfunktion *Torque Demand Signal Conditioning* (TDS, Momentenanforderung Signalaufbereitung), beinhaltet im Wesentlichen die Erfassung der Fahrpedalstellung. Sie wird mit zwei unabhängigen Winkelsensoren erfasst und in einen normierten Fahrpedalwinkel umgerechnet. Durch verschiedene Plausibilitätsprüfungen wird dabei sichergestellt, dass bei einem Einfachfehler der normierte Fahrpedalwinkel keine höheren Werte annehmen kann, als es der tatsächlichen Fahrpedalstellung entspricht.

Die Hauptfunktion *Torque Demand Driver* (TDD, Fahrerwunsch), berechnet aus der Fahrpedalstellung einen Sollwert für das Motordrehmoment. Darüber hinaus wird die Fahrpedalcharakteristik festgelegt.

Die Hauptfunktion *Torque Demand Cruise Control* (TDC, Fahrgeschwindigkeitsregler) hält die Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Abhängigkeit von der über eine Bedieneinrichtung eingestellte Sollgeschwindigkeit bei nicht betätigtem Fahrpedal konstant, sofern dies im Rahmen des einstellbaren Motordrehmoments möglich ist. Zu den wichtigsten Abschaltbedingungen dieser Funktion zählen die Betätigung der „Aus-Taste“ an der Bedieneinrichtung, die Betätigung von

Bremse oder Kupplung sowie die Unterschreitung der erforderlichen Minimalgeschwindigkeit.

Die Hauptfunktion *Torque Demand Idle Speed Control* (TDI, Leerlaufdrehzahlregelung) regelt die Drehzahl des Motors bei nicht betätigtem Fahrpedal auf die Leerlaufdrehzahl ein. Der Sollwert der Leerlaufdrehzahl wird so vorgegeben, dass stets ein stabiler und ruhiger Motorlauf gewährleistet ist. Dementsprechend wird der Sollwert bei bestimmten Betriebsbedingungen (z. B. bei kaltem Motor) gegenüber der Nennleerlaufdrehzahl erhöht. Erhöhungen sind auch zur Unterstützung des Katalysator-Heizens, zur Leistungssteigerung des Klimakompressors oder bei ungenügender Ladebilanz der Batterie möglich. Die Hauptfunktion *Torque Demand Auxiliary Functions* (TDA, Drehmomente intern) erzeugt interne Momentenbegrenzungen und -anforderungen (z. B. zur Drehzahlbegrenzung oder zur Dämpfung von Ruckelschwingungen).

Torque Structure

Im Subsystem *Torque Structure* (TS, Drehmomentstruktur, **Bild 8**) werden alle Drehmomentanforderungen koordiniert. Das Drehmoment wird dann vom Luft-, Kraftstoff- und Zündsystem eingestellt. Die Hauptfunktion *Torque Coordination* (TCD, Momentenkoordination) koordiniert alle Drehmomentanforderungen. Die verschiedenen Anforderungen (z. B. vom Fahrer oder von der Drehzahlbegrenzung) werden priorisiert und abhängig von der aktuellen Betriebsart in Drehmoment-Sollwerte für die Steuerpfade umgerechnet.

Die Hauptfunktion *Torque Conversion* (TCV, Momentenumsetzung), berechnet aus den Sollmoment-Eingangsgrößen die Sollwerte für die relative Luftmasse, das Luftverhältnis λ und den Zündwinkel sowie die Einspritzausblendung (z. B. für das Schubabschalten). Der Luftmassensollwert wird so berechnet, dass sich das geforderte Drehmoment des Motors in Abhängigkeit vom applizierten Luftverhältnis λ und dem applizierten Basiszündwinkel einstellt.

Die Hauptfunktion *Torque Modelling* (TMO, Momentenmodell Drehmoment) berechnet aus den aktuellen Werten für Füllung, Luftverhältnis λ, Zündwinkel, Reduzierstufe (bei Zylinderabschaltung) und Drehzahl ein theoretisch optimales indiziertes Drehmoment des Motors. Das indizierte Moment ist dabei das Drehmoment, das sich aufgrund des auf den Kolben wirkenden Gasdrucks ergibt. Das tatsächliche Moment ist aufgrund von Verlusten geringer als das indizierte Moment. Mittels einer Wirkungsgradkette wird ein indiziertes Ist-Drehmoment gebildet. Die Wirkungsgradkette beinhaltet drei verschiedene Wirkungsgrade: den Ausblendwirkungsgrad (proportional zu der Anzahl der befeuerten Zylinder), den Zündwinkelwirkungsgrad (ergibt sich aus der Verschiebung des Ist-Zündwinkels vom optimalen Zündwinkel) und den λ-Wirkungsgrad (ergibt sich aus der Wirkungsgradkennlinie als Funktion des Luftverhältnisses λ).

Air System

Im Subsystem *Air System* (AS, Luftsystem, **Bild 8**) wird die für das umzusetzende Moment benötigte Füllung eingestellt. Darüber hinaus sind Abgasrückführung, Ladedruckregelung, Saugrohrumschaltung, Ladungsbewegungssteuerung und Ventilsteuerung Teil des Luftsystems.

In der Hauptfunktion *Air System Throttle Control* (ATC, Drosselklappensteuerung) wird aus dem Soll-Luftmassenstrom die Sollposition für die Drosselklappe gebildet, die den in das Saugrohr einströmenden Luftmassenstrom bestimmt.

Die Hauptfunktion *Air System Determination of Charge* (ADC, Luftfüllungsberechnung) ermittelt mithilfe der zur Verfügung stehenden Lastsensoren die aus Frischluft

und Inertgas bestehende Zylinderfüllung. Aus den Luftmassenströmen werden die Druckverhältnisse im Saugrohr mit einem Saugrohrdruckmodell modelliert.

Die Hauptfunktion *Air System Intake Manifold Control* (AIC, Saugrohrsteuerung) berechnet die Sollstellungen für die Saugrohr- und die Ladungsbewegungsklappe.

Der Unterdruck im Saugrohr ermöglicht die Abgasrückführung, die in der Hauptfunktion *Air System Exhaust Gas Recirculation* (AEC, Abgasrückführungssteuerung) berechnet und eingestellt wird.

Die Hauptfunktion *Air System Valve Control* (AVC, Ventilsteuerung) berechnet die Sollwerte für die Einlass- und die Auslassventilpositionen und stellt oder regelt diese ein. Dadurch kann die Menge des intern zurückgeführten Restgases beeinflusst werden.

Die Hauptfunktion *Air System Boost Control* (ABC, Ladedrucksteuerung) übernimmt die Berechnung des Ladedrucks für Motoren mit Abgasturboaufladung und stellt die Stellglieder für dieses System.

Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung werden teilweise im unteren Lastbereich mit Schichtladung ungedrosselt gefahren. Im Saugrohr herrscht damit annähernd Umgebungsdruck. Die Hauptfunktion *Air System Brake Booster* (ABB, Bremskraftverstärkersteuerung) sorgt durch Anforderung einer Androsselung dafür, dass im Bremskraftverstärker immer ausreichend Unterdruck herrscht.

Fuel System

Im Subsystem *Fuel System* (FS, Kraftstoffsystem, **Bild 8**) werden kurbelwellensynchron die Ausgabegrößen für die Einspritzung berechnet, also die Zeitpunkte der Einspritzungen und die Menge des einzuspritzenden Kraftstoffs.

Die Hauptfunktion *Fuel System Feed Forward Control* (FFC, Kraftstoff-Vorsteuerung) berechnet die aus der Soll-Füllung, dem λ-Sollwert, additiven Korrekturen (z. B. Übergangskompensation) und multiplikativen Korrekturen (z. B. Korrekturen für Start, Warmlauf und Wiedereinsetzen) die Soll-Kraftstoffmasse. Weitere Korrekturen kommen von der λ-Regelung, der Tankentlüftung und der Luft-Kraftstoff-Gemischadaption. Bei Systemen mit Benzin-Direkteinspritzung werden für die Betriebsarten spezifische Werte berechnet (z. B. Einspritzung in den Ansaugtakt oder in den Verdichtungstakt, Mehrfacheinspritzung).

Die Hauptfunktion *Fuel System Injection Timing* (FIT, Einspritzausgabe) berechnet die Einspritzdauer und die Kurbelwinkelposition der Einspritzung und sorgt für die winkelsynchrone Ansteuerung der Einspritzventile. Die Einspritzzeit wird auf der Basis der zuvor berechneten Kraftstoffmasse und Zustandsgrößen (z. B. Saugrohrdruck, Batteriespannung, Raildruck, Brennraumdruck) berechnet.

Die Hauptfunktion *Fuel System Mixture Adaptation* (FMA, Gemischadaption), verbessert die Vorsteuergenauigkeit des λ-Werts durch Adaption längerfristiger Abweichungen des λ-Reglers vom Neutralwert. Bei kleinen Füllungen wird aus der Abweichung des λ-Reglers ein additiver Korrekturterm gebildet, der bei Systemen mit Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) in der Regel kleine Saugrohrleckagen widerspiegelt oder bei Systemen mit Saugrohrdrucksensor den Restgas- und den Offset-Fehler des Drucksensors ausgleicht. Bei größeren Füllungen wird ein multiplikativer Korrekturfaktor ermittelt, der im Wesentlichen Steigungsfehler des Heißfilm-Luftmassenmessers, Abweichungen des Raildruckreglers (bei Systemen mit Direkteinspritzung) und Kennlinien-Steigungsfehler der Einspritzventile repräsentiert.

Die Hauptfunktion *Fuel Supply System* (FSS, Kraftstoffversorgungssystem) hat die Aufgabe, den Kraftstoff aus dem Kraftstoff-

behälter in der geforderten Menge und mit dem vorgegebenen Druck in das Kraftstoffverteilerrohr zu fördern. Der Druck kann bei bedarfsgesteuerten Systemen zwischen 200 und 600 kPa geregelt werden, die Rückmeldung des Ist-Werts geschieht über einen Drucksensor. Bei der Benzin-Direkteinspritzung enthält das Kraftstoffversorgungssystem zusätzlich einen Hochdruckkreis mit der Hochdruckpumpe und dem Drucksteuerventil oder der bedarfsgesteuerten Hochdruckpumpe mit Mengensteuerventil. Damit kann im Hochdruckkreis der Druck abhängig vom Betriebspunkt variabel zwischen 3 und 20 MPa geregelt werden. Die Sollwertvorgabe wird betriebspunktabhängig berechnet, der Ist-Druck über einen Hochdrucksensor erfasst.

Die Hauptfunktion *Fuel System Purge Control* (FPC, Tankentlüftung) steuert während des Motorbetriebs die Regeneration des im Tank verdampften und im Aktivkohlebehälter des Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystems gesammelten Kraftstoffs. Basierend auf dem ausgegebenen Tastverhältnis zur Ansteuerung des Tankentlüftungsventils und den Druckverhältnissen wird ein Istwert für den Gesamt-Massenstrom über das Ventil berechnet, der in der Drosselklappensteuerung (ATC) berücksichtigt wird. Ebenso wird ein Ist-Kraftstoffanteil ausgerechnet, der von der Soll-Kraftstoffmasse subtrahiert wird.

Die Hauptfunktion *Fuel System Evaporation Leakage Detection* (FEL, Tankleckerkennung) prüft die Dichtheit des Tanksystems gemäß der kalifornischen OBD-II-Gesetzgebung.

Ignition System

Im *Subsystem Ignition System* (IS, Zündsystem, **Bild 8**) werden die Ausgabegrößen für die Zündung berechnet und die Zündspulen angesteuert.

Die Hauptfunktion *Ignition Control* (IGC, Zündung) ermittelt aus den Betriebsbedingungen des Motors und unter Berücksichtigung von Eingriffen aus der Momentenstruktur den aktuellen Soll-Zündwinkel und erzeugt zum gewünschten Zeitpunkt einen Zündfunken an der Zündkerze. Der resultierende Zündwinkel wird aus dem Grundzündwinkel und betriebspunktabhängigen Zündwinkelkorrekturen und Anforderungen berechnet. Bei der Bestimmung des drehzahl- und lastabhängigen Grundzündwinkels wird – falls vorhanden – auch der Einfluss einer Nockenwellenverstellung, einer Ladungsbewegungsklappe, einer Zylinderbankaufteilung sowie spezieller BDE-Betriebsarten berücksichtigt. Zur Berechnung des frühest möglichen Zündwinkels wird der Grundzündwinkel mit den Verstellwinkeln für Motorwarmlauf, Klopfregelung und – falls vorhanden – Abgasrückführung korrigiert. Aus dem aktuellen Zündwinkel und der notwendigen Ladezeit der Zündspule wird der Einschaltzeitpunkt der Zündungsendstufe berechnet und entsprechend angesteuert.

Die Hauptfunktion *Ignition System Knock Control* (IKC, Klopfregelung) betreibt den Motor wirkungsgradoptimiert an der Klopfgrenze, verhindert aber motorschädigendes Klopfen. Der Verbrennungsvorgang in allen Zylindern wird mittels Klopfsensoren überwacht. Das erfasste Körperschallsignal der Sensoren wird mit einem Referenzpegel verglichen, der über einen Tiefpass zylinderselektiv aus den letzten Verbrennungen gebildet wird. Der Referenzpegel stellt damit das Hintergrundgeräusch des Motors für den klopffreien Betrieb dar. Aus dem Vergleich lässt sich ableiten, um wie viel lauter die aktuelle Verbrennung gegenüber dem Hintergrundgeräusch war. Ab einer bestimmten Schwelle wird Klopfen erkannt. Sowohl bei der Referenzpegelberechnung als auch bei der Klopferkennung können geänderte Betriebsbedingungen (Motordrehzahl, Drehzahldynamik, Lastdy-

namik) berücksichtigt werden. Die Klopfregelung gibt – für jeden einzelnen Zylinder – einen Differenzzündwinkel zur Spätverstellung aus, der bei der Berechnung des aktuellen Zündwinkels berücksichtigt wird. Bei einer erkannten klopfenden Verbrennung wird dieser Differenzzündwinkel um einen applizierbaren Betrag vergrößert. Die Zündwinkel-Spätverstellung wird anschließend in kleinen Schritten wieder zurückgenommen, wenn über einen applizierbaren Zeitraum keine klopfende Verbrennung auftritt. Bei einem erkannten Fehler in der Hardware wird eine Sicherheitsmaßnahme (Sicherheitsspätverstellung) aktiviert.

Exhaust System

Das Subsystem *Exhaust System* (ES, Abgassystem) greift in die Luft-Kraftstoff-Gemischbildung ein, stellt dabei das Luftverhältnis λ ein und steuert den Füllzustand der Katalysatoren.

Die Hauptaufgaben der Hauptfunktion *Exhaust System Description and Modelling* (EDM, Beschreibung und Modellierung des Abgassystems) sind vornehmlich die Modellierung physikalischer Größen im Abgastrakt, die Signalauswertung und die Diagnose der Abgastemperatursensoren (sofern vorhanden) sowie die Bereitstellung von Kenngrößen des Abgassystems für die Testerausgabe. Die physikalischen Größen, die modelliert werden, sind Temperatur (z. B. für Bauteileschutz), Druck (primär für Restgaserfassung) und Massenstrom (für λ-Regelung und Katalysatordiagnose). Daneben wird das Luftverhältnis des Abgases bestimmt (für NO_x-Speicherkatalysator-Steuerung und -Diagnose).

Das Ziel der Hauptfunktion *Exhaust System Air Fuel Control* (EAF, λ-Regelung) mit der λ-Sonde vor dem Vorkatalysator ist, das λ auf einen vorgegebenen Sollwert zu regeln, um Schadstoffe zu minimieren, Drehmomentschwankungen zu vermeiden und die Magerlaufgrenze einzuhalten. Die Eingangssignale aus der λ-Sonde hinter dem Hauptkatalysator erlauben eine weitere Minimierung der Emissionen.

Die Hauptfunktion *Exhaust System Three-Way Front Catalyst* (ETF, Steuerung und Regelung des Dreiwegevorkatalysators) verwendet die λ-Sonde hinter dem Vorkatalysator (sofern vorhanden). Deren Signal dient als Grundlage für die Führungsregelung und Katalysatordiagnose. Diese Führungsregelung kann die Luft-Kraftstoff-Gemischregelung wesentlich verbessern und damit ein bestmögliches Konvertierungsverhalten des Katalysators ermöglichen.

Die Hauptfunktion *Exhaust System Three-Way Main Catalyst* (ETM, Steuerung und Regelung des Dreiwegehauptkatalysators) arbeitet im Wesentlichen gleich wie die zuvor beschriebene Hauptfunktion ETF. Die Führungsregelung wird dabei an die jeweilige Katalysatorkonfiguration angepasst.

Die Hauptfunktion *Exhaust System NO_x Main Catalyst* (ENM, Steuerung und Regelung des NO_x-Speicherkatalysators) hat bei Systemen mit Magerbetrieb und NO_x-Speicherkatalysator die Aufgabe, die NO_x-Emissionsvorgaben durch eine an die Erfordernisse des Speicherkatalysators angepasste Regelung des Luft-Kraftstoff-Gemischs einzuhalten.

In Abhängigkeit vom Zustand des Katalysators wird die NO_x-Einspeicherphase beendet und in einen Motorbetrieb mit $\lambda < 1$ übergegangen, der den NO_x-Speicher leert und die gespeicherten NO_x-Emissionen zu N_2 umsetzt.

Die Regenerierung des NO_x-Speicherkatalysators wird in Abhängigkeit vom Sprungsignal der Sonde hinter dem NO_x-Speicherkatalysator beendet. Bei Systemen mit NO_x-Speicherkatalysator sorgt das Umschalten in einen speziellen Modus für die Entschwefelung des Katalysators.

Die Hauptfunktion *Exhaust System Con-*

trol of Temperature (ECT, Abgastemperaturregelung) steuert die Temperatur des Abgastrakts mit dem Ziel, das Aufheizen der Katalysatoren nach dem Motorstart zu beschleunigen, das Auskühlen der Katalysatoren im Betrieb zu verhindern, den NO_x-Speicherkatalysator (falls vorhanden) für die Entschwefelung aufzuheizen und eine thermische Schädigung der Komponenten im Abgassystem zu verhindern. Die Temperaturerhöhung wird z. B. durch eine Verstellung des Zündwinkels in Richtung spät vorgenommen. Im Leerlauf kann der Wärmestrom auch durch eine Anhebung der Leerlaufdrehzahl erhöht werden.

Operating Data

Im Subsystem *Operating Data* (OD, Betriebsdaten) werden alle für den Motorbetrieb wichtigen Betriebsparameter erfasst, plausibilisiert und gegebenenfalls Ersatzwerte bereitgestellt.

Die Hauptfunktion *Operating Data Engine Position Management* (OEP, Winkel- und Drehzahlerfassung) berechnet aus den aufbereiteten Eingangssignalen des Kurbelwellen- und Nockenwellensensors die Position der Kurbel- und der Nockenwelle. Aus diesen Informationen wird die Motordrehzahl berechnet. Aufgrund der Bezugsmarke auf dem Kurbelwellengeberrad (zwei fehlende Zähne) und der Charakteristik des Nockenwellensignals erfolgt die Synchronisation zwischen der Motorposition und dem Steuergerät sowie die Überwachung der Synchronisation im laufenden Betrieb. Zur Optimierung der Startzeit wird das Muster des Nockenwellensignals und die Motorabstellposition ausgewertet. Dadurch ist eine schnelle Synchronisation möglich.

Die Hauptfunktion *Operating Data Temperature Measurement* (OTM, Temperaturerfassung) verarbeitet die von Temperatursensoren zur Verfügung gestellten Messsignale, führt eine Plausibilisierung durch und stellt im Fehlerfall Ersatzwerte bereit. Neben der Motor- und der Ansaugluftemperatur werden optional auch die Umgebungstemperatur und die Motoröltemperatur erfasst. Mit anschließender Kennlinienumrechnung wird den eingelesenen Spannungswerten ein Temperaturmesswert zugewiesen.

Die Hauptfunktion *Operating Data Battery Voltage* (OBV, Batteriespannungserfassung) ist für die Bereitstellung der Versorgungsspannungssignale und deren Diagnose zuständig. Die Erfassung des Rohsignals erfolgt über die Klemme 15 und gegebenenfalls über das Hauptrelais.

Die Hauptfunktion *Misfire Detection Irregular Running* (OMI, Aussetzererkennung) überwacht den Motor auf Zünd- und Verbrennungsaussetzer.

Die Hauptfunktion *Operating Data Vehicle Speed (*OVS, Erfassung Fahrzeuggeschwindigkeit) ist für die Erfassung, Aufbereitung und Diagnose des Fahrgeschwindigkeitssignals zuständig. Diese Größe wird u. a. für die Fahrgeschwindigkeitsregelung, die Geschwindigkeitsbegrenzung und beim Handschalter für die Gangerkennung benötigt. Je nach Konfiguration besteht die Möglichkeit, die vom Kombiinstrument bzw. vom ABS- oder vom ESP-Steuergerät über den CAN gelieferten Größen zu verwenden.

Communication

Im Subsystem *Communication (CO, Kommunikation)* werden sämtliche Motorsteuerungs-Hauptfunktionen zusammengefasst, die mit anderen Systemen kommunizieren.

Die Hauptfunktion *Communication User Interface* (COU, Kommunikationsschnittstelle) stellt die Verbindung mit Diagnose- (z. B. Motortester) und Applikationsgeräten her. Die Kommunikation erfolgt über die CAN-Schnittstelle oder die K-Leitung. Für die verschiedenen Anwendungen stehen unterschiedliche Kommunikationsprotokolle zur Verfügung (z. B. KWP 2000, McMess).

Die Hauptfunktion *Communication Vehicle Interface* (COV, Datenbuskommunikation) stellt die Kommunikation mit anderen Steuergeräten, Sensoren und Aktoren sicher.

Die Hauptfunktion *Communication Security Access (COS, Kommunikation Wegfahrsperre)* baut die Kommunikation mit der Wegfahrsperre auf und ermöglicht – optional – die Zugriffssteuerung für eine Umprogrammierung des Flash-EPROM.

Accessory Control

Das Subsystem *Accessory Control* (AC) steuert die Nebenaggregate.

Die Hauptfunktion *Accessory Control Air Condition* (ACA, Klimasteuerung) regelt die Ansteuerung des Klimakompressors und wertet das Signal des Drucksensors in der Klimaanlage aus. Der Klimakompressor wird eingeschaltet, wenn z. B. über einen Schalter eine Anforderung vom Fahrer oder vom Klimasteuergerät vorliegt. Dieses meldet der Motorsteuerung, dass der Klimakompressor eingeschaltet werden soll. Kurze Zeit danach wird er eingeschaltet und der Leistungsbedarf des Klimakompressors wird durch die Drehmomentstruktur bei der Bestimmung des Soll-Drehmoments des Motors berücksichtigt.

Die Hauptfunktion *Accessory Control Fan Control* (ACF, Lüftersteuerung) steuert den Lüfter bedarfsgerecht an und erkennt Fehler am Lüfter und an der Ansteuerung. Wenn der Motor nicht läuft, kann es bei Bedarf einen Lüfternachlauf geben.

Die Hauptfunktion *Accessory Control Thermal Management* (ACT, Thermomanagement) regelt die Motortemperatur in Abhängigkeit des Betriebszustands des Motors. Die Soll-Motortemperatur wird in Abhängigkeit der Motorleistung, der Fahrgeschwindigkeit, des Betriebszustands des Motors und der Umgebungstemperatur ermittelt, damit der Motor schneller seine Betriebstemperatur erreicht und dann ausreichend gekühlt wird. In Abhängigkeit des Sollwerts wird der Kühlmittelvolumenstrom durch den Kühler berechnet und z. B. ein Kennfeldthermostat angesteuert.

Die Hauptfunktion *Accessory Control Electrical Machines* (ACE) ist für die Ansteuerung der elektrischen Aggregate (Starter, Generator) zuständig.

Aufgabe der Hauptfunktion *Accessory Control Steering* (ACS) ist die Ansteuerung der Lenkhilfepumpe.

Monitoring

Das Subsystem *Monitoring* (MO) dient zur Überwachung des Motorsteuergeräts.

Die Hauptfunktion *Function Monitoring* (MOF, Funktionsüberwachung) überwacht alle drehmoment- und drehzahlbestimmenden Elemente der Motorsteuerung. Zentraler Bestandteil ist der Momentenvergleich, der das aus dem Fahrerwunsch errechnete zulässige Moment mit dem aus den Motorgrößen berechneten Ist-Moment vergleicht. Bei zu großem Ist-Moment wird durch geeignete Maßnahmen ein beherrschbarer Zustand sichergestellt.

In der Hauptfunktion *Monitoring Module* (MOM, Überwachungsmodul) sind alle Überwachungsfunktionen zusammengefasst, die zur gegenseitigen Überwachung von Funktionsrechner und Überwachungsmodul beitragen oder diese ausführen. Funktionsrechner und Überwachungsmodul sind Bestandteil des Steuergeräts. Ihre gegenseitige Überwachung erfolgt durch eine ständige Frage-und-Antwort-Kommunikation.

In der Hauptfunktion *Microcontroller Monitoring* (MOC, Rechnerüberwachung) sind alle Überwachungsfunktionen zusammengefasst, die einen Defekt oder eine Fehlfunktion des Rechnerkerns mit Peripherie erkennen können. Beispiele hierfür sind:

- Analog-Digital-Wandler-Test,
- Speichertest für RAM und ROM,

- Programmablaufkontrolle,
- Befehlstest.

Die Hauptfunktion *Extended Monitoring* (MOX) beinhaltet Funktionen zur erweiterten Funktionsüberwachung. Diese legen das plausible Maximaldrehmoment fest, das der Motor abgeben kann.

Diagnostic System

Die Komponenten- sowie System-Diagnose wird in den Hauptfunktionen der Subsysteme durchgeführt. Das *Diagnostic System* (DS, Diagnosesystem) übernimmt die Koordination der verschiedenen Diagnoseergebnisse.

Aufgabe des *Diagnostic System Manager* (DSM) ist es,

- die Fehler zusammen mit den Umweltbedingungen zu speichern,
- die Motorkontrollleuchte anzusteuern,
- die Testerkommunikation aufzubauen,
- den Ablauf der verschiedenen Diagnosefunktionen zu koordinieren (Prioritäten und Sperrbedingungen beachten) und Fehler zu bestätigen.

Softwarestruktur

Die funktionalen Anforderungen an die Motorsteuerung werden durch den Einsatz von Elektrik, Elektronik und Software realisiert. Die Software der Motorsteuerung setzt sich aus vielen Programmteilen zusammen. Die Struktur der Programmteile sowie das Zusammenspiel aller Funktionen werden durch die Software-Architektur festgelegt.

Anforderungen an die Software in der Motorsteuerung

Die Anforderungen an die Software in der Motorsteuerung sind sehr vielfältig (Tabelle 2). Viele Funktionen für den Motor müssen „echtzeitfähig“ arbeiten, d. h., die Reaktion der Regelung muss garantiert mit dem physikalischen Prozess Schritt halten. Bei der Regelung sehr schneller physikalischer Prozesse, wie z. B. der Zündung und der Einspritzung muss die Berechnung daher sehr schnell erfolgen. Auch die Anforderungen an die Zuverlässigkeit sind in vielen Bereichen sehr hoch. Besonders gilt dies für sicherheitsrelevante Funktionen wie die elektrische Drosselklappe. Eine komplexe Diagnose überwacht die Software und die Elektronik.

Die Software ist für die entsprechenden Anwendungsfälle der Steuerung und Regelung von Verbrennungsmotoren entwickelt und in das Gesamtsystem eingebunden. Sie wird Embedded Software genannt. Die vielen Funktionen werden oft über einen langen Zeitraum hinweg an vielen Standorten der Welt entwickelt. Da elektronische Steuergeräte als Ersatzteile auch nach dem Produktionsende des Fahrzeugs zur Verfügung stehen müssen, hat die Software im Fahrzeug einen verhältnismäßig langen Lebenszyklus von bis zu 30 Jahren.

Die Software wird über die vielen Varianten eines Motors und Fahrzeugs hinweg eingesetzt. Sie muss dann an das entsprechende Zielsystem anpassbar sein. Dazu enthält sie Applikationsparameter und Kennfelder. Dies können mehrere 1 000 pro Motor sein. Vielfach sind diese Verstellgrößen voneinander abhängig.

Aus Kostengründen kommen in Steuergeräten häufig Mikrocontroller mit begrenzter Rechenleistung und begrenztem Speicherplatz zum Einsatz. Dies erfordert in vielen Fällen Optimierungsmaßnahmen in der Softwareentwicklung, um die erforderlichen Hardware-Ressourcen zu verringern.

Oft wird die Software im Kraftfahrzeug im Entwicklungsverbund entwickelt. Kennzeichnend sind hier die interdisziplinäre Zu-

sammenarbeit (z. B. zwischen der Antriebs- und der Elektronikentwicklung) und die verteilte Entwicklung (z. B. zwischen Zulieferer und Fahrzeughersteller oder an verschiedenen Entwicklungsstandorten). Die aus diesen Anforderungen und Merkmalen resultierende Komplexität gilt es, im Entwicklungsverbund zwischen Fahrzeughersteller und Zulieferer wirtschaftlich zu beherrschen. Dabei muss ein Motorsteuergerät heute oft als vernetztes System im Gesamtfahrzeug betrachtet werden.

Software-Architektur

Eine Software-Architektur beschreibt die Struktur eines oder mehrerer Software-Produkte. Dies umfasst Software-Komponenten, deren nach außen hin sichtbaren Eigenschaften und die Beziehungen zwischen den Software-Komponenten.

Anforderungen an Software-Architekturen

Eine Software-Architektur leitet sich aus den funktionalen Anforderungen und den nicht-funktionalen Anforderungen („Qualities“) an die Software-Produkte ab.

Funktionale Anforderungen

Die funktionalen Anforderungen an die Software-Architektur ergeben sich aus dem gewünschten funktionalen Verhalten der Software-Produkte. Dieses Verhalten wird in der Systemstruktur beschrieben und die Software-Architektur kann aus dieser Struktur abgeleitet werden.

Nicht-funktionale Anforderungen

Die nicht-funktionalen Anforderungen ergeben sich aus den gewünschten Eigenschaften der zu erstellenden Software-Produkte. Wesentliche nicht-funktionale Anforderungen sind:

- Wiederverwendbarkeit,
- Hardware-Unabhängigkeit,
- Hardware-Ressourcenverbrauch,
- Erweiterbarkeit,
- Wartbarkeit,
- Testbarkeit,
- Unterstützung von verteilter Entwicklung.

Architektursichten

Da es nicht möglich ist, alle Eigenschaften und Attribute der Software-Architektur in einer Sicht geeignet darzustellen, gibt es in der Software-Architektur den Ansatz, die Software-Architektur in verschiedenen Sichten darzustellen. Die wichtigsten Architektursichten sind:

Anforderungsbereich	Beispiele
Funktionale Anforderungen	Echtzeitfähigkeit durch schnelle Rechenzyklen Übertragung großer Datenmengen Hohe Zuverlässigkeit
Diagnoseanforderungen	Überwachung der sicherheitsrelevanten Funktionen Überwachung der umweltrelevanten Funktionen Diagnosefähigkeit in der Werkstatt
Wirtschaftliche Anforderungen	Wartbarkeit Wiederverwendbarkeit durch Anpassbarkeit Langer Lebenszyklus Speicher- und laufzeitoptimierter Code
Organisatorische Anforderungen	Weltweit verteilte Entwicklung

Tabelle 2
Wichtige Anforderungen an die Software in der Motorsteuerung

- statische Sicht (Bild 9),
- dynamische Sicht (Bild 10 und Bild 11),
- funktionale Sicht,
- Verteilungssicht (beschreibt die Verteilung von Software-Komponenten auf Steuergeräte),
- organisatorische Sicht.

Im Folgenden werden die statische und die dynamische Sicht näher beschrieben.

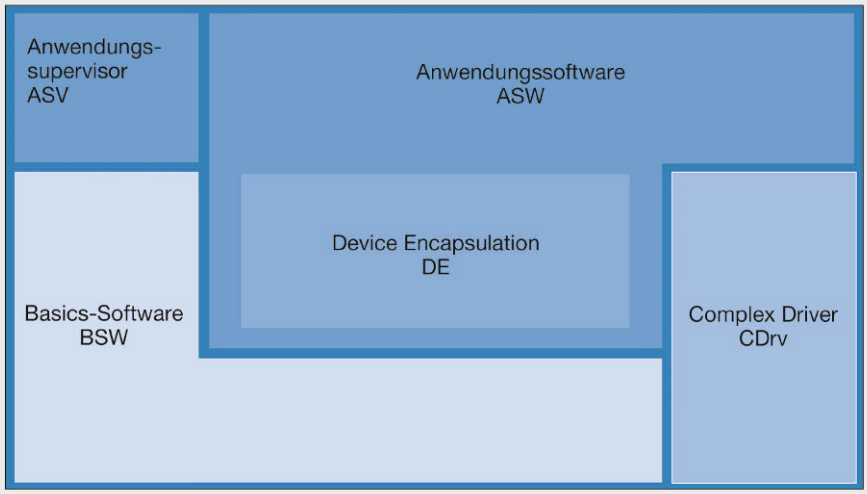
Statische Sicht
Die statische Sicht beinhaltet die Software-Komponenten, deren hierarchische Anordnung und ihre statischen Eigenschaften.

In der Software-Architektur der Motorsteuerung gibt es folgende übergeordnete Software-Komponenten (siehe Bild 9):

- Anwendungssoftware (ASW): Steuerungs- und Regelungsfunktionen,
- Anwendungssupervisor (ASV): überwachende und zentrale Software-Funktionen,
- Device Encapsulation (DE): Software-Funktionen zur Ansteuerung von Sensoren und Aktoren ohne echtzeitkritische Anforderungen,
- Complex Driver (CDrv): echtzeitkritische Software-Funktionen mit exklusivem Hardwarezugriff,
- Basis-Software (BSW): hardwarenahe Software-Funktionen.

Diese übergeordneten Software-Komponenten werden dann immer weiter aufgeteilt. Am Ende der Aufteilung stehen dann nicht mehr weiter aufteilbare Software-Komponenten, die sogenannten Software-Funktionen. Diese beinhalten ausführbaren Code. Die den Software-Funktionen übergeordneten strukturellen Software-Komponenten enthalten dagegen keinen ausführbaren Code und sind nur für den Entwicklungsprozess von Bedeutung.

9 Software-Architektur, statische Sicht



Dynamische Sicht
Die dynamische Sicht beschreibt die zeitlichen Abläufe und Abhängigkeiten in der Software. In der Motorsteuerungs-Software hat die dynamische Sicht eine besondere Ausprägung, da es keine fixen Aufrufsequenzen gibt wie in anderen Software Anwendungen.

Viele Regelungen der Motorsteuerung müssen echtzeitfähig sein. Eine echtzeitfähige Regelung muss garantiert innerhalb einer bestimmten Zeitspanne auf eine Anforderung reagieren. Daher müssen einige Steuer- und Regelvorgänge innerhalb kürzester Zeit ausgeführt werden. Zum Beispiel müssen die Einspritz- und Zündvorgänge selbst bei hohen Drehzahlen mit sehr hoher zeitlicher Genauigkeit ausgeführt werden. Bereits kleinste Abweichungen verringern die Motorleistung oder verschlechtern die Geräusch- und Schadstoffemissionen. Um die Echtzeitfähigkeit zu gewährleisten, werden die Programmteile im Steuergerät priorisiert. Sie können sich gegenseitig unterbrechen.

Funktionsprinzip
Der Mikrocontroller im Steuergerät führt einen Befehl nach dem anderen aus. Den Befehlscode holt er sich aus dem Programmspeicher. Die Dauer für das Einlesen des Befehls und die Befehlsausführung hängen vom eingesetzten Mikrocontroller und von der Taktfrequenz ab.

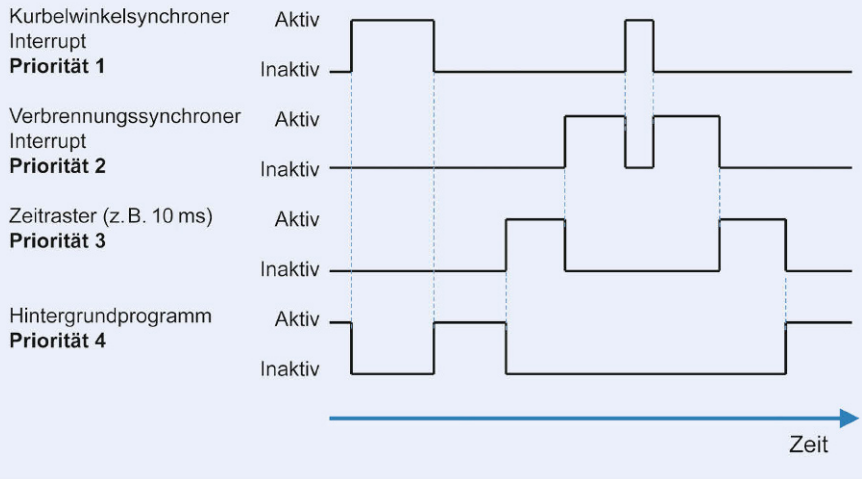
Aufgrund der begrenzten Abarbeitungsgeschwindigkeit des Programms wird eine Softwarestruktur benötigt, die dafür sorgt, dass zeitkritische Funktionen mit hoher Priorität abgearbeitet werden. Dabei kann ein Programm mit niedrigerer Priorität unterbrochen werden. Ist das Programm mit der höheren Priorität abgearbeitet, setzt der Mikrocontroller die Berechnung des niedriger priorisierten Programms fort.

Zum Beispiel muss das Programm der Motorsteuerung auf die Signale des Kurbelwellen-Drehzahlsensors, die in kurzen Abständen kommen, sehr schnell reagieren – je nach Drehzahl im Millisekundenbereich. Diese Signale muss das Steuergeräteprogramm mit hoher Priorität auswerten. Andere Funktionen, wie z. B. das Einlesen der Motortemperatur, haben keine hohe Dringlichkeit, da sich die physikalische Größe nur sehr langsam ändert.

Interruptsteuerung
Sobald ein Ereignis eintritt, auf das eine sehr schnelle Reaktion erforderlich ist, kann das laufende Programm mit der Interruptsteuerung des Mikrocontrollers unterbrochen werden. Das Programm springt daraufhin in die Interruptroutine und arbeitet diese ab. Nach Beendigung dieser Routine fährt das Programm wieder an der Stelle fort, an der es zuvor unterbrochen wurde (**Bild 10**). Ein Interrupt kann z. B. durch ein Signal von außen ausgelöst werden. Andere Interruptquellen sind im Mikrocontroller integrierte Zeitgeber, mit denen zeitgesteuerte Ausgangssignale erzeugt werden können (z. B. das Zündsignal: der Zündungsausgang des Mikrocontrollers wird zu einem im Voraus berechneten Zeitpunkt geschaltet). Der Zeitgeber kann auch interne Zeitraster generieren. Das Steuergeräteprogramm reagiert auf mehrere solcher Interrupts. Eine Interruptquelle kann somit einen Interrupt anfordern, während eine andere Interruptroutine gerade abgearbeitet wird. Hierzu ist jeder Interruptquelle eine Priorität fest zugeordnet. Die Prioritätssteuerung entscheidet, welcher Interrupt welchen unterbrechen kann. **Bild 10** zeigt stark vereinfacht die Verteilung der Berechnungen durch eine Interruptsteuerung.

Kurbelwinkelsynchroner Interrupt
Die Ausgabe der Einspritzung und Zündung erfolgt innerhalb eines Kurbelwellenbereichs, abhängig vom entsprechenden berechneten Ausgabewert. Da die vorgegebe-

10 Prinzip der Verteilung und Priorisierung der Programmabarbeitung im Mikrocontroller



nen Einspritzzeiten und Zündwinkel sehr genau eingehalten werden müssen, wird die Ausgabe von einem Interrupt mit einer sehr hohen Priorität gesteuert.

Verbrennungssynchroner Interrupt
Einige Berechnungen müssen in jedem Verbrennungstakt durchgeführt werden. Zum Beispiel werden Zündwinkel und Einspritzung verbrennungssynchron für jeden Zylinder aktuell berechnet. Hierzu verzweigt das Programm in das „Synchroprogramm". Das Synchroprogramm ist an eine definierte Kurbelwinkelstellung des Motors gebunden und muss mit einer hohen Priorität abgearbeitet werden. Deshalb wird es über einen Interrupt aktiviert, der durch einen Befehl in der kurbelwinkelsynchronen Interruptroutine getriggert wird. Da das Synchroprogramm bei hohen Drehzahlen über mehrere Grad Kurbelwinkel läuft, muss es vom Kurbelwinkelsynchronen Interrupt unterbrochen werden können. Der kurbelwinkelsynchrone Interrupt erhält eine höhere Priorität als das Synchroprogramm.

Zeitraster
Für viele Regelalgorithmen ist es erforderlich, dass sie in einem festen Zeitraster ablaufen. Zum Beispiel muss die λ-Regelung in einem festen Raster (z. B. 10 ms) abgearbeitet werden, damit die Stellgrößen schnell genug berechnet werden.

Hintergrundprogramm
Alle übrigen Aktivitäten, die nicht in einer Interruptroutine oder in einem Zeitraster ablaufen, werden im Hintergrundprogramm abgearbeitet. Bei hohen Drehzahlen wird das Synchroprogramm und der kurbelwinkelsynchrone Interrupt häufig angesprungen, sodass für das Hintergrundprogramm wenig Rechenzeit bleibt. Die Zeitdauer für einen kompletten Durchlauf des Hintergrundprogramms steigt damit mit der Drehzahl stark an. In das Hintergrundprogramm dürfen deshalb nur Funktionen gelegt werden, für die keine hohe Priorität besteht, wie z. B. die Berechnung der Motortemperatur.

Darüber hinaus gibt es Zustandsautomaten in der Motorsteuerung, die z. B. den

Steuergeräte-Hochlauf, die Zustände des Steuergerätes im Fahrbetrieb und das Herunterfahren des Steuergerätes beschreiben. **Bild 11** zeigt beispielhaft die verschiedenen Systemzustände und Übergänge zwischen den Zuständen:

- Steuergerät aus:
  Das Steuergerät ist ausgeschaltet. Hard- und Software sind inaktiv.
- Hochfahren des Steuergerätes:
  Nach dem Einschalten oder nach einem Reset befindet sich das System in der Boot-Phase. Hier wird das Steuergerät hochgefahren und am Ende das Betriebssystem gestartet.
- Initialisierung des Steuergerätes:
  Die Initialisierungs-Phase, d. h. die Initialisierung der Hardware und Software, erfolgt unter der Kontrolle des Betriebssystems.
- Zyklische Programmausführung:
  Nach der Initialisierungs-Phase beginnt die zyklische Programmausführung, d. h. der reguläre Ablauf der Steuergerätesoftware.
- Herunterfahren des Steuergerätes:
  In dieser Phase wird das Steuergerät heruntergefahren und nach Abschluss von Aufgaben, die von der dann aktiven Steuerung ohne Betriebssystemkontrolle ausgeführt werden, schließlich abgeschaltet.

Funktionale Sicht

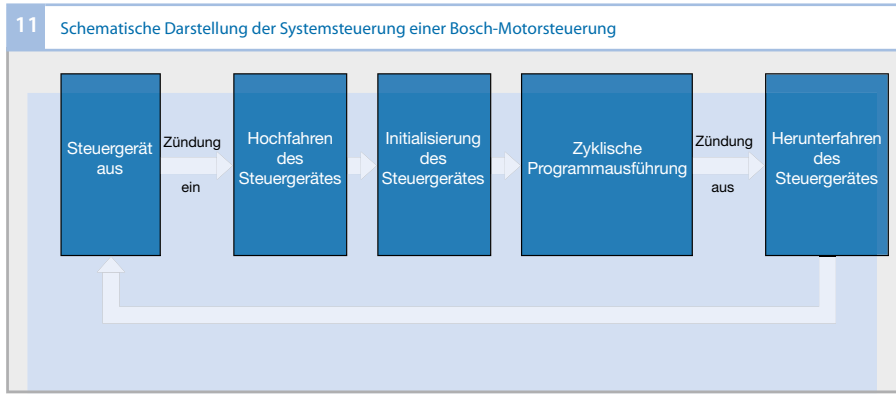
Die funktionale Sicht beschreibt die funktionalen Zusammenhänge. Dies erfolgt z. B. durch die Darstellung der funktionalen Wirkketten. Eine funktionale Wirkkette beschreibt den Signalfluss eines Eingangssignals, in der Regel von einem Sensorsignal, dessen Verarbeitung in den verschiedenen Software-Funktionen bis zu einem oder mehreren Ausgangssignalen, in der Regel zur Ansteuerung von Aktoren. Ein Beispiel ist die Wirkkette der λ-Regelung. Ausgehend vom Signal der λ-Sonde erfolgt in verschiedenen Funktionen die Signalaufbereitung des Sondensignals, die λ-Regelung sowie die Berechnung der resultierenden Korrektur der Einspritzdauer. Diese Korrektur wird schließlich bei der Ansteuerdauer der Einspritzventile mit berücksichtigt. Die funktionale Sicht weist eine starke Übereinstimmung mit der Systemstruktur auf.

Architekturmechanismen

Architekturmechanismen sind Software-Mechanismen oder Muster von übergreifender Bedeutung. Beispiele für Architekturmechanismen sind:

- Schichtenmodelle,
- Variantenmechanismen,
- Konsistenzsicherung bei Lese- und Schreibzugriffen auf den Hauptspeicher,

11 Schematische Darstellung der Systemsteuerung einer Bosch-Motorsteuerung



- zentrale Infrastrukturen der Software-Komponenten wie der Diagnose-Manager.

Im Folgenden werden einige dieser Architekturmechanismen näher beschrieben.

Schichtenmodell

Ein Schichtenmodell unterteilt die Software-Architektur in Schichten mit bestimmten Eigenschaften und Aufgaben. In der Motorsteuerung gibt es hierzu die Hardware Encapsulation (HWE), die Device Encapsulation (DE) und die Anwendungssoftware (ASW).

Die Hardware Encapsulation kapselt die Abhängigkeit der Anwendungssoftware von der konkreten Rechner-Hardware und erlaubt den Wechsel der Rechner-Hardware ohne die komplette Software-Architektur zu verändern. Nur die Hardware Encapsulation muss an eine neue Rechner-Hardware angepasst werden.

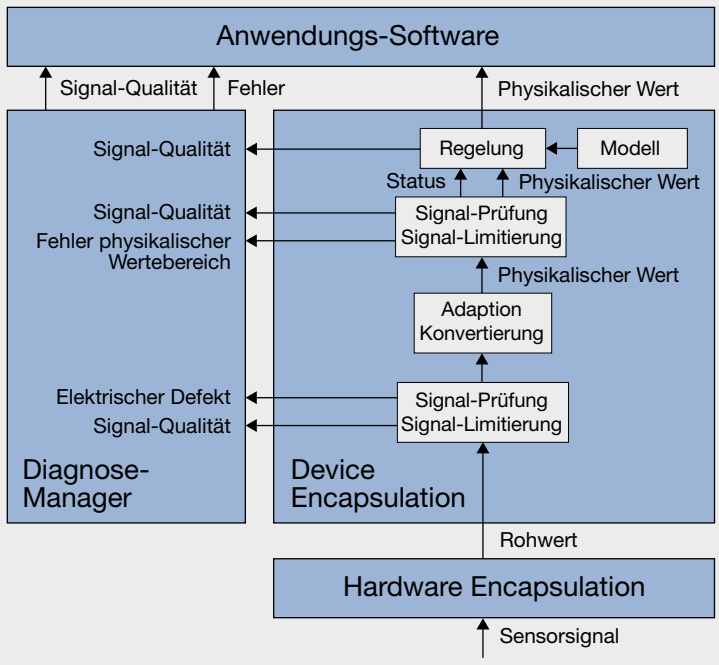
Die Device Encapsulation beinhaltet Software für Gerätetreiber. Diese kapselt Sensoren und Aktoren und erleichtert damit deren Austausch. In **Bild 12** ist das Entwurfsmuster der Device Encapsulation für Sensoren dargestellt.

Die Anwendungssoftware beinhaltet die funktionale Logik des Software-Produkts und ist unabhängig von den im Software-Produkt verwendeten Sensoren, Aktoren und der Rechner-Hardware. Damit erhöht das Schichtenmodell die Wiederverwendbarkeit von Software-Komponenten in der Anwendungssoftware.

Variantenmechanismen

Variantenmechanismen ermöglichen den Umgang mit funktionalen Varianten in der

12 Schichtenmodell



Software. Man unterscheidet dabei grundsätzlich die Varianz innerhalb von Software-Komponenten und Varianten von Software-Komponenten. In der Regel werden beide Arten über Schalter abgebildet.

So kann eine Software-Komponente einen internen Schalter besitzen, der es erlaubt, diese Software-Komponente in einem System mit und einem System ohne Turbolader zu verwenden. Oder es gibt zwei verschiedenen Ausprägungen dieser Software-Komponente. Der Schalter sitzt dann außerhalb dieser Software-Komponenten und wählt je nach System die passende Ausprägung der Software-Komponente aus.

Software-Architektur und Entwicklungsprozess

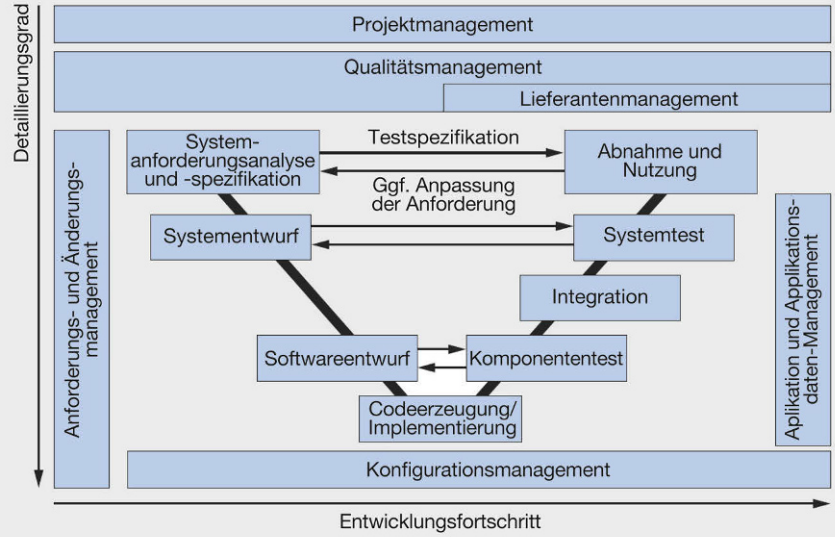
Der Software-Entwicklungsprozess regelt und steuert alle erforderlichen Aktivitäten, Arbeitsprodukte und Rollen, die zur Herstellung von Software-Produkten erforderlich sind.

Es gibt sehr unterschiedliche Darstellungen und Modelle für Software-Entwicklungsprozesse. Ein weitverbreitetes Modell, das auch für die Motorsteuerungs-Software-Entwicklung verwendet wird, ist das V-Modell (siehe **Bild 13**). Dabei sind auf der linken Seite des „V“ die Prozessschritte zur Anforderungsanalyse, zum Entwurf und Design der Software sowie der Implementierung der Software angeordnet. Auf der rechten Seite des V sind die zugehörigen Testaktivitäten zur Validierung abgebildet.

Die Software-Architektur spielt im Software-Entwicklungsprozess eine tragende Rolle. Die Software-Architektur definiert die Menge der zur Verfügung stehenden Software-Komponenten, die Eigenschaften dieser Software-Komponenten wie z. B. deren Schnittstellen und die organisatorischen Zuständigkeiten für Software-Komponenten.

Sie bildet damit die Basis für das Aufteilen der Kundenanforderungen auf Anforderungen für einzelne Software-Funktionen. Au-

13 V-Modell



ßerdem stellt sie die Vorgaben für den Software-Entwurf zur Verfügung, z. B. welche Software-Komponenten müssen oder dürfen welche Schnittstellen bereitstellen oder nutzen. Ferner definiert sie, welche Software-Komponenten miteinander getestet werden müssen und gibt vor, in welcher Granularität Teilprodukte an die Produktintegration geliefert werden müssen.

AUTOSAR

Zur Modellierung von Architektursichten empfiehlt sich die Verwendung einer formalen und standardisierten Beschreibungssprache. Im Kraftfahrzeugbereich hat sich hier in den letzten Jahren die Automotive Open System Architecture (AUTOSAR) als Standard herausgebildet. Die AUTOSAR-Standardisierungsaktivität ist ein Zusammenschluss von Fahrzeugherstellern, Steuergeräteherstellern sowie Herstellern von Entwicklungswerkzeugen, Basissoftware (BSW) und Mikrocontrollern. Die wesentlichen Ziele von AUTOSAR sind:

- effizienter Software-Austausch zwischen Steuergeräten,
- Bereitstellung einer einheitlichen Software-Architektur,
- Definition einer Beschreibungssprache für das Verhalten und die Konfiguration von Softwarekomponenten in Steuergeräten.

Die AUTOSAR-Softwarearchitektur (Bild 14) unterscheidet im Wesentlichen zwischen der steuergeräteunabhängigen Anwendungssoftware (ASW), der steuergerätespezifischen Basissoftware (BSW) und dem AUTOSAR Runtime Environment (RTE). Dieses realisiert einerseits die Kommunikation zwischen den einzelnen Software-Komponenten der Anwendungssoftware und andererseits der Anwendungssoftware und der Basissoftware. Das Runtime Environment wird aus dem sogenannten Virtual Function Bus (VFB) per Konfiguration abgeleitet. Im Virtual Function Bus wird für

14 AUTOSAR-Softwarearchitektur

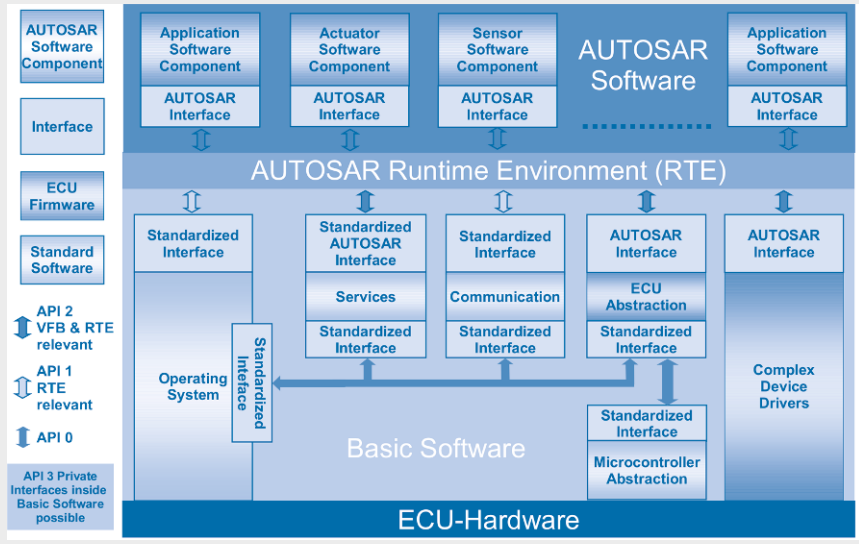


Bild 14
Es wurden die englischen Begriffe verwendet, um konform mit der Spezifikation zu sein.

ECU Steuergerät
API Programmierschnittstelle (Application Programming Interface)

den Steuergeräteverbund im Fahrzeug die Kommunikation zwischen den Software-Komponenten steuergeräteübergreifend modelliert (Bild 15). Basierend auf der Verteilung der Software-Komponenten auf die Steuergeräte wird dann daraus pro Steuergerät ein Runtime Environment generiert. Dieses Runtime Environment realisiert dann für die Software-Komponenten die Kommunikation mit anderen Software-Komponenten unabhängig davon, auf welchem Steuergerät sich diese Komponenten befinden.

Wie in Bild 16 schematisch dargestellt, realisiert das Runtime Environment sowohl die Steuergeräte interne Kommunikation zwischen Software-Komponenten, als auch die externe Kommunikation zwischen Software-Komponenten auf unterschiedlichen Steuergeräten über einen externen Bus (z. B. den CAN).

15 Steuergeräteübergreifende Kommunikation über den Virtual Function Bus

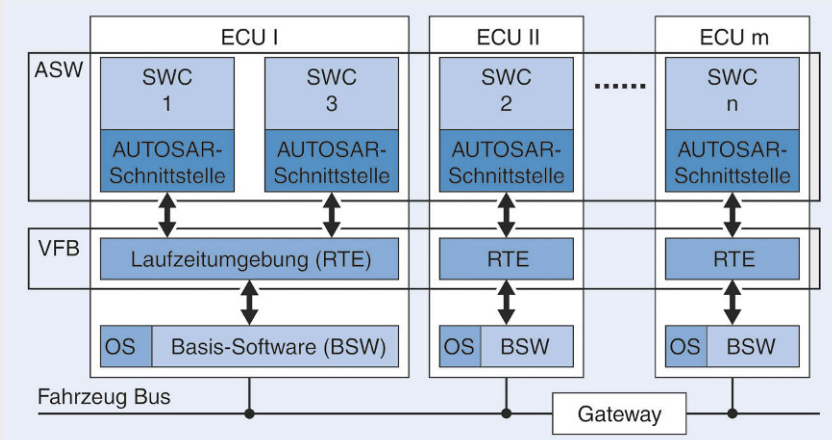


Bild 15
ECU Steuergerät
ASW Anwendungs-Software
SWC Software-Komponente
VFB Virtual Function Bus
RTE Laufzeitumgebung
BSW Basis-Software
OS Betriebssystem

16 Kommunikation zwischen verschiedenen Software-Komponenten

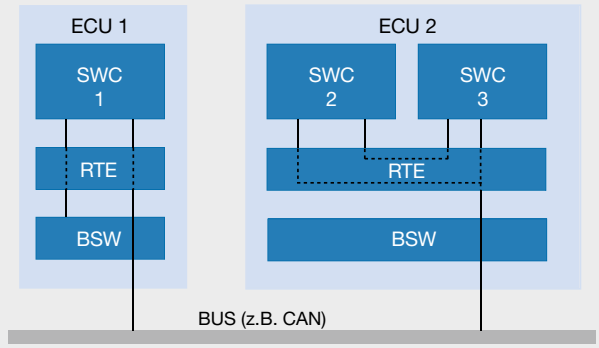


Bild 16
ECU Steuergerät
SWC Software-Komponente
BSW Basis-Software

Steuergeräteapplikation

Die Architektur und die Funktionen der Motorsteuerung erhalten erst durch eine projektspezifisch (auf den jeweiligen Motor oder das jeweilige Fahrzeug) angepasste und optimierte Parametrierung die erforderlichen Eigenschaften zum optimalen Betrieb des Motors und des Fahrzeuges.

Optimal bedeutet in diesem Zusammenhang der beste Kompromiss zwischen minimalen Emissionen, minimalem Kraftstoffverbrauch und maximaler Leistungsfähigkeit unter Berücksichtigung der Betriebsgrenzen von Bauteilen und Komponenten. Dabei gibt es gesetzlich vorgeschriebene Grenzwerte für Schadstoffemissionen, Richtlinien für den Kraftstoffverbrauch sowie Herstellervorgaben für die Leistungsfähigkeit und die zulässige Belastung der Bauteile. Weil diese Ziele häufig durch ein gegensätzliches Verhalten charakterisiert sind, ist die wesentliche Aufgabe der Applikation die Festlegung des besten Kompromisses zwischen den genannten Anforderungen unter Berücksichtigung der jeweiligen Randbedingungen. Das Ergebnis des Parametriervorgangs ist somit ein ganz wesentlicher Bestandteil einer funktionierenden Motorsteuerungs-Software.

Die Gesamtheit von Parametrierung, Validierung dieser Parameter, Datenverwaltung sowie deren Freigabe bezeichnet man als Applikation.

Ablauf der Applikation

Der Arbeitsablauf einer Applikation kann entsprechend der üblichen Bearbeitungsreihenfolge wie folgt unterteilt werden:

- *Basisanpassung:* Grundanpassung von Komponenten, Rechenmodellen, Reglern und Sollwerten im stationären Motorbetrieb. Die Daten hierfür werden überwiegend mit Hilfe von Motorprüfstandsversuchen ermittelt.
- *Instationäranpassung:* Übertragung der im Motorprüfstandsbetrieb ermittelten Daten in das Fahrzeug und Anpassung des transienten Verhaltens, inklusive der Start-, Leerlauf,- Emissions- und Fahrverhaltensparametrierung.
- *Diagnose:* Parametrierung der Motorsteuerungs-Eigendiagnose, insbesondere bezüglich abgasrelevanter Fehler (On-Board-Diagnose, OBD).
- *Überwachung:* Applikation sicherheitsrelevanter Motorsteuerungs-Funktionen.
- *Freigabe:* Freigabe der parametrierten Motorsteuerungs-Software und der projektspezifischen Komponenten des Motorsteuerungs-Systems für den Betrieb im Serieneinsatz.

Überprüft werden die Gesamtheit aller Parameter und deren Zusammenspiel im Rahmen von Erprobungsfahrten, welche die Tauglichkeit des Gesamtsystems auch unter extremen Bedingungen, wie z. B. Hitze, Kälte und Höhe sicherstellen. Die Arbeitsumfänge können teilweise parallel abgearbeitet werden, bestimmte Aufgaben unterliegen jedoch einer definierten Reihenfolge.

Klassifizierung der Parametrierungsaufgaben

Die geeignete Methode für die Ermittlung der Funktions-Parameter hängt von der zu bearbeitenden Aufgabe und den Randbedingungen ab. Dabei können die Aufgabengruppen und die damit verbundenen Möglichkeiten zur Parametrierung wir folgt unterschieden werden, wobei hier kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben wird:

Komponentenparametrierung (Sensoren, Aktoren)

Es gibt einige Parameter, die bereits „am Schreibtisch“ ermittelt werden können, bevor das reale System zur Verfügung steht.

Das sind etwa Sensorkennlinien, geometrische Größen oder Komponentendaten. Darunter fallen auch Parameter, die im Lauf der Entwicklung nicht mehr geändert werden dürfen, da sie die Betriebssicherheit bestimmter Komponenten gewährleisten.

Modellparametrierung (z. B. Füllungsmodell, Drehmoment-Modell etc.)

In der Motorsteuerung gibt es physikalisch basierte Modelle, aus denen Zustandsgrößen berechnet werden, die das System beschreiben. Das sind entweder Größen, die man prinzipbedingt nicht messen kann, oder Größen, auf deren Messung man aus wirtschaftlichen Gründen im Serienfahrzeug gern verzichten möchte. Zur Parametrierung dieser Modelle muss das System entsprechend vermessen werden, wobei die Systemantworten bei der Verstellung der Eingangsparameter erfasst werden. Aus diesem Ein-Ausgangs-Verhalten werden dann toolgestützt die Parameter ermittelt, mit denen sich das Modell im Motorsteuergerät möglichst genauso verhält wie das reale System.

Motoreinstellgrößen (Zündwinkel, Einspritzbeginn, Nockenwellenposition etc.)

Dieser Teil befasst sich mit der klassischen Motoroptimierung, d. h. dem Finden der optimalen Kombination aller Stellgrößen des Motors, wie z. B. Nockenwellenposition, Beginn der Einspritzung, Kraftstoffdruck, Zündwinkel etc. In der Vergangenheit konnten die optimalen Parameter durch eine Vollrasterung, d. h. durch Parametervariation in allen Betriebspunkten ermittelt werden. Mit zunehmender Anzahl an Stellparametern ist die Vollrasterung jedoch nicht mehr praktikabel, sodass man sich neuer Ansätze, wie der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments, wird weiter unten noch erklärt), bedient.

Vorsteuer- und Sollwerte (Verlaufsformungen, Startparameter etc.)

Hier sei als Beispiel die Applikation der Startparameter genannt. Der Motorstart ist nach wie vor ein rein gesteuerter Ablauf. Die dazu nötigen Sollwerte wie z. B. Zündwinkel, Drosselklappenwinkel, Kraftstoffmenge usw. werden in Startversuchen ermittelt, bei denen unter anderem Umgebungstemperatur und Luftdruck, aber auch unterschiedliche Kraftstoffqualitäten eingehen. Ziel ist hierbei, einen sicheren Start unter allen Umgebungsbedingungen bei möglichst geringen Schadstoffemissionen zu erreichen.

Reglerparametrierung (z. B. Leerlaufregelung, Ladedruckregelung, Klopfregelung etc.)

Die Anpassung der Reglerparameter für z. B. die Leerlaufregelung erfolgt durch Sprunganregungen, Schwingversuche und klassische Reglerauslegungsmethoden. Viele Regler in der Motorsteuerung stützen sich auf eine Vorsteuerung und regeln die Differenz zwischen dem Ist- und dem Sollwert aus.

Schwellwerte (Diagnoseschwellen, Umschaltungen, Hysteresen etc.)

Schwellwerte gibt es zum Beispiel im Bereich der Diagnosefunktionen. Hier werden während der Parametrierung definierte Grenzmuster oder Fehlerteile eingebaut oder Fehlerfälle simuliert. Die Schwellen werden dann so angepasst, dass ein gerade noch zulässiges Grenzmuster unterhalb der Auslöseschwelle bleibt, während ein fehlerhaftes Teil sicher als defekt erkannt und eingestuft wird.

Die eigentliche Applikationsarbeit wird durch eine Methoden- und Toolentwicklung unterstützt, die folgende Aufgaben verfolgt:

- Verringerung des Parametrieraufwandes,
- Reduktion der Anzahl benötigter Versuchsträger,

- Erhöhung des Systemverständnisses,
- Beherrschung der weiter steigenden Komplexität,
- ständige Verbesserung der Qualität.

Erst durch eine leistungsfähige Methoden- und Toolentwicklung können die Applikationsaufgaben trotz der ständigen Zunahme von Komplexität und Umfang der Motorsteuerungs-Funktionen in einem überschaubaren Zeitrahmen mit einer hohen Qualität bearbeitet werden.

Die Methoden- und Toolentwicklung unterstützt die Applikation mit Hilfsmitteln, welche den Bearbeiter von Routine-Aufgaben entlasten, ihn bei der Auswahl der optimalen Parameter unterstützen oder ihn durch die Verwendung angepasster Algorithmen in die Lage versetzen, komplexe Umfänge effizient bearbeiten zu können.

Neben den klassischen Applikationstools gibt es leistungsfähige Datenbanken zur Verwaltung der Applikationsdaten, mit deren Hilfe z. B. eine Erstbedatung oder eine Datenplausibilisierung erfolgen kann.

Applikationstools

Ein großer Anteil der Applikationsarbeiten erfolgt mit PC-gestützten Applikationstools (Bild 17). Dabei kann man zwei Arten unterscheiden. Es gibt grundlegende Applikationstools, die die Basisfunktionalitäten wie Messen, Verstellen und Vergleichen zur Verfügung stellen und es gibt Applikationstools, die anwendungs- oder funktionsbezogen arbeiten und eigene Algorithmen z. B. für die Optimierung einer Funktion beinhalten.

Für die grundlegenden Basisfunktionalitäten wird bei Bosch das Applikationstool INCA (Integrated Calibration and Acquisition System) verwendet. Es stellt umfassende Mess- und Kalibrierfunktionen sowie Werkzeuge für die Verwaltung von Applikationsparametern, für die Messdatenauswertung und für die Flash-Programmierung des Steuergeräts zur Verfügung. Eine integrierte Datenbank ermöglicht die einfache und schnelle Wiederverwendung von bereits erstellten Konfigurationen und Experimenten bei neuen Steuergeräteprojekten. Über offene Schnittstellen kann das Applikationstool INCA automatisiert und in den Prüfstand, das Hardware-in-the-Loop-Testsystem oder in andere Werkzeugumgebungen integriert werden. Es unterstützt Steuergerätebeschreibungen für Mess- und Kalibriersysteme, Prüfstandsschnittstellen, den Messdatenaustausch und Protokolle für die Kommunikation mit dem Steuergerät konform zu den ASAM-Standards ASAM MCD-2 MC, ASAP3 und ASAM MCD-3 MC, ASAM MDF, CCP und XCP.

Für eine schnelle Kommunikation in hoher Bandbreite wird für Applikationszwecke ein speziell ausgerüstetes Steuergerät verwendet, welches anstelle des Programmspeichers (EPROM) einen Emulator-Tastkopf (ETK, auch als elektronischer Tastkopf bezeichnet) enthält, in dem das Steuergeräte-EPROM und -RAM nachgebildet wird. Der Emulator-Tastkopf bietet eine Schnittstelle für das Applikationstool auf dem PC. Somit hat das Applikationstool einen direkten Zugriff auf den Speicher. Der Emulator-Tastkopf bildet die derzeit leistungsfähigste Schnittstelle des Steuergeräts zur Ankopplung von Applikationsgeräten.

Eine einfachere Ankopplung von Applikationsgeräten (z. B. Laptop) an das Steuergerät erfolgt über die CAN-Bus-Schnittstelle entsprechend dem ASAM-Standard CCP (CAN Calibration Protokoll). Für spezielle Aufgaben gibt es eine Vielzahl spezifischer Applikationstools, die jeweils eine ganz bestimmte Aufgabe bearbeiten können, wie die Parametrierung des Füllungsmodells, des Abgastemperaturmodells oder der Aussetzererkennung.

Nachfolgend wird der typische Arbeitsablauf einer Applikationsaufgabe beschrieben. Man kann grundsätzlich zwischen zwei Applikationsarten unterscheiden. Die eine erfolgt direkt während der Fahrt oder des Betriebes durch laufendes Messen, Beobachten und Verstellen. Man bezeichnet dieses Vorgehen als Online-Applikation. Dagegen werden in der sogenannten Offline-Applikation Messungen nach einem definierten Versuchsplan gemacht und die Reaktionen des Systems werden aufgezeichnet. Auf Basis dieser aufgezeichneten Messungen werden anschließend bestimmte Auswertungen durchgeführt und Kennfelder, Kennlinien und Festwerte parametriert.

Ablauf einer Softwareapplikation

Definieren des gewünschten Verhaltens

Das gewünschte Verhalten einer Funktion wird entsprechend der oben genannten Klassifizierung festgelegt, z. B. für eine erforderliche Modellgenauigkeit oder ein bestimmtes Einregelverhalten. Entsprechend dieser Ziele und der gegebenen Randbedingen gibt es definierte und standardisierte Vorgehensweisen, wie diese Ziele zu erreichen sind. Dazu sind in der Regel immer Versuche und

17 Anschlussmöglichkeiten von Steuergeräten und externen Sensoren an einen PC mit Applikationstool

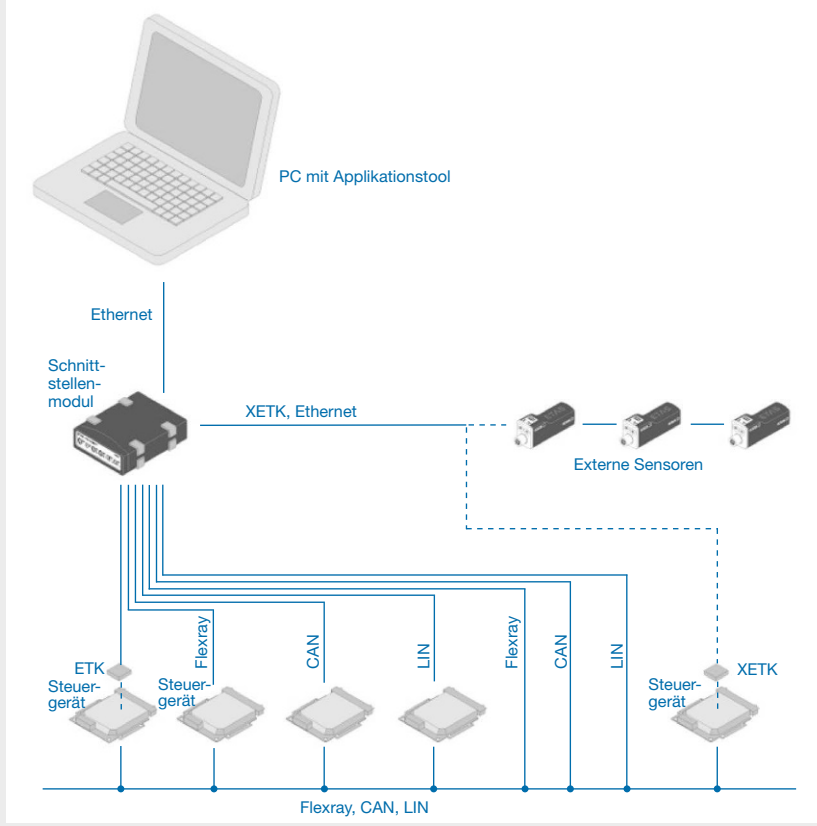


Bild 17
ETK Emulator-Tastkopf
XETK Tastkopf mit XCP-Protokoll

Messungen im Fahrzeug oder am Motorprüfstand erforderlich.

Vorbereitung

Um alle nötigen Informationen über das System zu erhalten, müssen die relevanten Mess- und Einflussgrößen bestimmt werden. Bei einem neuen oder unbekannten System kann man sich mit Hilfe der Software-Dokumentation ein Bild davon machen, wie die zu applizierende Funktion aufgebaut ist und welche Ein- und Ausgangsgrößen sowie welche Verstellparameter die Funktion hat.

Die zu messenden Größen können sowohl Werte aus der Motorsteuerung sein, die von anderen Funktionen berechnet und zur Verfügung gestellt werden als auch Messwerte von externen Messgeräten und Sensoren. Externe Messgeräte oder Sensoren können über entsprechende Peripheriegeräte (z. B. Schnittstellenmodule) hinzugefügt werden (vgl. **Bild 17**). Für die bekannten Funktionen gibt es im Applikationstool Listen der relevanten Mess- und Verstellgrößen. Abhängig von der Systemkonfiguration müssen gegebenenfalls weitere Größen hinzugefügt werden.

Darüber hinaus ist die Verfügbarkeit, die Einsatzfähigkeit sowie die korrekte und vollständige Ausrüstung des benötigten Versuchsträgers (Motor oder Fahrzeug) sicherzustellen oder der Einbau eventuell benötigter zusätzlicher Messgeräte oder Ausrüstung einzuplanen. Weiterhin sind die benötigten Mess- und Prüfeinrichtungen wie Motorprüfstand, Teststrecke, Klima- oder Abgasrolle, Bremsanhänger usw. terminlich einzuplanen.

Vermessung des tatsächlichen Systemverhaltens

Sind alle Vorbereitungen abgeschlossen, wird der Versuchsträger entsprechend dem Applikationsvorgehen vermessen. Dabei wird der Versuchsträger über das Applikationstool auf verschiedene Arten angeregt und die Reaktionen des Systems werden aufgezeichnet.

Anpassung der Funktionsparameter

Entsprechend der Zielsetzung und der Randbedingungen können bei der Online-Applikation die zu applizierenden Parameter gleich während der Messung verstellt und so das Systemverhalten optimiert werden. Dabei kann der Applikateur das Ergebnis der Verstellung unmittelbar am System erfassen und so lange ändern, bis sich das gewünschte Verhalten einstellt. Bei der Offline-Applikation werden die Funktionsparameter von einem Applikationstool verstellt und im Anschluss optimiert, bis sich das gewünschte Verhalten einstellt.

Dokumentieren der modifizierten Parameter

Werden Funktionsparameter direkt beim Messen verstellt, dient die Messung später auch als Dokumentation der verstellten Größen. Im Falle einer Offline-Applikation wird mit den veränderten Parametern eine Überprüfungsmessung gemacht, um das veränderte Verhalten zu verifizieren und zu dokumentieren.

Statistische Versuchsplanung in der Applikation von Motorsteuergeräten

Die Methode der statistischen Versuchsplanung, (DoE, Design of Experiments) wird verwendet, um einerseits die Anzahl von benötigten Messungen zu reduzieren und andererseits das hochdimensionale, komplexe Verhalten des Verbrennungsmotors schnell und genau modellieren zu können. Die Methode umfasst die Versuchsplanung, die Modellbildung sowie die Modellanalyse.

Kern des Verfahrens ist die Modellbildung. Dabei beruhen die Modelle auf mathematischen Zusammenhängen und bein-

halten keinerlei physikalische Strukturen (Black Box Modeling). Die Parameter der Modelle werden aus Messdaten bestimmt.

Mit Hilfe dieses Modells vom Verhalten des Verbrennungsmotors können nun entweder „synthetische" Messdaten erzeugt werden, um damit die Parameter der Steuergerätefunktionen bestimmen zu können, oder es kann direkt auf dem Modell eine Optimierung erfolgen, um optimale Einstellparameter hinsichtlich Emissionen, Kraftstoffverbrauch und Performance zu bestimmen. Man kann diese beiden Schritte auch kombinieren. Das Modell wird als „virtueller" Motor verwendet und alle relevanten „Messungen" können am Modell und damit in sehr kurzer Zeit durchgeführt werden.

Das Verfahren eignet sich besonders, wenn die Modellierung basierend auf physikalischen Grundgleichungen an die Grenzen von Modellierbarkeit, Genauigkeit oder Rechenzeit stößt. Daher findet man diese Art der Modellierung häufig bei allen Fragen rund um die motorische Verbrennung.

Bei den Modellierungsalgorithmen gibt es verschiedene Methoden wie z. B. Polynom-Modelle, Radiale Basisfunktions-Netzwerke (RBF), lokal lineare Modelle, Support Vector Machines, Gaußprozesse, neuronale Netze etc. Jeder dieser Modellierungsansätze hat spezifische Vor- und Nachteile, am weitesten verbreitet ist der Polynom-Ansatz.

Bei der Versuchsplanung werden die Verteilung und die Anzahl der Messdaten so festgelegt, dass sie optimal auf den verwendeten Modellierungsalgorithmus abgestimmt sind. Die Anzahl der benötigten Messdaten soll so gering wie möglich sein, um teure und aufwendige Messungen an Motoren oder Fahrzeugen zu minimieren. Weiterhin muss der verwendete Modellierungsalgorithmus mit Messrauschen umgehen können und eine hohe Flexibilität besitzen, um auch komplexe Verläufe abbilden zu können. Idealerweise werden die Modellstruktur und die Modellparameter durch einen geeigneten Modellierungsansatz automatisch während des Modelltrainings ohne das Zutun des Anwenders bestimmt. Das Programm ASCMO der Firma ETAS verwendet beispielsweise Gaußprozesse im Modellierungskern.

Modellbasierte Applikation

Da die Anforderungen und die Komplexität immer weiter steigen und gleichzeitig die Anzahl der zur Verfügung stehenden Versuchsträger abnimmt, werden verschiedene Teile des Applikationsprozesses mit Hilfe von modellbasierten Ansätzen wie z. B. DoE bearbeitet, um die auf Fahrzeugmessungen basierenden Applikationsschritte zu reduzieren. Dabei muss das Systemverhalten durch Modelle genau genug beschrieben werden, wobei der Aufwand für deren Parametrierung aber so gering wie möglich sein muss. Da für viele Aufgaben das Zusammenspiel zwischen Motor bzw. Fahrzeug und der Steuergerätefunktionalität mit den Parametrierdaten abgebildet werden muss, erfolgt die modellbasierte Applikation an einem HIL-Simulator (Hardware in the Loop). Kleinere Anteile können auch durch einen Software-Freischnitt bearbeitet werden. Dabei wird ein kleiner Teil der Funktionssoftware als Programm auf einem PC zusammen mit einem parametrierten Streckenmodell betrieben und optimiert.

Applikationsbeispiel

Optimierung des Zündwinkels

Der Zündwinkel spielt beim Ottomotor eine zentrale Rolle. Mit Hilfe des Zündwinkels kann über die Lage des Verbrennungsschwerpunktes der Wirkungsgrad des Motors beeinflusst werden.

Um den Motor mit seinem maximalen Wirkungsgrad zu betreiben, also einen ge-

ringen Kraftstoffverbrauch zu erreichen und ein optimales Drehmoment zur Verfügung zu stellen, wird der Zündwinkel abhängig von folgenden Größen eingestellt:

- Motordrehzahl,
- Zylinderluftfüllung (Motorlast),
- Restgasgehalt im Zylinder,
- Position der Ladungsbewegungsklappe (falls vorhanden),
- Betriebsart (Homogen- oder Schichtladungsbetrieb),
- Luft-Kraftstoff-Gemischverhältnis,
- Motortemperatur,
- Ansauglufttemperatur,
- Kraftstoffsorte,
- Kraftstoffqualität.

Dazu werden automatisierte Messungen am Motorprüfstand gefahren, bei denen die oben genannten Einflussparameter verstellt werden (soweit das möglich ist). Am Schreibtisch werden dann mit Hilfe von Applikationstools die optimalen Werte aus den Messungen ermittelt und in eine Struktur von Kennfeldern und Kennlinien, die die Steuergerätefunktion darstellt, abgelegt. Die Einflüsse, die am Motorprüfstand nicht untersucht wurden, werden auf Versuchsfahrten parametriert.

Bei höheren Lasten und Drehzahlen ist die Zündwinkel-Verstellung beim Ottomotor durch klopfende Verbrennung begrenzt. Der Motor kann dann aus Bauteilschutzgründen nicht mehr mit dem optimalen Zündwinkel betrieben werden. Die Sollwerte für diesen Bereich werden zusammen mit der Klopfregelung appliziert, um einerseits einen sicheren Motorbetrieb zu gewährleisten, andererseits aber möglichst wenig Einbußen bei Drehmoment und Kraftstoffverbrauch zu haben.

Auch der spätest mögliche Zündwinkel muss ermittelt werden, bei dem das Luft-Kraftstoff-Gemisch noch sicher entflammt wird, der Motor aber möglichst wenig Drehmoment abgibt. Diese Bereiche dienen der Begrenzung der Zündwinkelverstellung, welche von anderen Funktionen zur kurzeitigen Drehmomentreduktion angefordert wird, wie Katalysator-Heizen, Schaltvorgänge von Automatik-Getrieben, Fahrverhaltensfunktion etc. Die Abstimmung des spätest möglichen Zündwinkels erfolgt direkt am Motorprüfstand, da eine Spätverstellung des Zündwinkels mit einer deutlichen Erhöhung der Abgastemperatur einhergeht, die sehr schnell über die zulässigen Grenzen gehen kann und somit Bauteile gefährdet werden.

Diese Erhöhung der Abgastemperatur macht man sich zur schnelleren Aufheizung des Katalysators nach einem Kaltstart zu Nutze. Der Wirkungsgrad des Motors wird absichtlich verschlechtert, d. h. der Zündzeitpunkt und damit die Verbrennungsschwerpunktlage werden nach spät verschoben, um eine Erhöhung der Abgastemperatur zu erreichen. Damit der Motor jedoch trotz des verschlechterten Wirkungsgrades noch genügend Drehmoment liefert, wird die Luftmasse im Zylinder (und über die stöchiometrische Bedingung auch die Kraftstoffmasse) erhöht, was zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Deswegen wird die Phase des Katalysator-Heizens so kurz wie möglich gehalten.

Weitere Anpassungen

Adaptionen

Im Rahmen einer Serienfertigung unterliegen sowohl Motoren als auch Sensoren und Aktoren herstellungsbedingten Schwankungen. Zusätzlich ändert sich das Systemverhalten im Laufe der Zeit durch Verschmutzung, Abnutzung und Alterung. In der Motorsteuerung gibt es Funktionen, die diese Schwankungen ausgleichen. Über Plausibilisierung von verschiedenen berechneten oder gemessen Signalen werden Korrektur-

werte berechnet, die dann in die Berechnung der Sollwerte einbezogen werden. Damit ist über die Streuungen in der Produktion sowie über die Alterung des Fahrzeuges sichergestellt, dass die Abgasgrenzwerte sowohl im Neuzustand als auch nach mehr als 100 000 km sicher eingehalten werden.

Sicherheitsanpassungen

Neben den für Emission, Verbrauch und Leistungsfähigkeit maßgebenden Funktionen sind auch zahlreiche Sicherheitsfunktionen anzupassen, um ein definiertes Verhalten des Systems z. B. bei Ausfall eines Sensors oder eines Stellgliedes zu gewährleisten. Die Sicherheitsfunktionen dienen in erster Linie dazu, das Fahrzeug in einen für den Fahrer unkritischen Zustand zu halten und die Betriebssicherheit des Motors und seiner Komponenten zu gewährleisten (z. B. zur Vermeidung von Motorschäden oder Schäden am Abgasnachbehandlungssystem).

Kommunikation

Das Motorsteuergerät ist in der Regel in einen Verbund mehrerer elektronischer Steuergeräte eingebunden. Der Datenaustausch zwischen Fahrzeug-, Getriebe- und sonstigen Steuergeräten erfolgt über einen Datenbus (meist der CAN). Das korrekte Zusammenwirken der beteiligten Steuergeräte wird mit dem Originaleinbau im Fahrzeug überprüft und optimiert.

Ein typisches Beispiel für das Zusammenspiel zweier Steuergeräte im Fahrzeug ist der Ablauf eines Schaltvorgangs mit automatisiertem Getriebe. Das Getriebesteuergerät fordert zum optimalen Zeitpunkt des Gangwechsels über den Datenbus eine Reduzierung des Drehmoments an. Das Motorsteuergerät ergreift dann ohne Beteiligung des Fahrers Maßnahmen, die das abgegebene Drehmoment zurücknehmen und so einen weichen und ruckfreien Gangwechsel ermöglichen. Die Daten, die zu dieser Drehmomentreduzierung führen, müssen appliziert werden.

Diagnose

Aufgrund gesetzlicher Bestimmungen ist es nötig, die Einhaltung von Abgasgrenzwerten während der gesamten Lebensdauer eines Fahrzeuges sicherzustellen. Dazu sind im Motorsteuergerät Funktionen zur Eigendiagnose (On-Board-Diagnose, OBD) enthalten, die Fahrzeugkomponenten mit Abgaseinfluss auf Ihre Funktionsfähigkeit hin überwachen. Dazu gehört die Überwachung von Sensoren, Stellgliedern und des Katalysators sowie die Überwachung des Motors auf Verbrennungsaussetzer.

Das Motorsteuergerät überprüft verschiedene Signale auf Über- oder Unterschreitung von Bereichsgrenzen, auf Wackelkontakte, Kurzschlüsse und Plausibilität mit anderen Signalen. Die Bereichs- und Plausibilitätsgrenzen muss der Applikateur festlegen. Diese werden so gewählt, dass auch bei Extrembedingungen (Sommer, Winter, Höhe) keine Fehldiagnosen erfolgen. Andererseits muss aber die Empfindlichkeit für wirkliche Fehler noch groß genug sein und eine ausreichende Prüfhäufigkeit (In-Use Monitor Performance Ratio, IUMPR) gewährleistet sein. Außerdem muss festgelegt werden, wie der Motor bei Vorliegen eines Fehlers weiterbetrieben werden darf. Schließlich wird der Fehler noch im Fehlerspeicher abgelegt, um der Service-Werkstatt ein schnelles Auffinden und Beheben des Fehlers zu ermöglichen.

Applikation unter extremen klimatischen Bedingungen

Bei Erprobungen werden Versuche unter klimatisch extremen Bedingungen durchgeführt, die in der Regel nur in Ausnahmefäl-

len während der Lebensdauer eines Fahrzeugs auftreten. Die Bedingungen, die auf einer Erprobung auftreten, lassen sich nur begrenzt auf einem Prüfstand simulieren, da hier auch das subjektive Empfinden des Testfahrers und dessen Erfahrung eine wichtige Rolle spielen. Die Temperatur alleine wäre auf einem Prüfstand problemlos simulierbar, das Abfahrverhalten z. B. auf einem Rollenprüfstand ist aber im Vergleich zum realen Fahrbetrieb nur sehr schwer einschätzbar.

Darüber hinaus wird bei einer Erprobung zumeist eine größere Fahrstrecke mit mehreren Fahrzeugen zurückgelegt; dies ermöglicht eine Überprüfung der Applikationsparameter über die Serienstreuung der verschiedenen Versuchsfahrzeuge. Das ermöglicht es dem Applikateur, zu bewerten, wie sich verschiedene Fahrzeuge mit den eingestellten Parametern verhalten.

Ein weiterer wesentlicher Aspekt ist der Einfluss der Kraftstoffqualität in den verschiedenen Regionen der Welt. Hauptsächlich wirkt sich die unterschiedliche Kraftstoffqualität auf das Startverhalten und den Warmlauf des Motors aus. Die Fahrzeughersteller treiben einen hohen Aufwand, um sicherzustellen, dass sich ein Fahrzeug mit allen auf dem Markt befindlichen Kraftstoffen ohne Beanstandungen betreiben lässt.

Wintererprobung

Bei der Wintererprobung wird der klimatische Bereich von ca. –30 °C bis 0 °C abgedeckt. In erster Linie werden Startmessungen durchgeführt und das Abfahrverhalten (Take Off) beurteilt.

Beim Start wird jede einzelne Verbrennung ausgewertet und bei Bedarf die entsprechenden Parameter optimiert. Die korrekte Parametrierung jeder einzelnen Einspritzung ist ausschlaggebend für die Startzeit und den stetigen Hochlauf des Motors von Starterdrehzahl bis auf Leerlaufdrehzahl. Bereits eine einzige unvollständige Verbrennung mit reduziertem Drehmomentaufbau während des Hochlaufs wird vom Endkunden als störend empfunden.

Sommererprobung

Bei der Sommererprobung wird der klimatische Bereich von ca. +15 °C bis +40 °C abgedeckt. Diese Erprobungen werden z. B. in Südfrankreich, Spanien, Italien, USA, Südafrika und Australien durchgeführt. Südafrika und Australien sind trotz der großen Entfernung und des immensen Aufwands für den Materialtransport von Interesse, da dort während unserer Wintermonate die für eine Sommererprobung notwendigen Temperaturen auftreten. Aufgrund der immer kürzeren Entwicklungszeiten muss auch auf solche Möglichkeiten zurückgegriffen werden. Bei der Sommererprobung werden z. B der Heißstart, die Tankentlüftung, die Tankleckerkennung, die Klopfregelung und viele Diagnosefunktionen überprüft.

Höhenerprobung

Bei der Höhenerprobung wird ein Bereich zwischen 0 und ca. 4 000 m abgedeckt. Es ist nicht nur die absolute Höhe ausschlaggebend, für manche Versuche ist es auch notwendig, in kurzer Zeit eine möglichst große Höhendifferenz zu erzielen. Die Höhenerprobung wird meistens in Kombination mit der Winter- oder Sommererprobung durchgeführt. Auch hier spielt wiederum der Start eine große Rolle. Untersucht werden außerdem z. B. Gemischadaption, Tankentlüftung, Klopfregelung und viele Diagnosefunktionen.

Steuerung und Regelung von Dieselmotoren

Die elektronische Steuerung des Dieselmotors erlaubt eine exakte und differenzierte Gestaltung der Einspritzgrößen. Nur so können die vielen Anforderungen erfüllt werden, die an einen modernen Dieselmotor gestellt werden. Die „Elektronische Dieselregelung“ EDC (Electronic Diesel Control) wird in die drei Systemblöcke „Sensoren und Sollwertgeber“, „Steuergerät“ und „Stellglieder (Aktoren)“ unterteilt.

Systemübersicht

Anforderungen

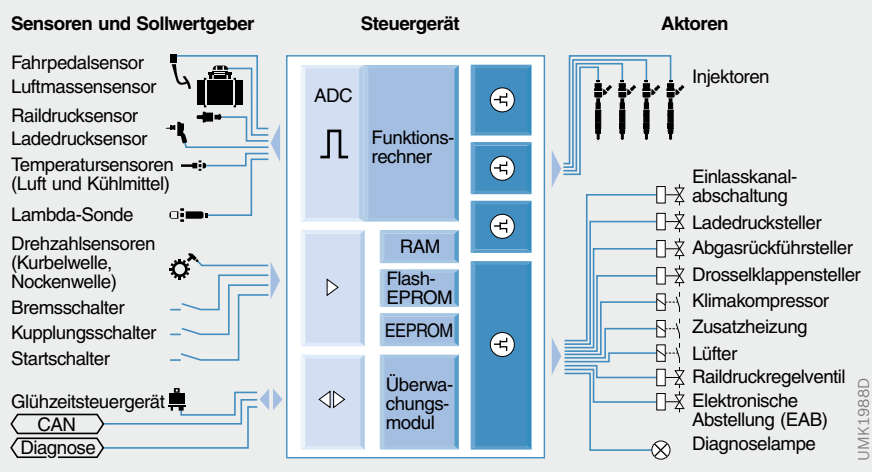
Die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen (NO_X, CO, HC, Partikel) bei gleichzeitiger Leistungssteigerung bzw. Drehmomenterhöhung der Motoren bestimmt die aktuelle Entwicklung auf dem Gebiet der Dieseltechnik. Dies führte in den letzten Jahren zu einem erhöhten Einsatz von direkt einspritzenden Dieselmotoren (DI), bei denen die Einspritzdrücke gegenüber den indirekt einspritzenden Motoren (IDI) mit Wirbelkammer- oder Vorkammerverfahren deutlich höher sind. Aufgrund der besseren Gemischbildung und fehlender Überströmverluste zwischen Vorkammer bzw. Wirbelkammer und dem Hauptbrennraum ist der Kraftstoffverbrauch der direkt einspritzenden Motoren gegenüber indirekt einspritzenden um 10 ... 20 % reduziert.

Weiterhin wirken sich die hohen Ansprüche an den Fahrkomfort auf die Entwicklung moderner Dieselmotoren aus. Auch an die Geräuschemissionen werden immer höhere Forderungen gestellt.

Daraus ergaben sich gestiegene Ansprüche an das Einspritzsystem und dessen Regelung in Bezug auf:

- hohe Einspritzdrücke,
- Einspritzverlaufsformung,
- Voreinspritzung und gegebenenfalls Nacheinspritzung,
- an jeden Betriebszustand angepasste(r) Einspritzmenge, Ladedruck und Spritzbeginn,
- temperaturabhängige Startmenge,
- lastunabhängige Leerlaufdrehzahlregelung,
- geregelte Abgasrückführung,
- Fahrgeschwindigkeitsregelung sowie
- geringe Toleranzen der Einspritzzeit und -menge und hohe Genauigkeit während der gesamten Lebensdauer (Langzeitverhalten).

1 Systemblöcke der EDC (Beispiel Common Rail System)



© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_25

Die herkömmliche mechanische Drehzahlregelung erfasst mit diversen Anpassvorrichtungen die verschiedenen Betriebszustände und gewährleistet eine hohe Qualität der Gemischaufbereitung. Sie beschränkt sich allerdings auf einen einfachen Regelkreis am Motor und kann verschiedene wichtige Einflussgrößen nicht bzw. nicht schnell genug erfassen.

Die EDC entwickelte sich mit den steigenden Anforderungen vom einfachen System mit elektrisch angesteuerter Stellwelle zu einer komplexen elektronischen Motorsteuerung, die eine Vielzahl von Daten in Echtzeit verarbeiten kann. Sie kann Teil eines elektronischen Fahrzeuggesamtsystems sein (Drive by wire). Durch die zunehmende Integration der elektronischen Komponenten kann die komplexe Elektronik auf engstem Raum untergebracht werden.

Arbeitsweise

Die Elektronische Dieselregelung (EDC) ist durch die in den letzten Jahren stark gestiegene Rechenleistung der verfügbaren Mikrocontroller in der Lage, die zuvor genannten Anforderungen zu erfüllen.

Im Gegensatz zu Dieselfahrzeugen mit konventionellen mechanisch geregelten Einspritzpumpen hat der Fahrer bei einem EDC-System keinen direkten Einfluss auf die eingespritzte Kraftstoffmenge, z. B. über das Fahrpedal und einen Seilzug. Die Einspritzmenge wird vielmehr durch verschiedene Einflussgrößen bestimmt. Dies sind z. B.:

- Fahrerwunsch (Fahrpedalstellung),
- Betriebszustand,
- Motortemperatur,
- Eingriffe weiterer Systeme (z. B. ASR),
- Auswirkungen auf die Schadstoffemissionen usw.

Die Einspritzmenge wird aus diesen Einflussgrößen im Steuergerät errechnet. Auch der Einspritzzeitpunkt kann variiert werden. Dies bedingt ein umfangreiches Überwachungskonzept, das auftretende Abweichungen erkennt und gemäß der Auswirkungen entsprechende Maßnahmen einleitet (z. B. Drehmomentbegrenzung oder Notlauf im Leerlaufdrehzahlbereich). In der EDC sind deshalb mehrere Regelkreise enthalten.

Die Elektronische Dieselregelung ermöglicht auch einen Datenaustausch mit anderen elektronischen Systemen wie z. B. Antriebsschlupfregelung (ASR), Elektronische Getriebesteuerung (EGS) oder Fahrdynamikregelung mit dem Elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP). Damit kann die Motorsteuerung in das Fahrzeug-Gesamtsystem integriert werden (z. B. Motormomentreduzierung beim Schalten des Automatikgetriebes, Anpassen des Motormoments an den Schlupf der Räder, Freigabe der Einspritzung durch die Wegfahrsperre usw.).

Das EDC-System ist vollständig in das Diagnosesystem des Fahrzeugs integriert. Es erfüllt alle Anforderungen der OBD (On-Board-Diagnose) und EOBD (European OBD).

Systemblöcke

Die Elektronische Dieselregelung (EDC) gliedert sich in drei Systemblöcke (Bild 1):

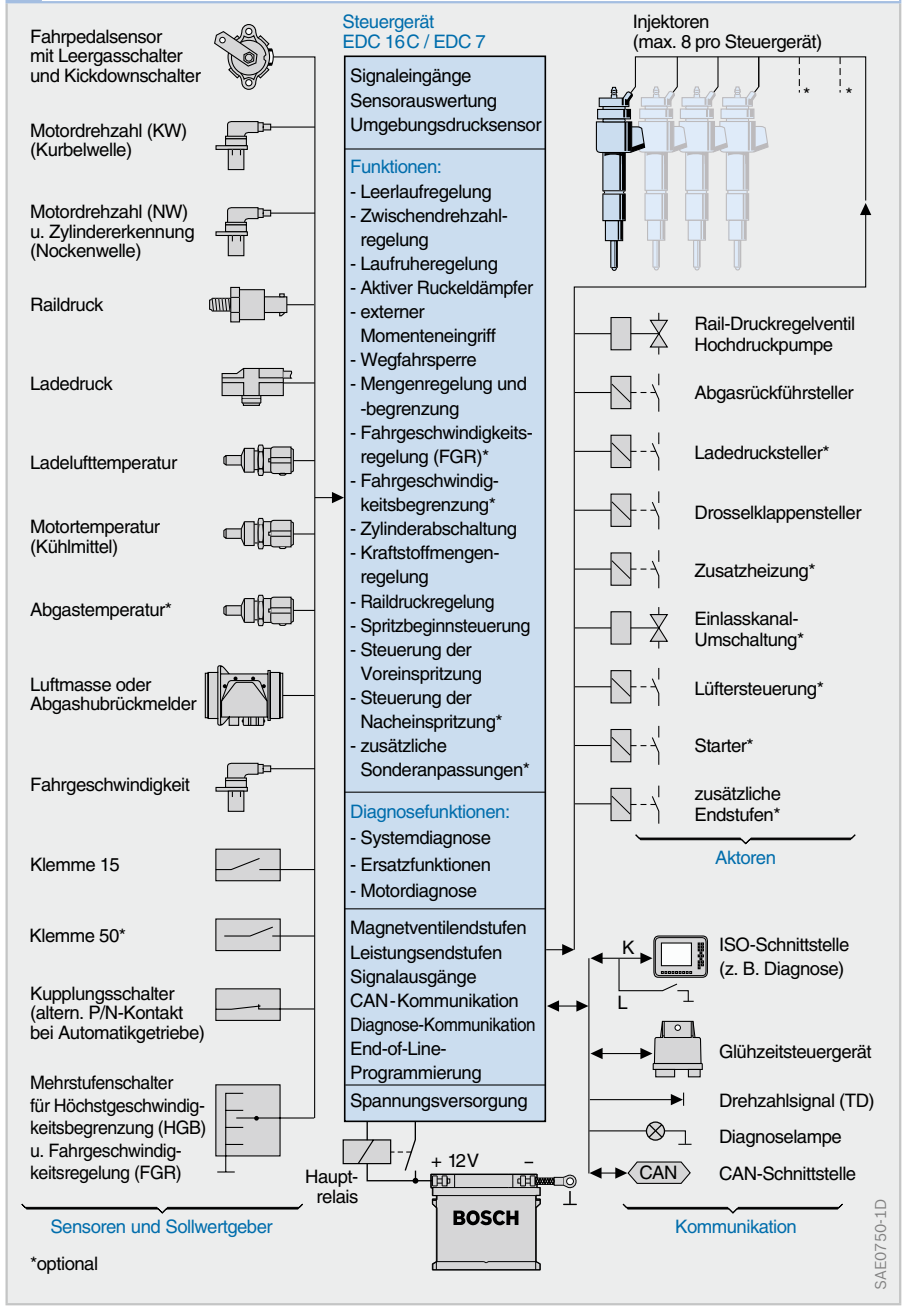
1. *Sensoren und Sollwertgeber* erfassen die Betriebsbedingungen (z. B. Motordrehzahl) und Sollwerte (z. B. Schalterstellung). Sie wandeln physikalische Größen in elektrische Signale um.

2. *Das Steuergerät* verarbeitet die Informationen der Sensoren und Sollwertgeber nach bestimmten mathematischen Rechenvorgängen (Steuer- und Regelalgorithmen). Es steuert die Stellglieder mit elektrischen Ausgangssignalen an. Ferner stellt das Steuergerät die Schnittstelle zu anderen Systemen und zur Fahrzeugdiagnose her.

3. *Stellglieder* (Aktoren) setzen die elektrischen Ausgangssignale des Steuergeräts in mechanische Größen um (z. B. das Magnetventil für die Einspritzung).

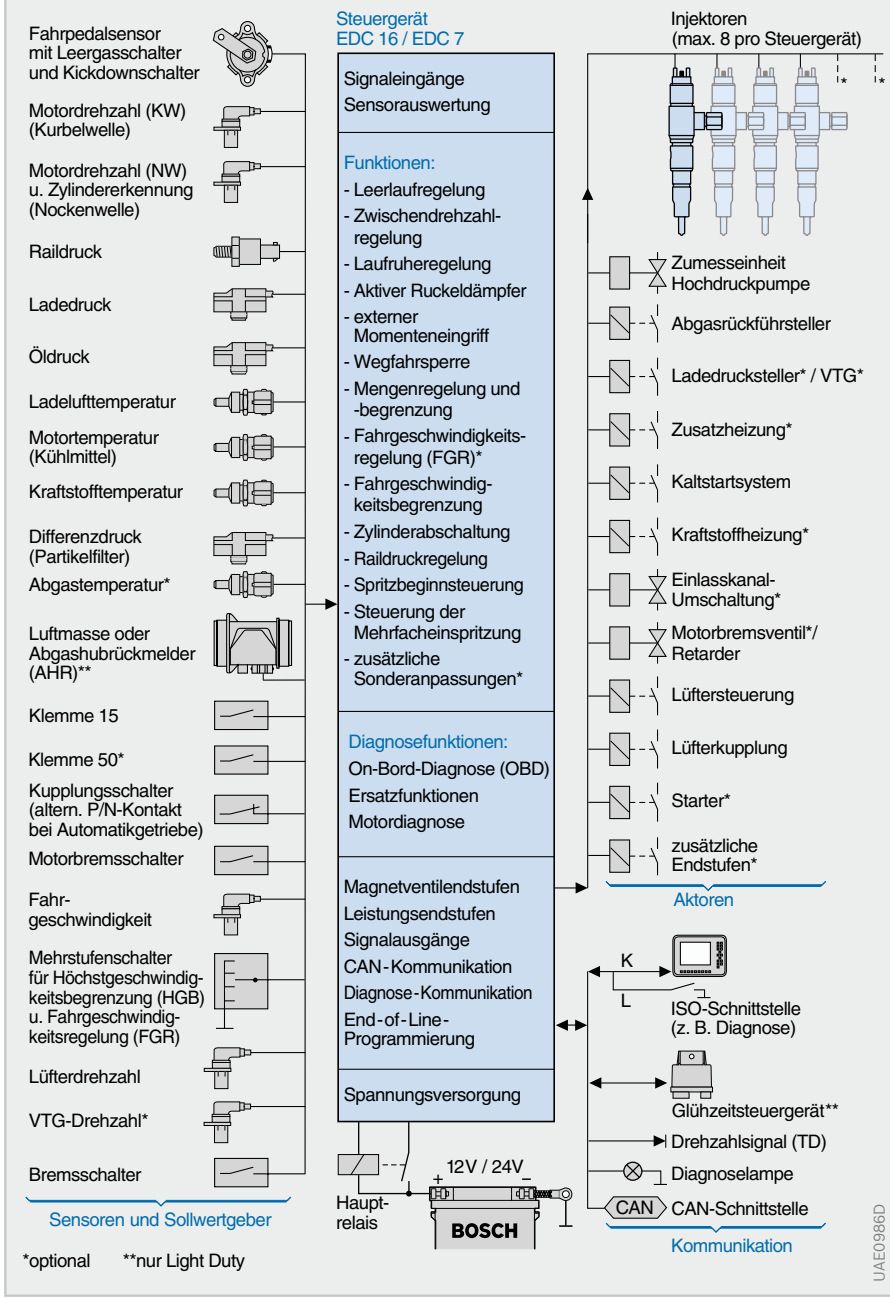
Common Rail System für Pkw

1 Übersicht der EDC-Komponenten für Common Rail Systeme im Pkw



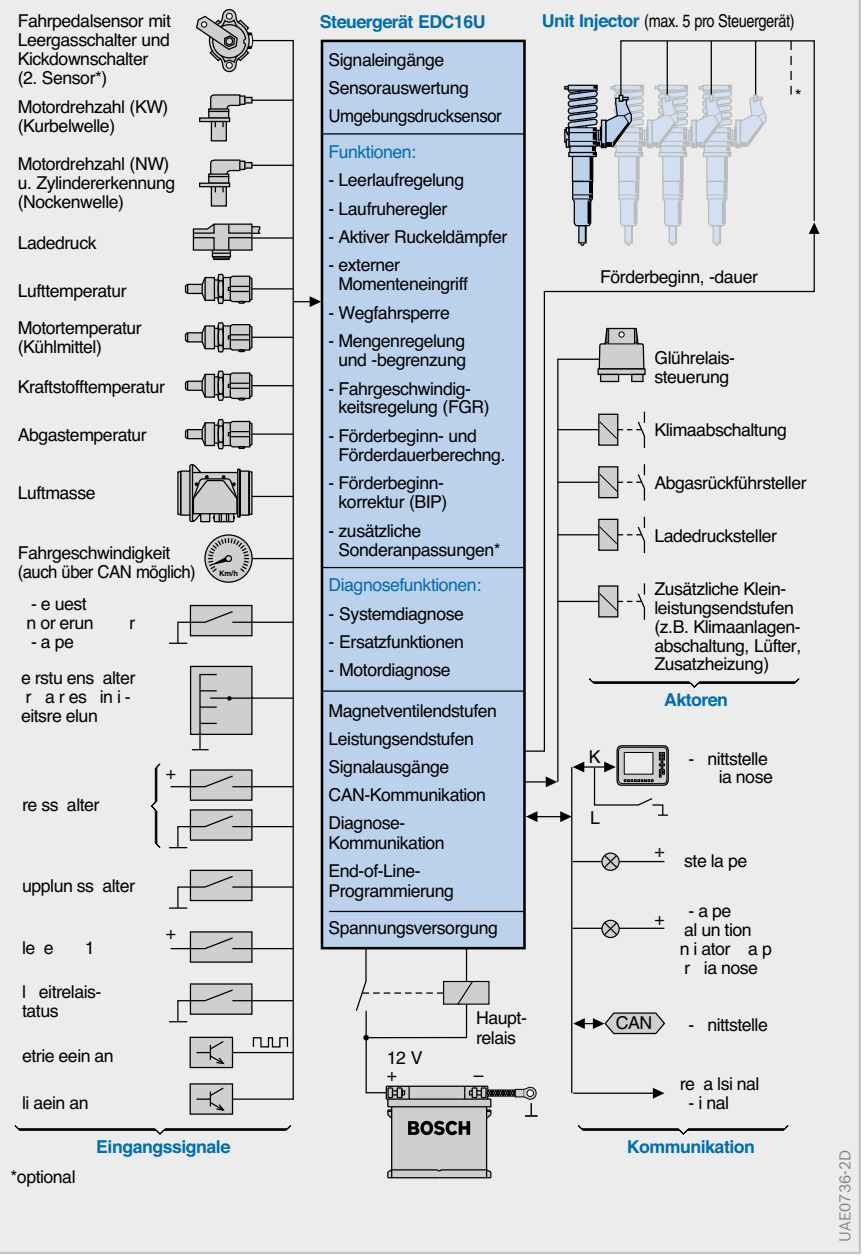
Common Rail System für Nkw

2 Übersicht der EDC-Komponenten für Common Rail Systeme im Nkw



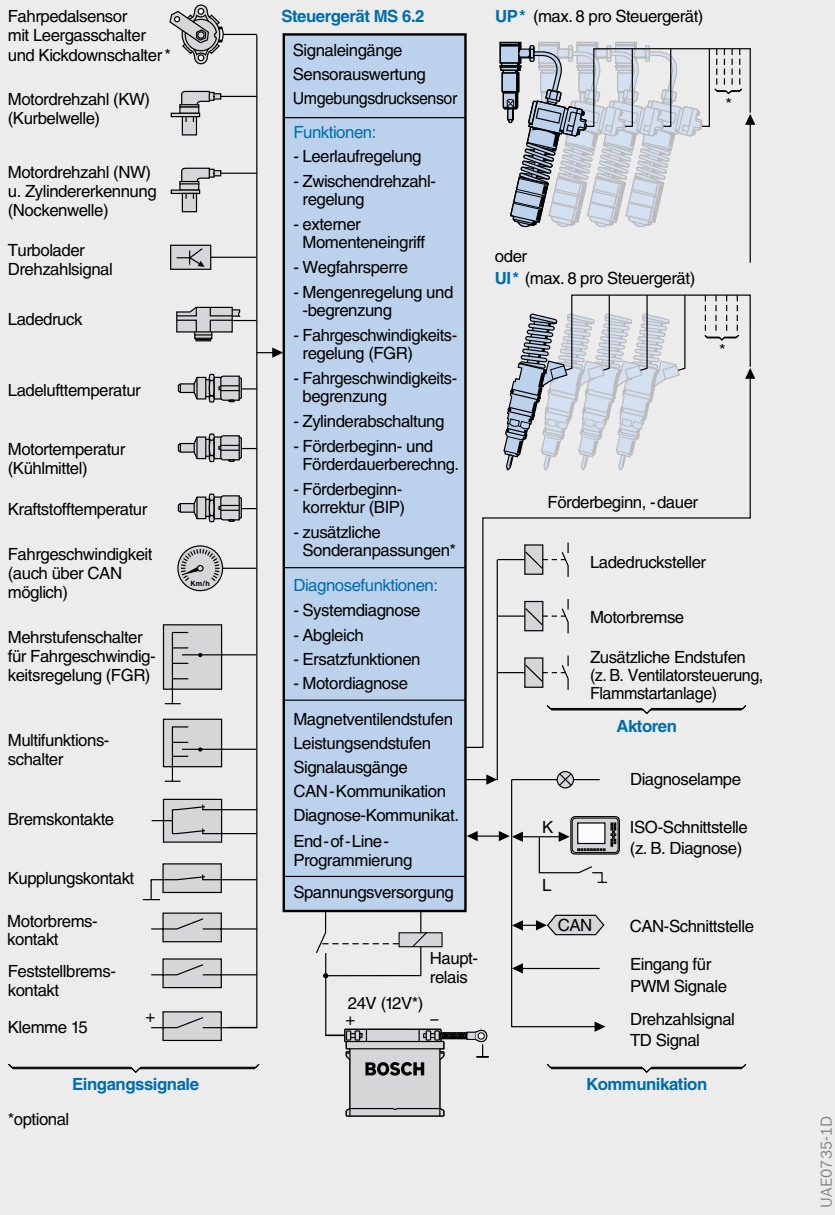
Unit Injector System UIS für Pkw

2 Übersicht der EDC-Komponenten für Unit Injector Systeme im Pkw



Unit Injector System UIS und Unit Pump System UPS für Nkw

3 Übersicht der EDC-Komponenten für Unit Injector System und Unit Pump System im Nkw



Datenverarbeitung

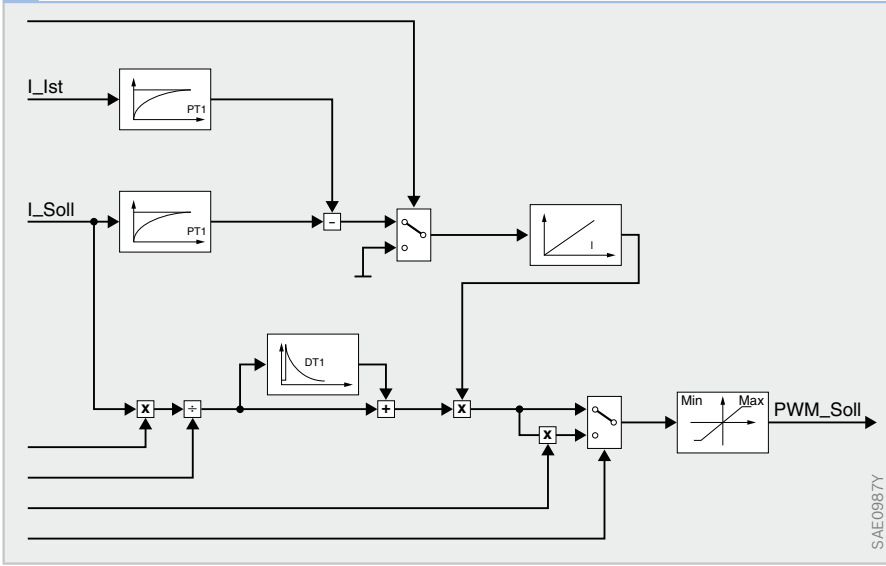
Die wesentliche Aufgabe der Elektronischen Dieselregelung (EDC) ist die Steuerung der Einspritzmenge und des Einspritzzeitpunkts. Das Speichereinspritzsystem Common Rail regelt auch noch den Einspritzdruck. Außerdem steuert das Motorsteuergerät bei allen Systemen verschiedene Stellglieder an. Die Funktionen der Elektronischen Dieselregelung müssen auf jedes Fahrzeug und jeden Motor genau angepasst sein. Nur so können alle Komponenten optimal zusammenwirken (Bild 2).

Das Steuergerät wertet die Signale der Sensoren aus und begrenzt sie auf zulässige Spannungspegel. Einige Eingangssignale werden außerdem plausibilisiert. Der Mikroprozessor berechnet aus diesen Eingangsdaten und aus gespeicherten Kennfeldern die Lage und die Dauer der Einspritzung und setzt diese in zeitliche Signalverläufe um, die an die Kolbenbewegung des Motors angepasst sind. Das Berechnungsprogramm wird „Steuergeräte-Software“ genannt.

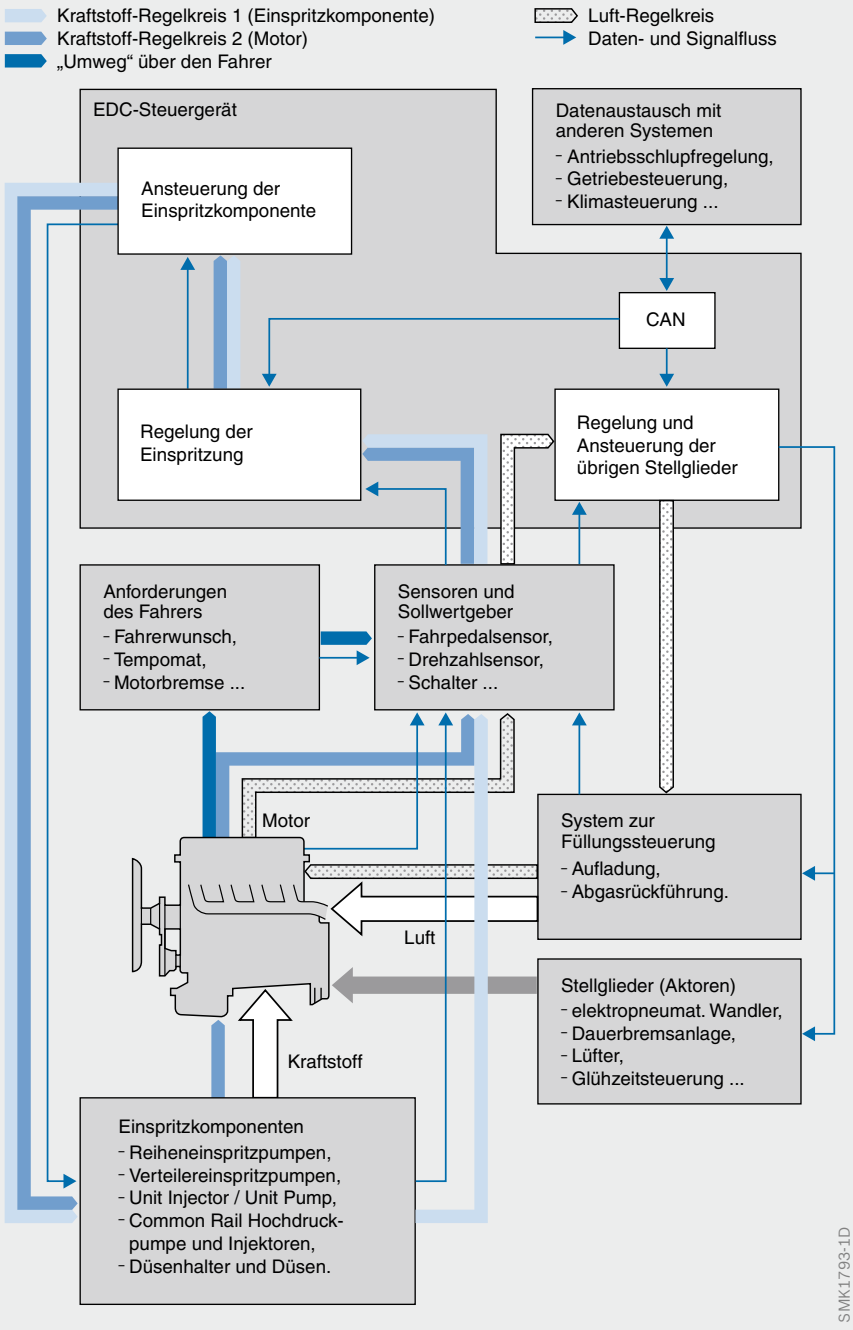
Wegen der geforderten Genauigkeit und der hohen Dynamik des Dieselmotors ist eine hohe Rechenleistung notwendig. Mit den Ausgangssignalen werden Endstufen angesteuert, die genügend Leistung für die Stellglieder liefern (z. B. Hochdruck-Magnetventile für die Einspritzung, Abgasrückführsteller und Ladedrucksteller). Außerdem werden noch weitere Komponenten mit Hilfsfunktionen angesteuert (z. B. Glührelais und Klimaanlage).

Diagnosefunktionen der Endstufen für die Magnetventile erkennen auch fehlerhafte Signalverläufe. Zusätzlich findet über die Schnittstellen ein Signalaustausch mit anderen Fahrzeugsystemen statt. Im Rahmen eines Sicherheitskonzepts überwacht das Motorsteuergerät auch das gesamte Einspritzsystem.

1 Funktionsdarstellung am Beispiel einer Stromregelung



2 Prinzipieller Ablauf der Elektronischen Dieselregelung



Regelung der Einspritzung

Tabelle 1 gibt eine Funktionsübersicht der verschiedenen Regelfunktionen, die mit den EDC-Steuergeräten möglich sind. Bild 1 zeigt den Ablauf der Einspritzberechnung mit allen Funktionen. Einige Funktionen sind Sonderausstattungen. Sie können bei Nachrüstungen auch nachträglich vom Kundendienst im Steuergerät aktiviert werden.

Damit der Motor in jedem Betriebszustand mit optimaler Verbrennung arbeitet, wird die jeweils passende Einspritzmenge im Steuergerät berechnet. Dabei müssen verschiedene Größen berücksichtigt werden. Bei einigen magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen erfolgt die Ansteuerung der Magnetventile für Einspritzmenge und Spritzbeginn über ein separates Pumpensteuergerät PSG.

1 Funktionsübersicht der EDC-Varianten für Kraftfahrzeuge

Einspritzsystem	Reiheneinspritzpumpen PE	Kantengesteuerte Verteilereinspritzpumpen VE-EDC	Magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen VE-M, VR-M	Unit Injector System und Unit Pump System UIS, UPS	Common Rail System CR
Funktion					
Begrenzungsmenge	●	●	●	●	●
Externer Momenteneingriff	● [3]	●	●	●	●
Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung	● [3]	●	●	●	●
Fahrgeschwindigkeitsregelung	●	●	●	●	●
Höhenkorrektur	●	●	●	●	●
Ladedruckregelung	●	●	●	●	●
Leerlaufregelung	●	●	●	●	●
Zwischendrehzahlregelung	● [3]	●	●	●	●
Aktive Ruckeldämpfung	● [2]	●	●	●	●
BIP-Regelung	–	–	●	●	–
Einlasskanalabschaltung	–	–	●	● [2]	●
Elektronische Wegfahrsperre	● [2]	●	●	●	●
Gesteuerte Voreinspritzung	–	–	●	● [2]	●
Glühzeitsteuerung	● [2]	●	●	● [2]	●
Klimaabschaltung	● [2]	●	●	●	●
Kühlmittelzusatzheizung	● [2]	●	●	–	●
Laufruheregelung	● [2]	●	●	●	●
Mengenausgleichsregelung	● [2]	–	●	●	●
Lüfteransteuerung	–	●	●	●	●
Regelung der Abgasrückführung	● [2]	●	●	● [2]	●
Spritzbeginnregelung mit Sensor	● [1], [3]	●	●	–	–
Zylinderabschaltung	–	–	● [3]	● [3]	● [3]

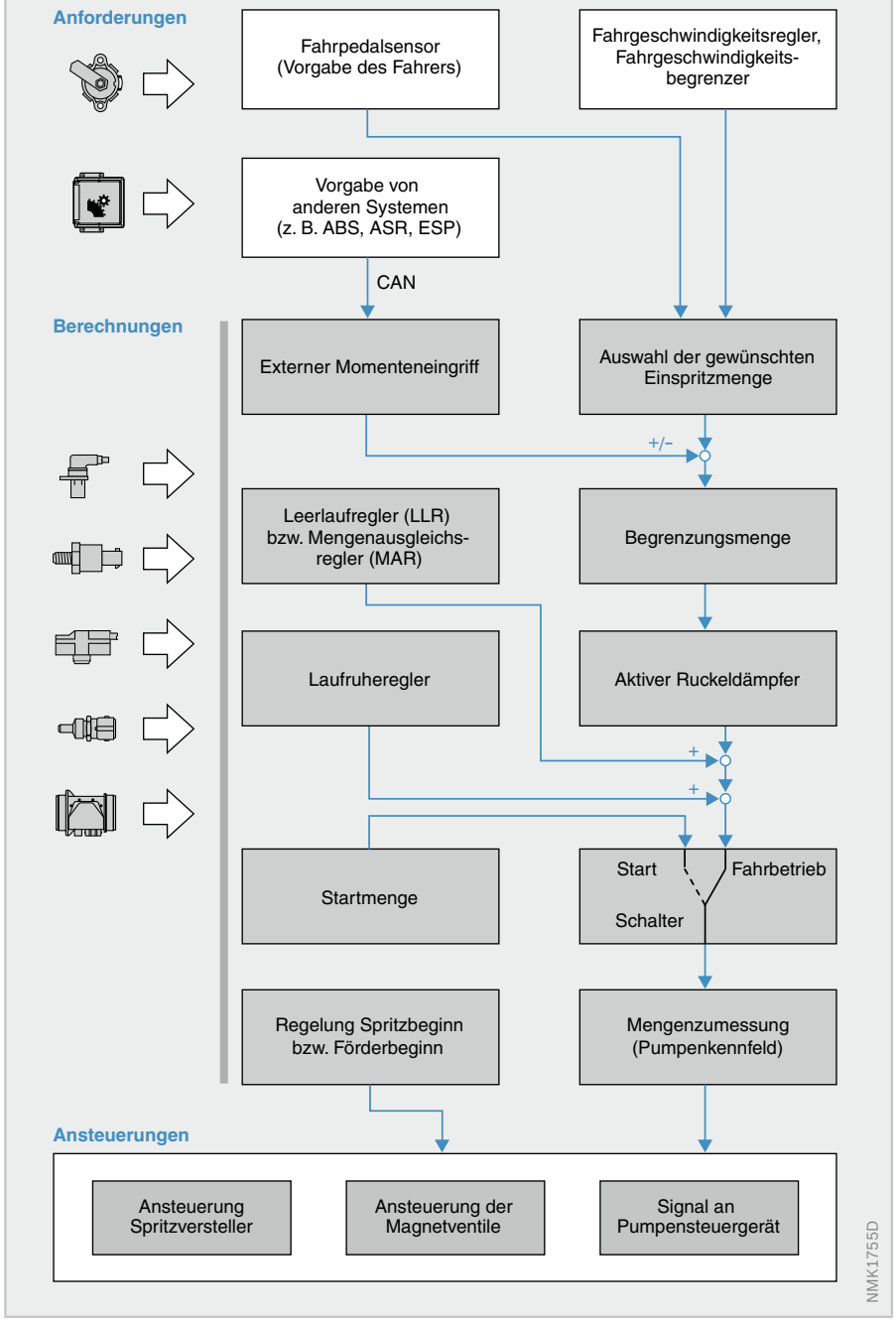
Tabelle 1

[1] Nur Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen

[2] nur Pkw

[3] nur Nkw

1 Berechnung der Einspritzung im Steuergerät



Startmenge
Beim Starten wird die Einspritzmenge abhängig von der Kühlmitteltemperatur und der Drehzahl berechnet. Die Signale für die Startmenge werden vom Einschalten des Fahrtschalters (Bild 1, Schalter geht in Stellung „Start“) bis zum Erreichen einer Mindestdrehzahl ausgegeben.

Der Fahrer hat auf die Startmenge keinen Einfluss.

Fahrbetrieb
Im normalen Fahrbetrieb wird die Einspritzmenge abhängig von Fahrpedalstellung (Fahrpedalsensor) und Drehzahl berechnet (Bild 1, Schalterstellung „Fahrbetrieb“). Die Berechnung stützt sich auf Kennfelder, die auch andere Einflussgrößen berücksichtigen (z. B. Kraftstoff-, Kühlmittel- und Ansauglufttemperatur). Fahrerwunsch und Motorleistung sind somit bestmöglich aufeinander abgestimmt.

Leerlaufregelung
Aufgabe der Leerlaufregelung (LLR) ist es, im Leerlauf bei nicht betätigtem Fahrpedal eine definierte Solldrehzahl einzuregeln. Diese Solldrehzahl kann je nach Betriebszustand des Motors variieren; so wird zum Beispiel bei kaltem Motor meist eine höhere Leerlaufdrehzahl eingestellt als bei warmem Motor. Zusätzlich kann z. B. bei zu niedriger Bordspannung, eingeschalteter Klimaanlage oder rollendem Fahrzeug ebenfalls die Leerlauf-Solldrehzahl angehoben werden. Da der Motor im dichten Straßenverkehr relativ häufig im Leerlauf betrieben wird (z. B. „Stop and Go“ oder Halt an Ampeln), sollte die Leerlaufdrehzahl aus Emissions- und Verbrauchsgründen möglichst niedrig sein. Dies bringt jedoch Nachteile für die Laufruhe des Motors und für das Anfahrverhalten mit sich.

Die Leerlaufregelung muss bei der Einregelung der vorgegebenen Solldrehzahl mit sehr stark schwankenden Anforderungen zurechtkommen. Der Leistungsbedarf der vom Motor angetriebenen Nebenaggregate ist in weiten Grenzen variabel.

Der Generator beispielsweise nimmt bei niedriger Bordspannung viel mehr Leistung auf als bei hoher; hinzu kommen Anforderungen des Klimakompressors, der Lenkhilfepumpe, der Hochdruckerzeugung für die Dieseleinspritzung usw. Zu diesen externen Lastmomenten kommt noch das interne Reibmoment des Motors, das stark von der Motortemperatur abhängt und ebenfalls vom Leerlaufregler ausgeglichen werden muss.

Zum Einregeln der Leerlauf-Solldrehzahl passt der Leerlaufregler die Einspritzmenge so lange an, bis die gemessene Istdrehzahl gleich der vorgegebenen Solldrehzahl ist.

Enddrehzahlregelung (Abregelung)
Aufgabe der Enddrehzahlregelung (auch Abregelung genannt) ist es, den Motor vor unzulässig hohen Drehzahlen zu schützen. Der Motorhersteller gibt hierzu eine zulässige Maximaldrehzahl vor, die nicht für längere Zeit überschritten werden darf, da sonst der Motor geschädigt wird.

Die Abregelung reduziert die Einspritzmenge oberhalb des Nennleistungspunktes des Motors kontinuierlich. Kurz oberhalb der maximalen Motordrehzahl findet keine Einspritzung mehr statt. Die Abregelung muss aber möglichst weich erfolgen, um ein ruckartiges Abregeln des Motors beim Beschleunigen zu verhindern (Rampenfunktion). Dies ist umso schwieriger zu realisieren, je dichter Nennleistungspunkt und Maximaldrehzahl zusammenliegen.

Zwischendrehzahlregelung

Die Zwischendrehzahlregelung (ZDR) wird für Nkw und Kleinlaster mit Nebenabtrieben (z. B. Kranbetrieb) oder für Sonderfahrzeuge (z. B. Krankenwagen mit Stromgenerator) eingesetzt. Ist sie aktiviert, wird der Motor auf eine lastunabhängige Zwischendrehzahl geregelt.

Die Zwischendrehzahlregelung wird über das Bedienteil der Fahrgeschwindigkeitsregelung bei Fahrzeugstillstand aktiviert. Auf Tastendruck lässt sich eine Festdrehzahl im Datenspeicher abrufen. Zusätzlich lassen sich über dieses Bedienteil beliebige Drehzahlen vorwählen. Des Weiteren wird sie bei Pkw mit automatisiertem Schaltgetriebe (z. B. Tiptronic) zur Regelung der Motordrehzahl während des Schaltvorgangs eingesetzt.

Fahrgeschwindigkeitsregelung

Der Fahrgeschwindigkeitsregler (auch Tempomat genannt) ermöglicht das Fahren mit konstanter Geschwindigkeit. Er regelt die Geschwindigkeit des Fahrzeugs auf einen gewünschten Wert ein, ohne dass der Fahrer das Fahrpedal betätigen muss. Dieser Wert kann über einen Bedienhebel oder über Lenkradtasten eingestellt werden. Die Einspritzmenge wird so lange erhöht oder verringert, bis die gemessene Ist-Geschwindigkeit der eingestellten Soll-Geschwindigkeit entspricht.

Bei einigen Fahrzeugapplikationen kann durch Betätigen des Fahrpedals über die momentane Soll-Geschwindigkeit hinaus beschleunigt werden. Wird das Fahrpedal wieder losgelassen, regelt der Fahrgeschwindigkeitsregler die letzte gültige Soll-Geschwindigkeit wieder ein.

Tritt der Fahrer bei eingeschaltetem Fahrgeschwindigkeitsregler auf das Kupplungs- oder Bremspedal, so wird der Regelvorgang abgeschaltet. Bei einigen Applikationen kann auch über das Fahrpedal ausgeschaltet werden.

Bei ausgeschaltetem Fahrgeschwindigkeitsregler kann mithilfe der Wiederaufnahmestellung des Bedienhebels die letzte gültige Soll-Geschwindigkeit wieder eingestellt werden.

Eine stufenweise Veränderung der Soll-Geschwindigkeit über die Bedienelemente ist ebenfalls möglich.

Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung

Variable Begrenzung

Die Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung (FGB, auch Limiter genannt) begrenzt die maximale Geschwindigkeit auf einen eingestellten Wert, auch wenn das Fahrpedal weiter betätigt wird. Dies ist vor allem bei leisen Fahrzeugen eine Hilfe für den Fahrer, der damit Geschwindigkeitsbegrenzungen nicht unabsichtlich überschreiten kann.

Die Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung begrenzt zu diesem Zweck die Einspritzmenge entsprechend der maximalen Soll-Geschwindigkeit. Sie wird durch den Bedienhebel oder durch „Kick-down“ abgeschaltet. Die letzte gültige Soll-Geschwindigkeit kann mit Hilfe der Wiederaufnahmestellung des Bedienhebels wieder aufgerufen werden. Eine stufenweise Veränderung der Soll-Geschwindigkeit über den Bedienhebel ist ebenfalls möglich.

Feste Begrenzung

In vielen Staaten schreibt der Gesetzgeber feste Höchstgeschwindigkeiten für bestimmte Fahrzeugklassen vor (z. B. für schwere Nkw). Auch die Fahrzeughersteller begrenzen die maximale Geschwindigkeit durch eine feste Fahrgeschwindigkeitsbegrenzung. Sie kann nicht abgeschaltet werden.

Bei Sonderfahrzeugen können auch fest einprogrammierte Geschwindigkeitsgrenzen vom Fahrer angewählt werden (z. B. wenn bei Müllwagen Personen auf den hinteren Trittflächen stehen).

Aktive Ruckeldämpfung

Bei plötzlichen Lastwechseln regt die Drehmomentänderung des Motors den Fahrzeugantriebsstrang zu Ruckelschwingungen an. Fahrzeuginsassen nehmen diese Ruckelschwingungen als unangenehme periodische Beschleunigungsänderungen wahr (Bild 2, Kurve a). Aufgabe des Aktiven Ruckeldämpfers (ARD) ist es, diese Beschleunigungsänderungen zu verringern (b). Dies geschieht durch zwei getrennte Maßnahmen:

- Bei plötzlichen Änderungen des vom Fahrer gewünschten Drehmoments (Fahrpedal) reduziert eine genau abgestimmte Filterfunktion die Anregung des Triebstrangs (1).
- Schwingungen des Triebstrangs werden anhand des Drehzahlsignals erkannt und über eine aktive Regelung gedämpft. Diese reduziert die Einspritzmenge bei ansteigender Drehzahl und erhöht sie bei fallender Drehzahl, um so den entstehenden Drehzahlschwingungen entgegenzuwirken (2).

Laufruheregelung/Mengenausgleichsregelung

Nicht alle Zylinder eines Motors erzeugen bei einer gleichen Einspritzdauer das gleiche Drehmoment. Dies kann an Unterschieden in der Zylinderverdichtung, Unterschieden in der Zylinderreibung oder Unterschieden in den hydraulischen Einspritzkomponenten liegen. Folge dieser Drehmomentunterschiede ist ein unrunder Motorlauf und eine Erhöhung der Motoremissionen.

Die Laufruheregelung (LRR) bzw. die Mengenausgleichsregelung (MAR) haben die Aufgabe, solche Unterschiede anhand der daraus resultierenden Drehzahlschwankungen zu erkennen und über eine gezielte Anpassung der Einspritzmenge des betreffenden Zylinders auszugleichen. Hierzu wird die Drehzahl nach der Einspritzung in einen bestimmten Zylinder mit einer gemittelten Drehzahl verglichen. Liegt die Drehzahl des betreffenden Zylinders zu tief, wird die Einspritzmenge erhöht; liegt sie zu hoch, muss die Einspritzmenge reduziert werden (Bild 3).

2 Beispiel des Aktiven Ruckeldämpfers (ARD)

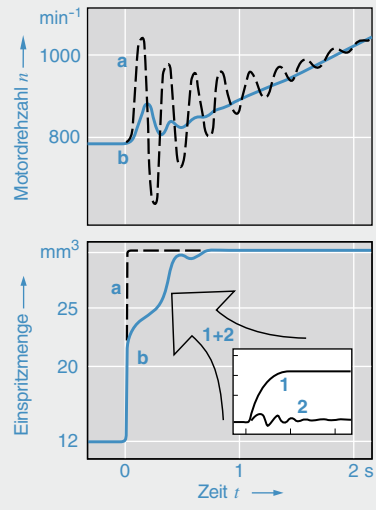
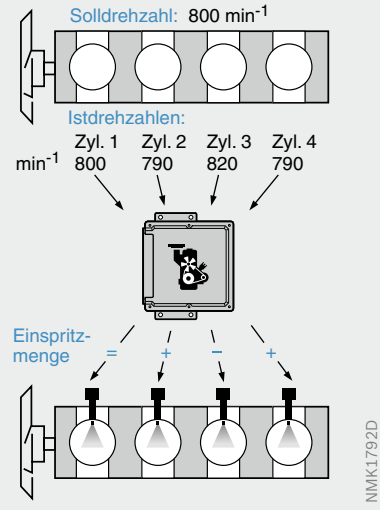


Bild 2
a Ohne aktivem Ruckeldämpfer
b mit aktivem Ruckeldämpfer
1 Filterfunktion
2 aktive Korrektur

3 Beispiel der Laufruheregelung (LRR)



Die Laufruheregelung ist eine Komfortfunktion, deren primäres Ziel die Verbesserung der Motorlaufruhe im Bereich der Leerlaufdrehzahl ist. Die Mengenausgleichsregelung soll zusätzlich zur Komfortverbesserung im Leerlauf die Emissionen im mittleren Drehzahlbereich durch eine Gleichstellung der Einspritzmengen der Motorzylinder verbessern.

Für Nkw wird die Mengenausgleichsregelung auch AZG (Adaptive Zylindergleichstellung) bzw. SRC (Smooth Running Control) genannt.

Begrenzungsmenge

Würde immer die vom Fahrer gewünschte oder physikalisch mögliche Kraftstoffmenge eingespritzt werden, könnten folgende Effekte auftreten:

- zu hohe Schadstoffemissionen,
- zu hoher Rußausstoß,
- mechanische Überlastung wegen zu hohem Drehmoment oder Überdrehzahl,
- thermische Überlastung wegen zu hoher Abgas-, Kühlmittel-, Öl- oder Turboladertemperatur oder
- thermische Überlastung der Magnetventile durch zu lange Ansteuerzeiten.

Um diese unerwünschten Effekte zu vermeiden, wird eine Begrenzung aus verschiedenen Eingangsgrößen gebildet (z. B. angesaugte Luftmasse, Drehzahl und Kühlmitteltemperatur). Die maximale Einspritzmenge und damit das maximale Drehmoment werden somit begrenzt.

Motorbremsfunktion

Beim Betätigen der Motorbremse von Nkw wird die Einspritzmenge alternativ entweder auf Null- oder Leerlaufmenge eingeregelt. Das Steuergerät erfasst für diesen Zweck die Stellung des Motorbremsschalters.

Höhenkorrektur

Mit steigender Höhe nimmt der Atmosphärendruck ab. Somit wird auch die Zylinderfüllung mit Verbrennungsluft geringer. Deshalb muss die Einspritzmenge reduziert werden. Würde die gleiche Menge wie bei hohem Atmosphärendruck eingespritzt, käme es wegen Luftmangel zu starkem Rauchausstoß.

Der Atmosphärendruck wird vom Umgebungsdrucksensor im Steuergerät erfasst. Damit kann die Einspritzmenge in großen Höhen reduziert werden. Der Atmosphärendruck hat auch Einfluss auf die Ladedruckregelung und die Drehmomentbegrenzung.

Zylinderabschaltung

Wird bei hohen Motordrehzahlen ein geringes Drehmoment gewünscht, muss sehr wenig Kraftstoff eingespritzt werden. Eine andere Möglichkeit zur Reduzierung des Drehmoments ist die Zylinderabschaltung. Hierbei wird die Hälfte der Injektoren abgeschaltet (UIS-Nkw, UPS, CR-System). Die verbleibenden Injektoren spritzen dann eine entsprechend höhere Kraftstoffmenge ein. Diese Menge kann mit höherer Genauigkeit zugemessen werden.

Durch spezielle Software-Algorithmen können weiche Übergänge ohne spürbare Drehmomentänderungen beim Zu- und Abschalten der Injektoren erreicht werden.

Injektormengenabgleich
Um die hohe Präzision des Einspritzsystems weiter zu verbessern und über die Fahrzeuglebensdauer zu gewährleisten, kommen für Common Rail (CR)- und UIS/UPS-Systeme neue Funktionen zum Einsatz.

Für den Injektormengenabgleich (IMA) wird innerhalb der Injektorfertigung für jeden Injektor eine Vielzahl von Messdaten erfasst, die in Form eines Datenmatrix-Codes auf den Injektor aufgebracht werden. Beim Piezo-Inline-Injektor werden zusätzlich auch Informationen über das Hubverhalten des Schaltventils (bestehend aus eigentlichem Ventil, Koppler und Aktor) hinzugefügt. Diese Zusatzinformationen bestehen aus der ISA-Klasse (Injektor Spannungsabgleich) und stellen sicher, dass der Injektor genau mit der individuell passenden Spannung angesteuert wird. Sie werden während der Fahrzeugfertigung in das Steuergerät übertragen. Während des Motorbetriebs werden diese Werte zur Kompensation von Abweichungen im Zumess- und Schaltverhalten verwendet.

Nullmengenkalibrierung
Von besonderer Bedeutung für die gleichzeitige Erreichung von Komfort- (Geräuschminderung) und Emissionszielen ist die sichere Beherrschung kleiner Voreinspritzungen über die Fahrzeuglebensdauer. Mengendriften der Injektoren müssen deshalb kompensiert werden. Hierzu werden in CR-Systemen der 2. und 3. Generation im Schubbetrieb gezielt in einen Zylinder eine kleine Kraftstoffmenge eingespritzt. Der Drehzahlsensor detektiert die daraus entstehende Drehmomentanhebung als kleine dynamische Drehzahländerung. Diese vom Fahrer nicht spürbare Drehmomentsteigerung ist in eindeutiger Weise mit der eingespritzten Kraftstoffmenge verknüpft. Der Vorgang wird nacheinander für alle Zylinder und für verschiedene Betriebspunkte wiederholt. Ein Lernalgorithmus stellt kleinste Veränderungen der Voreinspritzmenge fest und korrigiert die Ansteuerdauer für die Injektoren entsprechend für alle Voreinspritzungen.

Mengenmittelwertadaption
Für die korrekte Anpassung von Abgasrückführung und Ladedruck wird die Abweichung der tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmenge vom Sollwert benötigt. Die Mengenmittelwertadaption (MMA) ermittelt dazu aus den Signalen von Lambda-Sonde und Luftmassenmesser den über alle Zylinder gemittelten Wert der eingespritzten Kraftstoffmenge. Aus dem Vergleich von Sollwert und Istwert werden Korrekturwerte berechnet (s. „Lambda-Regelung für Pkw-Dieselmotoren“).

Die Lernfunktion MMA garantiert im unteren Teillastbereich gleich bleibend gute Emissionswerte über die Fahrzeuglebensdauer.

Druckwellenkorrektur
Einspritzungen lösen bei allen CR-Systemen Druckwellen in der Leitung zwischen Düse und Rail aus. Diese Druckschwingungen beeinflussen systematisch die Einspritzmenge späterer Einspritzungen (Vor-/Haupt-/Nacheinspritzungen) innerhalb eines Verbrennungszyklus. Die Abweichungen späterer Einspritzungen sind abhängig von den zuvor eingespritzten Mengen und dem zeitlichen Abstand der Einspritzungen, dem Raildruck und der Kraftstofftemperatur. Durch Berücksichtigung dieser Parameter in geeigneten Kompensationsalgorithmen berechnet das Steuergerät eine Korrektur.

Allerdings ist für diese Korrekturfunktion ein sehr hoher Applikationsaufwand erforderlich. Als Vorteil erhält man die Möglichkeit, den Abstand von z. B. Vor- und Haupteinspritzung flexibel zur Optimierung der Verbrennung anpassen zu können.

Injektormengenabgleich

Funktionsbeschreibung

Der Injektormengenabgleich (IMA) ist eine Softwarefunktion zur Steigerung der Mengenzumessgenauigkeit und gleichzeitig der Injektor-Gutausbringung am Motor. Die Funktion hat die Aufgabe, die Einspritzmenge für jeden Injektor eines CR-Systems im gesamten Kennfeldbereich individuell auf den Sollwert zu korrigieren. Dadurch ergibt sich eine Reduktion der Systemtoleranzen und des Emissionsstreubandes. Die für die IMA benötigten Abgleichwerte stellen die Differenz zum Sollwert des jeweiligen Werksprüfpunktes dar und werden in verschlüsselter Form auf jeden Injektor beschriftet.

Mithilfe eines Korrekturkennfeldes, das mit den Abgleichwerten eine Korrekturmenge errechnet, wird der gesamte motorisch relevante Bereich korrigiert. Am Bandende des Automobilherstellers werden die EDC-Abgleichwerte der verbauten Injektoren und die Zuordnung zu den Zylindern über EOL-Programmierung in das Steuergerät programmiert. Auch bei einem Injektoraustausch in der Kundendienstwerkstatt werden die Abgleichwerte neu programmiert.

Notwendigkeit dieser Funktion

Die technischen Aufwendungen für eine weitere Einengung der Fertigungstoleranzen von Injektoren steigen exponentiell und erscheinen finanziell unwirtschaftlich. Der IMA stellt die zielführende Lösung dar, die Gutausbringung zu erhöhen und gleichzeitig die motorische Mengenzumessgenauigkeit und damit die Emissionen zu verbessern.

Messwerte bei der Prüfung

Bei der Bandendeprüfung wird jeder Injektor an mehreren Punkten, die repräsentativ für das Streuverhalten dieses Injektortyps sind, gemessen. An diesen Punkten werden die Abweichungen zum Sollwert (Abgleichwerte) berechnet und anschließend auf dem Injektorkopf beschriftet.

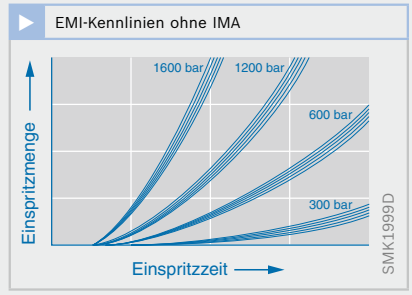


Bild 1
Kennlinien verschiedener Injektoren in Abhängigkeit des Raildrucks.
Der IMA reduziert die Streubreite der Kennlinien.
EMI Einspritzmengenindikator

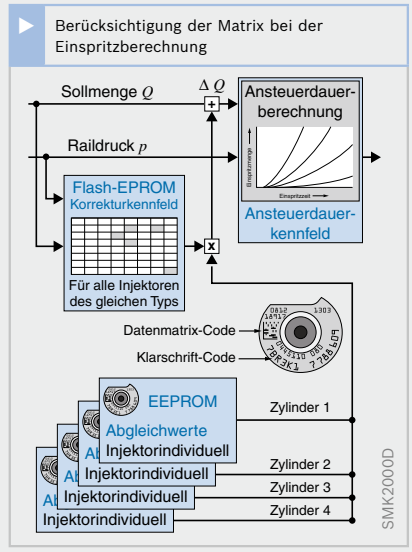


Bild 2
Berechnung der Injektor-Ansteuerdauer aus Sollmenge, Raildruck und Korrekturwerten

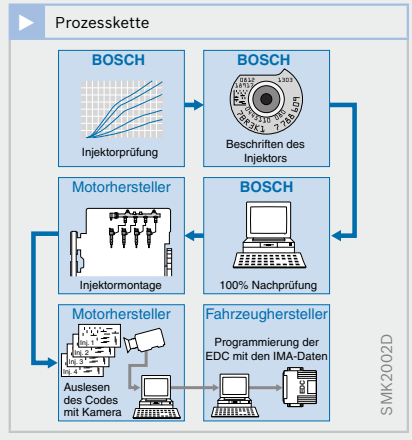


Bild 3
Darstellung der Prozesskette vom Injektorabgleich bei Bosch bis zur Bandende-Programmierung beim Fahrzeughersteller

Regeneration von Abgasnachbehandlungssystemen

Die Abgasgrenzwerte werden in Zukunft nicht mehr allein durch innermotorische Maßnahmen zu erfüllen sein. Dies macht den Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen wie Dieselpartikelfilter oder NO_X-Katalysatoren erforderlich. Diese Systeme speichern Schadstoffe ein und müssen zu bestimmten Zeitpunkten regeneriert werden. Dazu sind definierte Abgastemperaturen erforderlich, die im normalen Fahrbetrieb in der Regel selten erreicht werden. Die EDC stellt Funktionen zur Bestimmung der Regenerationszeitpunkte zur Verfügung und leitet Maßnahmen zur Erhöhung der Abgastemperatur ein (z. B. angelagerte Nacheinspritzung, Spätverstellung der Haupteinspritzung).

Inkrementwinkel-Lernen (UIS-Pkw)

Für eine genaue Mengenzumessung benötigt das Unit Injector System eine genaue Winkelinformation. Die Genauigkeit wird jedoch durch Winkeltoleranzen beeinträchtigt, die durch Ungenauigkeiten des Kurbelwellen-Geberrades selbst, durch den Sensor oder durch Einflüsse anderer Komponenten auf das Winkelgebersystem verursacht werden können.

Mit dem Inkrementwinkel-Lernverfahren werden die Winkeltoleranzen des Kurbelwellen-Geberrades eingelernt. Das Einlernen findet im Schubbetrieb bei annähernd konstanter Motordrehzahl statt. Die gemessenen Winkelabweichungen werden um Störeffekte bereinigt und die korrigierte Winkelinformation wird für die Ansteuerung der Injektoren verwendet.

Inkrementwinkel-Verschleifen (UIS-Pkw)

Das Winkelsystem extrapoliert aus den Zahnflanken des Kurbelwellengebers eine höher aufgelöste Winkelinformation. Aufgrund der Dynamik im Drehzahlsignal kommt es hier bei jeder neuen Zahnflanke zu einem Springen der Winkelinformation. Dies führt bei Einspritzsystemen mit winkelbasierter Mengenzumessung zu schwankenden Einspritzmengen. Die Funktion Inkrementwinkel-Verschleifen passt die Winkelberechnung derart an, dass an Zahnflanken keine Sprünge mehr auftreten. Die Winkeldifferenz zwischen steuergeräte-interner Winkelinformation und der des Kurbelwellengebers wird bis zur nächsten Zahnflanke an den Wert des Kurbelwellengebers angeglichen.

Spritzbeginnregelung

Der Spritzbeginn hat einen starken Einfluss auf Leistung, Kraftstoffverbrauch, Geräuschemissionen und Abgasverhalten. Sein Sollwert hängt von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge ab. Er ist im Steuergerät in Kennfeldern gespeichert. Weiterhin kann eine Korrektur in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur und dem Umgebungsdruck erfolgen.

Fertigungs- und Anbautoleranzen der Unit Injector-Einheit an den Motor sowie Veränderungen der Magnetventile während der Laufzeit können zu geringen Unterschieden der Magnetventilschaltzeiten und damit zu unterschiedlichen Spritzbeginnen führen. Die Dichte und die Temperatur des Kraftstoffs haben ebenfalls Einfluss auf den Spritzbeginn. Diese Einflüsse müssen durch eine Regelstrategie kompensiert werden, um die Abgasgrenzwerte einzuhalten. Folgende Regelungen werden eingesetzt (Tabelle 2):

2 Spritzbeginnregelungen

Regelung	Regelung mit Nadelbewegungssensor	Förderbeginnregelung	BIP-Regelung
Einspritzsystem			
Reiheneinspritzpumpen	●	–	–
kantengesteuerte Verteilereinspritzpumpen	●	–	–
magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen	●	●	–
Common Rail	–	–	–
Unit Injector/Unit Pump	–	–	●

BIP-Regelung

Die BIP-Regelung wird bei den magnetventilgesteuerten Systemen **U**nit **I**njector (UIS) und **U**nit **P**ump (UPS) eingesetzt. Der Förderbeginn – oder kurz BIP (**B**egin of **I**njection **P**eriod) – ist als der Zeitpunkt definiert, ab dem das Magnetventil geschlossen ist. Ab diesem Zeitpunkt beginnt der Druckaufbau im Pumpenhochdruckraum. Nach Überschreiten des Düsennadelöffnungsdrucks öffnet die Düse und der Einspritzvorgang beginnt (Spritzbeginn). Die Kraftstoffzumessung findet zwischen Förderbeginn und Ansteuerende des Magnetventils statt und wird Förderdauer genannt.

Durch den direkten Zusammenhang zwischen Förder- und Spritzbeginn genügt es für eine exakte Regelung des Spritzbeginns, Kenntnis über den Zeitpunkt des Förderbeginns zu haben.

Um eine zusätzliche Sensorik (z. B. einen Nadelbewegungssensor) zu vermeiden, wird der Förderbeginn durch eine elektronische Auswertung des Magnetventilstroms detektiert (erkannt). Im Bereich des erwarteten Schließzeitpunkts des Magnetventils wird die Ansteuerung mit konstanter Spannung durchgeführt (BIP-Fenster, Bild 7). Induktive Effekte beim Schließen des Magnetventils führen zu einer charakteristischen Ausprägung des Magnetventilstroms. Diese wird vom Steuergerät erfasst und ausgewertet. Die Abweichung vom erwarteten Sollwert des Schließzeitpunkts wird für jede einzelne Einspritzung abgespeichert und für die darauf folgende Einspritzsequenz als Kompensationswert verwendet.

Bei Ausfall eines BIP-Signals schaltet das Steuergerät auf gesteuerten Betrieb um.

Abstellen

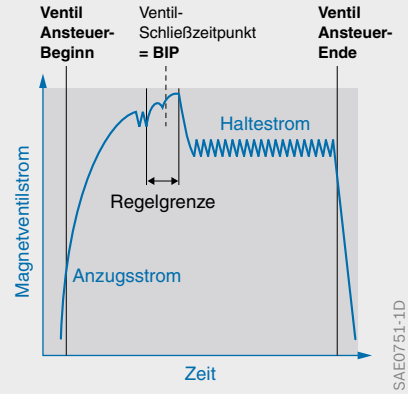
Das Arbeitsprinzip *Selbstzündung* hat zur Folge, dass der Dieselmotor nur durch Unterbrechen der Kraftstoffzufuhr zum Stillstand gebracht werden kann.

Bei der elektronischen Dieselregelung wird der Motor über die Vorgabe des Steuergeräts „Einspritzmenge Null“ abgestellt (z. B. keine Ansteuerung der Magnetventile oder Regelstangenposition „Nullförderung“).

Daneben gibt es eine Reihe redundanter (zusätzlicher) Abstellpfade (z. B. Elektrisches Abstellventil, ELAB, der kantengesteuerten Verteilereinspritzpumpen).

Die Systeme Unit Injector und Unit Pump sind eigensicher, d. h. es kann höchstens ein Mal ungewollt eingespritzt werden. Deshalb sind hier keine zusätzlichen Abstellpfade nötig.

7 BIP-Erkennung



Lambda-Regelung für Pkw-Dieselmotoren

Anwendung

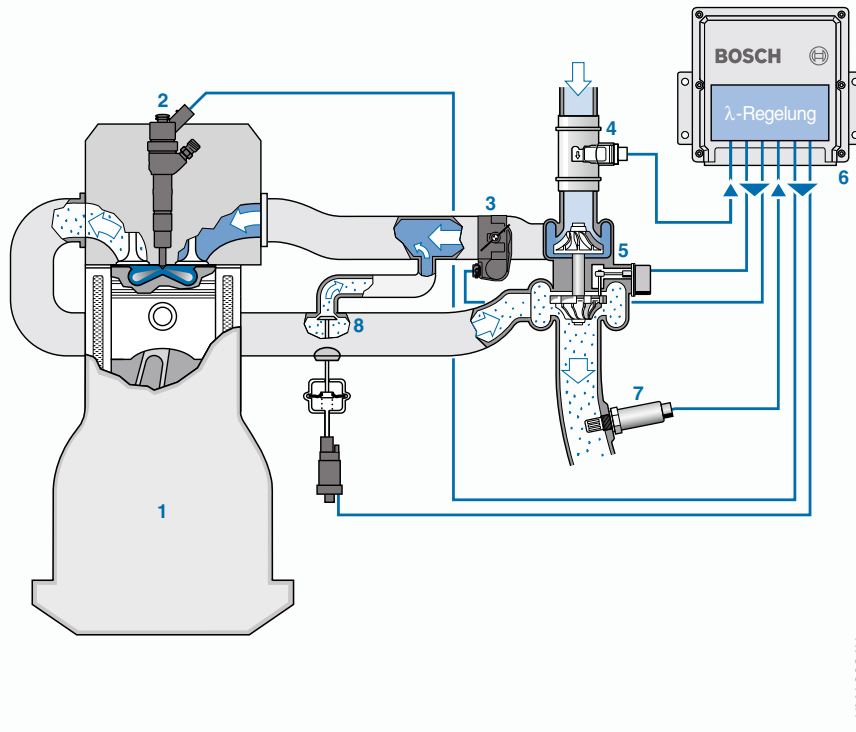
Die gesetzlich vorgeschriebenen Abgasgrenzwerte für Fahrzeuge mit Dieselmotoren werden zunehmend verschärft. Neben der Optimierung der innermotorischen Verbrennung gewinnen die Steuerung und die Regelung abgasrelevanter Funktionen zunehmend an Bedeutung. Ein großes Potenzial zu Verringerung der Emissionsstreuungen von Dieselmotoren bietet hier die Einführung der Lambda-Regelung.

Die Breitband-Lambda-Sonde im Abgasrohr (Bild 1, Pos. 7) misst den Restsauerstoffgehalt im Abgas. Daraus kann auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis (Luftzahl λ) geschlossen werden. Das Signal der Lambda-Sonde wird während des Motorbetriebs adaptiert. Dadurch wird eine hohe Signalgenauigkeit über deren Lebensdauer erreicht. Auf dieses Signal bauen verschiedene Lambda-Funktionen auf, die in den folgenden Abschnitten erklärt werden.

Für die Regeneration von NO_X-Speicherkatalysatoren werden Lambda-Regelkreise eingesetzt.

Die Lambda-Regelung eignet sich für alle Pkw-Einspritzsysteme mit Motorsteuergeräten ab der Generation EDC16.

1 Systemübersicht der Lambda-Regelung für Pkw-Dieselmotoren (Beispiel)



Grundfunktionen

Druckkompensation

Das Rohsignal der Lambda-Sonde hängt von der Sauerstoffkonzentration im Abgas sowie vom Abgasdruck am Einbauort der Sonde ab. Deshalb muss der Einfluss des Drucks auf das Sondensignal ausgeglichen (kompensiert) werden.

Die Funktion *Druckkompensation* enthält je ein Kennfeld für den Abgasdruck und für die Druckabhängigkeit des Messsignals der Lambda-Sonde. Mithilfe dieser Modelle erfolgt die Korrektur des Messsignals bezogen auf den jeweiligen Betriebspunkt.

Adaption

Die Adaption der Lambda-Sonde berücksichtigt im Schub die Abweichung der gemessenen Sauerstoffkonzentration von der Frischluft-Sauerstoffkonzentration (ca. 21 %). So wird ein Korrekturwert „erlernt“. Mit dieser erlernten Abweichung kann in jedem Betriebspunkt des Motors die gemessene Sauerstoffkonzentration korrigiert werden. Damit liegt über die gesamte Lebensdauer der Lambda-Sonde ein genaues, driftkompensiertes Signal vor.

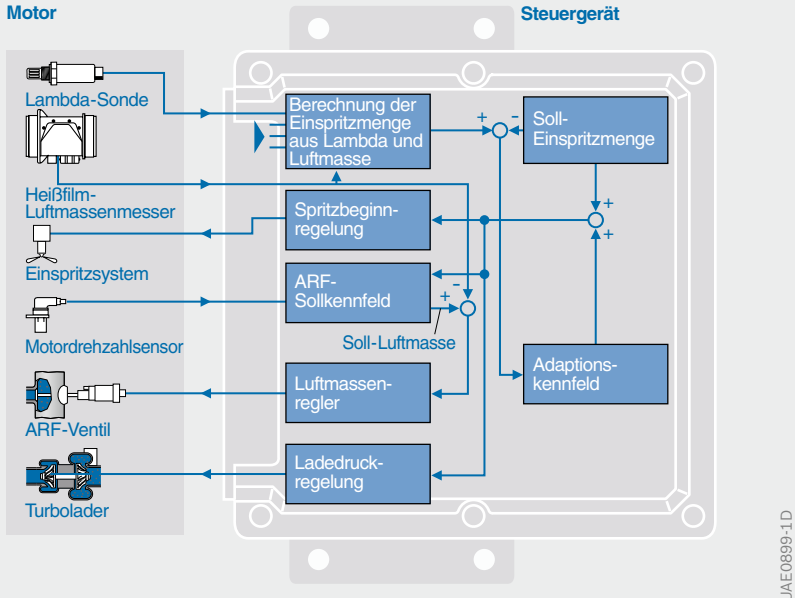
Lambda-basierte Regelung der Abgasrückführung

Die Erfassung des Sauerstoffgehalts im Abgas ermöglicht – verglichen mit einer luftmassenbasierten Abgasrückführung – ein engeres Toleranzband der Emissionen über die Fahrzeugflotte. Damit können im Abgastest für zukünftige Grenzwerte ca. 10 ... 20 % Emissionsvorteil gewonnen werden.

Mengenmittelwertadaption

Die Mengenmittelwertadaption liefert ein genaues Einspritzmengensignal für die Sollwertbildung abgasrelevanter Regelkreise. Den größten Einfluss auf die Emissionen hat dabei die Korrektur der Abgasrückführung.

2 Prinzipieller Ablauf der Mengenmittelwertadaption in der Betriebsart „Indirect Control“



Die Mengenmittelwertadaption arbeitet im unteren Teillastbereich. Sie ermittelt eine über alle Zylinder gemittelte Mengenabweichung.

Bild 2 (vorherige Seite) zeigt die grundsätzliche Struktur der Mengenmittelwertadaption und deren Eingriff auf die abgasrelevanten Regelkreise.

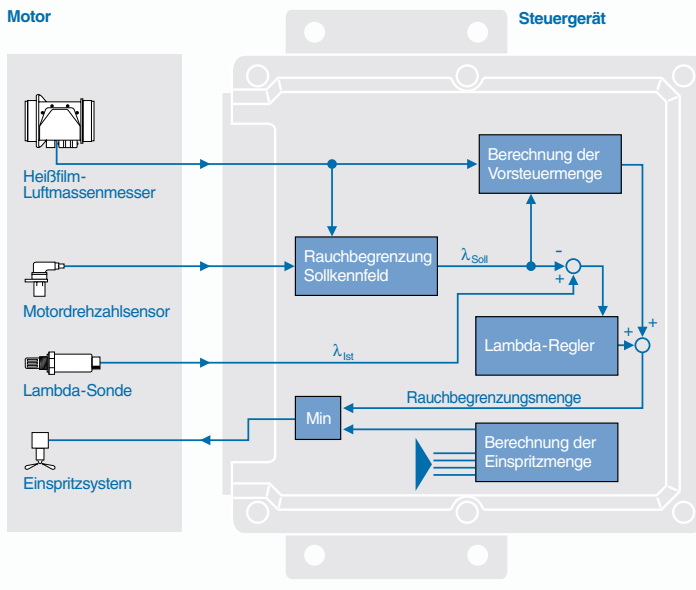
Aus dem Signal der Lambda-Sonde und dem Luftmassensignal wird die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmasse berechnet. Die berechnete Kraftstoffmasse wird mit dem Einspritzmassensollwert verglichen. Die Differenz wird in einem Adaptionskennfeld in definierten „Lernpunkten“ gespeichert. Damit ist sichergestellt, dass eine betriebspunktspezifische Einspritzmengenkorrektur auch bei dynamischen Zustandsänderungen ohne Verzögerung bestimmt werden kann. Die Korrekturmengen werden im EEPROM des Steuergeräts gespeichert und stehen bei Motorstart sofort zur Verfügung.

Grundsätzlich gibt es zwei Betriebsarten der Mengenmittelwertadaption, die sich in der Verwendung der ermittelten Mengenabweichung unterscheiden:

Betriebsart „Indirect Control“
In der Betriebsart *Indirect Control* (Bild 2) wird ein genauer Einspritzmengensollwert als Eingangsgröße in verschiedene abgasrelevante Soll-Kennfelder verwendet. Die Einspritzmenge selbst wird in der Zumessung nicht korrigiert.

Betriebsart „Direct Control“
In der Betriebsart *Direct Control* wird die Mengenabweichung zur Korrektur der Einspritzmenge in der Zumessung verwendet, sodass die wirklich eingespritzte Kraftstoffmenge genauer mit der Soll-Einspritzmenge übereinstimmt. Hierbei handelt es sich (gewissermaßen) um einen geschlossenen Mengenregelkreis.

3 Prinzipieller Ablauf der Volllastrauchbegrenzung mithilfe der Lambda-Regelung



Volllastrauchbegrenzung

Bild 3 zeigt das Prinzipbild der Regelstruktur für die Volllastrauchbegrenzung mit einer Lambda-Sonde. Ziel ist die Ermittlung der maximalen Kraftstoffmenge, die eingespritzt werden darf, ohne einen bestimmten Rauchwert zu überschreiten.

Mit den Signalen des Luftmassenmessers und des Motordrehzahlsensors wird der Lambda-Sollwert λ_{SOLL} über ein Rauchbegrenzungskennfeld ermittelt. Aus diesem Wert wird zusammen mit der Luftmasse der Vorsteuerwert für die maximal zulässige Einspritzmenge errechnet.

Dieser heute in Serie realisierten Steuerung wird eine Lambda-Regelung überlagert. Der Lambda-Regler berechnet aus der Differenz zwischen dem Lambda-Sollwert λ_{SOLL} und dem Lambda-Istwert λ_{IST} eine Korrekturkraftstoffmenge. Die Summe aus Vorsteuer- und Korrekturmenge ist ein exakter Wert für die maximale Volllast-Kraftstoffmenge.

Mit dieser Struktur ist eine gute Dynamik durch die Vorsteuerung und eine verbesserte Genauigkeit durch den überlagerten Lambda-Regelkreis erreichbar.

Erkennung unerwünschter Verbrennung

Mithilfe des Signals der Lambda-Sonde kann eine unerwünschte Verbrennung im Schubbetrieb erkannt werden. Diese wird dann erkannt, wenn das Signal der Lambda-Sonde unterhalb eines berechneten Schwellwertes liegt. Bei unerwünschter Verbrennung kann der Motor durch Schließen einer Regelklappe und des Abgasrückführventils abgestellt werden. Das Erkennen unerwünschter Verbrennung stellt eine zusätzliche Sicherheitsfunktion für den Motor dar.

Zusammenfassung

Mit einer lambdabasierten Abgasrückführung kann die Emissionsstreuung einer Fahrzeugflotte aufgrund von Fertigungstoleranzen oder Alterungsdrift wesentlich reduziert werden. Hierfür wird die Mengenmittelwertadaption eingesetzt.

Die Mengenmittelwertadaption liefert ein genaues Einspritzmengensignal für die Sollwertbildung abgasrelevanter Regelkreise. Dadurch wird die Genauigkeit dieser Regelkreise erhöht. Den größten Einfluss auf die Emissionen hat dabei die Korrektur der Abgasrückführung.

Zusätzlich kann durch den Einsatz einer Lambda-Regelung die Volllastrauchmenge exakt bestimmt und eine unerwünschte Verbrennung detektiert werden.

Die hohe Genauigkeit des Signals der Lambda-Sonde ermöglicht darüber hinaus die Darstellung eines Lambda-Regelkreises für die Regeneration von NO_X-Speicher-Katalysatoren.

Regeln und Steuern

Anwendung

Die Funktionen *Regeln* und *Steuern* haben für die verschiedenen Systeme im Kraftfahrzeug eine herausragende Bedeutung.

Die Benennung *Steuerung* erfolgt vielfach nicht nur für den Vorgang des Steuerns, sondern auch für die Gesamtanlage, in der die Steuerung stattfindet (deshalb auch die generelle Benennung *Steuergerät,* obwohl solch ein Gerät auch die Regelung vornimmt). Demnach laufen in den Steuergeräten Rechenprozesse sowohl für Steuerungs- als auch für Regelungsaufgaben ab.

Regeln

Das *Regeln* bzw. die *Regelung* ist ein Vorgang, bei dem eine Größe (Regelgröße x) fortlaufend erfasst, mit einer anderen Größe (Führungsgröße w_1) verglichen und abhängig vom Ergebnis dieses Vergleichs im Sinne einer Angleichung an die Führungsgröße beeinflusst wird. Der sich dabei ergebende Wirkungsablauf findet in einem geschlossenen Kreis (Regelkreis) statt.

Die Regelung hat die Aufgabe, trotz störender Einflüsse den Wert der Regelgröße an den durch die Führungsgröße vorgegebenen Wert anzugleichen.

Der *Regelkreis* (Bild 1a) ist ein in sich geschlossener Wirkungsweg mit einsinniger Wirkungsrichtung. Die Regelgröße x wirkt in einer Kreisstruktur im Sinne einer Gegenkopplung auf sich selbst zurück. Im Gegensatz zur Steuerung berücksichtigt eine Regelung den Einfluss aller Störgrößen (z_1, z_2) im Regelkreis. Beispiele für Regelsysteme im Kfz sind:

- Lambda-Regelung,
- Leerlaufdrehzahlregelung,
- ABS-/ASR-/ESP-Regelung,
- Klimaregelung (Innenraumtemperatur).

Steuern

Das *Steuern* bzw. die *Steuerung* ist der Vorgang in einem System, bei dem eine oder mehrere Größen als Eingangsgrößen andere Größen aufgrund der dem System eigentümlichen Gesetzmäßigkeit beeinflussen. Kennzeichen für das Steuern ist der offene Wirkungsablauf über das einzelne Übertragungsglied oder die Steuerkette.

Die *Steuerkette* (Bild 1b) ist eine Anordnung von Gliedern, die in Kettenstruktur aufeinander einwirken. Sie kann als Ganzes innerhalb eines übergeordneten Systems mit weiteren Systemen in beliebigem wirkungsgemäßem Zusammenhang stehen. Durch eine Steuerkette kann nur die Auswirkung der Störgröße bekämpft werden, die vom Steuergerät gemessen wird (z. B. z_1); andere Störgrößen (z. B. z_2) wirken sich ungehindert aus. Beispiele für Steuersysteme im Kfz sind:

- Elektronische Getriebesteuerung (EGS).
- Injektormengenabgleich und Druckwellenkorrektur bei der Einspritzmengenberechnung.

3 Regelungs- und Steuerungseinrichtungen

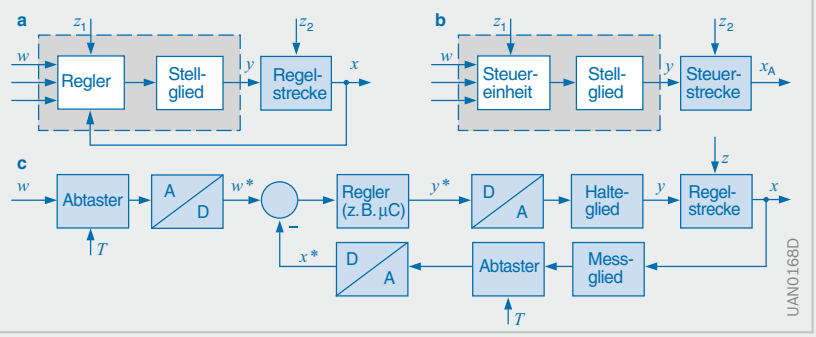


Bild 1

a Regelkreis
b Steuerkette
c Wirkungsplan einer digitalen Regelung

w Führungsgröße
x Regelgröße
x_A Steuergröße
y Stellgröße
z_1, z_2 Störgrößen

T Abtastzeit
* digitale Signalwerte
A Analog
D Digital

Momentengeführte EDC-Systeme

Die Motorsteuerung wird immer enger in die Fahrzeuggesamtsysteme eingebunden. Fahrdynamiksysteme (z. B. ASR), Komfortsysteme (z. B. Tempomat) und die Getriebesteuerung beeinflussen über den CAN-Bus die Elektronische Dieselregelung EDC. Andererseits werden viele der in der Motorsteuerung erfassten oder berechneten Informationen über den CAN-Bus an andere Steuergeräte weitergegeben.

Um die Elektronische Dieselregelung künftig noch wirkungsvoller in einen funktionalen Verbund mit anderen Steuergeräten einzugliedern und weitere Verbesserungen schnell und effektiv zu realisieren, wurden die Steuerungen der neuesten Generation einschneidend überarbeitet. Diese momentengeführte Dieselmotorsteuerung wird erstmals ab EDC16 eingesetzt. Hauptmerkmal ist die Umstellung der Modulschnittstellen auf Größen, wie sie im Fahrzeug auch auftreten.

Kenngrößen eines Motors

Die Außenwirkung eines Motors kann im Wesentlichen durch drei Kenngrößen beschrieben werden: Leistung P, Drehzahl n und Drehmoment M.

Bild 1 zeigt den typischen Verlauf von Drehmoment und Leistung über der Motordrehzahl zweier Dieselmotoren im Vergleich. Grundsätzlich gilt der physikalische Zusammenhang:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M$$

Es genügt also völlig, z. B. das Drehmoment als Führungsgröße unter Beachtung der Drehzahl vorzugeben. Die Motorleistung ergibt sich dann aus der obigen Formel. Da die Leistung nicht unmittelbar gemessen werden kann, hat sich für die Motorsteuerung das Drehmoment als geeignete Führungsgröße herausgestellt.

Momentensteuerung

Der Fahrer fordert beim Beschleunigen über das Fahrpedal (Sensor) direkt ein einzustellendes Drehmoment. Unabhängig davon fordern andere externe Fahrzeugsysteme über die Schnittstellen ein Drehmoment an, das sich aus dem Leistungsbedarf der Komponenten ergibt (z. B. Klimaanlage, Generator). Die Motorsteuerung errechnet daraus das resultierende Motormoment und steuert die Stellglieder des Einspritz- und Luftsystems entsprechend an. Daraus ergeben sich folgende Vorteile:

- Kein System hat direkten Einfluss auf die Motorsteuerung (Ladedruck, Einspritzung, Vorglühen). Die Motorsteuerung kann so zu den äußeren Anforderungen auch noch übergeordnete Optimierungskriterien berücksichtigen (z. B. Abgasemissionen, Kraftstoffverbrauch) und den Motor dann bestmöglich ansteuern.
- Viele Funktionen, die nicht unmittelbar die Steuerung des Motors betreffen, können für Diesel- und Ottomotorsteuerungen einheitlich ablaufen.
- Erweiterungen des Systems können schnell umgesetzt werden.

1 Beispiel des Drehmoment- und Leistungsverlaufs zweier Pkw-Dieselmotoren mit ca. 2,2 l Hubraum über der Drehzahl

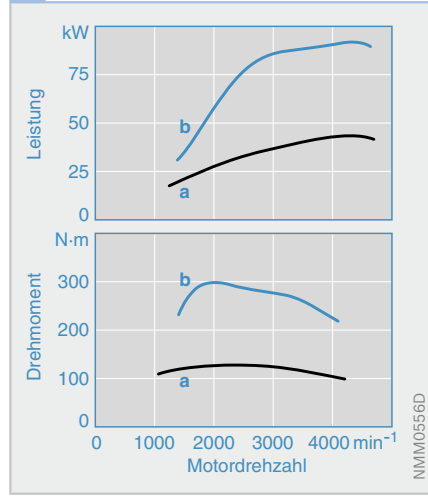


Bild 1
a Baujahr 1968
b Baujahr 1998

Ablauf der Motorsteuerung

Die Weiterverarbeitung der Sollwertvorgaben im Motorsteuergerät sind in Bild 2 schematisch dargestellt. Zum Erfüllen ihrer Aufgaben benötigen alle Steuerungsfunktionen der Motorsteuerung eine Fülle von Sensorsignalen und Informationen von anderen Steuergeräten im Fahrzeug.

Vortriebsmoment

Die Fahrervorgabe (d. h. das Signal des Fahrpedalsensors) wird von der Motorsteuerung als Anforderung für ein Vortriebsmoment interpretiert. Genauso werden die Anforderungen der Fahrgeschwindigkeitsregelung und -begrenzung berücksichtigt.

Nach dieser Auswahl des Soll-Vortriebsmoments erfolgt gegebenenfalls bei Blockiergefahr eine Erhöhung bzw. bei durchdrehenden Rädern eine Reduzierung des Sollwerts durch das Fahrdynamiksystem (ASR, ESP).

Weitere externe Momentanforderungen

Die Drehmomentanpassung des Antriebsstrangs muss berücksichtigt werden (Triebstrangübersetzung). Sie wird im Wesentlichen durch die Übersetzungsverhältnisse im jeweiligen Gang sowie durch den Wirkungsgrad des Wandlers bei Automatikgetrieben bestimmt. Bei Automatikfahrzeugen gibt die Getriebesteuerung die Drehmomentanforderung während des Schaltvorgangs vor, um mit reduziertem Moment ein möglichst ruckfreies, komfortables und zugleich ein das Getriebe schonendes Schalten zu ermöglichen. Außerdem wird noch ermittelt, welchen Drehmomentbedarf weitere vom Motor angetriebene Nebenaggregate (z. B. Klimakompressor, Generator, Servopumpe) haben. Dieser Drehmomentbedarf wird aus der benötigten Leistung und Drehzahl entweder von diesen Aggregaten selbst oder von der Motorsteuerung ermittelt.

Die Motorsteuerung addiert die Momentenanforderungen auf. Damit ändert sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs trotz wechselnder Anforderungen der Aggregate und Betriebszustände des Motors nicht.

Innere Momentanforderungen

In diesem Schritt greifen der Leerlaufregler und der aktive Ruckeldämpfer ein.

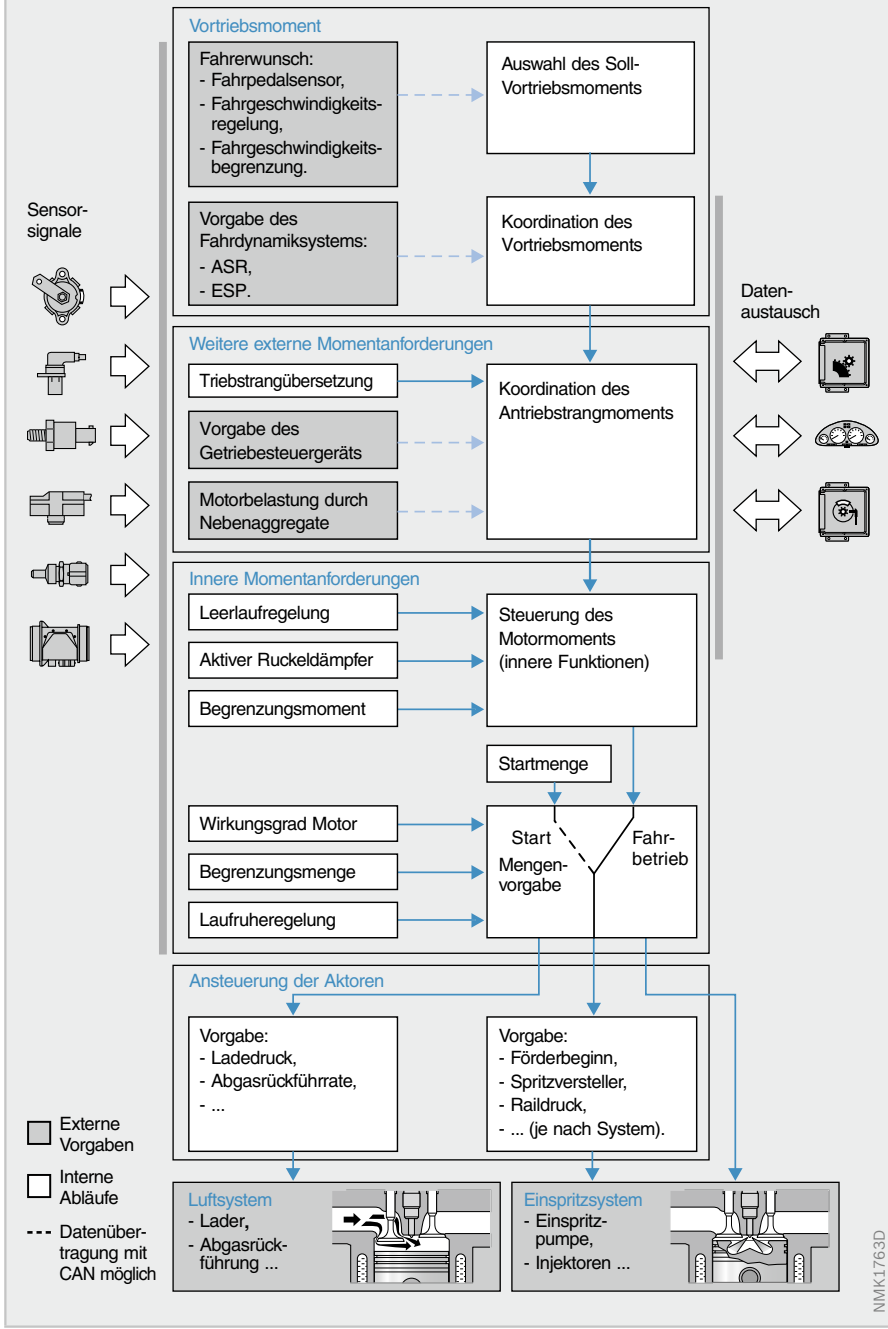
Um z. B. eine unzulässige Rauchbildung durch zu hohe Einspritzmengen oder eine mechanische Beschädigung des Motors zu verhindern, setzt das Begrenzungsmoment, wenn nötig, den internen Drehmomentbedarf herab. Im Vergleich zu den bisherigen Motorsteuerungssystemen erfolgen die Begrenzungen nicht mehr ausschließlich im Kraftstoff-Mengenbereich, sondern je nach gewünschtem Effekt direkt in der jeweils betroffenen physikalischen Größe.

Die Verluste des Motors werden ebenfalls berücksichtigt (z. B. Reibung, Antrieb der Hochdruckpumpe). Das Drehmoment stellt die messbare Außenwirkung des Motors dar. Die Steuerung kann diese Außenwirkung aber nur durch eine geeignete Einspritzung von Kraftstoff in Verbindung mit dem richtigen Einspritzzeitpunkt sowie den notwendigen Randbedingungen des Luftsystems erzeugen (z. B. Ladedruck, Abgasrückführrate). Die notwendige Einspritzmenge wird über den aktuellen Verbrennungswirkungsgrad bestimmt. Die errechnete Kraftstoffmenge wird durch eine Schutzfunktion (z. B. gegen Überhitzung) begrenzt und gegebenenfalls durch die Laufruheregelung verändert. Während des Startvorgangs wird die Einspritzmenge nicht durch externe Vorgaben (wie z. B. den Fahrer) bestimmt, sondern in der separaten Steuerungsfunktion „Startmenge“ berechnet.

Ansteuerung der Aktoren

Aus dem schließlich resultierenden Sollwert für die Einspritzmenge werden die Ansteuerdaten für die Einspritzpumpen bzw. die Einspritzventile ermittelt sowie der bestmögliche Betriebspunkt des Luftsystems bestimmt.

2 Ablauf der Motorsteuerung bei der momentengeführten Dieselregelung



Datenaustausch mit anderen Systemen

Kraftstoff-Verbrauchssignal

Das Motorsteuergerät (Bild 1, Pos. 3) ermittelt den Kraftstoffverbrauch und gibt das Signal über CAN an das Kombiinstrument oder einen eigenständigen Bordrechner (6). Dort kann dem Fahrer der momentane Kraftstoffverbrauch oder die Restreichweite angezeigt werden. Ältere Systeme geben das Kraftstoff-Verbrauchssignal als PWM-Signal aus (Puls-Weiten-Moduliertes Signal).

Steuerung des Starters

Der Starter (8) kann vom Motorsteuergerät angesteuert werden. Die EDC stellt damit sicher, dass der Fahrer nicht in den laufenden Motor starten kann. Der Starter wird nur so lange betätigt, wie es notwendig ist, damit der Motor sicher hochläuft. Durch diese Funktion kann der Starter leichter und somit kostengünstiger ausgelegt werden.

Glühzeitsteuergerät GZS

Das Glühzeitsteuergerät (5) erhält vom Motorsteuergerät die Information über Zeitpunkt und Dauer des Glühvorgangs. Das Glühzeitsteuergerät steuert die Glühkerzen an und überwacht den Glühvorgang. Für die Diagnosefunktion meldet es Störungen an das Motorsteuergerät zurück. Die Vorglüh-Kontrollleuchte wird meist vom Motorsteuergerät angesteuert.

Elektronische Wegfahrsperre

Um eine unbefugte Benutzung zu verhindern, kann der Motor erst gestartet werden, wenn ein zusätzliches Steuergerät für die Wegfahrsperre (7) das Motorsteuergerät frei schaltet.

Der Fahrer kann dem Steuergerät der Wegfahrsperre z. B. über eine Fernbedienung oder den Glüh-Start-Schalter („Zündschlüssel“) signalisieren, dass er berechtigt ist, das Fahrzeug zu nutzen. Es schaltet dann das Motorsteuergerät frei, sodass Motorstart und Fahrbetrieb möglich sind.

1 Mögliche Komponenten für den Datenaustausch mit der Elektronischen Dieselregelung

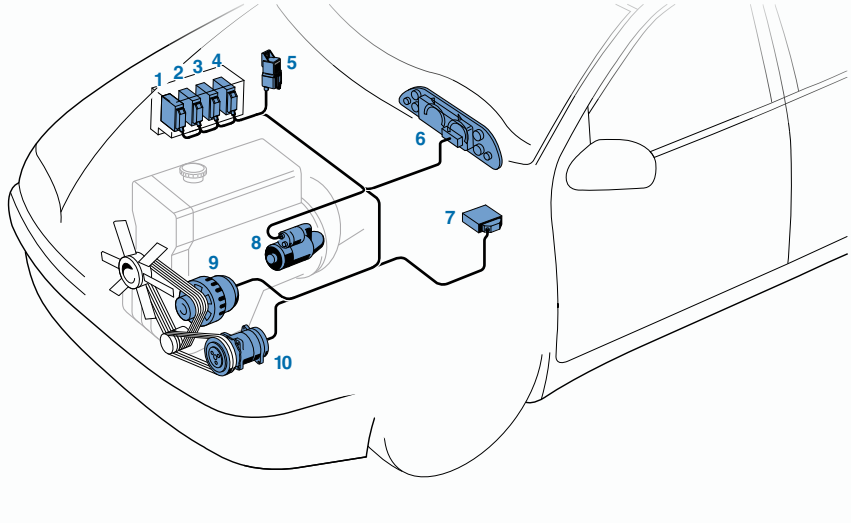


Bild 1
1 ESP-Steuergerät (mit ABS und ASR)
2 Getriebesteuergerät
3 Motorsteuergerät (EDC)
4 Klimasteuergerät
5 Glühzeitsteuergerät
6 Kombiinstrument mit Bordrechner
7 Steuergerät der Wegfahrsperre
8 Starter
9 Generator
10 Klimakompressor

Externer Momenteneingriff
Beim externen Momenteneingriff wird die Einspritzmenge von einem anderen Steuergerät (z. B. für Getriebesteuerung, ASR) beeinflusst. Es teilt dem Motorsteuergerät mit, ob und um wie viel das Drehmoment des Motors (und damit die Einspritzmenge) geändert werden soll.

Steuerung des Generators
Über eine genormte serielle Schnittstelle kann die EDC den Generator (9) fernsteuern und überwachen. Eine Steuerung der Regelspannung ist genauso möglich wie das komplette Abschalten des Generators. Das Ladeverhalten des Generators kann, z. B. bei schwacher Batterie, durch eine Anhebung der Leerlaufdrehzahl unterstützt werden. Auch eine einfache Diagnose des Generators ist über diese Schnittstelle möglich.

Klimaanlage
Um bei hohen Außentemperaturen eine angenehme Innentemperatur zu erhalten, kühlt die Klimaanlage die Luft für den Fahrzeuginnenraum mithilfe eines Klimakompressors (10) ab. Sein Leistungsbedarf kann je nach Motor und Fahrsituation bis zu 30 % der Motorleistung betragen.

Sobald der Fahrer das Fahrpedal ganz durchdrückt oder rasch betätigt (und damit also ein maximales Drehmoment wünscht), kann der Klimakompressor kurzzeitig vom Motorsteuergerät abgeschaltet werden. Dadurch steht die volle Motorleistung für den Antrieb zur Verfügung. Da nur kurzzeitig abgeschaltet wird, hat dies keinen merklichen Einfluss auf die Innenraumtemperatur des Fahrzeugs.

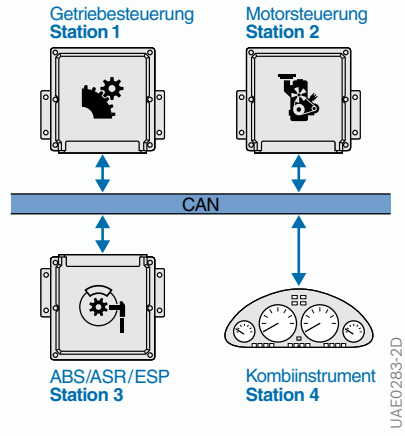
Serielle Datenübertragung mit CAN

Kraftfahrzeuge sind mit einer ständig wachsenden Zahl von elektronischen Systemen ausgestattet. Diese benötigen einen intensiven Daten- und Informationsaustausch, wobei die Anforderungen an Datenmengen und Geschwindigkeit immer größer werden.

CAN (Controller Area Network) ist ein speziell für die Anwendung im Kraftfahrzeug entwickeltes lineares Bussystem (Bild 1). Es wird inzwischen auch in anderen Bereichen eingesetzt (z. B. in der Haustechnik).

Die Daten werden auf einer gemeinsamen (Bus-)Leitung seriell, d. h. hintereinander übertragen. Alle CAN-Teilnehmer haben Zugriff auf den Bus. Über eine CAN-Schnittstelle in den Steuergeräten können diese Stationen Daten senden und empfangen. Durch die Vernetzung werden wesentlich weniger Leitungen benötigt, da auf einer Busleitung eine Vielzahl Daten ausgetauscht werden können und die Daten mehrfach gelesen werden können. Bei herkömmlichen Systemen erfolgt der Datenaustausch über einzeln zugeordnete Datenleitungen von Punkt zu Punkt.

1 Lineare Busstruktur



Regelung und Ansteuerung von Aktoren

Neben den Einspritzkomponenten werden von der EDC eine Vielzahl weiterer Stellglieder geregelt und angesteuert. Sie wirken z. B. auf die Füllungssteuerung, auf die Motorkühlung oder sie unterstützen das Startverhalten des Dieselmotors. Wie bei der Regelung der Einspritzung werden auch hier die Vorgaben von anderen Systemen (z. B. ASR) berücksichtigt.

Je nach Fahrzeugtyp, Einsatzgebiet und Einspritzsystem kommen verschiedene Stellglieder zur Anwendung. Einige Beispiele sind in diesem Abschnitt beschrieben.

Bei der Ansteuerung werden verschiedene Wege beschritten:

- Die Stellglieder werden direkt über eine Endstufe im Motorsteuergerät mit den entsprechenden Signalen angesteuert (z. B. Abgasrückführventil).
- Bei hohem Stromverbrauch steuert das Steuergerät ein Relais an (z. B. Lüfteransteuerung).
- Das Motorsteuergerät gibt Signale an ein unabhängiges Steuergerät, das dann die weiteren Stellglieder ansteuert oder regelt (z. B. Glühzeitsteuerung).

Die Integration aller Motorsteuerfunktionen im EDC-Steuergerät bietet den Vorteil, dass nicht nur Einspritzmenge und -zeitpunkt, sondern auch alle anderen Motorfunktionen wie z. B. die Abgasrückführung und die Ladedruckregelung im Motorregelkonzept berücksichtigt werden können. Dies führt zu einer wesentlichen Verbesserung der Motorregelung. Außerdem liegen im Motorsteuergerät bereits viele Informationen vor, die für andere Funktionen benötigt werden (z. B. Motortemperatur und Ansauglufttemperatur für die Glühzeitsteuerung).

Bild 1
1 Einlassventil
2 Drallkanal
3 Zylinder
4 Kolben
5 Füllungskanal
6 Klappe

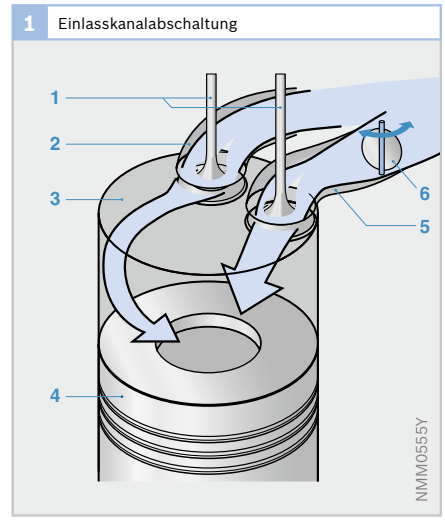
Kühlmittelzusatzheizung

Leistungsfähige Dieselmotoren haben einen sehr hohen Wirkungsgrad. Die Abwärme des Motors reicht daher unter Umständen nicht mehr aus, den Fahrzeuginnenraum ausreichend aufzuheizen. Deshalb kann eine Kühlmittelzusatzheizung mit Glühkerzen eingesetzt werden. Sie wird je nach Kapazität des Generators in verschiedenen Stufen angesteuert. Das EDC-Motorsteuergerät regelt die Kühlmittelzusatzheizung.

Einlasskanalabschaltung

Bei der Einlasskanalabschaltung wird im unteren Motordrehzahlbereich und im Leerlauf ein Füllungskanal (Bild 1, Pos. 5) pro Zylinder mit einer Klappe (6) verschlossen, wenn durch einen elektropneumatischen Wandler ein Strom fließt. Die Frischluft wird dann nur über Drallkanäle (2) angesaugt. Dadurch entsteht im unteren Drehzahlbereich eine bessere Verwirbelung der Luft, was zu einer besseren Verbrennung führt. Im oberen Drehzahlbereich wird der Füllungsgrad durch die zusätzlich geöffneten Füllungskanäle erhöht und somit die Motorleistung verbessert.

1 Einlasskanalabschaltung



Ladedruckregelung
Die Ladedruckregelung (LDR) des Turboladers verbessert die Drehmomentcharakteristik im Volllastbetrieb und die Ladungswechsel im Teillastbetrieb. Der Sollwert für den Ladedruck hängt von der Drehzahl, der Einspritzmenge, der Kühlmittel- und der Lufttemperatur sowie dem Umgebungsluftdruck ab. Er wird mit dem Istwert des Ladedrucksensors verglichen. Bei einer Regelabweichung betätigt das Steuergerät den elektropneumatischen Wandler des Bypassventils oder der Leitschaufeln des Turboladers mit Variabler Turbinengeometrie (VTG).

Lüfteransteuerung
Oberhalb einer bestimmten Motortemperatur steuert das Motorsteuergerät das Lüfterrad des Motors an. Auch nach Motorstillstand wird es noch für eine bestimmte Zeit weiter betrieben. Diese Nachlaufzeit hängt von der aktuellen Kühlmitteltemperatur und dem Lastzustand des letzten Fahrzyklus ab.

Abgasrückführung
Zur Reduzierung der NO_X-Emission wird Abgas in den Ansaugtrakt des Motors geleitet. Dies geschieht über einen Kanal, dessen Querschnitt durch ein Abgasrückführventil verändert werden kann. Die Ansteuerung des Abgasrückführventils erfolgt entweder über einen elektropneumatischen Wandler oder über einen elektrischen Steller.

Aufgrund der hohen Temperatur und des Schmutzanteils im Abgas kann der rückgeführte Abgasstrom schlecht gemessen werden. Deshalb erfolgt die Regelung indirekt über einen Luftmassenmesser im Frischluftmassenstrom. Sein Messwert wird im Steuergerät mit dem theoretischen Luftbedarf des Motors verglichen. Dieser wird aus verschiedenen Kenndaten ermittelt (z. B. Motordrehzahl). Je niedriger die tatsächliche gemessene Frischluftmasse im Vergleich zum theoretischen Luftbedarf ist, umso höher ist der rückgeführte Abgasanteil.

Ersatzfunktionen

Sofern einzelne Eingangssignale ausfallen, fehlen dem Steuergerät wichtige Informationen für die Berechnungen. In diesem Fall erfolgt die Ansteuerung mithilfe von Ersatzfunktionen. Zwei Beispiele hierfür sind:

Beispiel 1: Die Kraftstofftemperatur wird zur Berechnung der Einspritzmenge benötigt. Fällt der Kraftstofftemperatursensor aus, rechnet das Steuergerät mit einem Ersatzwert. Dieser muss so gewählt sein, dass es nicht zu starker Rußbildung kommt. Dadurch kann bei defektem Kraftstofftemperatursensor die Leistung in einigen Betriebsbereichen abfallen.

Beispiel 2: Bei Ausfall des Nockenwellensensors zieht das Steuergerät das Signal des Kurbelwellensensors als Ersatzsignal heran. Je nach Fahrzeughersteller gibt es unterschiedliche Konzepte, mit denen über den Verlauf des Kurbelwellensignals ermittelt wird, wann Zylinder 1 im Verdichtungstakt ist. Als Folge dieser Ersatzfunktionen dauert der Neustart jedoch etwas länger.

Die verschiedenen Ersatzfunktionen können je nach Fahrzeughersteller unterschiedlich sein. Deshalb sind viele fahrzeugspezifische Funktionen möglich.

Alle Störungen werden über die Diagnosefunktion abgespeichert und können in der Werkstatt ausgelesen werden.

Lichttechnik

Übersicht

Lichtquellen für Kfz
Die wichtigsten Lichtquellen für die Beleuchtungssysteme an Fahrzeugfront und Fahrzeugheck sind Halogenlampen, Glühlampen, Gasentladungslampen und LED.

Temperaturstrahler

Temperaturstrahler erzeugen das Licht durch Wärmeenergie. Nachteil der Temperaturstrahler ist vor allem der niedrige Wirkungsgrad (unter 10 %) und die damit gegenüber Gasentladungslampen relativ geringe Lichtausbeute.

Glühlampe (Vakuumlampe)
Zu den Temperaturstrahlern gehört die Glühlampe (Bild 1), deren Wolfram-Glühwendel (2) von einem Glaskolben (1) umschlossen ist. Im Inneren des Glaskolbens herrscht Vakuum, daher wird die Glühlampe auch als Vakuumlampe bezeichnet.

Die Lichtausbeute einer Glühlampe ist mit 10...18 lm/W (Lumen / Watt) vergleichsweise gering. Während des Betriebs der Glühlampe verdampfen Wolframpartikel der Glühwendel. Der Lampenkolben schwärzt sich dadurch mit zunehmender Gebrauchsdauer. Das Verdampfen der Partikel führt letztendlich zum Bruch der Glühwendel und somit zum Ausfall der Lampe. Deshalb wurden die Glühlampen als Lichtquellen für Frontscheinwerfer durch Halogenlampen abgelöst. Für Leuchten und als Lichtquellen im Fahrzeuginnenraum werden jedoch aus Kostengründen weiterhin Glühlampen eingesetzt. Auch die Beleuchtung passiver Anzeigeelemente (z. B. Gebläse-, Heizungs- und Klimaregler, LCD-Displays) erfolgt in der Regel mit Glühlampen, deren Lichtfarbe je nach Anwendung und Design mit Farbfiltern geändert wird.

Halogenlampe
Halogenlampen gibt es in zwei Ausführungen: mit einer oder mit zwei Glühwendeln aus Wolfram. Die Halogenlampen H1, H3, H7, HB3 und HB4 (s. Tabelle am Kapitelende) haben nur eine Glühwendel. Sie werden als Lichtquellen für Abblend-, Fern- und Nebellicht eingesetzt.

Der Lampenkolben besteht aus Quarzglas. Das Quarzglas dient zur Filterung des geringen UV-Lichtanteils, den Halogenlampen abstrahlen. Der Kolben einer Halogenlampe besitzt im Unterschied zur Glühlampe eine Halogenfüllung (Jod oder Brom). Dadurch lässt sich die Glühwendel bis nahe an den Schmelzpunkt des Wolframs (ca. 3400 °C) aufheizen und eine

1 Glühlampe

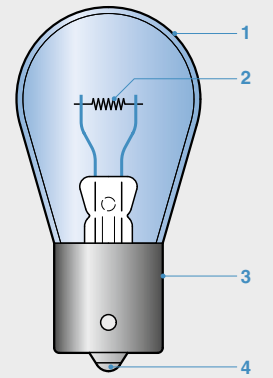


Bild 1
1 Lampenkolben
2 Glühwendel
3 Lampensockel
4 elektrischer Anschluss

2 Halogenlampe H4 (Ausschnitt aus Bild 3)

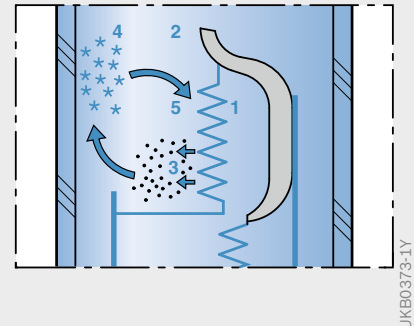


Bild 2
1 Wolfram-Glühwendel
2 Halogenfüllung (Jod oder Brom)
3 verdampftes Wolfram
4 Wolframhalogenid
5 Wolframablagerung

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_26

entsprechend hohe Lichtleistung erzielen. Verdampfte Wolframpartikel verbinden sich in der Nähe der heißen Kolbenwand mit dem Füllgas zu einem lichtdurchlässigen Gas (Wolframhalogenid). Dieses ist im Temperaturbereich von ca. 200...1400 °C stabil. Gelangt es wieder in die Nähe der Wendel, zersetzt es sich infolge der hohen Wendeltemperatur und bildet dort eine gleichmäßige Wolframablagerung. Dieser Kreisprozess (Bild 2) begrenzt den Verschleiß der Glühwendel. Um den Kreisprozess aufrechtzuerhalten, ist eine Außentemperatur des Lampenkolbens von ca. 300 °C erforderlich. Der Kolben umschließt daher die Wendel eng. Er bleibt während der gesamten Lebensdauer der Lampe klar.

Der Glühwendelverschleiß wird auch durch den hohen Druck begrenzt, der im Glaskolben herrscht und die Verdampfungsrate des Wolframs begrenzt.

Die Halogenlampe H4 erzeugt die Lichtstrahlung nach dem gleichen Prinzip, verfügt jedoch über zwei Glühwendeln (Bild 3, Pos. 2 und 3). Für Abblend- und Fernlicht wird dadurch nur eine Lampe je Scheinwerfer benötigt.

Der untere Teil der Abblendlichtwendel wird mit einer im Scheinwerfer integrierten Strahlenblende abgedeckt. Damit wird nur Licht in den oberen Reflektorteil abgegeben (Bild 8) und so die Blendung anderer Verkehrsteilnehmer vermieden.

Beim Umschalten von Abblendlicht auf Fernlicht wird die zweite Glühwendel aktiviert. Halogenlampen mit 60/55 W[1)] Leistung strahlen etwa doppelt so viel Licht ab wie Glühlampen mit 45/40 W. Die hohe Lichtausbeute von ungefähr 22...26 lm/W ist primär eine Folge der hohen Wendeltemperatur.

[1)] Fernlicht / Abblendlicht

Gasentladungslampen

Gasentladung beschreibt die elektrische Entladung beim Durchgang eines elektrischen Stroms durch ein Gas, wobei Strahlung emittiert wird (Beispiele: Natriumdampflampen für Straßenbeleuchtung, Leuchtstofflampen für Innenraumbeleuchtung).

Der Entladungsraum der Gasentladungslampe (Bild 4, Pos. 3) ist mit dem Edelgas Xenon und einer Mischung aus Metallhalogeniden gefüllt. Zwischen zwei in den Brenner ragende Elektroden (4) wird die elektrische Spannung angelegt. Für den Einschaltvorgang und den Betrieb ist ein elektronisches Vorschaltgerät erforderlich. Beim Anlegen der Zündspannung von 10...20 kV wird das Gas zwischen den Elektroden leitend (ionisiert) und damit ein Lichtbogen gezündet. Mit dem angelegten Wechselstrom (400 Hz) verdampft die metallische Füllsubstanz aufgrund des Temperaturanstiegs im Brenner und strahlt dabei Licht ab.

Die Lampe erreicht ihre volle Helligkeit normalerweise erst nach mehreren Sekunden, wenn alle Teilchen ionisiert sind. Um diesen Vorgang zu beschleunigen, fließt bis dahin ein erhöhter Anlaufstrom.

3 Halogenlampe H4

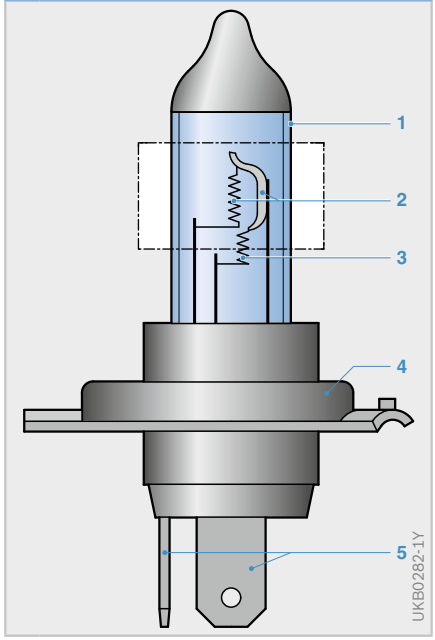


Bild 3
1 Lampenkolben
2 Glühwendel für Abblendlicht mit Abdeckkappe
3 Glühwendel für Fernlicht
4 Lampensockel
5 elektrischer Anschluss

Sobald die volle Lichtleistung erreicht ist, wird der Lampenstrom begrenzt. Es genügt eine Betriebsspannung von 85 V, um den Lichtbogen zu erhalten.

Lichtquellen mit Gasentladung gewinnen für Kraftfahrzeuge in Verbindung mit dem elektronischen Beleuchtungssystem „Litronic“ zunehmend an Bedeutung. Im Vergleich zu Glühlampen hat diese Technik entscheidende Vorteile:

- größere Reichweite des Scheinwerferlichts,
- hellere und gleichmäßigere Fahrbahnausleuchtung,
- höhere Lebensdauer, da kein mechanischer Verschleiß auftritt,
- hohe Lichtausbeute (ca. 85 lm/W) aufgrund des Emissionsspektrums, das vorwiegend im sichtbaren Spektralbereich liegt,
- verbesserter Wirkungsgrad durch geringere thermische Verluste,
- kompakte Scheinwerferbauformen für flache Fahrzeugfronten.

Die Kfz-Gasentladungslampen der D2-/D4-Serien sind mit hochspannungsfestem Sockel und UV-Schutzglaskolben ausgeführt. Bei den Modellen der D1-/D3-Serien ist zusätzlich die für das Zünden erforderliche Hochspannungselektronik im Lampensockel integriert. Alle Serien gliedern sich in jeweils zwei Untergruppen:

- Standardlampe (S-Lampe) für Projektionsscheinwerfer (Bild 4) und
- Reflexionslampe (R-Lampe) für Reflexionsscheinwerfer (Bild 5). Sie besitzen einen integrierten Schatter (3) zur Erzeugung der Hell-Dunkel-Grenze, vergleichbar mit dem Schatter der H4-Lampe.

Bisher wurden Gasentladungslampen der Typbezeichnung D1x und D2x verwendet. Ab 2007 werden auch die D3-/D4-Serien in der Serienausrüstung eingesetzt. Diese besitzen eine niedrigere Betriebsspannung, eine andere Zusammensetzung des Füllgases und geänderte Geometrien des Lichtbogens.

4 Gasentladungslampe D2S

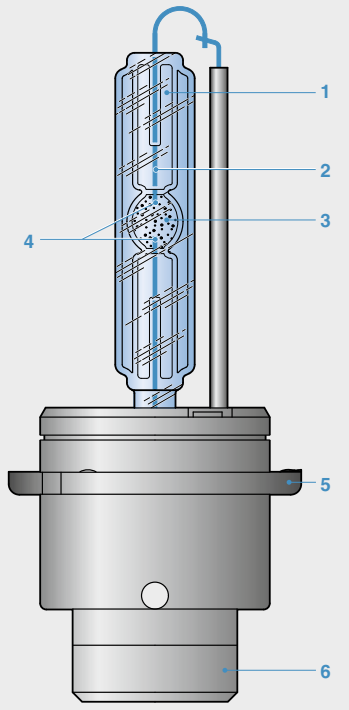


Bild 4
Gasentladungslampe für Projektionsscheinwerfer
1 UV-Schutzglaskolben
2 elektrische Durchführung
3 Entladungsraum
4 Elektroden
5 Lampensockel
6 elektrischer Anschluss

5 Gasentladungslampe D2R

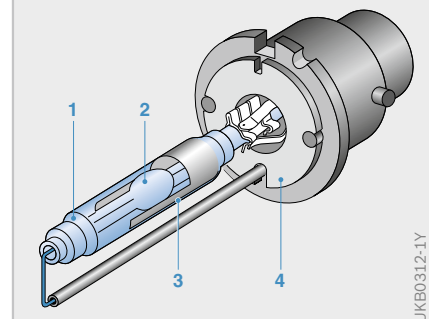


Bild 5
Gasentladungslampe für Reflexionsscheinwerfer
1 Glaskolben
2 Entladungsraum
3 Schatter
4 Lampensockel

Leuchtdioden

Die Leuchtdiode (engl.: Light Emitting Diode, LED) ist ein aktives Leuchtelement. Durch Anlegen einer elektrischen Spannung fließt Strom durch den Chip. Die Elektronen der Atome des LED-Chips werden durch die Spannung in einen höheren Energiezustand versetzt. Unter Abgabe von Licht fallen sie wieder in ihren energetisch niedrigeren Ausgangszustand zurück.

Der 0,1...1 mm kleine Halbleiterkristall sitzt auf einem Reflektor, der das Licht punktgenau leitet.

Für Leuchten am Fahrzeugheck, vor allem für die zusätzlichen, mittig am Fahrzeugheck angeordneten Bremsleuchten, werden häufig LED als Lichtquellen eingesetzt. Sie ermöglichen eine schmale, lineare Leuchtenform.

LED haben gegenüber Glühlampen den Vorteil, dass sie in weniger als einer Millisekunde die volle Lichtleistung abgeben. Eine Glühlampe benötigt dafür etwa 200 ms. LED geben daher z. B. das Bremssignal früher ab und verkürzen somit die Reaktionszeit des Hinterherfahrenden auf das Bremssignal (Bremspedalbetätigung).

Im Kfz werden LED als Leuchtmittel oder Display eingesetzt, im Innenraum zur Beleuchtung, als Display oder Display-Hinterleuchtung. In der Lichtanlage finden sie Verwendung als hochgesetzte Bremsleuchten und Heckleuchten sowie zukünftig vermehrt als Tagfahrleuchten und in Frontscheinwerfern.

Lichttechnische Größen

Lichtstärke
Lichtquellen können unterschiedliche Helligkeit haben. Ein Vergleich verschiedener Lichtquellen ist mithilfe der Lichtstärke möglich. Sie ist die sichtbare Strahlung, die sich von einer Lichtquelle in eine bestimmte Richtung ausbreitet.

Die Einheit der Lichtstärke ist 1 Candela (cd) und entspricht ungefähr der Lichtstärke einer Kerzenflamme. Die Helligkeit einer beleuchteten Fläche ist von deren Reflexionsverhalten, von der Lichtstärke und vom Abstand der beleuchtenden Lichtquelle abhängig.

Beispiele für zulässige Werte
Bremsleuchte (einzeln): 60...185 cd
Schlussleuchte (einzeln): 4...12 cd
Nebelschlussleuchte (einzeln): 150...300 cd
Fernlicht (gesamt, maximal): 225 000 cd

Lichtstrom
Der Lichtstrom ist die Emission einer Lichtquelle im Wellenlängenbereich des sichtbaren Lichts.
Er wird im Lumen (lm) angegeben.

Beleuchtungsstärke
Die Beleuchtungsstärke ist der auf eine bestimmte Fläche auftreffende Lichtstrom. Sie wächst proportional mit der Lichtstärke und nimmt mit dem Quadrat der Entfernung ab.

Die Beleuchtungsstärke wird in Lux (lx) angegeben:
$1\ lx = 1\ lm/m^2$

Reichweite
Die Reichweite ist die Entfernung, in der die Beleuchtungsstärke im Lichtbündel einen bestimmten Wert hat (z. B. 1 lx). Die geometrische Reichweite ist die Entfernung, in der sich der waagerechte Teil der Hell-Dunkel-Grenze bei abgeblendeten Scheinwerfern auf der Fahrbahn abbildet.

[1]) Das mit PES (Poly-Ellipsoid-System) bezeichnete Scheinwerfersystem arbeitet mit einer Abbildungsoptik. Im Gegensatz zu herkömmlichen Scheinwerfern wird die vom Reflektor erzeugte Lichtverteilung zusammen mit einer Blende zur Bildung der Hell-Dunkel-Grenze von der Linse auf den Straßenraum abgebildet.

[2]) Reflektoren mit kleiner Brennweite, deren Form mit speziellen Programmen (CAL: Computer Aided Lighting) berechnet wird. Im Bauraum eines herkömmlichen parabolischen Reflektors können so drei getrennte Reflektoren für Abblendlicht, Fernlicht und Nebellicht untergebracht und gleichzeitig die Lichtausbeute erhöht werden.

[3]) Bei facettierten Reflektoren wird die Fläche in Segmente aufgeteilt, die einzeln optimiert werden. Dadurch ergeben sich Reflektorflächen mit höchster Homogenität und Seitenausleuchtung.

Hauptscheinwerfer (Europa)

Aufgabe

Die Hauptscheinwerfer eines Kraftfahrzeugs müssen einerseits maximale Sichtweiten bei minimaler Blendwirkung für den Gegenverkehr gewährleisten und andererseits mit ihrer Lichtverteilung auch im Nahbereich den Anforderungen des Straßenverkehrs genügen. Kurven müssen sicher durchfahren werden können, d. h. die Lichtverteilung muss seitlich bis über die Fahrbahnränder hinaus reichen. Eine gleichmäßige Fahrbahnleuchtdichte ist nicht ganz zu verwirklichen; größere Leuchtdichtekontraste werden aber weitgehend vermieden.

Fernlicht

Das Fernlicht wird üblicherweise durch eine Lichtquelle erzeugt, die im Brennpunkt des Reflektors angeordnet ist. Dadurch wird das Licht so reflektiert, dass es in Richtung der Reflektorachse austritt (Bild 7). Die maximal mit dem Fernlicht zu erreichenden Lichtstärken hängen im Wesentlichen von der leuchtenden Fläche des Reflektors ab.

Neben den rein parabelförmigen Fernlichtreflektoren werden vor allem bei Vier- und Sechs-Scheinwerfersystemen auch komplexe Reflektorgeometrien berechnet, die eine gleichzeitige Benutzung von Fern- und Abblendlicht erlauben.

Die reine Fernlichtverteilung ist bei diesen Systemen so ausgelegt, dass sie zusammen mit der reinen Abblendlichtverteilung zu einer harmonischen Fernlichtverteilung (Simultanschaltung) führt. Der sonst übliche störende Überlappungsbereich im vorderen Feld der Lichtverteilung entfällt in diesem Fall.

Abblendlicht

Bei den heutigen Verkehrsdichten kann das Fernlicht nur noch in Ausnahmefällen verwendet werden. Das Abblendlicht ist deshalb das eigentliche Fahrlicht. Es konnte in den letzten Jahren durch grundsätzliche Maßnahmen erheblich verbessert werden:

- Einführung des asymmetrischen Abblendlichtes mit größeren Sichtweiten am rechten Fahrbahnrand.
- Einführung neuer Scheinwerfersysteme mit komplexer Geometrie (PES[1]), Freiformflächen[2]), facettierte Reflektoren[3])) mit bis zu 50 % verbessertem Wirkungsgrad.
- Eine Leuchtweitenregelung verstellt den Scheinwerfer, um bei hecklastigen Fahrzeugen die Blendung des Gegenverkehrs zu verhindern. Die Fahrzeuge müssen

7 Fernlicht (Strahlengang)

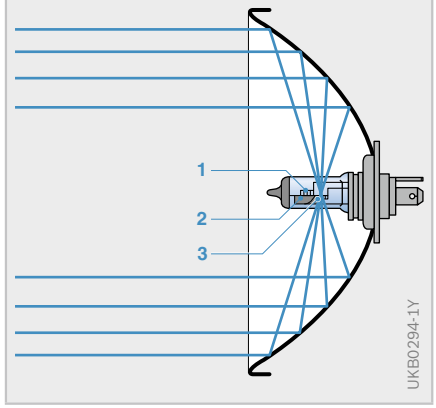


Bild 7
1 Wendel für Abblendlicht
2 Abdeckkappe
3 Wendel für Fernlicht im Brennpunkt

8 Abblendlicht (Strahlengang)

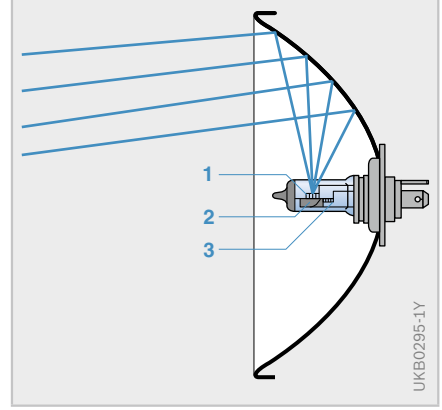


Bild 8
1 Wendel für Abblendlicht
2 Abdeckkappe
3 Wendel für Fernlicht

zusätzlich mit Scheinwerfer-Reinigungsanlagen ausgerüstet sein.

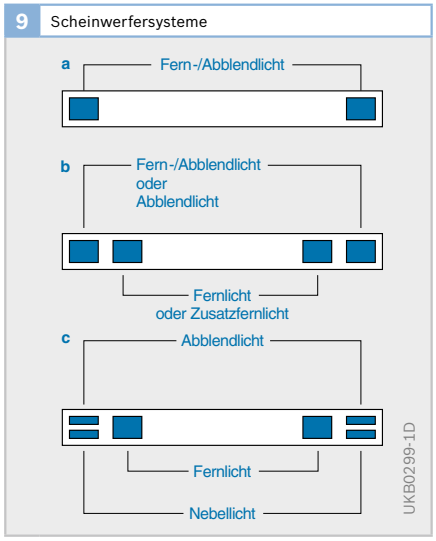
- Das Scheinwerfersystem „Litronic“ mit Gasentladungslampen erhöht die erzeugte Lichtmenge auf mehr als das Doppelte im Vergleich zu Halogenlampen in herkömmlichen Systemen.

Wirkungsweise

Scheinwerfer für Abblendlicht benötigen eine Hell-Dunkel-Grenze in der Lichtverteilung. Diese wird bei Halogenscheinwerfern mit H4-Lampen und Litronicscheinwerfern mit D2R-Lampe durch die Abbildung der Kappe (H4) bzw. der Schatter (D2R) erzeugt. Bei Scheinwerfern mit Rundumnutzung (H1-, H7-, H11-Lampe) wird die Hell-Dunkel-Grenze durch die gezielte Abbildung der Glühwendel gebildet.

Scheinwerfersysteme

Beim Zwei-Scheinwerfer-System wird ein gemeinsamer Reflektor für Fernlicht und Abblendlicht, z. B. in Kombination mit der H4-Lampe mit zwei Lichtquellen (Bild 9 a), benutzt.



Beim Vier-Scheinwerfer-System dient ein Scheinwerferpaar entweder für Abblend- und Fernlicht oder nur Abblendlicht, das zweite Scheinwerferpaar für Fernlicht (Bild 9 b).

Beim Sechs-Scheinwerfer-System ist zusätzlich zum Vier-Scheinwerfersystem ein Nebelscheinwerfer in den Hauptscheinwerfer integriert (Bild 9 c).

Hauptscheinwerfer (Nordamerika)

Fernlicht

Die Bauformen für Fernlicht entsprechen denen für Europa. Es werden facettierte Reflektoren mit z. B. HB5- oder H7-Lampen verwendet.

Abblendlicht

Seit 1. 5. 1997 sind in USA Scheinwerfer mit Hell-Dunkel-Grenze zugelassen, die visuell eingestellt werden müssen. Damit ist es möglich, Fahrzeuge in Europa und USA mit Scheinwerfern gleicher Bauart und zum Teil auch den gleichen Reflektoren auszustatten.

Vorschriften

Die Vorschriften für Anbau und Schaltung von Hauptscheinwerfern sind mit den europäischen Vorschriften vergleichbar (Federal Motor Vehicle Safety Standard [FMVSS] No. 108 und SAE Ground Vehicle Lighting Standards Manual).

Seit 1983 ist es durch Ergänzung des FMVSS No. 108 möglich, Scheinwerfereinsätze beliebiger Größe und Form mit auswechselbaren Lampen zu verwenden, so genannte RBH (Replaceable Bulb Headlamps).

Scheinwerfersysteme

Wie in Europa werden in Nordamerika ebenfalls Zwei-, Vier- und Sechs-Scheinwerfer-Systeme verwendet.

Bild 9
a Zwei-Scheinwerfer-System
b Vier-Scheinwerfer-System
c Sechs-Scheinwerfer-System

Litronic

Übersicht

Für das Scheinwerfersystem „Litronic“ (Light-Electronics) werden Xenon-Gasentladungslampen eingesetzt, die trotz des geringen Frontflächenbedarfs eine hohe Lichtwirkung erzielen. Die Ausleuchtung der Fahrbahn ist bedeutend besser als mit Scheinwerfern mit Halogenglühlampen (Bild 10).

Das erzeugte Licht beinhaltet höhere Anteile der Farben Grün und Blau und ist somit der Spektralverteilung des Sonnenlichts ähnlicher. Nachtfahrten sind so für den Fahrer weniger anstrengend.

Aufbau

Die Komponenten des Litronic-Scheinwerfersystems sind:

- optische Einheit mit Xenon-Gasentladungslampe (S-Lampe, R-Lampe; s. Abschnitt "Gasentladungslampen")
- elektronisches Vorschaltgerät mit Zündgerät und Steuergerät.

10 Lichtverteilung auf der Straße (Vergleich)

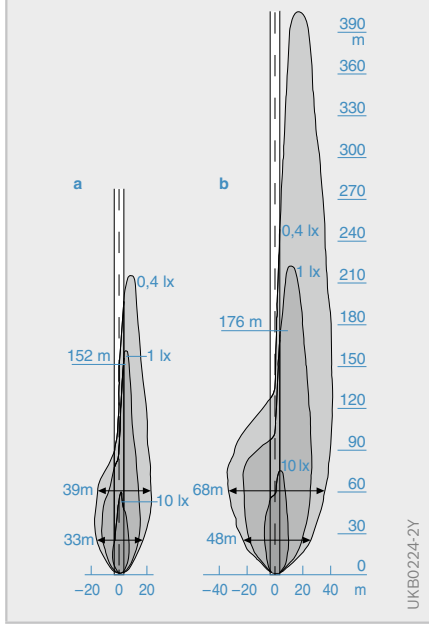


Bild 10
a H4-Lampe
b Litronic PES D2S-Lampe

Bild 11
Elektronisches Vorschaltgerät für 400 Hz-Wechselstromversorgung und Impulszündung der Lampe
1 Steuergerät
1a DC/DC-Wandler
1b Shunt
1c DC/AC-Wandler
1d Mikroprozessor
2 Zündgerät
3 Lampenfassung
4 D2S-Lampe
U_B Batteriespannung

Die Scheinwerfer mit Xenon-Gasentladungslampe werden für Abblendlicht in einem Vier-Scheinwerfersystem eingesetzt, das mit Fernlichtscheinwerfern herkömmlicher Bauart kombiniert wird.

Beim Bi-Litronic-System hingegen wird mit nur einer Gasentladungslampe aus einem Zwei-Scheinwerfersystem sowohl das Abblendlicht als auch das Fernlicht erzeugt.

Ein elektronisches Vorschaltgerät (EVG) als Bestandteil des Scheinwerfers betreibt und überwacht die Lampe:

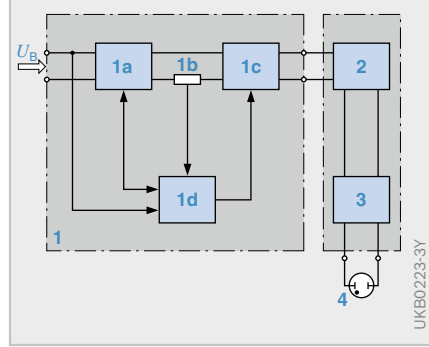
- Zünden der Gasentladung (Spannung 10...20 kV),
- gesteuerte Stromeinspeisung in der Anlaufphase der kalten Lampe und
- leistungsgeregelte Versorgung im stationären Betrieb.

Die Steuergeräte für die einzelnen Lampentypen sind in der Regel für einen speziellen Serientyp entwickelt und nicht beliebig tauschbar.

Arbeitsweise

In der Gasentladungslampe wird beim Einschalten des Lichts der Lichtbogen gezündet. Dazu wird eine Hochspannung von 18...20 kV benötigt. Zur Erhaltung des Lichtbogens nach der Zündung sind 85 V erforderlich. Die Spannung wird

11 Elektronisches Vorschaltgerät



von einem elektronischen Vorschaltgerät (Zündgerät , Bild 11) erzeugt und geregelt. Nach erfolgter Zündung wird die Gasentladungslampe für ca. 3 s mit einem erhöhten Anlaufstrom (ca. 2,6 A) betrieben, damit sie mit minimaler Verzögerung ihre maximale Leuchtkraft erreicht. Die Lampenleistung beträgt in diesem Zeitraum bis zu 75 W. Im Dauerbetrieb liegt sie bei 35 W.

Die volle Lichtausbeute von ca. 90 lm/W ergibt sich, wenn das Plasma den Quarzglaskolben auf ca. 900 °C aufgeheizt hat. Hat die Gasentladungslampe ihre maximale Leuchtkraft erreicht, regelt das Vorschaltgerät die Stromabgabe an die Lampe für den Dauerbetrieb auf ca. 0,4 A herunter.

Schwankungen der Bordnetzspannung regelt das Vorschaltgerät weitgehend aus, sodass Lichtstromänderungen nicht vorkommen. Erlischt die Lampe, z. B. wegen eines extremen Spannungseinbruchs (unter 9 V) oder -anstiegs (über 16,5 V) im Bordnetz, wird sofort automatisch wieder gezündet. Das erneute Zünden ist aus Sicherheitsgründen auf fünf Versuche begrenzt. Danach wird die Stromversorgung durch das Vorschaltgerät unterbrochen.

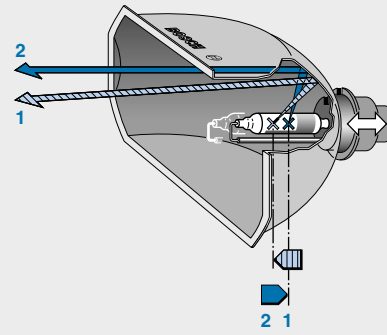
Bi-Litronic „Reflexion“

Das Bi-Litronic-System "Reflexion" erlaubt es, mit nur einer Gasentladungslampe (D2R-Lampe) aus einem Zwei-Scheinwerfersystem sowohl das Abblend- als auch das Fernlicht zu erzeugen. Dazu bringt ein elektromechanischer Steller beim Betätigen des Fern-/Abblendlichtschalters die Gasentladungslampe im Reflektor in zwei verschiedene Positionen, die jeweils den Austritt des Lichtkegels für Fern- oder Abblendlicht bestimmen (Bild 12).

Die Vorteile der Bi-Litronic „Reflexion“ sind dabei vor allem:

- Xenonlicht für den Fernlichtbetrieb,
- visuelle Führung durch kontinuierliche Verschiebung der Lichtverteilung vom Nah- in den Fernbereich,

12 Bi-Litronic "Reflexion"



13 Litronic 4-System im Reflexionsscheinwerfer mit integrierter dynamischer Leuchtweitenregelung (Beispiel)

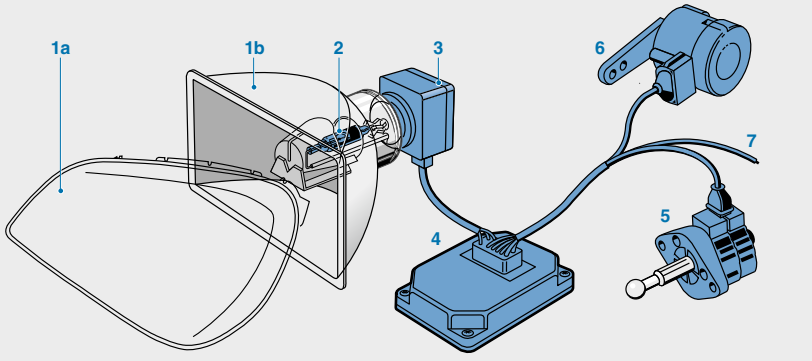


Bild 12
1 Abblendlicht
2 Fernlicht

Bild 13
1a Abschlussscheibe mit oder ohne Streuoptik
1b Reflektor
2 Gasentladungslampe
3 Zündgerät
4 Steuergerät
5 Schrittmotor
6 Achssensor
7 zum Bordnetz

- deutliche Minderung des Bauraums im Vergleich zu Vier-Scheinwerfer-Systemen,
- kostengünstiger durch Nutzung von nur einer Lampe und einem Vorschaltgerät pro Scheinwerfer,
- größere Freiheiten beim Scheinwerferdesign aufgrund der individuellen Reflektorform.

Sonderbauformen der Bi-Litronic "Reflexion" sind Lösungen, die den gesamten Reflektor bewegen oder einzelne Elemente der Strahlenblende öffnen.

Bi-Litronic „Projektion“
Die Bi-Litronic „Projektion“ basiert auf einem PES-Litronic-Scheinwerfer. Dabei wird durch Verschieben eines Schatters (Blende) für die Hell-Dunkel-Grenze Xenonlicht für das Fernlicht bereitgestellt.

Die Bi-Litronic „Projektion“ erlaubt mit Linsendurchmessern von 60 und 70 mm die derzeit kompakteste Form von Scheinwerfern mit kombiniertem Fern-/Abblendlicht bei gleichzeitig hervorragender Lichtleistung.

Die Vorteile der Bi-Litronic "Projektion" sind vor allem:
- Xenonlicht für den Fernlichtbetrieb,
- kompakteste Lösung für Fern- und Abblendlicht,
- modulares System.

14 Bi-Litronic "Projektion"

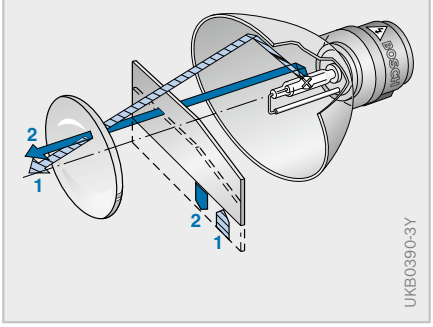


Bild 14
1 Abblendlicht
2 Fernlicht

Leuchtweitenregelung

Aufgabe

Ohne Leuchtweitenregelung ändert sich die Leuchtweite der Scheinwerfer mit der Beladung und dem Fahrzustand des Fahrzeugs (Konstantfahrt, Stillstand, Beschleunigung, Bremsen). Die Leuchtweitenregelung passt den Neigungswinkel des Abblendlichts an den Neigungswinkel der Fahrzeugkarosserie an. Dies bewirkt bei allen Beladungszuständen eine gleichbleibend gute Sichtweite ohne Blendung des Gegenverkehrs.

15 Litronic 2-System im Projektionsscheinwerfer (Beispiel)

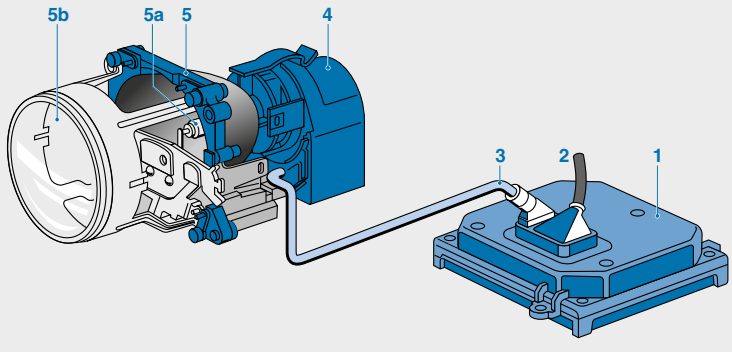


Bild 15
1 Steuergerät
2 zum Bordnetz
3 geschirmtes Kabel
4 Zündgerät
5 Projektions-Modul
5a D2S-Lampe
5b Linse

Bauarten

Bei allen Bauarten der Leuchtweitenregelung bewegen Stellglieder den Scheinwerferreflektor (Gehäusebauart) bzw. Scheinwerfereinsatz in vertikaler Richtung. Bei automatischen Anlagen übertragen die Sensoren an den Fahrzeugachsen ein der Einfederung proportionales Signal an die Stellglieder. Bei handbetätigten Anlagen bewirkt ein Schalter am Fahrersitz die Bewegung.

Automatische Leuchtweitenregelung

Bei der automatischen Leuchtweitenregelung wird zwischen statischen und dynamischen Systemen unterschieden. Statische Systeme gleichen die Zuladungen im Passagier- und Kofferraum aus, dynamische Systeme korrigieren zusätzlich die Scheinwerferstellung beim Anfahren, Beschleunigen und Bremsen.

Zu den Komponenten einer Anlage der automatischen Leuchtweitenregelung gehören (Bild 16):

- Sensoren an den Fahrzeugachsen (Pos. 3 und 6), die den Neigungswinkel der Karosserie erfassen.
- Ein elektronisches Steuergerät (5), das aus den Sensorsignalen den Fahrzeugnick-winkel berechnet und diesen mit dem vorgegebenen Wert vergleicht. Bei einer Abweichung gibt es entsprechende Ansteuersignale an die Stellmotoren.
- Stellmotoren (2), die die korrekte Einstellung der Scheinwerfer ausführen.

Statisches System

Neben den Achssensorsignalen empfängt das Steuergerät vom elektronischen Tachometer ein Geschwindigkeitssignal. Mithilfe dieses Signals stellt das System fest, ob das Fahrzeug steht, sich bewegt und ob es sich in Konstantfahrt befindet. Das statische automatische System arbeitet immer mit großer Dämpfung, d. h. es regelt nur lang anhaltende Karosserieneigungen aus.

Nach jedem Anfahren des Fahrzeugs korrigiert es die Scheinwerfereinstellung abhängig von der Fahrzeugbeladung. Diese Einstellung wird beim Erreichen der Konstantfahrt nochmals überprüft und gegebenenfalls korrigiert. Abweichungen zwischen Soll- und Istposition gleicht das System aus.

Für das statische System genügt in der Regel ein Sensor an der Hinterachse des Fahrzeugs. Als Stellglied wird pro Scheinwerfer ein Gleichstrommotor eingesetzt.

Dynamisches System

Das dynamische automatische System sichert die optimale Scheinwerferposition in jeder Fahrsituation, da sie in zwei Betriebsbereichen funktioniert. Durch die zusätzliche Differenzierung des Geschwindigkeitssignals werden im Gegensatz zur

16 Prinzip der automatischen Leuchtweitenregelung (dynamisches System)

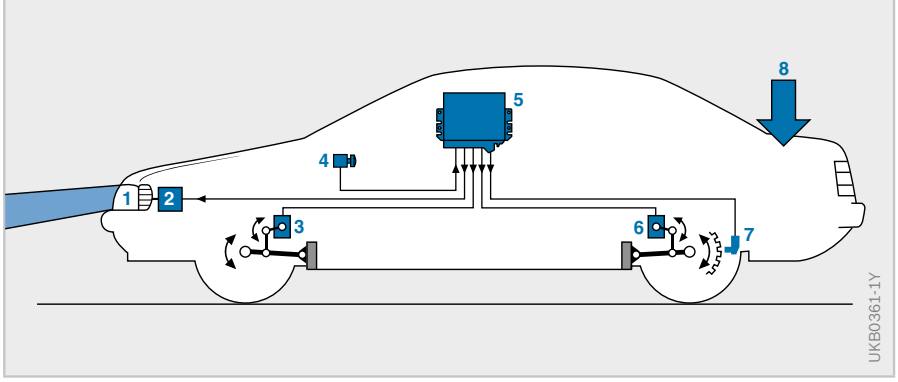


Bild 16
1 Scheinwerfer
2 Stellglied
3 Vorderachssensor
4 Lichtschalter
5 elektronisches Steuergerät
6 Hinterachssensor
7 Drehzahlsensor
8 Beladung

statischen Leuchtweitenregelung auch Beschleunigungs- und Bremsvorgänge erkannt.

Bei Konstantfahrt bleibt das dynamische wie das statische System im Bereich großer Dämpfung. Wird ein Beschleunigungs- oder Bremsvorgang erkannt, schaltet das System sofort in den dynamischen Bereich um. Verkürzte Signalauswertung und erhöhte Verstellgeschwindigkeit des Stellmotors ermöglichen innerhalb von Sekundenbruchteilen die Anpassung der Leuchtweite. Nach dem Beschleunigungs- oder Bremsende schaltet das System automatisch wieder in den langsamen Bereich zurück.

Aufgrund der höheren Dynamikanforderungen erfordert das dynamische System einen Sensor pro Fahrzeugachse sowie schnelle Schrittmotoren für die Verstellung der Scheinwerfer.

Adaptive Beleuchtungssysteme

Adaptive Frontlighting System (AFS)

Ab 2007 werden Funktionserweiterungen für Scheinwerfersysteme auf der Basis einer neuen EC-Regelung erlaubt sein. Das Fahrzeug darf dann zusätzlich auch Autobahnlicht, Schlechtwetterlicht und Stadtlicht enthalten. Die jeweils optimale Lichtverteilung wird von der Fahrzeugelektronik durch die Auswertung verschiedener Fahrzeugsensoren ausgewählt und automatisch geschaltet.

Erste Fahrzeuge mit AFS-Systemen sind bereits seit Mitte 2006 aufgrund einer EU-Ausnahmegenehmigung für den Straßenverkehr zugelassen.

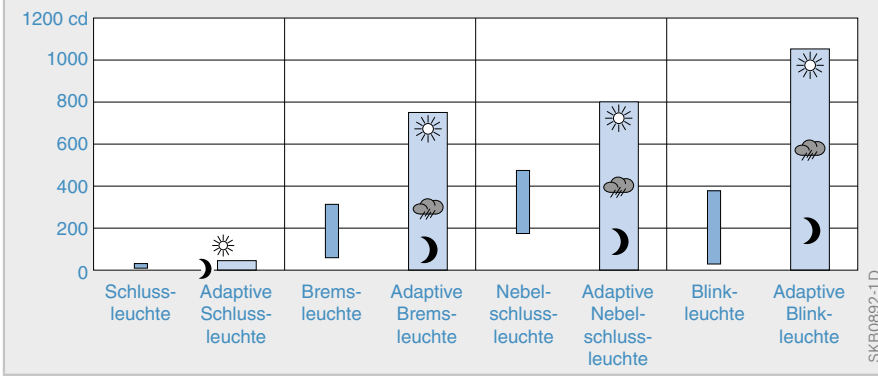
Adaptives Rückleuchten-System (ARS)

Bisher waren die Rückleuchten für die Fahrzeugbegrenzung mit einer Ein-Pegel-Schaltung ausgerüstet. Je nach Ausführung und Design ergab sich eine feste Lichtstärke innerhalb der gesetzlichen Grenzwerte.

Heute wird eine Vielzahl von Sensoren genutzt, um die Umweltparameter und Lichtverhältnisse zu bestimmen (Helligkeit, Verschmutzung, Sichtweite, Nässe usw.). Um eine optimale Sichtbarkeit zu erreichen (ausreichende Lichtstärke ohne übermäßige Blendung), können zukünftig die Rückleuchten die Lichtstärke in Abhängigkeit von der Fahrzeugumgebung variieren (Bild 17).

So wird z. B. eine Bremsleuchte bei Sonnenschein mit hoher Lichtstärke betrieben werden und in der Nacht mit niedrigeren Werten, um die optimale Erkennbarkeit und Zuordnung zu der Aktion des Fahrzeugs zu gewährleisten.

17 Erlaubte Lichtstärke adaptiver Rückleuchten im Vergleich zu konventionellen Systemen

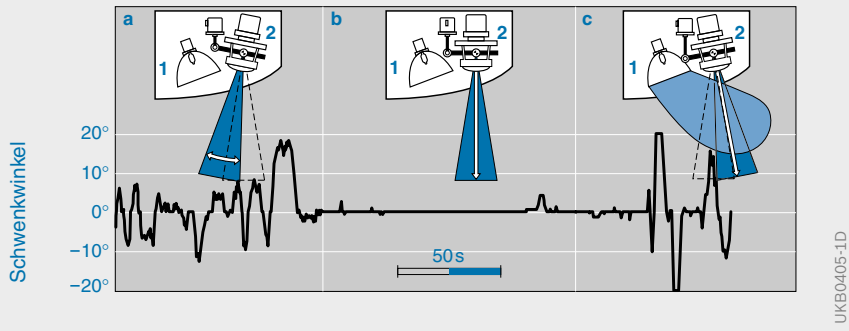


Kurvenlicht (Europa)

Die seit 2003 in Deutschland zugelassene Funktion Kurvenlicht verbessert die Sichtweite bei kurvigem Straßenverlauf und bei Abbiegesituationen. Dazu wird die horizontale Ausleuchtung des Bereichs vor dem Fahrzeug variiert. Dies geschieht beim statischen Kurvenlicht durch Zuschalten von Zusatzreflektoren und beim dynamischen Kurvenlicht durch Schwenken des Scheinwerferlichtmoduls (Bild 18).

Beim Stellvorgang schwenkt ein Schrittmotor das Lichtmodul oder die Reflektorelemente. Schwenkwinkel und Schwenkgeschwindigkeit werden in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel vom Kurvenlicht-Steuergerät berechnet. Sensoren erfassen die Verstellwinkel der Scheinwerfer und stellen über Fail-Safe-Algorithmen sicher, dass eine Blendung des Gegenverkehrs bei Fehlfunktion des Systems ausbleibt .

18 Schwenkstrategie des Basis- und Abbiegemoduls eines statischen/dynamischen Kurvenlichts (linker Scheinwerfer)



19 Verbesserung der adaptiven Lichtverteilung des Kurvenlichts

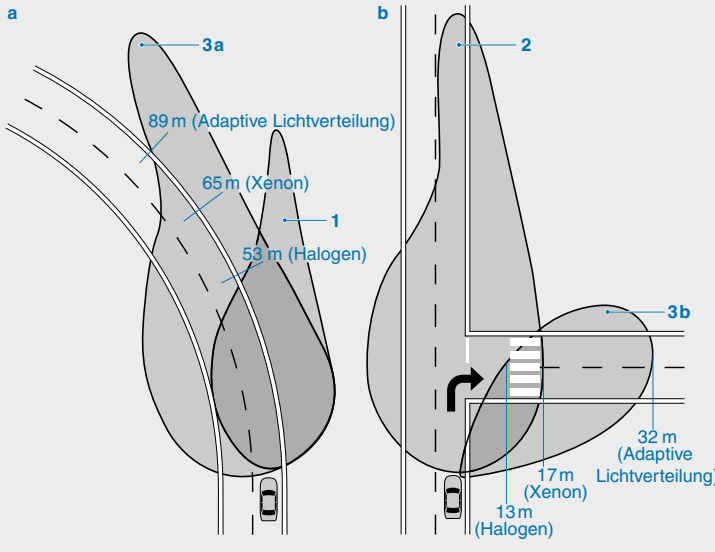


Bild 18

a Position "Landstraße/Kurven"
b Position "Autobahn"
c Position "Stadt/Abbiegen"
1 Abbiegemodul
2 Basismodul

Bild 19

a Dynamisches Kurvenlicht, Linkskurve
b Statisches Kurvenlicht, Abbiegen nach rechts
1 Lichtverteilung Halogenscheinwerfer
2 Lichtverteilung Xenonscheinwerfer
3a Adaptive Lichtverteilung: dynamisches Kurvenlicht
3b Adaptive Lichtverteilung: statisches Kurvenlicht

1 Daten der Kfz-Lampen (ohne Lampen für Krafträder)

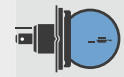
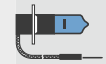
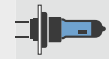
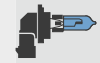
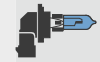
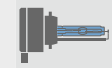
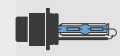
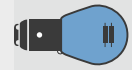
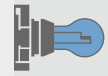
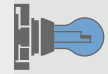
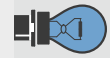
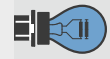
Verwendung	Kategorie	Spannung Nennwerte V	Leistung Nennwerte W	Lichtstrom Sollwerte Lumen	Sockeltyp IEC	Bild
Fernlicht, Abblendlicht	R2	6 12 24	45/40 [1]) 45/40 55/50	600 min/ 400–550 [1])	P 45 t-41	
Nebel-, Fern-, Abblendlicht in 4-SW	H1	6 12 24	55 55 70	1350 [2]) 1550 1900	P14,5 e	
Nebellicht, Fernlicht	H3	6 12 24	55 55 70	1050 [2]) 1450 1750	PK 22 s	
Fernlicht/ Abblendlicht	H4	12 24	60/55 75/70	1650/ 1000 [1]), [2]) 1900/1200	P 43 t-38	
Fernlicht, Abblendlicht in 4-SW, Nebellicht	H7	12 24	55 70	1500 [2]) 1750	PX 26 d	
Nebellicht, statisches Kurvenlicht	H8	12	35	800	PGJ 19-1	
Fernlicht	H9	12	65	2100	PGJ 19-5	
Nebellicht	H10	12	42	850	PY 20 d	
Abblendlicht, Nebellicht	H11	12 24	55 70	1350 1600	PGJ 19-2	
Abblendlicht in 4-SW	HB4	12	55	1100	P 22 d	
Fernlicht in 4-SW	HB3	12	60	1900	P 20 d	
Abblendlicht, Fernlicht	D1S	85 12 [5])	35 ca. 40 [5])	3200	PK 32 d-2	
Abblendlicht, Fernlicht	D2S	85 12 [5])	35 ca 40 [5])	3200	P 32 d-2	
Abblendlicht, Fernlicht	D2R	85 12 [5])	35 ca 40 [5])	2800	P 32 d-3	
Brems-, Blink-, Nebelschluss-, Rückfahrlicht	P 21 W PY 21 W [6])	6 12 24	21	460 [3])	BA 15 s	

Tabelle 1

1 Daten der Kfz-Lampen (Fortsetzung)

Verwendung	Kategorie	Spannung Nennwerte V	Leistung Nennwerte W	Lichtstrom Sollwerte Lumen	Sockeltyp IEC	Bild
Bremslicht/ Schlusslicht	P 21/5 W	6 12 24	21/5[4]) 21/5 21/5	440/35[3]), [4]) 440/35[3]), [4]) 440/40[3])	BAY 15 d	
Begrenzungs-licht, Schlusslicht	R 5 W	6 12 24	5	50[3])	BA 15 s	
Schlusslicht	R 10 W	6 12 24	10	125[3])	BA 15 s	
Tagfahrlicht	P 13 W	12	13	250[3])	PG 18.5 d	
Bremslicht, Blinklicht	P 19 W PY 19 W	12 12	19 19	350[3]) 215[3])	PGU 20/1 PGU 20/2	
Nebelschluss-, Rückfahrlicht, Blinklicht vorne	P 24 W PY 24 W	12 12	24 24	500[3]) 300[3])	PGU 20/3 PGU 20/4	
Brems-, Blink-, Nebelschluss-, Rückfahrlicht	P 27 W	12	27	475[3])	W 2,5 x 16 d	
Bremslicht/ Schlusslicht	P 27/7 W	12	27/7	475/36[3])	W 2,5 x 16 q	
Kennzeichen-beleuchtung, Schlusslicht	C 5 W	6 12 24	5	45[3])	SV 8,5	
Rückfahrlicht	C 21 W	12	21	460[3])	SV 8,5	
Begrenzungs-licht	T 4 W	6 12 24	4	35[3])	BA 9 s	
Begrenzungs-licht, Kennzeichen-beleuchtung	W 5 W	6 12 24	5	50[3])	W 2,1 x 9,5 d	
Begrenzungs-licht, Kennzeichen-beleuchtung	W 3 W	6 12 24	3	22[3])	W 2,1 x 9,5 d	

[1]) Fernlicht/Abblendlicht. [2]) Sollwerte bei Prüfspannung 6,3; 13,2 bzw. 28,0 V.
[3]) Sollwerte bei Prüfspannung 6,75; 13,5 bzw. 28,0 V. [4]) Hauptwendel/Nebenwendel.
[5]) Mit Vorschaltgerät. [6]) Gelbe Variante.

Antiblockiersystem ABS

Bei kritischen Fahrverhältnissen kann es während des Bremsvorgangs zum Blockieren der Räder kommen. Ursachen dafür können z. B. nasse oder glatte Fahrbahnen sowie eine schreckhafte Reaktion des Fahrers (unvorhergesehenes Hindernis) sein. Das Fahrzeug kann dadurch lenkunfähig werden, es kann ins Schleudern geraten und/oder von der Fahrbahn abkommen. Das Antiblockiersystem (ABS) erkennt beim Bremsen frühzeitig die Blockierneigung eines oder mehrerer Räder und sorgt dann sofort dafür, dass der Bremsdruck konstant gehalten oder verringert wird. So blockieren die Räder nicht und das Fahrzeug folgt der Lenkung. Damit lässt sich ein Auto sicher und schnell abbremsen bzw. zum Stillstand bringen.

Systemübersicht

Die ABS-Bremsanlage baut auf den Komponenten des konventionellen Bremssystems auf. Das sind

- das Bremspedal (Bild 1, Pos. 1),
- der Bremskraftverstärker (2),
- der Hauptzylinder (3),
- der Ausgleichsbehälter (4),
- die Bremsleitungen (5) und Bremsschläuche (6) sowie
- die Radbremsen mit den Radzylindern (7).

Hinzu kommen weitere Komponenten:

- die Raddrehzahlsensoren (8),
- das Hydroaggregat (9) und
- das ABS-Steuergerät (10).

Die Kontrollleuchte (11) zeigt dem Fahrer an, wenn das ABS-System abgeschaltet ist.

1 Systembild einer Bremsanlage mit Antiblockiersystem

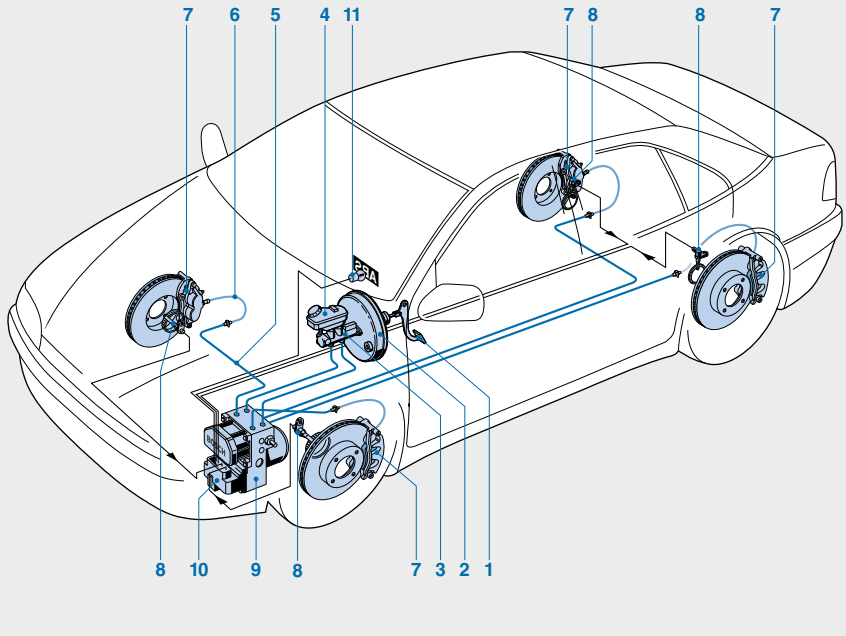


Bild 1

1 Bremspedal
2 Bremskraftverstärker
3 Hauptzylinder
4 Ausgleichsbehälter
5 Bremsleitung
6 Bremsschlauch
7 Radbremse mit Radzylinder
8 Raddrehzahlsensor
9 Hydroaggregat
10 ABS-Steuergerät (hier als Anbausteuergerät am Hydroaggregat)
11 ABS-Kontrollleuchte

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_27

Raddrehzahlsensoren

Wichtige Eingangsgrößen für die Bremsenregelung mit dem ABS sind die Raddrehzahlen. Raddrehzahlsensoren erfassen die Umdrehungsgeschwindigkeiten der Räder und leiten die elektrischen Signale an das Steuergerät weiter.

Je nach Ausführung des Systems werden im Pkw drei oder vier Raddrehzahlsensoren eingesetzt (ABS-Systemvarianten). Mithilfe der Drehzahlsignale kann der Schlupf zwischen Rad und Fahrbahn berechnet und so die Blockierneigung einzelner Räder erkannt werden.

Steuergerät

Das Steuergerät verarbeitet die Informationen der Sensoren nach festgelegten mathematischen Rechenvorgängen (Steuer- und Regelalgorithmen). Als Ergebnis dieser Berechnungen entstehen die Ansteuersignale für das Hydroaggregat.

Hydroaggregat

Im Hydroaggregat sind Magnetventile integriert, die die hydraulischen Leitungen zwischen dem Hauptzylinder (Bild 2, Pos. 1) und den Radzylindern (4) durchschalten oder unterbrechen können. Außerdem kann eine Verbindung zwischen den Radzylindern und der Rückförderpumpe (6) hergestellt werden. Zur Anwendung kommen Magnetventile mit zwei hydraulischen Anschlüssen und zwei Ventilstellungen (2/2-Magnetventile). Das Einlassventil (7) zwischen dem Haupt- und dem Radzylinder sorgt für den Druckaufbau, das Auslassventil (8) zwischen Radzylinder und der Rückförderpumpe für den Druckabbau. Für jeden Radzylinder ist solch ein Magnetventilpaar vorhanden.

Im Normalzustand befinden sich die Magnetventile des Hydroaggregats in Stellung „Druckaufbau“. Das Einlassventil ist in Durchlassstellung. Das Hydroaggregat bildet eine durchgängige Verbindung zwischen dem Hauptzylinder und den Radzylindern. Damit wird der im Hauptzylinder aufgebaute Bremsdruck beim Bremsvorgang an die Radzylinder der verschiedenen Räder direkt übertragen.

Mit zunehmendem Bremsschlupf infolge einer Bremsung auf rutschiger Fahrbahn oder Vollbremsung erhöht sich die Blockiergefahr der Räder. Die Magnetventile werden in Stellung „Druck halten“ gebracht. Die Verbindung zwischen Haupt- und Radzylinder ist getrennt (Einlassventil sperrt), sodass eine weitere Druckerhöhung im Hauptzylinder keine Erhöhung des Bremsdrucks zur Folge hat.

Kommt es trotz dieser Maßnahme zu einer weiteren Erhöhung des Schlupfs, muss der Druck im betreffenden Radzylinder reduziert werden. Hierzu schalten die Magnetventile in die Stellung „Druckabbau“. Das Einlassventil sperrt weiterhin, über das Auslassventil wird nun mit der im Hydroaggregat integrierten Rückförderpumpe Bremsflüssigkeit kontrolliert abgepumpt. Der Bremsdruck im Radzylinder sinkt und das Rad blockiert nicht.

2 Prinzip des Hydroaggregats mit 2/2-Magnetventilen (Schema)

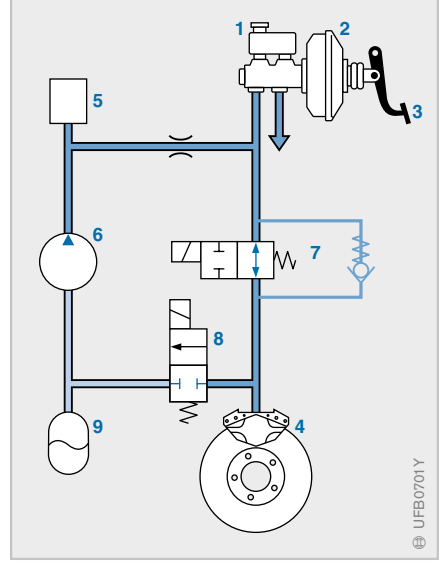


Bild 2
1 Hauptzylinder mit Ausgleichsbehälter
2 Bremskraftverstärker
3 Bremspedal
4 Radbremse mit Radzylinder
Hydroaggregat mit
5 Dämpferkammer
6 Rückförderpumpe
7 Einlassventil
8 Auslassventil
9 Speicher für Bremsflüssigkeit

Einlassventil:
in Durchlassbetrieb
Auslassventil:
in Sperrbetrieb

Anforderungen an das ABS

Das ABS muss umfangreiche Anforderungen erfüllen, insbesondere alle Sicherheitsanforderungen der Bremsdynamik und der Bremsgerätetechnik:

Fahrstabilität und Lenkbarkeit

- Die Bremsregelung soll Stabilität und Lenkbarkeit bei allen Fahrbahnbeschaffenheiten (von der trockenen, griffigen Fahrbahn bis hin zum Glatteis) sicherstellen.
- Das ABS soll die Haftreibungszahl zwischen den Rädern und der Fahrbahn beim Bremsen maximal ausnutzen, wobei Fahrstabilität und Lenkbarkeit Vorrang vor einer Verkürzung des Bremswegs haben. Dabei darf es keine Rolle spielen, ob der Fahrer abrupt auf die Bremse tritt oder den Bremsdruck langsam bis zur Blockiergrenze steigert.
- Die Bremsregelung muss sich Änderungen der Fahrbahngriffigkeit schnell anpassen, z. B. muss auf einer trockenen Fahrbahn mit örtlich begrenzten Eisflächen das mögliche Blockieren der Räder auf so kurze Zeiten beschränkt sein, dass Fahrstabilität und Lenkbarkeit nicht beeinträchtigt werden. Andererseits muss die Ausnutzung der Haftung auf dem trockenen Teil der Fahrbahn möglichst groß sein.
- Beim Bremsen auf ungleicher Fahrbahnoberfläche (z. B. rechte Räder auf Eis, linke Räder auf trockenem Asphalt, auch „µ-split“ genannt) sollen die dabei unvermeidlich auftretenden Giermomente (Drehmomente um die Fahrzeughochachse, die das Auto quer zur Fahrtrichtung zu drehen versuchen) so langsam ansteigen, dass sie der „Normalfahrer“ durch Gegenlenken mühelos ausgleichen kann.
- In der Kurve muss das Fahrzeug beim Bremsen stabil und lenkbar bleiben und einen möglichst kurzen Bremsweg aufweisen, solange die Fahrzeuggeschwindigkeit ausreichend weit unter der Kurvengrenzgeschwindigkeit liegt (unter der Kurvengrenzgeschwindigkeit versteht man die Geschwindigkeit des Fahrzeugs, mit der es eine Kurve von gegebenem Radius antriebslos gerade noch durchfahren kann, ohne von der Fahrbahn abzukommen).
- Auch auf welliger Fahrbahn gilt bei beliebig starker Bremsung die Forderung nach Fahrstabilität, Lenkbarkeit und bestmöglicher Abbremsung.
- Die Bremsregelung muss Aquaplaning (Aufschwimmen der Räder bei wasserbedeckter Fahrbahn) erkennen und darauf geeignet reagieren. Stabilität und Geradeauslauf des Fahrzeugs müssen dabei erhalten bleiben.

Regelbereich

- Die Bremsregelung muss im gesamten Geschwindigkeitsbereich eines Fahrzeugs bis hinunter zur Schrittgeschwindigkeit arbeiten (untere Geschwindigkeitsgrenze bei ca. 2,5 km/h). Blockieren bei dieser geringen Geschwindigkeit die Räder, ist der restliche Weg des Fahrzeugs bis zum Stillstand unkritisch.

Zeitverhalten

- Die Anpassung an Bremshysterese (Nachbremsen nach Lösen der Radbremse) und Einflüsse des Motors (wenn eingekuppelt gebremst wird) müssen möglichst schnell ablaufen.
- Ein Aufschaukeln des Fahrzeugs durch Schwingungen der Radaufhängung muss vermieden werden.

Zuverlässigkeit

- Eine Überwachungsschaltung muss ständig die einwandfreie Funktion des ABS kontrollieren. Wenn diese einen Fehler erkennt, der das Bremsverhalten beeinträchtigen könnte, schaltet das ABS ab. Eine Informationslampe muss dem Fahrer anzeigen, dass nur noch die Basis-Bremsanlage ohne ABS zur Verfügung steht.

Dynamik des gebremsten Rades

Die Bilder 1 und 2 zeigen physikalische Abhängigkeiten bei Bremsvorgängen mit ABS, wobei die ABS-Regelbereiche als blaue Fläche eingezeichnet sind.

Die Kurven 1, 2 und 4 in Bild 1 zeigen Fahrbahnzustände, bei denen mit steigendem Bremsdruck die Haftreibung und damit auch die Bremswirkung bis auf einen Höchstwert ansteigt.

Den Bremsdruck bei einem Fahrzeug ohne ABS über diesen Haftreibungshöchstwert hinaus zu steigern bedeutet, das Fahrzeug zu überbremsen. Dabei vergrößert sich mit der Verformung des Reifens der „rutschende“ Teil der Reifenaufstandsfläche („Kontaktfläche zur Fahrbahn“) soweit, dass die Haftreibung sinkt und die Gleitreibung wächst.

Der Bremsschlupf λ ist ein Maß für den Anteil der Gleitreibung: bei $\lambda = 100\,\%$ blockiert das Rad und es herrscht nur Gleitreibung.

Der Bremsschlupf

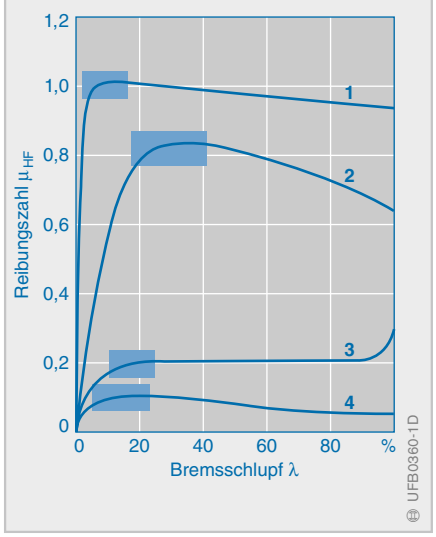
$$\lambda = \frac{(v_F - v_R)}{v_F} \cdot 100\,\%$$

gibt an, in welchem Maße die Radumfangsgeschwindigkeit v_R gegenüber der Fahrzeuggeschwindigkeit v_F nacheilt.

Aus dem Verlauf (Bild 1) der Kurven 1 (Trockenheit), 2 (Nässe) und 4 (Glatteis) ist ersichtlich, dass mit dem ABS kürzere Bremswege erzielt werden als bei einer Vollbremsung mit blockierten Rädern (Bremsschlupf $\lambda = 100\,\%$). Bei Kurve 3 (Schnee) sorgt ein Schneekeil für zusätzliche Bremswirkung bei blockierten Rädern; hier liegt der Vorteil des ABS im Erhalten der Fahrstabilität und der Lenkbarkeit.

Wie die beiden Kurven für Haftreibungszahl μ_{HF} und Seitenkraftbeiwert μ_S in Bild 2 zeigen, muss für den großen Schräglaufwinkel $\alpha = 10°$ (d. h. hohe Seitenkraft infolge hoher Querbeschleunigung des Fahrzeugs) im Vergleich zum Schräglaufwinkel $\alpha = 2°$ der ABS-Regelbereich ausgedehnt werden:

1 Haftreibungszahl μ_{HF} in Abhängigkeit vom Bremsschlupf λ



2 Haftreibungszahl und Seitenkraftbeiwert μ_S in Abhängigkeit von Bremsschlupf λ und Schräglaufwinkel

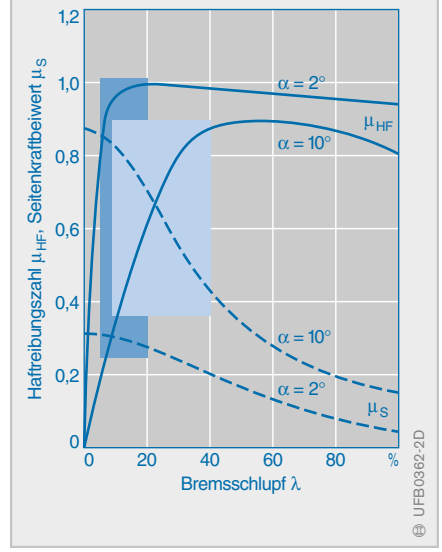


Bild 1
1 Radialreifen auf trockenem Beton
2 Diagonal-Winterreifen auf nassem Asphalt
3 Radialreifen auf lockerem Schnee
4 Radialreifen auf nassem Glatteis
Blaue Flächen: ABS-Regelbereiche.

Bild 2
μ_{HF} Haftreibungszahl
μ_S Seitenkraftbeiwert
α Schräglaufwinkel
Blaue Flächen: ABS-Regelbereiche

Bremst man in einer Kurve mit großer Querbeschleunigung voll an, so greift das ABS frühzeitig ein und lässt anfangs z. B. einen Bremsschlupf von 10 % zu. Bei $\alpha = 10°$ wird zunächst nur eine Haftreibungszahl von $\mu_{HF} = 0{,}35$ erreicht, während der Seitenkraftbeiwert mit $\mu_S = 0{,}80$ noch fast sein Maximum aufweist.

In dem Maße, wie während der Kurvenbremsung Geschwindigkeit und damit Querbeschleunigung abnehmen, erlaubt das ABS zunehmend größere Schlupfwerte, sodass die Verzögerung zunimmt, während der Seitenkraftbeiwert entsprechend der abnehmenden Querbeschleunigung geringer wird.

Bei der Kurvenbremsung wachsen die Bremskräfte so schnell an, dass der gesamte Bremsweg nur wenig länger ist als bei einer Bremsung bei Geradeausfahrt unter gleichen Bedingungen.

1 ABS-Regelkreis

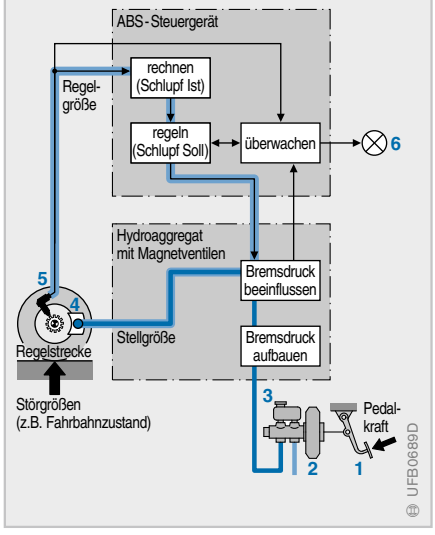


Bild 1
1 Bremspedal
2 Bremskraft-verstärker
3 Hauptzylinder mit Ausgleichsbehälter
4 Radzylinder
5 Raddrehzahlsensor
6 Kontrollleuchte

ABS-Regelkreis

Übersicht

Der ABS-Regelkreis (Bild 1) besteht aus:

Regelstrecke

- Fahrzeug mit Radbremse,
- Rad und Reibpaarung aus Reifen und Fahrbahn.

Störgrößen im Regelkreis

- Änderungen des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn wegen unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen und durch Veränderung der Radlasten, z. B. bei Kurvenfahrt,
- Fahrbahnunebenheiten, die Rad- und Achsschwingungen hervorrufen,
- Unrundheit der Reifen, geringer Reifendruck, abgefahrenes Profil, unterschiedliche Radumfänge, z. B. beim Notrad,
- Hysterese und Fading der Bremsen,
- unterschiedliche Drücke im Hauptzylinder für die beiden Bremskreise.

Regler

- Raddrehzahlsensor und
- ABS-Steuergerät.

Regelgrößen

- Raddrehzahl und daraus abgeleitet die Radumfangsverzögerung,
- Radumfangsbeschleunigung sowie der Bremsschlupf.

Führungsgröße

- Fahrerfußkraft auf das Bremspedal, verstärkt durch den Bremskraftverstärker, erzeugt den Bremsdruck im Bremssystem.

Stellgröße

- Bremsdruck im Radzylinder.

Regelstrecke

Die Datenverarbeitung im ABS-Steuergerät geht von folgender vereinfachter Regelstrecke aus:

- ein nicht angetriebenes Rad,
- ein Viertel der Fahrzeugmasse, die diesem Rad zugeordnet wird,
- die Radbremse
  und – stellvertretend für die Reibpaarung aus Reifen und Fahrbahn –
- eine idealisierte Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve (Bild 2).

Diese Kurve unterteilt sich in einen stabilen Bereich mit linearem Anstieg und einen instabilen Bereich mit konstantem Verlauf (μ_{HFmax}). Als weitere Vereinfachung liegt außerdem ein Anbremsvorgang bei Geradeausfahrt zugrunde, was einer Panikbremsung entspricht.

Bild 3 zeigt die Zusammenhänge zwischen Bremsmoment M_B (Moment, das die Bremse über den Reifen aufbringen kann) bzw. Fahrbahn-Reibmoment M_R (Moment, das über die Reibpaarung Fahrbahn/Reifen auf das Rad zurückwirkt) und der Zeit t sowie die Zusammenhänge zwischen der Radumfangsverzögerung ($-a$) und der Zeit t: Das Bremsmoment erhöht sich linear mit der Zeit. Das Fahrbahn-Reibmoment folgt dem Bremsmoment mit einem geringen Zeitverzug T nach, solange der Bremsvorgang im stabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve verläuft. Nach etwa 130 ms ist das Maximum (μ_{HFmax}) und damit der instabile Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve erreicht. Während das Bremsmoment M_B unvermindert weiter ansteigt, kann gemäß der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve das Fahrbahn-Reibmoment M_R nicht weiter ansteigen, sondern bleibt konstant. In der Zeit zwischen 130 und 240 ms (hier blockiert das Rad) wächst die im stabilen Bereich kleine Momentendifferenz $M_B - M_R$ schnell auf große Werte an. Diese Momentendifferenz ist ein exaktes Maß für die Radumfangsverzögerung ($-a$) des gebremsten Rades (Bild 3, unten). Im stabilen Bereich ist die Radumfangsverzögerung auf einen kleinen Wert begrenzt, während sie im instabilen Bereich betragsmäßig schnell ansteigt. Daraus ergibt sich ein gegensätzliches Verhalten im stabilen und im instabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve. ABS nutzt diese gegensätzliche Charakteristik aus.

2 Idealisierte Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve

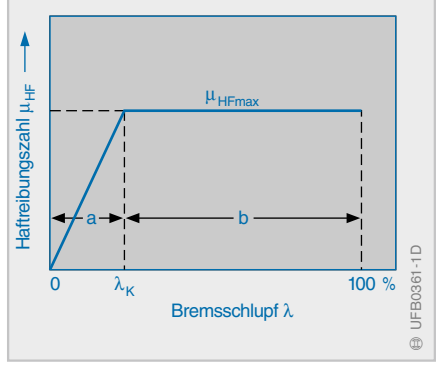


Bild 2

a	Stabiler Bereich
b	instabiler Bereich
λ_K	bestmöglicher Bremsschlupf
μ_{HFmax}	maximale Haftreibungszahl

3 Anbremsvorgang, vereinfachte Darstellung

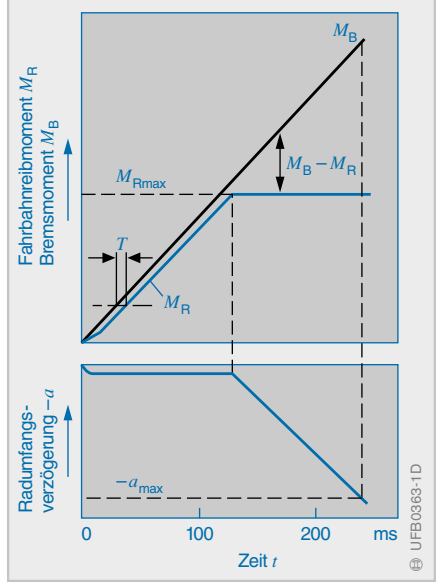


Bild 3

$(-a)$	Radumfangsverzögerung
$(-a_{max})$	maximale Radumfangsverzögerung
M_B	Bremsmoment
M_R	Fahrbahnreibmoment
M_{Rmax}	maximales Fahrbahnreibmoment
T	Zeitverzug

Regelgrößen

Wesentlich für die Güte der ABS-Regelung ist die Wahl der geeigneten Regelgrößen. Grundlage dafür sind die Signale der Raddrehzahlsensoren, aus denen im Steuergerät Radumfangsverzögerung und -beschleunigung, Bremsschlupf, Referenzgeschwindigkeit und Fahrzeugverzögerung berechnet werden. Für sich allein sind weder Radumfangsverzögerung/-beschleunigung noch Bremsschlupf als Regelgrößen geeignet, da sich ein angetriebenes Rad beim Bremsen gänzlich anders verhält als ein nicht angetriebenes Rad. Durch eine geeignete logische Verknüpfung dieser Größen lassen sich bereits gute Ergebnisse erzielen.

Da sich der Bremsschlupf nicht direkt messen lässt, wird eine ihm ähnliche Größe im Steuergerät berechnet. Als Basis dazu dient die Referenzgeschwindigkeit, die der Geschwindigkeit unter bestmöglichen Abbremsbedingungen (optimalem Bremsschlupf) entspricht. Um diese zu ermitteln, melden die Raddrehzahlsensoren dem Steuergerät ständig Signale zur Berechnung der Radgeschwindigkeiten. Das Steuergerät greift sich eine „Diagonale“ (z. B. rechtes Vorderrad und linkes Hinterrad) heraus und bildet daraus die Referenzgeschwindigkeit. Bei Teilbremsungen bestimmt im Allgemeinen das schneller laufende der beiden Räder einer Diagonalen die Referenzgeschwindigkeit. Setzt bei einer Vollbremsung die ABS-Regelung ein, dann weichen die Radgeschwindigkeiten von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab und können deshalb nicht mehr ohne Korrektur zur Berechnung der Referenzgeschwindigkeit dienen. Während der Regelphase bildet das Steuergerät die Referenzgeschwindigkeit ausgehend von der Geschwindigkeit bei Regelbeginn und lässt sie rampenförmig abnehmen. Die Steigung der Rampe wird durch die Auswertung logischer Signale und Verknüpfungen gewonnen.

Wird zusätzlich zu der Radumfangsbeschleunigung bzw. -verzögerung und dem Bremsschlupf noch die Fahrzeugverzögerung als Hilfsgröße herangezogen und wird die logische Schaltung im Steuergerät durch Rechenergebnisse beeinflusst, dann lässt sich eine ideale Bremsregelung erzielen. Dieses Konzept ist im **Anti**blockier**s**ystem (ABS) von Bosch verwirklicht.

Regelgrößen für nicht angetriebene Räder

Radumfangsbeschleunigung und -verzögerung eignen sich im Allgemeinen als Regelgrößen für nicht angetriebene Räder und Antriebsräder, wenn der Fahrer ausgekuppelt bremst. Dies ist in dem gegensätzlichen Verhalten der Regelstrecke im stabilen und im instabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve begründet.

Im stabilen Bereich kann die Radumfangsverzögerung nur begrenzte Werte annehmen. D. h., wenn der Fahrer stärker auf das Bremspedal tritt, bremst das Auto stärker ab, ohne dass die Räder blockieren.

Im instabilen Bereich dagegen genügt es, dass der Fahrer nur wenig fester auf das Bremspedal tritt, um die Räder augenblicklich blockieren zu lassen. Dieses Verhalten gestattet es sehr oft, mithilfe der Radumfangsverzögerung und -beschleunigung den Schlupf zur optimalen Bremsung zu erfassen.

Eine feste Schwelle der Radumfangsverzögerung zur Einleitung einer ABS-Regelung darf nur wenig über der maximal möglichen Fahrzeugverzögerung liegen. Dies ist besonders wichtig, wenn der Fahrer anfänglich nur leicht anbremst, dann aber zunehmend fester auf das Bremspedal tritt. Bei zu hoch angesetzter Schwelle könnten dann die Räder weit in den instabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve gelangen, ohne dass das ABS die drohende Instabilität erkennt.

Wird während einer Vollbremsung zum ersten Mal die feste Schwelle der Radumfangsverzögerung erreicht, dann darf der Bremsdruck im betreffenden Rad nicht automatisch gesenkt werden, denn bei Reifen moderner Bauart ginge auf griffigem Untergrund gerade bei hoher Ausgangsgeschwindigkeit wertvoller Bremsweg verloren.

Regelgrößen für angetriebene Räder

Ist während des Bremsens der erste oder zweite Gang eingelegt, dann wirkt der Motor auf die Antriebsräder und erhöht deren wirksame Massenträgheitsmomente Θ_R beträchtlich. D. h., die Räder verhalten sich so, als seien sie erheblich schwerer. In gleichem Maße verringert sich die Empfindlichkeit der Radumfangsverzögerung auf Änderungen des Bremsmoments im instabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve.

Das bei den nicht angetriebenen Rädern ausgeprägte gegensätzliche Verhalten zwischen stabilem und instabilem Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve wird stark geglättet, weil die Radumfangsverzögerung als Regelgröße hier oft nicht ausreicht, um den Bremsschlupf mit größtmöglicher Reibung zu erfassen. Es ist vielmehr notwendig, zusätzlich eine dem Bremsschlupf ähnliche Größe als Regelgröße heranzuziehen und mit der Radumfangsverzögerung in geeigneter Weise zu kombinieren.

Bild 4 zeigt zum Vergleich einen Anbremsvorgang für ein nicht angetriebenes Rad und für ein mit dem Motor gekoppeltes Antriebsrad. Die Motorträgheit vergrößert bei diesem Beispiel das wirksame Radträgheitsmoment um das Vierfache. Beim nicht angetriebenen Rad wird eine bestimmte Schwelle der Radumfangsverzögerung $(-a)_1$ schon frühzeitig beim Verlassen des stabilen Bereichs der Haftreibungszahl-Schlupfkurve überschritten. Wegen des um den Faktor 4 größeren Radträgheitsmoments beim angetriebenen Rad muss sich erst die vierfache Momentdifferenz

$$\Delta M_2 = 4 \cdot \Delta M_1$$

einstellen, bevor die Schwelle $(-a)_2$ überschritten wird. Das angetriebene Rad kann sich dann schon weit im instabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve befinden, worunter die Fahrzeugstabilität leidet.

Regelgüte

Leistungsfähige Antiblockiersysteme müssen folgende Kriterien zur Regelgüte erfüllen:

- Erhaltung der Fahrstabilität durch Bereitstellung ausreichender Seitenführungskräfte an den Hinterrädern,
- Erhaltung der Lenkbarkeit durch Bereitstellung ausreichender Seitenführungskräfte an den Vorderrädern,
- Bremswegverkürzungen gegenüber Blockierbremsungen durch optimale Ausnutzung des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn,
- schnelle Anpassung des Bremsdrucks an unterschiedliche Haftreibungszahlen, z. B. beim Überfahren von Pfützen oder Schnee- und Eisplatten,
- Gewährleistung kleiner Regelamplituden des Bremsmoments zur Vermeidung von Fahrwerkschwingungen und
- hoher Komfort durch kleine Pedalrückwirkungen („Pedalstottern“) und niederes Geräuschniveau der Aktoren (Magnetventile und Rückförderpumpe des Hydroaggregats).

Die genannten Kriterien können aber nicht einzeln, sondern nur in der Gesamtheit optimiert werden. Dabei kommt der Fahrstabilität und der Lenkbarkeit ein hoher Stellenwert zu.

4 Anbremsvorgang für ein nicht angetriebenes Rad und für ein mit dem Motor gekoppeltes Antriebsrad

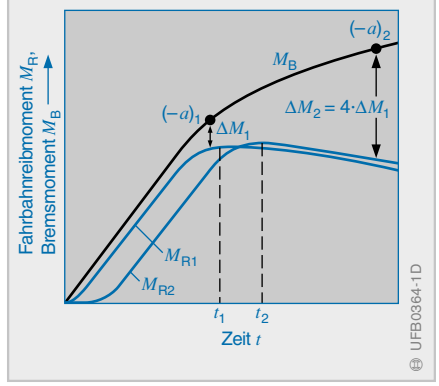


Bild 4
Index 1: nicht angetriebenes Rad
Index 2: angetriebenes Rad (Radträgheitsmoment bei diesem Beispiel um Faktor 4 höher)
$(-a)$ Schwelle der Radumfangsverzögerung
M Momentdifferenz $M_B - M_R$

Typische Regelzyklen

Bremsregelung auf griffiger Straße (große Haftreibungszahl)

Wenn die Bremsregelung auf griffiger Straße (Straßenoberfläche mit großer Haftreibungszahl) eingeleitet ist, dann muss der anschließende Druckaufbau um den Faktor 5...10 langsamer erfolgen als in der Anbremsphase, um störende Achsresonanzen zu vermeiden. Aus diesen Bedingungen ergibt sich der in Bild 1 dargestellte Verlauf der Bremsregelung bei großen Haftreibungszahlen.

Beim Anbremsen steigen der Bremsdruck im Radzylinder und die Radumfangsverzögerung (negative Beschleunigung). Am Ende der Phase 1 überschreitet die Radumfangsverzögerung die fest vorgegebene Schwelle ($-a$). Dadurch schaltet das betreffende Magnetventil in die Stellung „Druckhalten“. Der Bremsdruck darf jetzt noch nicht abgebaut werden, weil die Schwelle ($-a$) schon im stabilen Gebiet der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve überschritten werden könnte und damit Bremsweg „verschenkt“ würde. Gleichzeitig vermindert sich die Referenzgeschwindigkeit v_{Ref} nach einer vorgegebenen Rampe. Aus der Referenzgeschwindigkeit wird der Wert für die Schlupfschaltschwelle λ_1 abgeleitet.

Am Ende der Phase 2 unterschreitet die Radumfangsgeschwindigkeit v_R die λ_1-Schwelle. Daraufhin schalten die Magnetventile in die Stellung „Druckabbau“, sodass

1 Bremsregelung bei großen Haftreibungszahlen

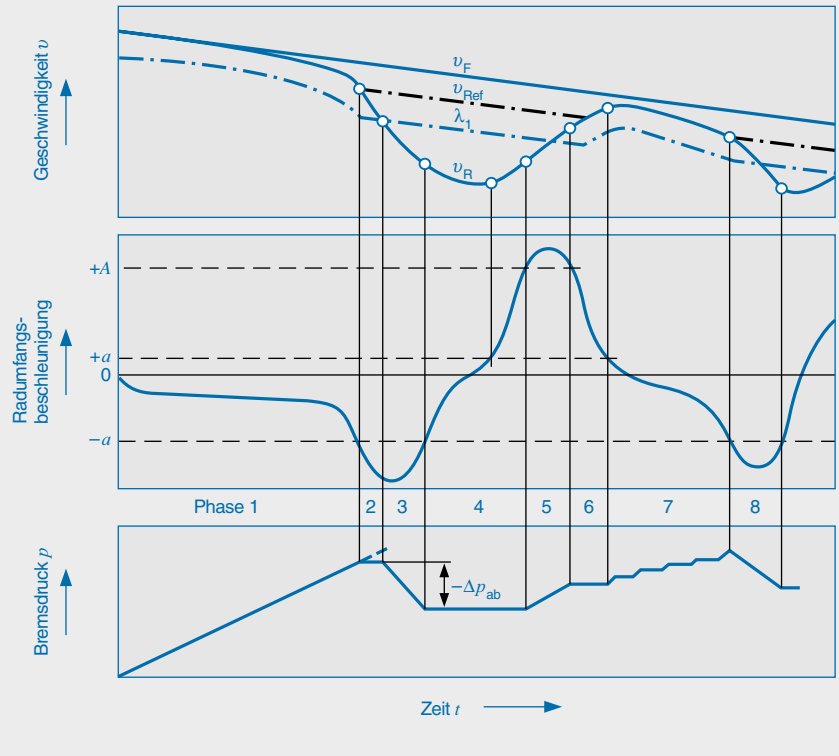
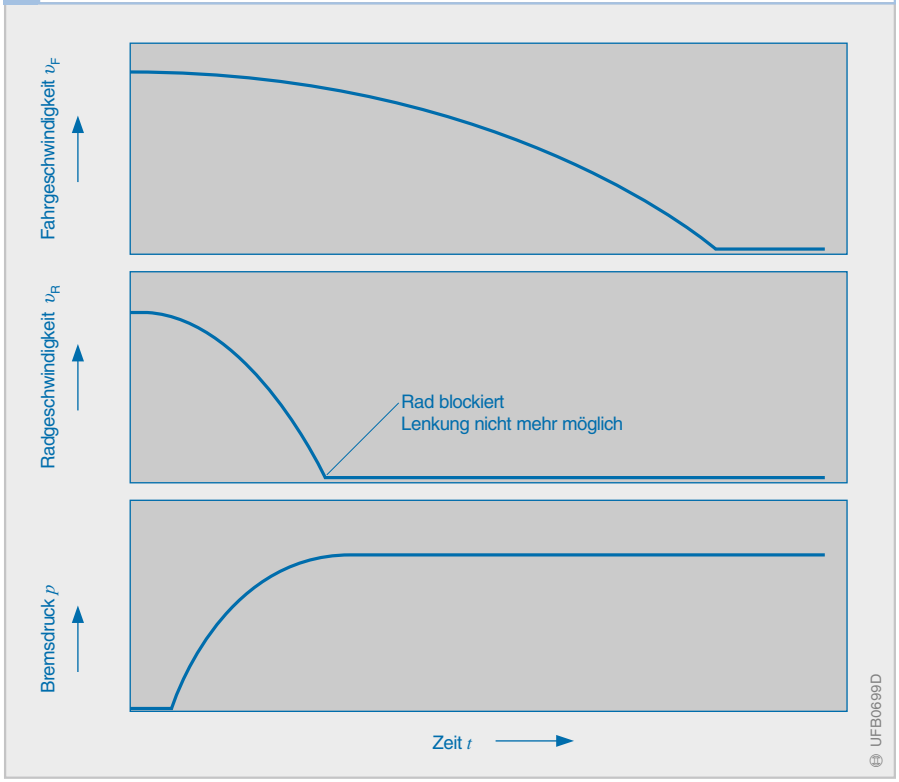


Bild 1
v_F Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{Ref} Referenzgeschwindigkeit
v_R Radumfangsgeschwindigkeit
λ_1 Schlupfschaltschwelle
Schaltsignale:
$+A$, $+a$ Schwellen der Radumfangsbeschleunigung
$-a$ Schwelle der Radumfangsverzögerung
$-\Delta\rho_{ab}$ Bremsdruckabnahme

2 Bremsvorgang ohne ABS



der Bremsdruck sinkt, und zwar so lange, wie die Radumfangsverzögerung die Schwelle ($-a$) überschritten hat.

Am Ende der Phase 3 wird die Schwelle ($-a$) wieder unterschritten, und eine Druckhaltephase bestimmter Dauer schließt sich an. Innerhalb dieser Zeit hat die Radumfangsbeschleunigung so stark zugenommen, dass die Schwelle ($+a$) überschritten wird. Der Druck bleibt weiterhin konstant.

Am Ende der Phase 4 überschreitet die Radumfangsbeschleunigung die verhältnismäßig große Schwelle ($+A$). Der Bremsdruck steigt daraufhin so lange an, wie die Schwelle ($+A$) überschritten bleibt.

In der Phase 6 wird der Bremsdruck wiederum konstant gehalten, weil die Schwelle ($+a$) überschritten ist. Am Ende dieser Phase unterschreitet die Radumfangsbeschleunigung die Schwelle ($+a$). Dies ist ein Hinweis darauf, dass das Rad in den stabilen Bereich der Haftreibungszahl-Schlupf-Kurve eingelaufen und etwas unterbremst ist.

Der Bremsdruck wird nun in Stufen aufgebaut (Phase 7), und zwar so lange, bis die Radumfangsverzögerung die Schwelle ($-a$) unterschreitet (Ende der Phase 7). Diesmal wird der Bremsdruck sofort abgebaut, ohne dass ein λ_1-Signal erzeugt wird.

Im Vergleich zum ABS-Bremsvorgang zeigt Bild 2 die Verhältnisse bei einer Vollbremsung ohne ABS.

Bremsregelung auf glatter Straße (kleine Haftreibungszahl)

Im Gegensatz zu einer griffigen Fahrbahnoberfläche genügt auf glatter Straße oft schon ein leichter Tritt auf das Bremspedal, um die Räder blockieren zu lassen. Die Räder benötigen dann weit mehr Zeit, um aus einer Phase hohen Schlupfes wieder zu beschleunigen. Die Regellogik im Steuergerät erkennt die jeweils herrschenden Straßenbedingungen und passt die Charakteristik des ABS daran an. Bild 3 zeigt eine typische Bremsregelung für kleine Haftreibungszahlen.

In den Phasen 1...3 verläuft die Bremsregelung so wie bei großen Haftreibungszahlen.

Phase 4 beginnt mit einer Druckhaltephase von kurzer Dauer. Dann wird während einer sehr kurzen Zeit ein Vergleich der Radgeschwindigkeit mit der Schlupfschaltwelle λ_1 durchgeführt. Da die Radumfangsgeschwindigkeit kleiner ist als der Wert der Schlupfschaltschwelle, wird der Bremsdruck während einer kurzen, festen Zeit abgebaut.

Es schließt sich eine weitere kurze Druckhaltephase an. Dann wird erneut ein Vergleich zwischen Radumfangsgeschwindigkeit und Schlupfschaltschwelle λ_1 vorgenommen, der zum Druckabbau während einer kurzen, festen Zeitdauer führt. In der folgenden Druckhaltephase beschleunigt das Rad wieder, und seine Radumfangsbeschleunigung überschreitet die Schwelle $(+a)$. Dies führt zum weiteren Druckhalten, bis die Schwelle $(+a)$ wieder unterschritten wird (Ende der Phase 5). In Phase 6 folgt der schon vom vorhergehenden Abschnitt bekannte stufenförmige Aufbau des Drucks, bis in Phase 7 durch Druckabbau ein neuer Regelzyklus eingeleitet wird.

3 Bremsregelung bei kleinen Haftreibungszahlen

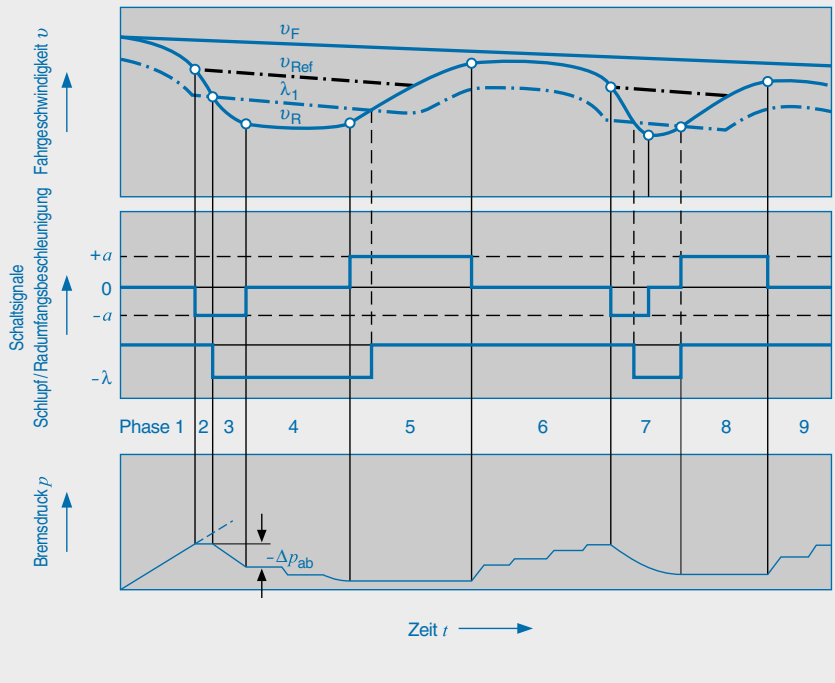
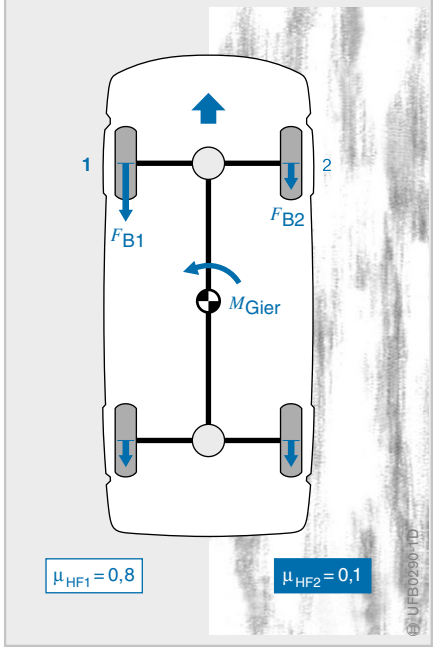


Bild 3
v_F Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{Ref} Referenzgeschwindigkeit
v_R Radumfangsgeschwindigkeit
λ_1 Schlupfschaltschwelle.
Schaltsignale:
$+a$ Schwelle der Radumfangsbeschleunigung
$-a$ Schwelle der Radumfangsverzögerung
$-p_{ab}$ Bremsdruckabnahme

Im vorher beschriebenen Zyklus hat die Reglerlogik erkannt, dass nach dem Druckabbau – ausgelöst durch das Signal (–*a*) – noch zwei weitere Druckabbaustufen notwendig waren, um das Rad wieder zu beschleunigen. Das Rad läuft verhältnismäßig lange im Bereich größeren Schlupfes, was für Fahrstabilität und Lenkbarkeit nicht günstig ist.

Um beide zu verbessern, wird in diesem und auch in den folgenden Regelzyklen der Vergleich zwischen der Radumfangsgeschwindigkeit und der Schlupfschaltschwelle λ_1 kontinuierlich durchgeführt. Dies hat zur Folge, dass in Phase 6 der Bremsdruck stetig abgebaut wird, bis in Phase 7 die Radumfangsbeschleunigung die Schwelle (+*a*) überschreitet. Wegen des stetigen Druckabbaus läuft das Rad nur kurzzeitig mit größerem Schlupf, sodass Fahrstabilität und Lenkbarkeit gegenüber dem ersten Regelzyklus erhöht sind.

4 Giermomentaufbau bei stark unterschiedlichen Haftreibungszahlen



Bremsregelung mit Giermomentaufbauverzögerung

Beim Anbremsen auf ungleichen Fahrbahnoberflächen („µ-split"-Bedingungen) – z. B. die linken Räder auf trockenem Asphalt, die rechten Räder auf Eis – entstehen an den Vorderrädern sehr unterschiedliche Bremskräfte (Bild 4). Diese unterschiedlichen Bremskräfte bewirken ein Drehmoment um die Fahrzeughochachse (Giermoment). Weiterhin führen sie auch zu Lenkradrückwirkungen, abhängig vom Lenkrollhalbmesser. Bei positiven Werten des Lenkrollhalbmessers wird das Gegenlenken erschwert, während bei negativen Werten dies zu stabilisierendem Verhalten führt.

Schwere Pkw weisen einen relativ großen Radstand und ein großes Fahrzeug-Trägheitsmoment um die Hochachse auf. Bei diesen Fahrzeugen erfolgt das Gieren so langsam, dass der Fahrer die Gierbewegung beim Bremsen mit ABS durch Gegenlenken hinreichend schnell ausgleichen kann. Kleinere Pkw mit geringem Radstand und geringem Fahrzeug-Trägheitsmoment benötigen jedoch neben dem ABS eine zusätzliche Giermomentaufbauverzögerung (GMA), um auch diese Fahrzeuge bei Panikbremsungen auf ungleichen Fahrbahnoberflächen gut beherrschbar zu machen. Eine Verzögerung des Giermomentaufbaus kann dadurch erreicht werden, dass an dem Vorderrad, das auf der Fahrbahnseite mit der größeren Haftreibungszahl läuft („High"-Rad), ein zeitlich verzögerter Druckaufbau im Radzylinder vorgenommen wird.

Bild 5 (nächste Seite) verdeutlicht das Prinzip der Giermomentaufbauverzögerung: Kurve 1 zeigt den Bremsdruck *p* im Hauptzylinder. Ist keine Giermomentaufbauverzögerung vorhanden, dann weist nach kurzer Zeit das Rad auf Asphalt den Druck p_{high} (Kurve 2), das Rad auf Eis den Druck p_{low} (Kurve 5) auf; jedes Rad bremst mit der jeweils möglichen maximalen Verzögerung (Individualregelung).

Bild 4
M_{Gier} Giermoment
F_B Bremskraft
1 „High"-Rad
2 „Low"-Rad

System GMA 1

Bei Fahrzeugen mit weniger kritischem Fahrverhalten setzt man das System GMA 1 ein. Hierbei wird in der Anbremsphase der Bremsdruck am „High“-Rad in Stufen aufgebaut (Kurve 3), sobald das „Low“-Rad infolge einer Blockiertendenz seinen ersten Druckabbau erfährt. Wenn der Bremsdruck des „High“-Rads sein Blockierniveau erreicht hat, wird er nicht mehr von den Signalen des „Low“-Rades beeinflusst, sondern individuell geregelt, sodass an diesem Rad die maximal mögliche Bremskraft genutzt wird. Diese Maßnahme sichert für die erwähnte Fahrzeugart ein zufrieden stellendes Lenkverhalten bei Panikbremsungen auf ungleichen Fahrbahnoberflächen. Da sich der maximale Bremsdruck am „High“-Rad in relativ kurzer Zeit (750 ms) einstellt, ist die Bremswegverlängerung, verglichen mit Fahrzeugen ohne Giermomentaufbauverzögerung, gering.

System GMA 2

Das System GMA 2 wird bei Fahrzeugen mit besonders kritischem Fahrverhalten eingesetzt. Sobald hier der Bremsdruck am „Low“-Rad abgebaut wird, erfolgt das Ansteuern der ABS-Magnetventile am „High“-Rad mit einer bestimmten Druckhalte- und -abbauzeit (Bild 5, Kurve 4). Der erneute Druckaufbau am „Low“-Rad löst dann einen stufenförmigen Druckaufbau am „High“-Rad aus, wobei die Druckaufbauzeiten um einen bestimmten Faktor länger sind als beim „Low“-Rad. Diese Druckzumessung erfolgt nicht nur im ersten Regelzyklus, sondern während der gesamten Bremsung.

Die Auswirkung des Giermoments auf das Lenkverhalten ist umso kritischer, je größer die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Anbremsen ist. Bei der GMA 2 wird die Fahrzeuggeschwindigkeit in vier Bereiche eingeteilt. In diesen sind Giermomentaufbauverzögerungen unterschiedlicher Stärke wirksam. In den Bereichen mit großer Geschwindigkeit werden die Druckaufbauzeiten am „High“-Rad zunehmend verkürzt, während die Druckaufbauzeiten am „Low“-Rad zunehmend verlängert werden, um gerade bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten einen verlangsamten Aufbau des Giermoments zu erreichen. Bild 5 unten zeigt zusätzlich den für einen Geradeauslauf erforderlichen Verlauf der Lenkwinkel beim Anbremsen sowohl ohne GMA (Kurve 6) als auch mit GMA (Kurve 7).

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt für die Anwendung der GMA ist das Kurvenbremsverhalten. Bremst der Fahrer bei hoher Geschwindigkeit in der Kurve an, dann bewirkt die GMA eine dynamische Belastung der Vorderachse und eine dynamische Entlastung der Hinterachse. Dadurch nehmen die Seitenkräfte an den Vorderrädern zu und an den Hinterrädern ab. Dies führt zu einem nach der Innenseite der Kurve gerichteten Drehmoment, wodurch das Fahrzeug die Bahnkurve schleudernd nach innen verlässt und durch Gegenlenken nur sehr schwer beherrschbar ist (Bild 6a).

5 Bremsdruck-/Lenkwinkelverlauf bei Giermomentaufbauverzögerung

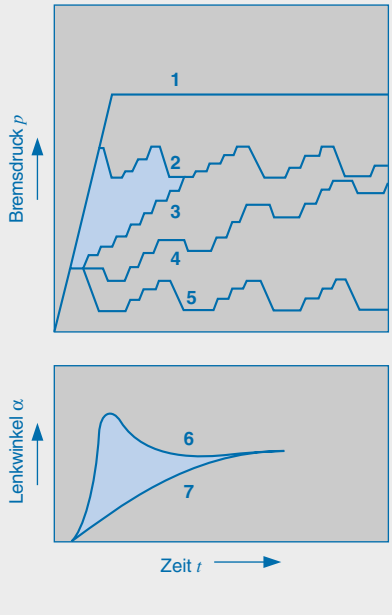


Bild 5
1 Druck p_{Hz} im Hauptzylinder
2 Bremsdruck p_{high} ohne GMA
3 Bremsdruck p_{high} mit GMA 1
4 Bremsdruck p_{high} mit GMA 2
5 Bremsdruck p_{low}
6 Lenkwinkel α ohne GMA
7 Lenkwinkel α mit GMA

Um diesen kritischen Bremszustand zu vermeiden, enthält die GMA zusätzlich eine Berücksichtigung der Querbeschleunigung, die die GMA bei zunehmend starker Querbeschleunigung unwirksam werden lässt. Dadurch baut sich während des Anbremsens in der Kurve am äußeren Vorderrad eine große Bremskraft auf, die ein nach der Außenseite der Kurve gerichtetes Drehmoment bewirkt. Dieses Drehmoment gleicht das nach innen gerichtete Drehmoment der Seitenkräfte aus, sodass das Fahrzeug leicht untersteuert und damit gut beherrschbar bleibt (Bild 6b).

Die ideale Giermomentaufbauverzögerung ist ein Kompromiss zwischen gutem Lenkverhalten und angemessen kurzem Bremsweg; sie wird in Zusammenarbeit zwischen Bosch und den Fahrzeugherstellern für den jeweiligen Fahrzeugtyp ermittelt.

6 Kurvenbremsverhalten bei kritischen Geschwindigkeiten mit/ohne GMA

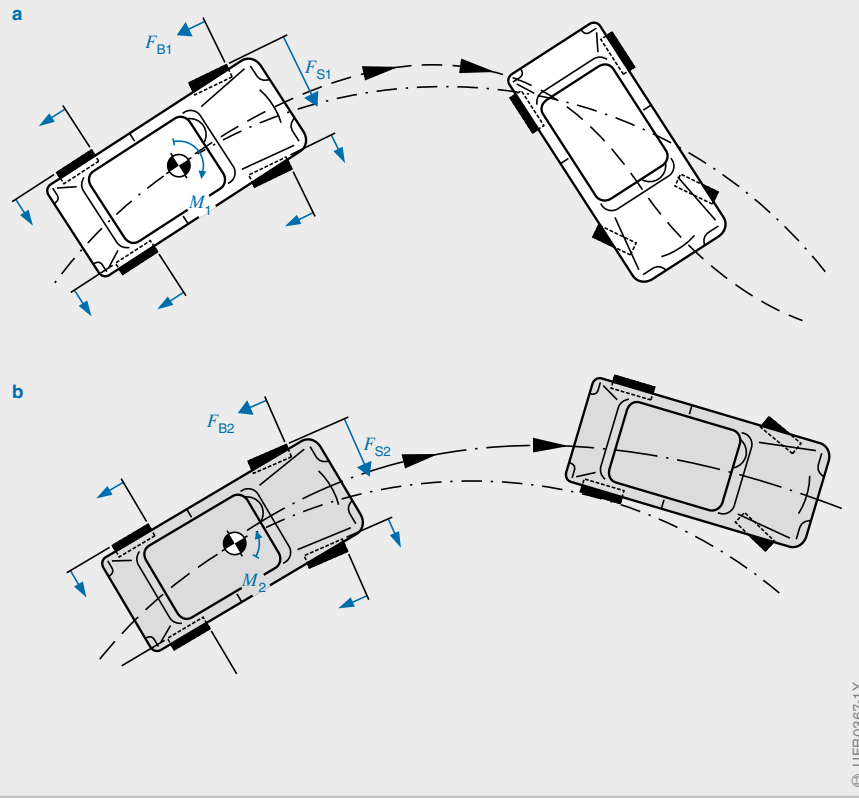


Bild 6
a GMA eingeschaltet (keine Individualregelung): Fahrzeug übersteuert
b GMA ausgeschaltet (Individualregelung): Fahrzeug leicht untersteuert
F_B Bremskraft
F_S Seitenkraft
M Drehmoment

Bremsregelung für Allradantrieb

Die wichtigsten Kriterien für die Beurteilung der verschiedenen Allradantriebe (Bild 7) sind Traktion, Fahrdynamik und Bremsverhalten. Sobald die Differenzialsperren eingelegt sind, entstehen für die ABS-Bremsregelung Bedingungen, die bestimmte Zusatzmaßnahmen beim ABS erfordern.

Bei gesperrtem Hinterachsdifferenzial sind die Hinterräder stets gekoppelt, d. h. sie laufen mit derselben Drehzahl und verhalten sich bezüglich der beiden Bremsmomente (an den beiden Rädern) und der beiden Fahrbahnreibmomente (zwischen den beiden Rädern und der entsprechenden Fahrbahnoberfläche) wie ein starrer Körper. Die sonst vorgegebene Betriebsart „Select-low“ an der Hinterachse (das Rad mit der kleineren Haftreibungszahl μ_{HF} bestimmt den gemeinsamen Bremsdruck beider Hinterräder) ist damit aufgehoben, und beide Hinterräder nutzen die Bremskräfte voll aus. Sobald die Längssperre eingeschaltet ist, erzwingt das System eine Übereinstimmung der gemittelten Drehzahl von beiden Vorder- und beiden Hinterrädern. Alle Räder sind dann dynamisch miteinander gekoppelt, und das Motorschleppmoment (Motorbremswirkung beim Gaswegnehmen) und die Motorträgheit wirken auf alle Räder ein.

Um die optimale ABS-Funktion auch bei diesen Bedingungen zu sichern, sind je nach Allradsystem (Bild 7) zusätzliche Vorkehrungen zu treffen:

7 Allradantriebe

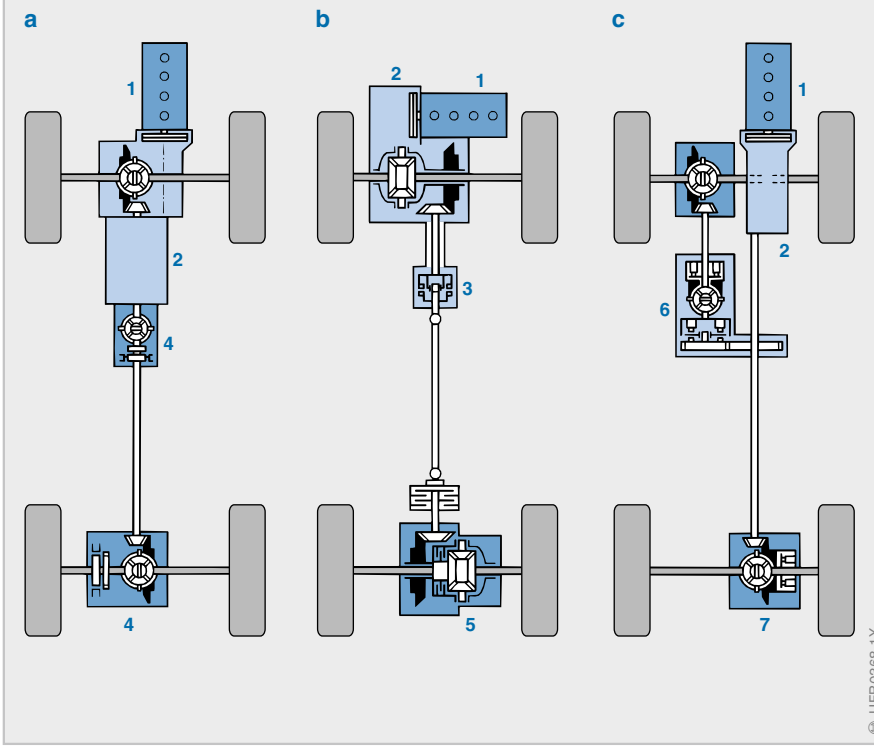


Bild 7
a Allradsystem 1
b Allradsystem 2
c Allradsystem 3

1 Motor
2 Getriebe
3 Freilauf und Visco-Kupplung

Ausgleichsgetriebe mit:
4 manuell schaltbarer Sperre oder Viskose-Sperre
5 prozentualer Sperre
6 automatischer Kupplung und automatischer Sperre
7 automatischer Sperre

Allradsystem 1

Beim Allradsystem 1 mit manuell schaltbaren Sperren oder permanent wirkenden Sperren (Viskose-Sperren) im Längsstrang und der Hinterachse sind die Hinterräder starr gekoppelt und die mittlere Drehzahl der Vorderräder ist dieselbe wie die der Hinterräder. Wie bereits erwähnt, bewirkt die Hinterachssperre, dass die „Select-low"-Betriebsart an den Hinterrädern nicht mehr wirksam ist, sondern dass an jedem Hinterrad die maximale Bremskraft ausgenutzt wird. Beim Bremsen auf ungleichen Fahrbahnoberflächen hat diese Bremskraftdifferenz an den Hinterrädern ein Giermoment zur Folge, das die Fahrstabilität in kritischer Weise beeinträchtigt. Wenn die maximale Bremskraftdifferenz auch an den Vorderrädern schnell aufgebaut würde, wäre es nicht möglich, das Fahrzeug stabil auf Kurs zu halten.

Dieser Vierradantrieb erfordert eine GMA an den Vorderrädern, um Fahrstabilität und Lenkbarkeit bei stark unterschiedlichen Fahrbahnverhältnissen an den rechten und linken Rädern zu sichern. Um die ABS-Funktionen auf glatter Fahrbahn aufrecht zu erhalten, muss das Motorschleppmoment, das bei Allradantrieb ja auf alle Räder wirkt, verringert werden. Dies geschieht durch eine Motorschleppmomentregelung, die gerade so viel Gas gibt, dass die zu starke Motorbremswirkung aufgehoben wird.

Auch die durch die wirksame Motorträgheit reduzierte Empfindlichkeit der Räder bei Änderungen der Fahrbahn-Reibmomente auf glatter Fahrbahn muss durch eine Verfeinerung der Bremsregelung ausgeglichen werden, um das Blockieren der Räder zu verhindern. Die dynamische Kopplung aller Räder mit der trägen Motormasse erfordert deshalb zusätzliche Differenzierungen bei der Signalaufbereitung und Logik des elektronischen Steuergeräts. Eine Berechnung der Fahrzeuglängsverzögerung macht es möglich, glatte Fahrbahnen mit μ_{HF} kleiner als 0,3 zu erkennen.

Bei der Auswertung einer Bremsung auf solchen Fahrbahnen wird die Ansprechschwelle ($-a$) der Radumfangsverzögerung halbiert und der kleiner werdende Anstieg der Referenzgeschwindigkeit auf bestimmte, verhältnismäßig kleine Werte beschränkt. Dadurch lässt sich die Blockierneigung der Räder frühzeitig und „feinfühlig" erfassen.

Bei allradangetriebenen Fahrzeugen kommt es beim „kräftigen Gasgeben" auf glatter Fahrbahn vor, dass alle Räder durchdrehen. In dieser Situation wird durch spezielle Maßnahmen in der Signalaufbereitung sichergestellt, dass die Referenzgeschwindigkeit nur entsprechend der maximal möglichen Fahrzeugbeschleunigung den durchdrehenden Rädern folgen kann. Bei einem sich anschließenden Bremsvorgang wird der erste ABS-Druckabbau durch ein Signal ($-a$) und eine bestimmte kleine Radgeschwindigkeitsdifferenz ausgelöst.

Allradsystem 2

Wegen der Möglichkeit des Durchdrehens aller Räder beim Allradsystem 2 (Visco-Kupplung mit Freilauf im Längsstrang, prozentuale Hinterachssperre) müssen die gleichen speziellen Maßnahmen für die Signalaufbereitung getroffen werden.

Weitere Maßnahmen zur Sicherung der ABS-Funktion sind nicht erforderlich, denn ein Freilauf entkoppelt die Räder beim Bremsen. Sie lässt sich jedoch durch die Motorschleppmomentregelung zusätzlich noch verbessern.

Allradsystem 3

Auch beim Allradsystem 3 (automatisch zuschaltbare Sperren) sind für den Fall des Durchdrehens aller Räder die oben genannten Maßnahmen für die Signalaufbereitung erforderlich. Hinzu kommt ein automatisches Lösen der Differenzialsperren bei jedem Bremsbeginn. Weitere Maßnahmen zur Sicherung der ABS-Funktion sind nicht erforderlich.

Raddrehzahlsensoren

Anwendung

Raddrehzahlsensoren dienen dazu, die Drehgeschwindigkeit von Fahrzeugrädern zu ermitteln (Raddrehzahl). Die Drehzahlsignale werden mittels Kabel an das ABS-, ASR- oder ESP-Steuergerät des Fahrzeugs weitergeleitet, das die Bremskraft je Rad individuell regelt. Diese Regelschleife verhindert ein Blockieren (bei ABS) oder Durchdrehen der Räder (bei ASR bzw. ESP) und sichert die Stabilität und Lenkbarkeit des Fahrzeugs.

Navigationssysteme benötigen ebenfalls die Raddrehzahlsignale, um daraus die gefahrene Wegstrecke zu errechnen (z. B. in Tunnels oder wenn keine Satellitensignale zur Verfügung stehen).

Aufbau und Arbeitsweise

Die Signale für den Raddrehzahlsensor werden mittels eines fest mit der Radnabe verbundenen Stahl-Impulsgebers (für passive Sensoren) oder Multipol-Magnetimpulsgebers (für aktive Sensoren) erzeugt. Dieser Impulsgeber weist die gleiche Umdrehungsgeschwindigkeit wie das Rad auf und bewegt sich berührungslos am sensitiven Bereich des Sensorkopfes vorbei. Der Sensor „liest“ somit ohne direkten Kontakt über einen Luftspalt von bis zu 2 mm (Bild 2).

Der Luftspalt (mit engen Toleranzen) dient dazu, eine störungsfreie Signalerfassung zu gewährleisten. Mögliche Störungen wie z. B. Schwingungen im Bereich der Radbremse, Vibrationen, Temperatur, Feuchte, Einbauverhältnisse am Rad usw. werden dadurch eliminiert.

Seit 1998 werden statt den passiven (induktiven) Raddrehzahlsensoren bei Neuentwicklungen fast nur noch aktive Raddrehzahlsensoren eingesetzt.

Passiver (induktiver) Drehzahlsensor

Ein passiver (induktiver) Drehzahlsensor besteht aus einem Permanentmagneten (Bild 2, Pos. 1) und einem damit verbundenen weichmagnetischen Polstift (3), der in einer Spule (2) mit mehreren tausend Drahtwindungen steckt. Auf diese Weise wird ein konstantes Magnetfeld erzeugt.

Der Polstift befindet sich direkt über dem Impulsrad (4), einem fest mit der Radnabe verbundenen Zahnrad. Beim Drehen des Impulsrades wird das vorhandene, konstante Magnetfeld durch die ständig wechselnde Folge von Zahn und Lücke „gestört“. Dadurch ändert sich der magnetische Fluss durch den Polstift und somit auch der magnetische Fluss durch die Spulenwicklung. Der Wechsel des Magnetfelds induziert in der Wicklung eine Wechselspannung, die an den Wicklungsenden abgegriffen wird.

Sowohl die Frequenz als auch die Amplitude der Wechselspannung sind proportional zur Raddrehzahl (Bild 3). Bei einem stillstehenden Rad ist somit die induzierte Spannung gleich null.

Zahnform, Luftspalt, Steilheit des Spannungsanstiegs und Eingangsempfindlichkeit des Steuergeräts bestimmen die kleinste noch messbare Fahrzeuggeschwindigkeit

1 Passive (induktive) Drehzahlsensoren

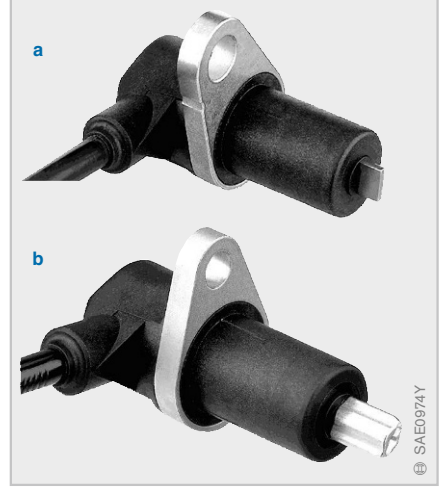


Bild 1
a Meißelpolstift (Flachpolstift)
b Rautenpolstift (Kreuzpolstift)

2 Prinzipskizze des passiven Drehzahlsensors

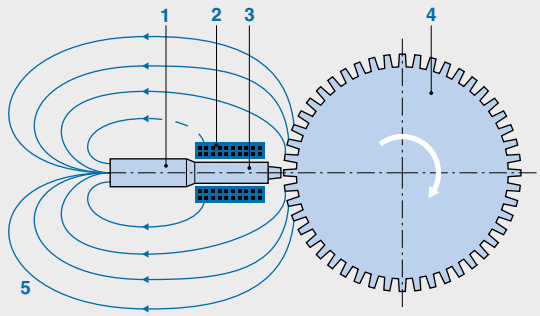


Bild 2
1 Permanentmagnet
2 Magnetspule
3 Polstift
4 Impulsrad aus Stahl
5 magnetische Feldlinien

und damit für die ABS-Anwendung minimal erreichbare Ansprechempfindlichkeit und Schaltgeschwindigkeit.

Da die Einbauverhältnisse am Rad nicht überall gleich sind, gibt es verschiedene Polstiftformen und unterschiedliche Einbauarten. Am weitesten verbreitet ist der Meißel-Polstift (Bild 1a, auch Flachpol genannt) und Rauten-Polstift (Bild 1b, auch Kreuzpol genannt). Beide Polstiftarten müssen beim Einbau genau zum Impulsrad ausgerichtet werden.

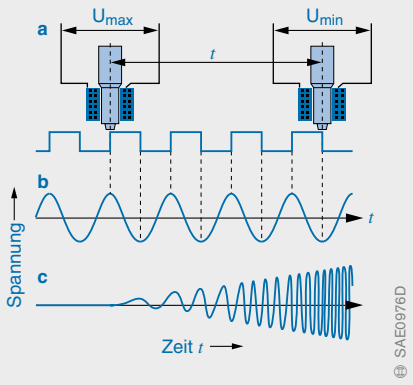
Aktiver Drehzahlsensor

Sensorelemente

In heutigen, modernen Bremssystemen werden fast ausschließlich nur noch aktive Drehzahlsensoren eingesetzt (Bild 4). Diese bestehen üblicherweise aus einem hermetisch mit Kunststoff vergossenen Silizium-IC, der im Sensorkopf sitzt.

Neben magnetoresistiven ICs (Änderung des elektrischen Widerstands bei Magnetfeldänderung) werden mittlerweile bei Bosch in der Mehrzahl nur noch Hall-Sensorelemente verwendet, die schon auf kleinste Änderungen des magnetischen Feldes reagieren und deshalb größere Luftspalte gegenüber den passiven Drehzahlsensoren zulassen.

3 Signalausgangsspannung des passiven Drehzahlsensors



4 Aktiver Drehzahlsensor

Bild 3
a Passiver Drehzahlsensor mit Impulsrad
b Sensorsignal bei konstanter Raddrehzahl
c Sensorsignal bei steigender Raddrehzahl

Impulsräder

Als Impulsrad des aktiven Drehzahlsensors dient ein Multipolring. Es handelt sich hierbei um wechselweise magnetisierte Kunststoffelemente, die ringförmig auf einem nichtmagnetischen metallischen Träger angeordnet sind (Bild 6 und Bild 7a). Diese Nord- und Südpole übernehmen die Funktion der Zähne des Impulsrads. Der IC des Sensors ist dem ständig wechselnden Magnetfeld dieser Magnete ausgesetzt (Bild 6 und Bild 7a). Deshalb ändert sich der magnetische Fluss durch den IC beim Drehen des Multipolrings ständig.

5 Explosionsskizze mit Multipol-Impulsgeber

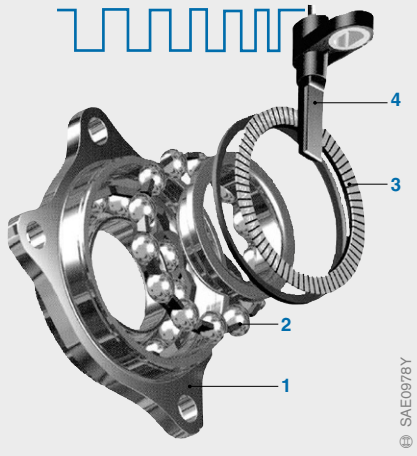


Bild 7
a Hall-IC mit Multipol-Impulsgeber
b Hall-IC mit Stahl-Impulsrad und Magnet im Sensor

1 Sensorelement
2 Multipolring
3 Magnet
4 Stahl-Impulsrad

Bild 5
1 Radnabe
2 Kugellager
3 Multipolring
4 Raddrehzahlsensor

6 Schnittbild durch den aktiven Drehzahlsensor

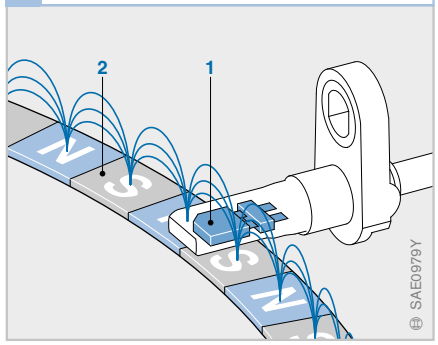


Bild 6
1 Sensorelement
2 Multipolring mit abwechselnder Nord- und Südmagnetisierung

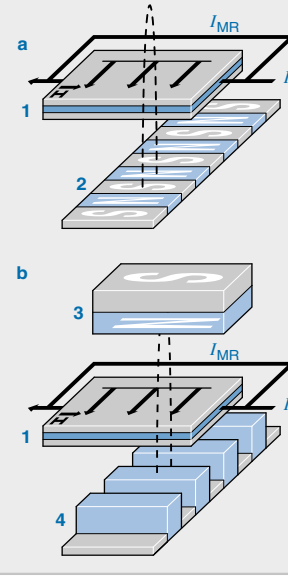
Alternativ zum Multipolring ist auch ein Stahl-Impulsrad möglich. In diesem Fall wird auf den Hall-IC ein Magnet aufgebracht, der ein konstantes Magnetfeld erzeugt (Bild 7b). Beim Drehen des Impulsrads wird das vorhandene, konstante Magnetfeld durch die ständig wechselnde Folge von Zahn und Lücke „gestört". Messprinzip, Signalverarbeitung und IC sind ansonsten identisch wie beim Sensor ohne Magnet.

Merkmale

Typisch für den aktiven Drehzahlsensor ist die Integration von Hall-Messelement, Signalverstärker und Signalaufbereitung in einem IC (Bild 8). Die Drehzahlinformation wird als eingeprägter Strom in Form von Rechteckimpulsen übertragen (Bild 9). Die Frequenz der Stromimpulse ist proportional zur Raddrehzahl und eine Detektion ist fast bis zum Radstillstand (0,1 km/h) möglich.

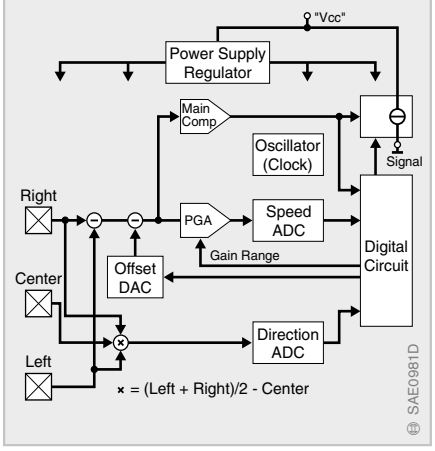
Die Versorgungsspannung liegt zwischen 4,5 und 20 Volt. Der Rechteck-Ausgangssignalpegel liegt bei 7 mA (low) und 14 mA (high).

7 Prinzipskizzen für Drehzahlerfassung

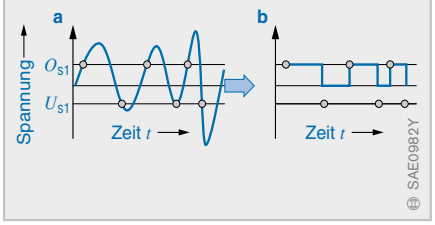


Bei dieser Übertragungsform mit den digitalen Signalen sind z. B. induktive Störspannungen unwirksam im Vergleich zum passiven, induktiven Sensor. Ein zweiadriges Kabel stellt die Verbindung zum Steuergerät her.

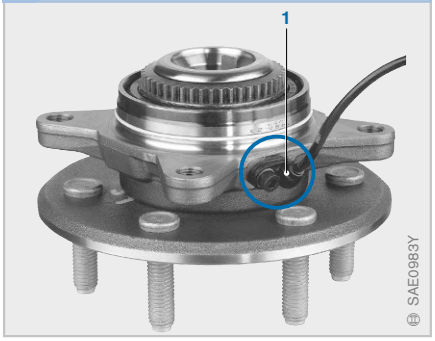
8 Blockschaltbild des Hall-IC



9 Signalumwandlung im Hall-IC



10 Radlager mit Drehzahlsensor



Das kleine Bauvolumen und das geringe Gewicht erlauben es, den aktiven Drehzahlsensor am oder im Radlager eines Fahrzeugs einzubauen (Bild 10). Hierzu sind verschiedene Standard-Sensorkopfformen geeignet.

Die digitale Signalaufbereitung ermöglicht es, codierte Zusatzinformationen mittels eines pulsweitenmodulierten Ausgangssignals zu übertragen (Bild 11):

- Drehrichtungserkennung der Räder:
  Dies wird insbesondere für die Funktion „Hill Hold Control“ benötigt, die ein Zurückrollen des Fahrzeugs während des Anfahrens am Berg durch gezieltes Abbremsen verhindert. Die Drehrichtungserkennung wird auch für die Fahrzeugnavigation herangezogen.
- Stillstandserkennung:
  Auch diese Information kann bei der Funktion „Hill Hold Control“ ausgewertet werden. Eine weitere Verwertung der Information liegt in der Eigendiagnose.
- Signalqualität des Sensors:
  Im Signal kann eine Informationen zur Signalqualität des Sensors übermittelt werden. Dadurch kann der Fahrer im Fehlerfall aufgefordert werden, rechtzeitig den Kundendienst aufzusuchen.

11 Codierte Informationsübertragung mit pulsweitenmodulierten Signalen

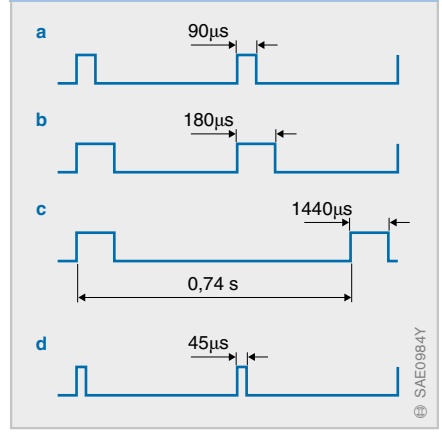


Bild 9
a Rohsignal
b Ausgangssignal

O_{S1} Obere Schaltschwelle
U_{S1} Untere Schaltschwelle

Bild 10
1 Drehzahlsensor

Bild 11
a Geschwindigkeitssignal bei Rückwärtsfahrt
b Geschwindigkeitssignal bei Vorwärtsfahrt
c Signal bei Fahrzeugstillstand
d Signalqualität des Sensors, Eigendiagnose

Antriebsschlupfregelung ASR

Kritische Fahrsituationen können nicht nur beim Bremsen, sondern allgemein in allen Fällen auftreten, in denen große Längskräfte an der Kontaktfläche zwischen Reifen und Untergrund abgesetzt werden sollen. Der Grund dafür ist, dass hierdurch die absetzbaren Seitenkräfte reduziert werden. Dies trifft also auch auf das Anfahren und Beschleunigen, insbesondere auf glatter Fahrbahn, am Berg und bei Kurvenfahrt zu. Solche Situationen können den Autofahrer überfordern und zu Fehlreaktionen sowie instabilem Fahrzeugverhalten führen. Diese Probleme löst die Antriebsschlupfregelung (ASR), sofern die physikalischen Grenzen nicht überschritten werden.

Aufgaben

Während das Antiblockiersystem (ABS) das Blockieren der Räder im Bremsfall durch Absenken der Radbremsdrücke verhindert, verhindert ASR im Antriebsfall das Durchdrehen der Räder durch Reduktion des wirksamen Antriebsmoments an jedem einzelnen Antriebsrad. ASR stellt damit eine konsequente Erweiterung des ABS für den Antriebsfall dar.

Neben dieser sicherheitsrelevanten Aufgabe, beim Beschleunigen Stabilität und Lenkfähigkeit des Fahrzeugs zu gewährleisten, sorgt die ASR außerdem für eine Verbesserung des Traktionsverhaltens durch Einregeln des „optimalen“ Schlupfes (vgl. μ-Schlupf-Kurve in Kapitel „Grundlagen der Fahrphysik“). Naturgemäß stellt die Traktionsanforderung des Fahrers hierfür eine obere Grenze dar.

Funktionsbeschreibung

Soweit nicht ausdrücklich anders angegeben, gelten alle folgenden Ausführungen zunächst für ein einachsgetriebenes Fahrzeug (Bild 1). Dabei spielt es keine Rolle, ob es sich hierbei um ein vorder- oder hinterradgetriebenes Fahrzeug handelt.

Antriebsschlupf und seine Entstehung

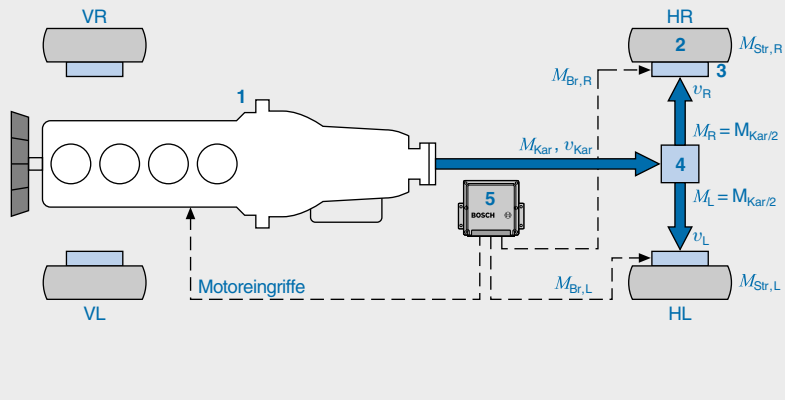
Wenn der Fahrer im eingekuppelten Zustand Gas gibt, steigt das Motordrehmoment. Damit erhöht sich auch das antreibende Kardanmoment M_{Kar}. Durch das Querdifferenzial wird dieses im Verhältnis 50 : 50 auf die beiden angetriebenen Räder verteilt (Bild 1). Kann sich dieses erhöhte Moment auf dem Fahrbahnbelag vollständig „abstützen“, so lässt sich das Fahrzeug ungehindert beschleunigen. Übersteigt aber das Antriebsdrehmoment $M_{Kar}/2$ an einem An-

Bild 1
1 Motor mit Getriebe
2 Rad
3 Radbremse
4 Querdifferenzial
5 Steuergerät mit ASR-Funktionalität

Motor, Getriebe, Übersetzungsverhältnis des Differenzials sowie deren Verluste sind zu einer Einheit zusammengefasst

M_{Kar} antreibendes Kardanmoment
v_{Kar} Kardangeschwindigkeit
M_{Br} Bremsmoment
M_{Str} auf die Straße übertragenes Moment
v Radgeschwindigkeit
R rechts
L links
V vorne
H hinten

1 Antriebskonzept eines einachsgetriebenen Fahrzeugs mit ASR



© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_28

triebsrad das physikalisch maximal übertragbare Antriebsdrehmoment, so dreht dieses Rad durch. Dadurch reduziert sich die übertragbare Antriebskraft und das Fahrzeug wird durch den Verlust an Seitenführungskraft instabil.

Die ASR regelt den Schlupf der Antriebsräder schnellstmöglich auf den optimalen Wert. Hierzu wird zunächst ein Sollwert für den Schlupf bestimmt. Dieser ist von einer Vielzahl an Faktoren, die die aktuelle Fahrsituation bestmöglich repräsentieren sollen, abhängig. Unter anderem sind dies:

- Grundkennlinie für den ASR-Sollschlupf (orientiert sich am Schlupfbedarf eines Reifens beim Beschleunigen),
- ausgenutzter Reibwert,
- äußerer Fahrwiderstand (Tiefschnee, Schlechtweg usw.),
- Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Lenkwinkel des Fahrzeugs.

ASR-Stelleingriffe

Die gemessenen Radgeschwindigkeiten und damit der jeweilige Antriebsschlupf können durch eine Änderung der Momentenbilanz M_{Ges} an jedem Antriebsrad beeinflusst werden. Die Momentenbilanz M_{Ges} an jedem angetriebenen Rad ergibt sich dabei aus Antriebsmoment $M_{Kar}/2$ an diesem Rad, dem jeweiligen Bremsmoment M_{Br} und dem Straßenmoment M_{Str} (Bild 1).

$$M_{Ges} = M_{Kar}/2 + M_{Br} + M_{Str}$$

(M_{Br} und M_{Str} sind hierin negativ zu zählen.)

Offensichtlich kann diese Bilanz durch das vom Motor gelieferte Antriebsmoment M_{Kar} sowie durch das Bremsmoment M_{Br} beeinflusst werden. Diese beiden Größen stellen somit die Stellgrößen der ASR dar, über die diese den Schlupf an jedem einzelnen Rad auf den Sollschlupf regelt.

Die Steuerung des Antriebsmoments M_{Kar} kann bei Fahrzeugen mit Ottomotor grundsätzlich über die folgenden Motoreingriffe geschehen:

- Drosselklappe (Drosselklappenverstellung),
- Zündanlage (Zündwinkelverstellung),
- Einspritzanlage (Ausblendung einzelner Einspritzimpulse).

Die letzteren beiden Eingriffe zählen zu den „schnellen", der erste zu den „langsamen" Eingriffsmöglichkeiten (Bild 2). Welche dieser Eingriffsmöglichkeiten jeweils zur Verfügung stehen, ist hersteller- und motorabhängig.

Bei Fahrzeugen mit Dieselmotor wird das Antriebsmoment M_{Kar} von der Elektronischen Dieselregelung (EDC) beeinflusst (Reduzierung der Einspritzmenge).

Eine Steuerung des Bremsmoments M_{Br} über die Bremsanlage kann radweise erfolgen. Wegen der Notwendigkeit des aktiven Druckaufbaus setzt die ASR-Funktion aber eine Erweiterung der ursprünglichen ABS-Hydraulik voraus (siehe auch Kapitel „Hydroaggregat").

Bild 2 vergleicht die Reaktionszeiten bei verschiedenen ASR-Eingriffen. Die Darstellung lässt erkennen, dass eine ausschließliche Steuerung des Antriebsmoments mit der Drosselklappe wegen der relativ langsamen Reaktionszeit zu einem unbefriedigenden Ergebnis führen kann.

2 Vergleich der Reaktionszeiten bei verschiedenen ASR-Eingriffen

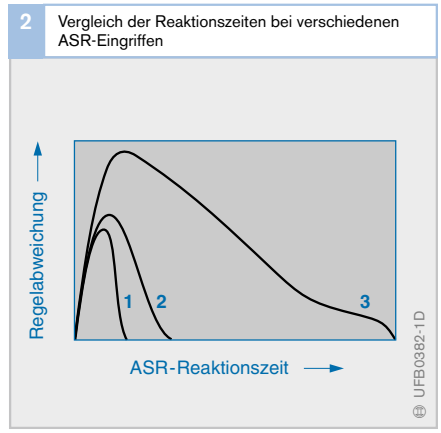


Bild 2
1 Drosselklappen-/Radbremseneingriff
2 Drosselklappen-/Zündungseingriff
3 Drosselklappeneingriff

Struktur der ASR

Die erweiterte ABS-Hydraulik ermöglicht sowohl symmetrische Bremseingriffe, d. h. Bremseingriffe, die an beiden angetriebenen Rädern gleich sind, als auch radindividuelle Bremseingriffe. Dies ist der Schlüssel zu einer weiteren Strukturierung der ASR, nicht nach Stellglied (Motor/Bremse), sondern nach zu regelnder Größe („Regelgröße“).

Kardanregler

Über Motoreingriffe kann die Kardangeschwindigkeit v_{Kar} bzw. das Antriebsmoment M_{Kar} beeinflusst werden. Symmetrische Bremseingriffe beeinflussen ebenfalls die Kardangeschwindigkeit v_{Kar} und wirken sich in den Momentenbilanzen der einzelnen Räder wie eine Reduzierung des Antriebsmoments M_{Kar} aus. Mit dem Ziel, auf diese Weise die Kardangeschwindigkeit zu regeln, ergibt sich der *Kardanregler*.

Quersperrenregler

Über unsymmetrische Bremseingriffe (Bremseingriffe an nur einem angetriebenen Rad) wird hingegen primär die Differenzgeschwindigkeit an der angetriebenen Achse $v_{Dif} = v_L - v_R$ geregelt. Dies ist die Aufgabe des *Differenzdrehzahlreglers*. Unsymmetrische Bremseingriffe an nur einem Antriebsrad machen sich zunächst auch nur in der Momentenbilanz dieses Rades bemerkbar. Sie wirken sich primär genau so aus wie ein unsymmetrisches Aufteilungsverhältnis des Querdifferenzials (allerdings angewendet auf ein um das unsymmetrische Bremsmoment reduziertes Antriebsmoment M_{Kar}). Wegen dieser Möglichkeit, mit dem Differenzdrehzahlregler gewissermaßen das Aufteilungsverhältnis des Querdifferenzials zu beeinflussen, d. h. die Wirkung einer Differenzialsperre nachzubilden, wird der Differenzdrehzahlregler auch als *Quersperrenregler* bezeichnet.

Kardanregler und Quersperrenregler bilden zusammen die ASR (Bild 3): Der Kardanregler regelt über die Kardangeschwindigkeit v_{Kar} das vom Motor abgegebene Antriebsmoments M_{Kar}. Der Quersperrenregler wirkt primär wie ein Regler, der über die Differenzgeschwindigkeit v_{Dif} das Teilungsverhältnis M_L zu M_R des Querdifferenzials und damit die Aufteilung des Antriebsmoments M_{Kar} auf die angetriebenen Räder regelt.

3 Reglerkonzept ASR für ein einachsgetriebenes Fahrzeug (Beispiel Heckantrieb)

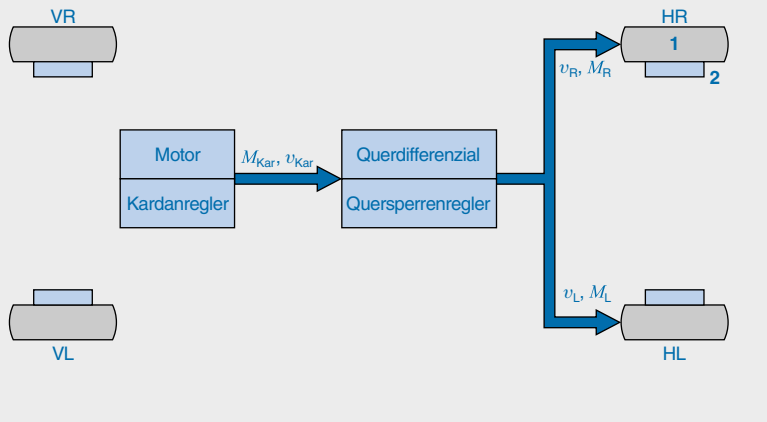


Bild 3
1 Rad
2 Radbremse

v_R, v_L Radgeschwindigkeiten
v_{Kar} Kardangeschwindigkeit
M_{Kar} antreibendes Kardanmoment
V vorne
H hinten
R rechts
L links

Typische Regelsituationen

μ-Split: Quersperrenregler

Bild 4 zeigt eine typische Situation („μ-Split"), bei der der Quersperrenregler der ASR beim Anfahren aus dem Stand aktiv wird. Die linke Fahrzeugseite steht auf glattem Untergrund mit einer niedrigen Haftreibungszahl μ_l („l" für low), die rechte auf trockenem Asphalt mit einer deutlich höheren Haftreibungszahl μ_h („h" für high).

Ohne den Bremseingriff des Quersperrenreglers könnte wegen der Eigenschaft des Differenzials, das Antriebsmoment auf beide Seiten gleich aufzuteilen, auf beiden Seiten nur die Vortriebskraft F_l abgesetzt werden. Ein gegebenenfalls darüber hinaus gehendes Antriebsmoment M_{Kar} veranlasst das Rad auf der Seite mit μ_l durchzudrehen und führt damit zu einer Differenzgeschwindigkeit $v_{Dif} > 0$ (siehe auch Bild 5). Das „überschüssige" Antriebsmoment geht in diesem Fall als Verlustmoment in Differenzial, Motor und Getriebe verloren.

Um nun das Rad auf der Seite mit μ_l bei zu hohem Antriebsmoment am Durchdrehen zu hindern, wird dort die Bremskraft F_{Br} aufgebracht (Bild 4, siehe auch Bild 5). Auf diese Seite kann das Differenzial nun die Kraft $F_{Br} + F_l$ übertragen (bzw. ein dieser Kraft entsprechendes Moment), wobei F_{Br} weggebremst wird. Es verbleibt wie bisher die Vortriebskraft F_l. Auf die Seite mit μ_h wird ebenfalls die Kraft $F_{Br} + F_l$ übertragen (Eigenschaft des Differenzials). Da hier nicht gebremst wird, kann die gesamte Kraft als Vortriebskraft $F_{Br}^* + F_l$ genutzt werden (F_{Br}^* ergibt sich aus F_{Br} unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Wirkradien). Insgesamt erhöht sich also die abgesetzte Vortriebskraft um F_{Br}^* (Voraussetzung hierfür ist natürlich ein entsprechend erhöhtes Antriebsmoment M_{Kar}). Hierin zeigt sich die traktionserhöhende Wirkung des Quersperrenreglers als Teil der ASR.

Das Antriebsmoment kann auf eine maximal mögliche Vortriebskraft eingeregelt werden. Der Wert von μ_h stellt dabei eine physikalische Obergrenze dar.

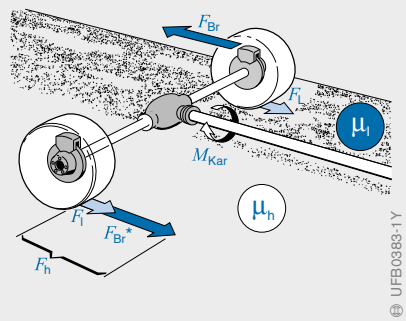
Laufen beide Antriebsräder wieder synchron ($v_{Dif} = 0$), wird die einseitige Bremskraft F_{Br} bzw. das entsprechende Bremsmoment M_{Br} wieder abgebaut (Bild 5).

Der exakte Verlauf des Auf- und Abbaus von M_{Br} hängt von der internen Realisierung des Quersperrenreglers ab (PI-Regler-artiges Verhalten!).

Niedrig-μ: Kardanregler

Stehen beim Anfahren beide angetriebenen Räder auf glattem Untergrund mit einer niedrigen Haftreibungszahl (Fahrzeug steht z. B. auf Eis), so ist dies eine typische Situation, in der der Kardanregler der ASR aktiv wird.

4 Sperrdifferenzialwirkung durch unsymmetrischen Bremseingriff



5 Typische Radgeschwindigkeits- und Bremsmomentenverläufe beim Anfahren auf μ-Split

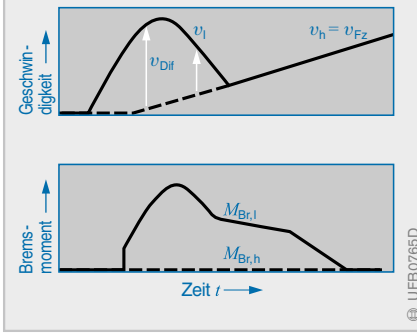


Bild 4
M_{Kar} Antriebsmoment
F_{Br} Bremskraft
F_{Br}^* Bremskraft, bezogen auf Wirkradien
μ_l niedrige Haftreibungszahl
μ_h hohe Haftreibungszahl
F_l übertragbare Antriebskraft auf μ_l
F_h übertragbare Antriebskraft auf μ_h

Bild 5
v Radgeschwindigkeit
M_{Br} Bremsmoment
l Niedrig-μ-Rad
h Hoch-μ-Rad
v_{Fz} Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{Dif} Differenzgeschwindigkeit

Erhöht der Fahrer das Fahrervorgabemoment $M_{FahVorga}$, so erhöht sich zunächst auch fast zeitgleich das Antriebsmoment M_{Kar}. Dies führt dazu, dass beide Antriebsräder mit nahezu gleicher Geschwindigkeit durchdrehen. Die Differenzgeschwindigkeit $v_{Dif} = v_L - v_R$ ist ungefähr 0, während die Kardangeschwindigkeit $v_{Kar} = (v_L + v_R)/2 = v_L = v_R$ auf Grund der durchdrehenden Antriebsräder deutlich größer ist als ein vernünftiger, von der ASR ermittelter Sollwert v_{SoKar}. Der Kardanregler reagiert hierauf mit einer Reduzierung des Antriebsmomentes M_{Kar} unterhalb der Fahrervorgabe $M_{FahVorga}$ und einem kurzzeitigen symmetrischen Bremseingriff $M_{Br, Sym}$ (Bild 6). Als Resultat verringert sich die Kardangeschwindigkeit v_{Kar} und mit ihr die Geschwindigkeit der durchdrehenden Räder. Das Fahrzeug beginnt zu beschleunigen. Da man sich ohne diese Eingriffe der ASR nicht im „optimalen" Punkt der μ-Schlupf-Kurve (vgl. Kapitel „Grundlagen der Fahrphysik") befände, würde der Beschleunigungsvorgang bei durchdrehenden Rädern langsamer und mit deutlich weniger Seitenstabilität stattfinden.

Der exakte Verlauf von M_{Kar} und $M_{Br, Sym}$ hängt wiederum von der internen Realisierung des Kardanreglers ab (PID-Regler-artiges Verhalten!).

6 Typische Radgeschwindigkeits-, Motor- und Bremsmomentenverläufe beim Anfahren auf niedrig-µ

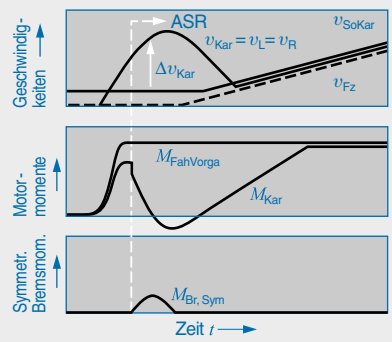


Bild 6
- v Radgeschwindigkeit
- v_{Fz} Fahrzeug-geschwindigkeit
- v_{Kar} Kardan-geschwindigkeit
- v_{SoKar} Sollwert Kardan-geschwindigkeit
- $M_{Br, Sym}$ symmetrisches Bremsmoment
- $M_{FahVorga}$ Antriebs-moment Fahrervor-gabe (durch Gas-pedalstellung)
- L links
- R rechts

ASR für allradgetriebene Fahrzeuge

In den letzten Jahren erfreut sich die Gruppe der allradgetriebenen Fahrzeuge einer stetig steigenden Beliebtheit. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Teilgruppe der „**S**port **U**tility **V**ehicle" (SUV). Hierbei handelt es sich um Straßenfahrzeuge mit Geländeeigenschaften.

Sollen alle vier Räder eines Fahrzeugs angetrieben werden, ist außer einem zweiten Querdifferenzial zusätzlich noch ein Längsdifferenzial (auch Zentral- oder Mittendifferenzial) erforderlich bzw. üblich (Bild 7). Dieses dient zum einen dem Ausgleich von Differenzen zwischen der Kardangeschwindigkeit der Vorder- und der Hinterachse $v_{Kar, VA}$ bzw. $v_{Kar, HA}$. Eine starre Verbindung hätte hier Verspannungen zwischen Vorder- und Hinterachse zur Folge. Zum anderen dient das Längsdifferenzial einer möglichst sinnvollen Verteilung des Antriebsmomentes M_{Kar} auf die beiden Achsen $M_{Kar, VA}$ bzw. $M_{Kar, HA}$.

Kostengünstige SUVs besitzen häufig ein Längsdifferenzial mit einem fest eingestellten Aufteilungsverhältnis. Anders als bei einem Querdifferenzial sind hier jedoch auch andere feste Teilungsverhältnisse als 50 : 50 sinnvoll – z. B. 60 : 40 für eine heckbetonte Auslegung. Durch Bremseingriffe der ASR kann dann die Wirkungsweise einer Längsdifferenzialsperre (kurz: Längssperre) nachgebildet werden.

Durch „Wegbremsen" eines Teils von $M_{Kar, VA}$ kann das Teilungsverhältnis $M_{Kar, HA}$ zu $M_{Kar, VA}$ vergrößert bzw. durch „Wegbremsen" eines Teils von $M_{Kar, HA}$ verkleinert werden. Der Wirkungsmechanismus ist derselbe, wie er zuvor für den Fall der Quersperre bzw. des Querdifferenzials beschrieben wurde. Der Unterschied besteht lediglich darin, dass die Bremsmomente der ASR nicht unsymmetrisch, d. h. an einem Rad der angetriebenen Achse erfolgen müssen, sondern symmetrisch an beiden Rädern einer angetriebenen Achse. Außerdem betrachtet der Längssperrenregler hierzu als Eingangs-

größe nicht die Geschwindigkeitsdifferenz des linken und rechten Rades der angetriebenen Achse (Quersperrenregler, s. o.), sondern die beiden achsweisen Kardangeschwindigkeiten $v_{Kar,\,VA}$ und $v_{Kar,\,HA}$.

Bild 8 zeigt die entsprechende Erweiterung des ASR-Konzepts aus Bild 3 für ein allradgetriebenes Fahrzeug: Der Kardanregler regelt – wie für ein einachsgetriebenes Fahrzeug – über die Kardangeschwindigkeit v_{Kar} das vom Motor abgegebene Antriebsmoment M_{Kar}. Wie bereits ausgeführt, verteilt der Längssperrenregler dieses Moment auf die Vorder- und Hinterachse ($M_{Kar,\,VA}$ bzw. $M_{Kar,\,HA}$). Wie bisher regelt der Quersperrenregler über die Differenzgeschwindigkeit $v_{Dif,\,XA}$ die Aufteilung des achsweisen Antriebsmoments $M_{Kar,\,XA}$ auf die angetriebenen Räder. Dies muss jetzt allerdings sowohl für die Vorder- wie auch die Hinterachse erfolgen („X“ = „V“ bzw. „X“ = „H“).

Elektronische Differenzialsperren, die als Teil der ASR-Software realisiert sind, besitzen den Vorteil, dass sie keine zusätzliche Hardware erfordern. Sie sind daher sehr

8 Reglerkonzept ASR für ein allradgetriebenes Fahrzeug

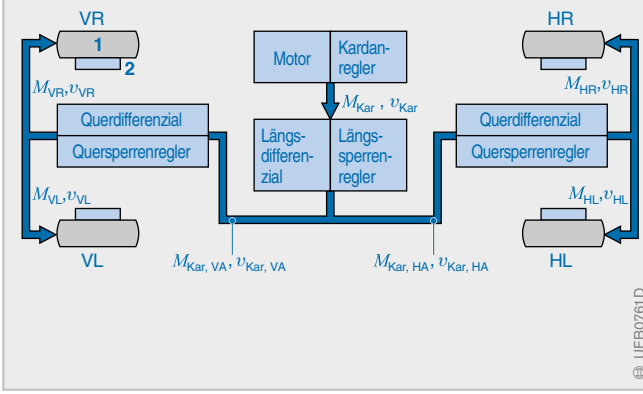


Bild 8
1 Rad
2 Radbremse

v Radgeschwindigkeit
v_{Kar} Kardangeschwindigkeit
M_{Kar} antreibendes Kardanmoment
A Achse
V vorne
H hinten
R rechts
L links

7 Antriebskonzept eines allradgetriebenen Fahrzeugs mit ASR

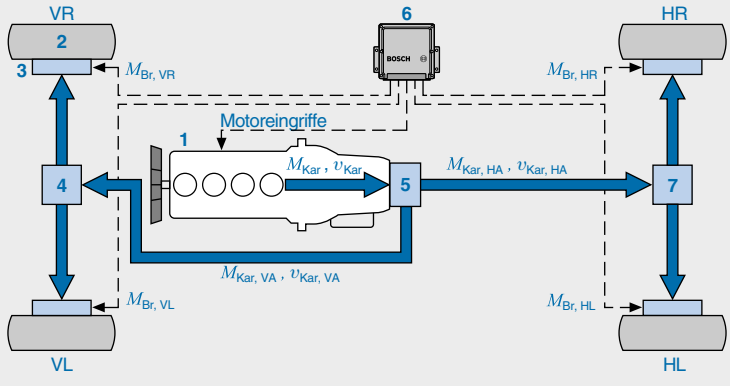


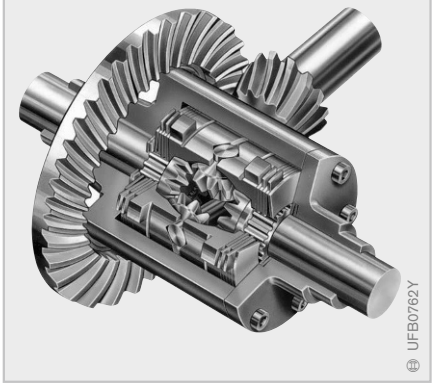
Bild 7
1 Motor mit Getriebe
2 Rad
3 Radbremse
4 Querdifferenzial
5 Längsdifferenzial
6 Steuergerät mit ASR-Funktionalität
7 Querdifferenzial

Motor, Getriebe, Übersetzungsverhältnisse der Differenziale sowie deren Verluste sind zu einer Einheit zusammengefasst

v Radgeschwindigkeit
v_{Kar} Kardangeschwindigkeit
M_{Kar} antreibendes Kardanmoment
M_{Br} Bremsmoment
R rechts
L links
V vorne
H hinten
A Achse

kostengünstig. Ihr Einsatzgebiet ist insbesondere der Straßenbetrieb, der eher die Bestimmung der SUVs ist. Beim Einsatz in klassischen Offroad-Geländewagen erreichen sie ihre Grenze im schweren Gelände spätestens dann, wenn sich die Bremsen überhitzen. Fahrzeuge für diesen Einsatzbereich besitzen daher oft mechanische Sperren (Beispiele zeigen die Bilder 9 und 10). Die entsprechenden Sperrenregler der ASR-Software dienen dann nur noch als Backup-System, das in den Normalbetrieb nicht eingreift.

9 Klassische Lösung einer Differenzialsperre



10 Elektronisch regelbare Differenzialsperre (Haldex-Kupplung)

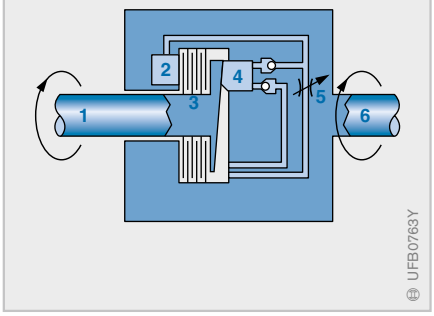


Bild 10
1 Ausgangswelle
2 Arbeitskolben
3 Lamellen
4 Axialkolbenpumpe
5 Regelventil
6 Eingangswelle

Zusammenfassung: Vorteile ASR

Abschließend seien noch einmal die Vorteile, wie sie sich bei Verwendung einer ASR durch das Verhindern des Durchdrehens der Antriebsräder beim Anfahren oder Beschleunigen auf einseitig oder beidseitig glatter Fahrbahn, beim Beschleunigen in der Kurve und beim Anfahren am Berg ergeben, zusammengefasst:

- Vermeidung instabiler Fahrzustände und dadurch Erhöhung der Fahrsicherheit.
- Erhöhung der Traktion durch Einregeln des „optimalen“ Schlupfes.
- Nachbildung der Funktion einer Querdifferenzialsperre.
- Nachbildung der Funktion einer Längsdifferenzialsperre bei allradgetriebenen Fahrzeugen.
- Automatische Regelung der Motorleistung.
- Kein „Radieren“ der Reifen bei enger Kurvenfahrt (im Gegensatz zu mechanischen Differenzialsperren).
- Reduzierung des Reifenverschleißes.
- Reduzierung des Verschleißes der Antriebsmechanik (Getriebe, Differenzial usw.) besonders auf μ-Split oder wenn ein durchdrehendes Rad schlagartig auf griffigen Untergrund kommt.
- Warnung des Fahrers bei den im physikalischen Grenzbereich liegenden Situationen über eine Kontrollleuchte.
- Sinnvolle Doppelnutzung von bereits vorhandenen ABS-Hydraulik-Komponenten.
- Übernahme von Aufgaben der ESP-Fahrdynamikregelung als unterlagerter Radregler (Kapitel „Gesamtregelkreis“).

Grundlagen der Regelungstechnik

Viele Teilsysteme eines Fahrsicherheitssystems (z. B. ESP) wirken auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs in Form eines Reglers, d. h., sie bilden zusammen mit den betroffenen Komponenten des Fahrzeugs einen Regelkreis.

Regelkreis

Ein einfacher Standardregelkreis besteht aus Regler und Regelstrecke. Ziel der Regelung ist es, den Verlauf der Ausgangsgröße y_{ist} des zu regelnden Systems (auch: Regelgröße) durch den Regler so zu beeinflussen, dass er einem vorzugebenden Sollgrößenverlauf y_{soll} möglichst gut folgt. Hierzu wird die Regelgröße gemessen und dem Regler zur Verfügung gestellt. Durch Bilden der Regelabweichung $e = y_{soll} - y_{ist}$ wird der aktuelle Istwert der Regelgröße ständig mit dem aktuellen Sollwert verglichen.

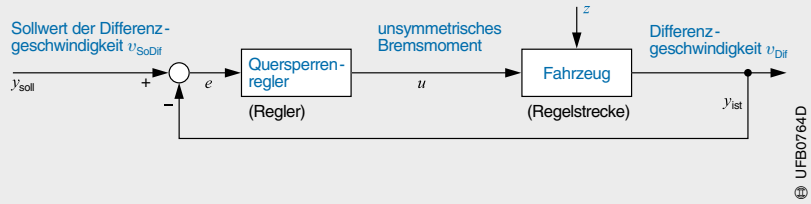
Die Hauptaufgabe des Reglers besteht darin, zu jeder Regelabweichung e einen passenden Wert für die Stellgröße u zu bestimmen, sodass die Regelabweichung hierdurch in der Folgezeit verkleinert wird, d. h., $y_{ist} = y_{soll}$ wenigstens annähernd erreicht wird.

Erschwert wird diese Aufgabe durch eine ggf. unbekannte Eigendynamik der Regelstrecke sowie äußere Störungen z, die ebenfalls auf die Regelstrecke einwirken.

Beispiel: Quersperrenregler der ASR

Das Funktionsprinzip eines Regelkreises wird anhand des Quersperrenreglers der ASR deutlich: Die Differenzgeschwindigkeit der beiden Räder einer angetriebenen Achse stellt die Regelgröße $y_{ist} = v_{Dif}$ dar. Der Sollwert v_{SoDif} wird von der ASR selbstständig bestimmt und an die aktuelle Fahrsituation angepasst. Bei normaler Geradeausfahrt ist er typischerweise 0. Als Stellgröße zur Beeinflussung der Regelgröße dient das unsymmetrische Bremsmoment. Die Regelstrecke ist das Fahrzeug selbst, auf das äußere Störungen wie z. B. wechselnde Fahrbahnbeläge wirken.

Standardregelkreis am Beispiel des Quersperrenreglers der ASR



y_{ist} Regelgröße
y_{soll} Führungsgröße
e Regelabweichung $y_{soll} - y_{ist}$
u Stellgröße
z äußere Störgrößen

Standardregler

Als Regler kommen häufig **P**roportional-, **I**ntegral- und **D**ifferenzial-Glieder zum Einsatz. Die Stellgröße u ergibt sich aus der anstehenden Regelabweichung e nach folgendem Schema:

P-Regler	Multiplikation	$u(t) = K_P \cdot e(t)$
I-Regler	zeitl. Integration	$u(t) = K_I \cdot \int e(t)dt$
D-Regler	zeitl. Ableitung	$u(t) = K_D \cdot de(t)/dt$

Die Gegenreaktion dieser Regler ist damit umso größer, je größer die Regelabweichung ist (P-Regler), je länger diese Regelabweichung andauert (I-Regler) bzw. je größer die Änderungstendenz der Regelabweichung ist (D-Regler). Durch additive Kombination dieser Grundregler entstehen PI-, PD- sowie PID-Regler.

Der Quersperrenregler der ASR ist als PI-Regler aufgebaut, der nichtlineare Erweiterungen enthält.

Elektronisches Stabilitäts-Programm ESP

Ein hoher Anteil von Unfällen im Straßenverkehr ist auf personenbezogenes Fehlverhalten zurückzuführen. Durch äußere Umstände – wie z. B. ein plötzlich auftauchendes Hindernis – oder aber aufgrund von überhöhter Geschwindigkeit kann das Fahrzeug in den Grenzbereich gelangen, in dem es sich nicht mehr sicher beherrschen lässt. Die auf das Fahrzeug wirkenden Querbeschleunigungskräfte erreichen Werte, die den Fahrer überfordern. Elektronische Systeme können hier einen großen Beitrag zur Fahrsicherheit leisten.

Das Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP) ist ein Regelsystem zur Verbesserung des Fahrverhaltens, das einerseits in das Bremssystem und andererseits in den Antriebsstrang eingreift. Durch die integrierte Funktionalität des ABS können die Räder beim Bremsen nicht blockieren, durch ASR können die Räder beim Anfahren nicht durchdrehen. ESP als Gesamtsystem verhindert darüber hinaus, dass das Fahrzeug beim Lenken „schiebt“ oder instabil wird und seitlich ausbricht, solange die physikalischen Grenzen nicht überschritten werden.

Anforderungen

ESP verbessert die Fahrsicherheit in folgenden Punkten:

- Erweiterte Fahrstabilität; Spur- und Richtungstreue werden in allen Betriebszuständen wie Vollbremsung, Teilbremsung, Freirollen, Antrieb, Schub und Lastwechsel verbessert.
- Erweiterte Fahrstabilität auch im Grenzbereich, z. B. bei extremen Lenkmanövern (Angst- und Panikreaktionen), und damit Reduzierung der Schleudergefahr.
- In verschiedenen Situationen noch weiter verbesserte Nutzung des Kraftschlusspotenzials bei ABS/ASR-Funktionen und bei MSR-Funktionen (Motorschleppmomentregelung; automatische Anhebung der Motordrehzahl bei zu hohem Motorbremsmoment) und dadurch Bremsweg- und Traktionsgewinne sowie verbesserte Lenkbarkeit und Stabilität.

1 Querdynamik bei einem Pkw ohne ESP

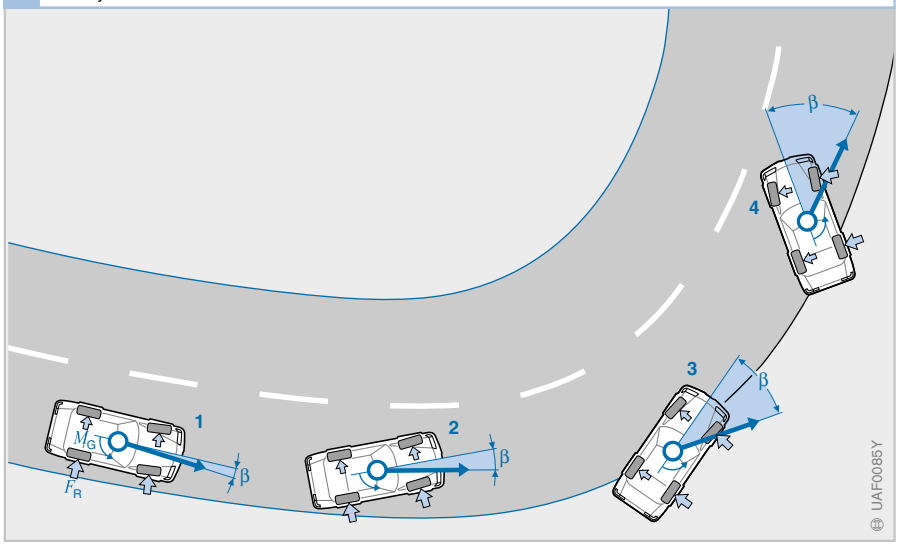


Bild 1
1 Fahrer lenkt, Seitenkraftaufbau
2 drohende Instabilität wegen zu großem Schwimmwinkel
3 Gegenlenken, Pkw gerät außer Kontrolle
4 Pkw ist nicht mehr beherrschbar

M_G Giermoment
F_R Radkräfte
β Fahrtrichtungsabweichung von der Fahrzeuglängsachse (Schwimmwinkel)

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_29

Aufgaben und Arbeitsweise

ESP ist ein System, das die Bremsanlage eines Fahrzeugs benutzt, um das Fahrzeug zu „lenken“. Die eigentliche Aufgabe der Radbremsen, das Fahrzeug zu verzögern oder zum Stillstand zu bringen, wird durch das ESP noch mit der Funktion ergänzt, das Fahrzeug bei allen Fahrzuständen stabil in der Spur zu halten, soweit es die physikalischen Grenzen zulassen.

Das gezielte Bremsen einzelner Räder, z. B. des kurveninneren Hinterrades bei Untersteuerung oder des kurvenäußeren Vorderrades bei Übersteuerung (Bild 2), trägt dazu bei, dieses Ziel bestmöglich zu erfüllen. Zudem kann ESP die Antriebsräder durch bestimmte Motoreingriffe auch beschleunigen, um so die Stabilität des Fahrzeugs zu gewährleisten.

Mit dieser *Individualregelung* ist ein Fahrzeug dirigierbar, indem einzelne Räder gebremst (selektives Bremsen) oder die Antriebsräder beschleunigt werden. ESP mindert so in kritischen Situationen die Gefahr einer Kollision oder eines Überschlags; ein Abkommen von der Fahrbahn wird innerhalb der physikalischen Grenzen vermieden. Der Autofahrer kann damit gezielt unterstützt und die Sicherheit im Straßenverkehr gesteigert werden.

Zum Vergleich der Fahreigenschaften im Grenzbereich eines Fahrzeugs mit und eines Fahrzeugs ohne ESP sind nachfolgend vier Beispiele aufgeführt. Jedes der dargestellten Fahrmanöver wurde nach vorangegangenen Fahrversuchen mit einem Simulationsprogramm der Wirklichkeit nachempfunden. Weitere Fahrversuche haben die Ergebnisse bestätigt.

2 Querdynamik bei einem Pkw mit ESP

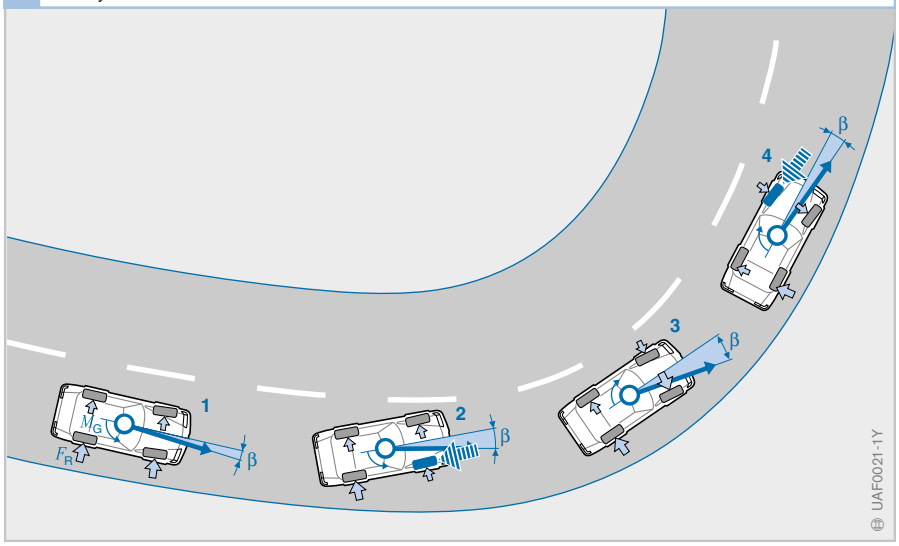


Bild 2
1 Fahrer lenkt, Seitenkraftaufbau
2 drohende Instabilität, ESP-Eingriff vorne rechts
3 Pkw bleibt unter Kontrolle
4 drohende Instabilität, ESP-Eingriff vorne links, vollständige Stabilisierung

M_G Giermoment
F_R Radkräfte.
β Fahrtrichtungsabweichung von der Fahrzeuglängsachse (Schwimmwinkel)
Bremskrafterhöhung

Fahrmanöver

Schnelles Lenken und Gegenlenken

Dieses Fahrmanöver ist einem Spurwechsel- oder einem schnellen Lenkmanöver vergleichbar,

- wie es z. B. bei einem zu schnellen Einfahren in eine enge Kurvenfolge auftreten kann,
- wie es vor einem plötzlich auftauchenden Hindernis auf einer Landstraße bei Gegenverkehr eingeleitet werden muss, oder
- wie es bei einem abrupt abgebrochenen Überholmanöver auf der Autobahn durchgeführt werden muss.

Die Bilder 3 und 4 zeigen das Fahrverhalten von zwei Fahrzeugen (mit und ohne ESP) beim Durchfahren einer Rechts-Links-Kurvenkombination mit schnellem Lenken und Gegenlenken

- auf griffiger Fahrbahn (Haftreibungszahl $\mu_{HF} = 1$),
- ohne Bremseingriff des Fahrers,
- mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 144 km/h.

3 Zeitverläufe fahrdynamischer Größen beim Durchfahren einer Rechts-Links-Kurvenfolge

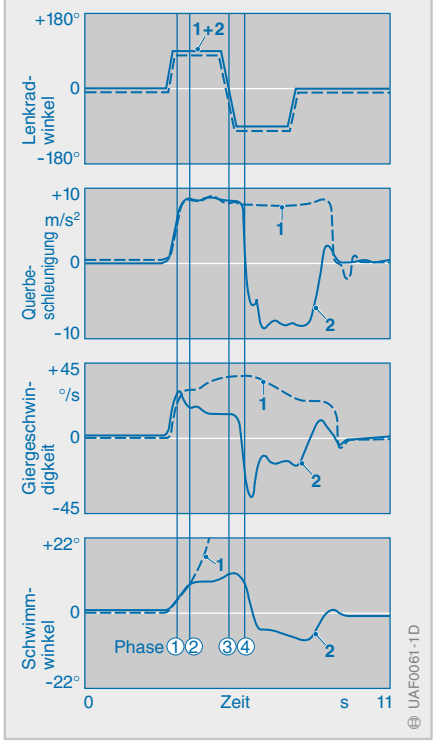


Bild 3
1 Fahrzeug ohne ESP
2 Fahrzeug mit ESP

Zunächst verhalten sich beide Fahrzeuge gleich. Sie fahren mit denselben Voraussetzungen auf die Kurvenfolge zu. Die Fahrer beginnen zu lenken (Phase 1).

Fahrzeug ohne ESP

Bereits nach dem ersten ruckartigen Lenkeinschlag droht das Fahrzeug ohne ESP instabil zu werden (Bild 4 links, Phase 2). An den Vorderrädern werden durch den Lenkeinschlag innerhalb kürzester Zeit sehr große Seitenkräfte erzeugt, an den Hinterrädern bauen sie sich dagegen erst verzögert auf. Das Fahrzeug dreht sich rechts um seine Hochachse herum (eindrehendes Giermoment). Auf das Gegenlenken (zweiter Lenkeinschlag, Phase 3) reagiert das ungeregelte Fahrzeug nicht, d. h., es ist nicht mehr beherrschbar. Die Giergeschwindigkeit und der Schwimmwinkel steigen stark an, das Fahrzeug schleudert (Phase 4).

Fahrzeug mit ESP

Das Fahrzeug mit ESP wird bei der drohenden Instabilität (Bild 4 rechts, Phase 2) nach dem ersten Lenkeinschlag durch Bremsen des linken Vorderrades stabilisiert: bei ESP wird dies als aktives Bremsen bezeichnet, da es ohne Einwirkung des Fahrers geschieht. Der Eingriff baut das eindrehende Giermoment ab. Die Giergeschwindigkeit wird reduziert und der Schwimmwinkel begrenzt. Nach dem Gegenlenken wechselt zuerst das Giermoment und dann die Giergeschwindigkeit die Wirkrichtung (Phase 3). Ein weiterer kurzer Bremseingriff in Phase 4 am rechten Vorderrad führt zu einer vollständigen Stabilisierung. Das Fahrzeug folgt der durch den Lenkradwinkel vorgegebenen Fahrspur.

4 Fahrspurverlauf beim Durchfahren einer Rechts-Links-Kurvenfolge

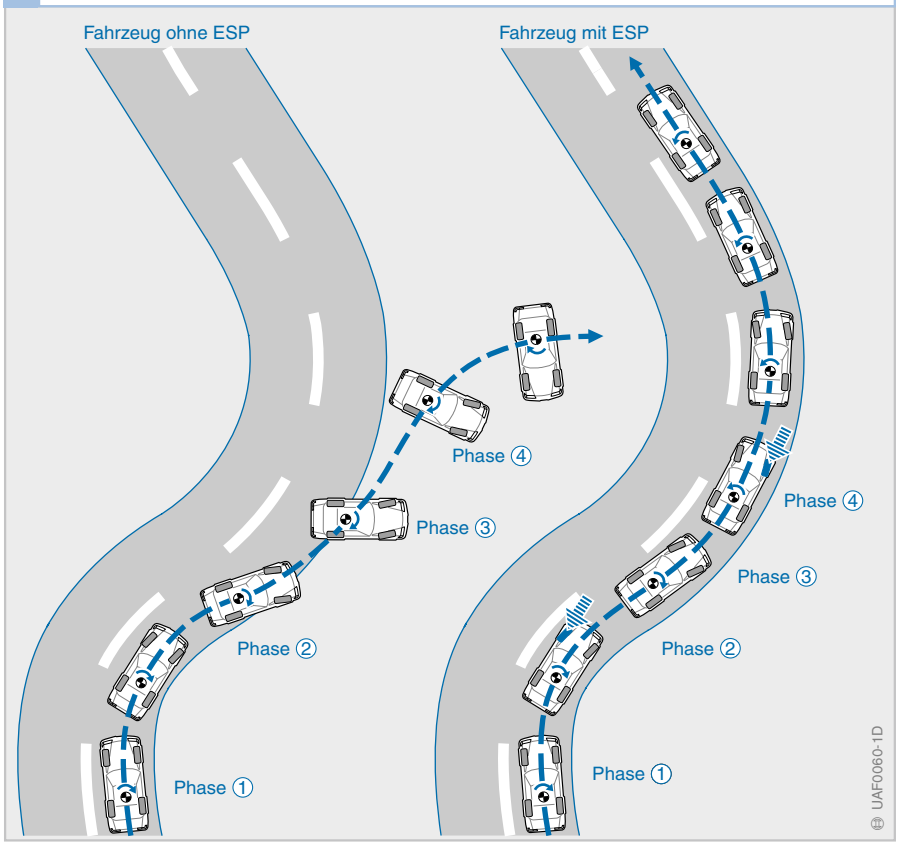


Bild 4

- Bremskrafterhöhung
- ① Fahrer lenkt, Seitenkraftaufbau
- ② drohende Instabilität rechts: ESP-Eingriff vorne links
- ③ Gegenlenken links: Fahrzeug gerät außer Kontrolle rechts: Fahrzeug bleibt unter Kontrolle
- ④ links: Fahrzeug nicht mehr beherrschbar rechts: ESP-Eingriff vorne rechts, vollständige Stabilisierung

5 Über- und untersteuerndes Verhalten bei Kurvenfahrt

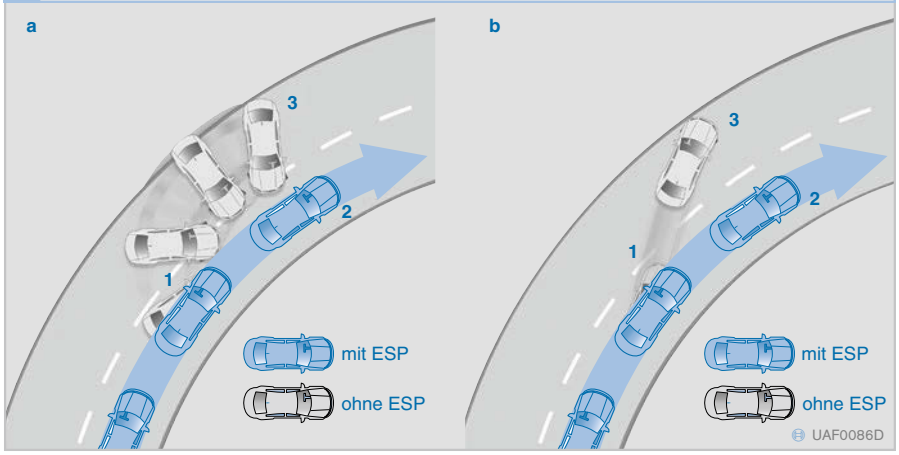


Bild 5

a Übersteuerndes Verhalten

1 Das Fahrzeug drängt mit dem Heck nach außen

2 ESP bremst das kurvenäußere Vorderrad ab und reduziert damit die Schleudergefahr

3 Das Fahrzeug ohne ESP schleudert

b Untersteuerndes Verhalten

1 Das Fahrzeug drängt mit der Front nach außen

2 ESP bremst das kurveninnere Hinterrad ab und reduziert damit die Untersteuergefahr

3 Das Fahrzeug ohne ESP verlässt untersteuernd die Fahrbahn

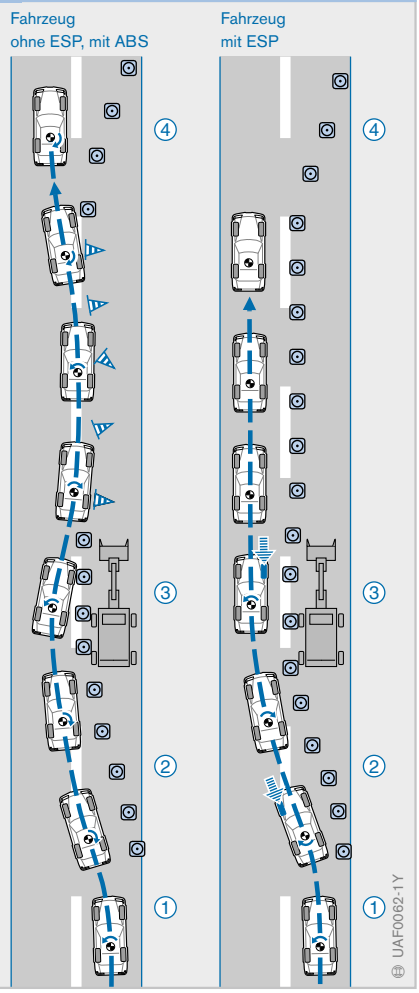
Fahrspurwechsel mit Vollbremsung

Befindet sich das Ende eines Staus hinter einer Kuppe, ist die Gefahrensituation sehr spät zu erkennen. Reicht eine Vollbremsung jetzt nicht mehr aus, um das Fahrzeug rechtzeitig zum Stillstand zu bringen, muss zusätzlich die Fahrspur gewechselt werden, um eine Kollision zu vermeiden.

Die Bilder 6 und 7 zeigen die Ergebnisse eines derartigen Ausweichmanövers zweier Fahrzeuge:

- eines mit dem Antiblockiersystem (ABS) und
- eines mit ESP, wobei beide Fahrzeuge
- mit einer Anfangsgeschwindigkeit von 50 km/h und
- auf glatter Fahrbahn ($\mu_{HF} = 0{,}15$) unterwegs sind.

6 Fahrspurwechsel mit Vollbremsung



7 Zeitverläufe fahrdynamischer Größen bei einem Fahrspurwechsel mit Vollbremsung bei $v_0 = 50$ km/h und $\mu_{HF} = 0{,}15$

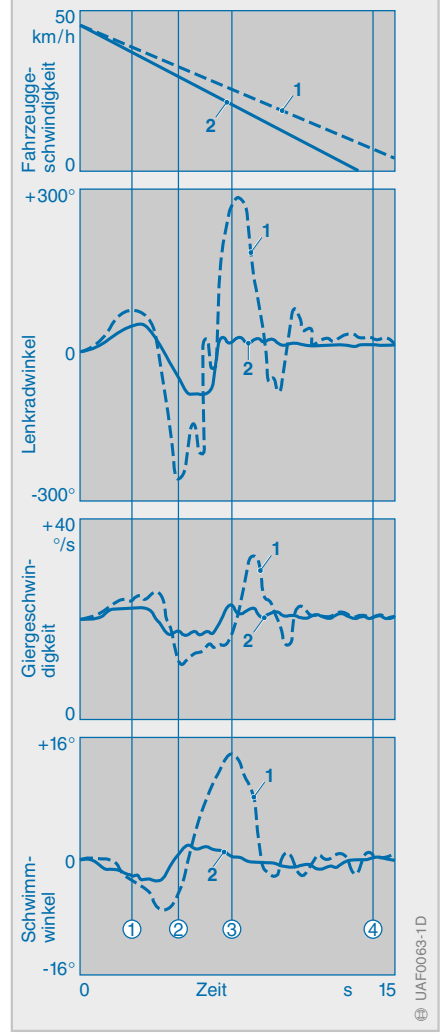


Bild 6
$v_0 = 50$ km/h
$\mu_{HF} = 0{,}15$

Bremsschlupf-
erhöhung

Bild 7
$v_0 = 50$ km/h
$\mu_{HF} = 0{,}15$

1 Fahrzeug ohne ESP
2 Fahrzeug mit ESP

Fahrzeug mit ABS, aber ohne ESP

Schon nach dem ersten Lenkeinschlag werden Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit so groß, dass der Fahrer beim Bremsen gegenlenken muss (Bild 6, links). Durch diesen Fahrereingriff entsteht ein Schwimmwinkel in die Gegenrichtung (er ändert sein Vorzeichen) und nimmt sehr rasch zu. Der Fahrer ist gezwungen, wieder schnell gegenzulenken. Es gelingt ihm gerade noch, das Fahrzeug zu stabilisieren und auf der Fahrbahn zum Stehen zu bringen.

Fahrzeug mit ESP

Das mit ESP geregelte Fahrzeug bleibt stabil, da die Giergeschwindigkeit und der Schwimmwinkel auf leicht beherrschbare Werte reduziert werden. Der Fahrer kann sich ganz auf seine eigentliche Lenkaufgabe konzentrieren, weil er nicht durch ein instabiles Fahrverhalten überrascht wird.

Der Lenkaufwand und damit die Anforderungen an den Fahrer sind dank ESP deutlich geringer. Außerdem hat das Fahrzeug, das mit ESP ausgestattet ist, einen kürzeren Bremsweg als das Fahrzeug mit ABS.

9 Über- und Untersteuern in der Kurve

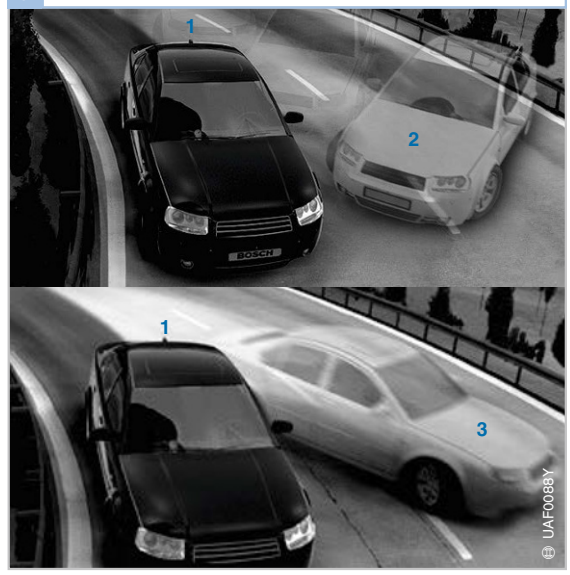


Bild 9
1 Fahrzeug mit ESP
2 übersteuerndes Fahrzeug ohne ESP
3 untersteuerndes Fahrzeug ohne ESP

8 Kritisches Ausweichmanöver mit und ohne ESP

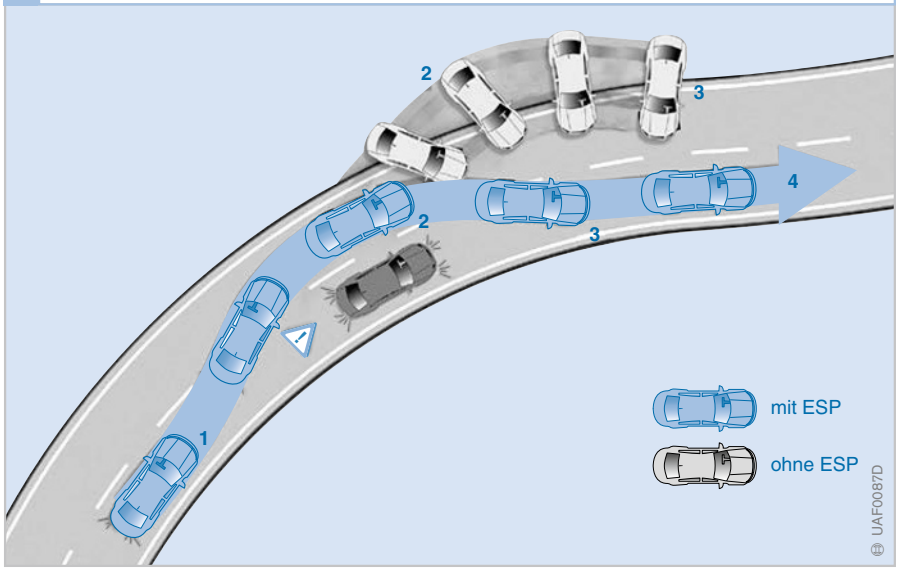


Bild 8
Fahrzeug ohne ESP
1 Fahrzeug fährt auf Hindernis zu
2 Fahrzeug bricht aus und folgt nicht den Lenkbewegungen des Fahrers
3 Fahrzeug rutscht unkontrolliert von der Straße

Fahrzeug mit ESP
1 Fahrzeug fährt auf Hindernis zu
2 Fahrzeug droht auszubrechen → ESP-Eingriff Fahrzeug folgt Lenkbewegungen
3 Fahrzeug droht beim Zurücklenken erneut auszubrechen → ESP-Eingriff
4 Fahrzeug ist stabilisiert

Mehrfaches Lenken und Gegenlenken mit zunehmendem Lenkradeinschlag

Beim Durchfahren mehrerer Links-Rechts-Kurvenfolgen, z. B. auf einer kurvigen Landstraße, befindet sich das Fahrzeug wie auf einem Slalomkurs. Bei solch einem hochdynamischen Fahrmanöver mit zunehmendem Lenkradwinkel zeigt sich die Wirkungsweise des ESP besonders gut.

Die Bilder 10 und 11 zeigen das Fahrverhalten zweier Fahrzeuge (einmal mit und einmal ohne ESP) bei einer solchen Fahrt

- auf einer schneebedeckten Fahrbahn ($\mu_{HF} = 0{,}45$),
- ohne Bremseingriff des Fahrers und
- mit einer konstanten Geschwindigkeit von 72 km/h.

10 Zeitverläufe fahrdynamischer Größen bei schnellem Lenken und Gegenlenken mit zunehmendem Lenkradeinschlag

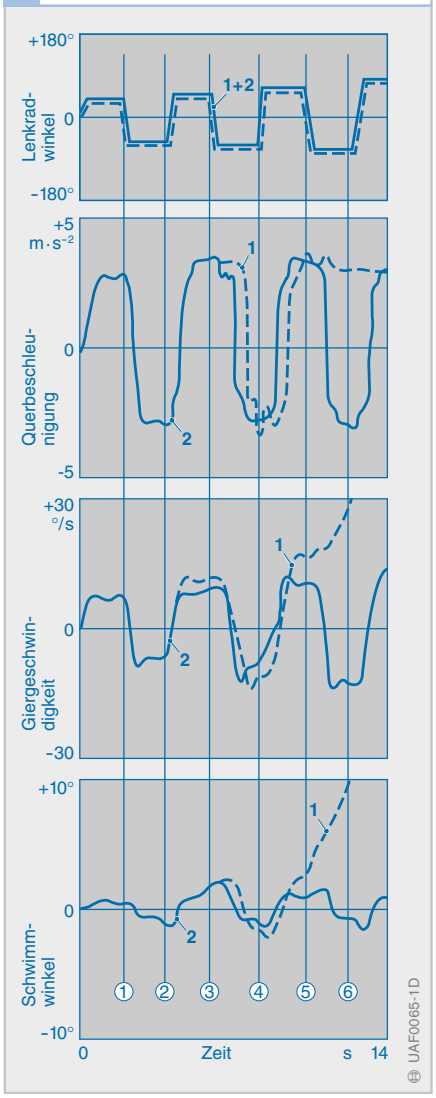


Bild 10
1 Fahrzeug ohne ESP
2 Fahrzeug mit ESP

Fahrzeug ohne ESP

Um eine konstante Geschwindigkeit zu halten, muss die Motorleistung kontinuierlich erhöht werden. Dadurch nimmt aber auch der Antriebsschlupf an den Antriebsrädern ständig zu. Sehr schnell wird beim Wechsel von Lenken und Gegenlenken mit einem Lenkradwinkel von 40° der Antriebsschlupf so groß, dass das ungeregelte Fahrzeug instabil wird. Bei einem nochmaligen Wechsel in die entgegengesetzte Richtung reagiert das Fahrzeug nicht mehr; es schleudert. Der Schwimmwinkel und die Giergeschwindigkeit steigen bei nahezu konstanter Querbeschleunigung stark an.

Fahrzeug mit ESP

Das Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP) greift sehr früh bei dem Wechsel von Lenken und Gegenlenken ein, da schon zu Beginn die Instabilität droht. Hierbei werden sowohl motorische Eingriffe vorgenommen als auch alle vier Räder individuell gebremst. Das Fahrzeug bleibt dadurch stabil und folgt auch weiterhin den Lenkbefehlen. Der Schwimmwinkel und die auftretenden Giergeschwindigkeiten werden so geregelt, dass der Lenkwunsch des Fahrers entsprechend der physikalischen Möglichkeiten umgesetzt wird.

11 Fahrspurverlauf bei schnellem Lenken und Gegenlenken mit zunehmendem Lenkradeinschlag

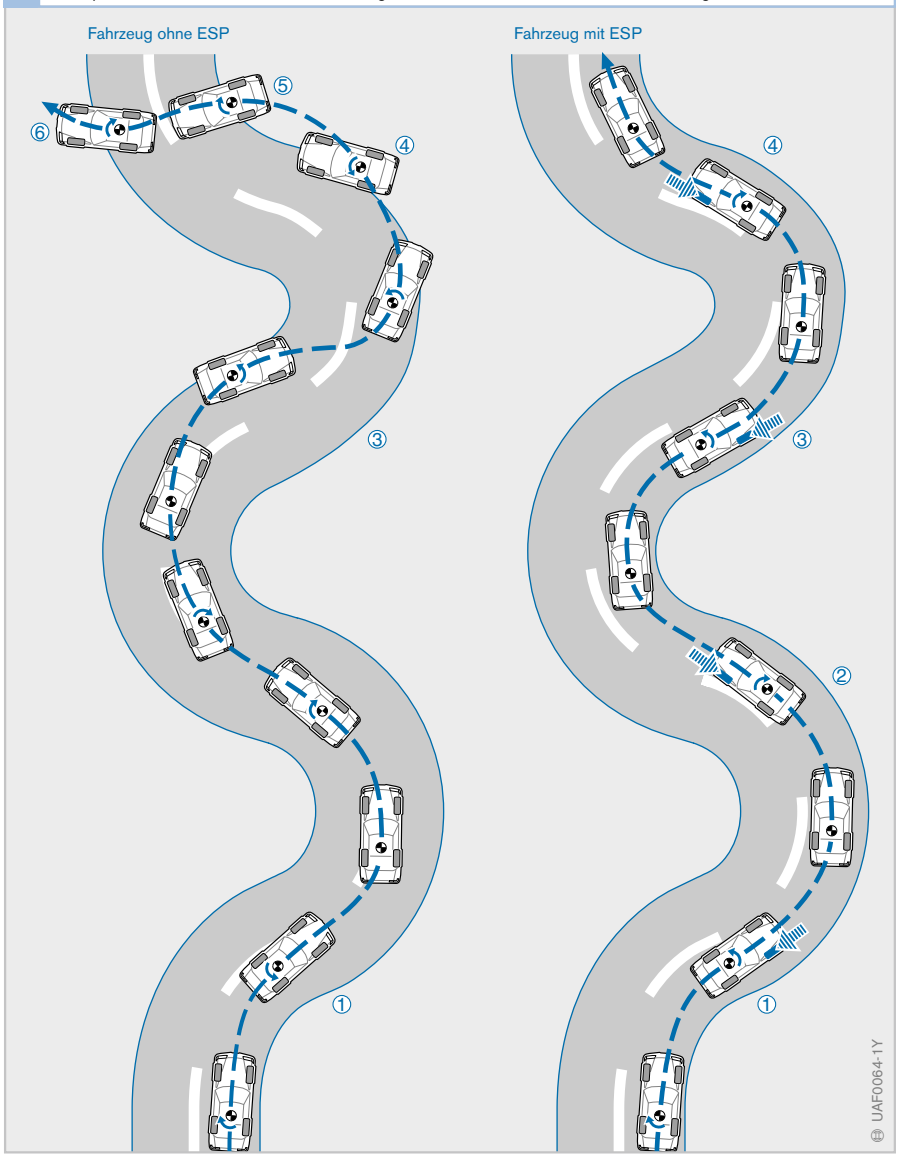


Bild 11
Bremskrafterhöhung

Beschleunigen/Verzögern in der Kurve

Wird eine Kurve in ihrem Verlauf langsam enger – nimmt also der Kurvenradius ab, wie das z. B. bei Autobahnausfahrten der Fall sein kann – nimmt bei gleich bleibender Geschwindigkeit die nach außen treibende Kraft, die Zentrifugalkraft, zu (Bild 12). Dies gilt gleichermaßen auch für das zu frühe Beschleunigen beim Ausfahren aus einer Kurve, was fahrphysikalisch denselben Effekt erzielt (Bild 13). Ebenso wirken radiale und tangentiale Kräfte instabilisierend auf das Fahrzeug, wenn der Fahrer in der Kurve zu stark bremst.

Das Fahrverhalten beim Beschleunigen in der Kurve wird bei Fahrversuchen mit einer Testfahrt auf einer Kreisbahn nachvollzogen (quasistationäre Kreisfahrt). Der Fahrer versucht hierbei das Fahrzeug

- auf griffiger Fahrbahn ($\mu_{HF} = 1{,}0$) und
- mit langsam zunehmender Geschwindigkeit

bis in den Grenzbereich auf einer Kreisbahn von 100 m Radius zu halten.

Fahrzeug ohne ESP

Im Fahrversuch auf der Kreisfahrt kommt das Fahrzeug ab einer Geschwindigkeit von etwa 95 km/h in den physikalischen Grenzbereich und untersteuert zuerst. Der erforderliche Lenkaufwand nimmt sehr stark zu. Gleichzeitig nimmt der Schwimmwinkel stark zu. Der Fahrer kann das Fahrzeug gerade noch auf der Kreisbahn halten. Bei etwa 98 km/h wird das ungeregelte Fahrzeug instabil. Das Heck bricht aus, der Fahrer muss gegenlenken und den Kreis verlassen.

Fahrzeug mit ESP

Das geregelte Fahrzeug verhält sich bis zur Geschwindigkeit von etwa 95 km/h genauso wie das ungeregelte. Der Wunsch des Fahrers nach weiterer Geschwindigkeitszunahme wird allerdings nicht umgesetzt, da sich das Fahrzeug bereits an der Stabilisierungsgrenze befindet. ESP begrenzt durch den Motoreingriff das Antriebsmoment.

Die aktiven Motor- und Bremseingriffe wirken der Untersteuertendenz des Fahrzeugs entgegen. Dadurch ergeben sich kleine Abweichungen vom vorgegebenen Kurs, die der Fahrer mit entsprechenden Lenkbewegungen korrigiert. Der Fahrer ist also mit in den Regelkreis einbezogen. Die Schwankungen des Lenkrad- und Schwimmwinkels sowie der Geschwindigkeit zwischen 95 und 98 km/h hängen auch von seiner Reaktion ab. Das ESP hält diese Schwankungen jedoch immer im stabilen Bereich.

12 Fahrspurverlauf bei verzögerter Kurvenfahrt mit festem Lenkradwinkel

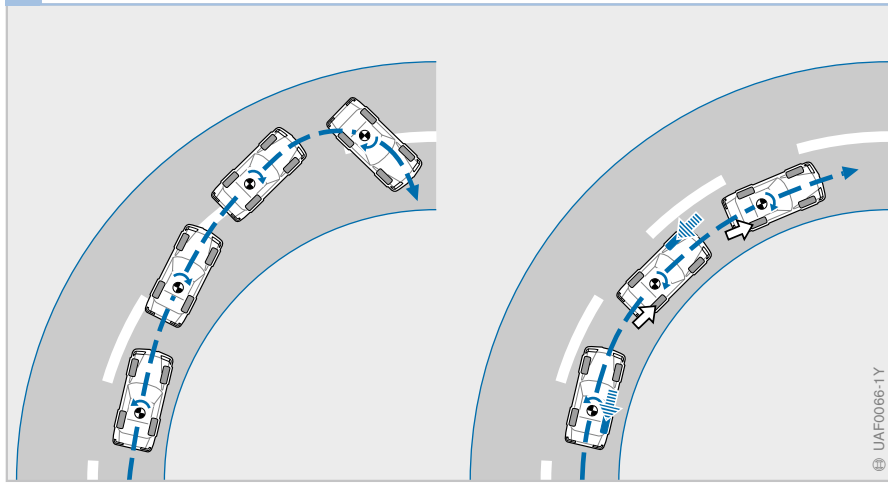


Bild 12
Bremskrafterhöhung
Bremskraftminderung

13 Fahrspurverlauf bei beschleunigter Kurvenfahrt

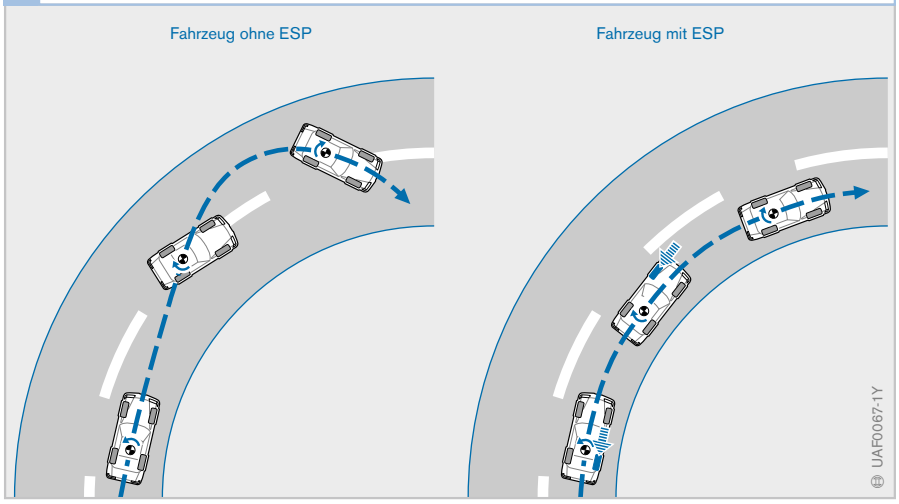
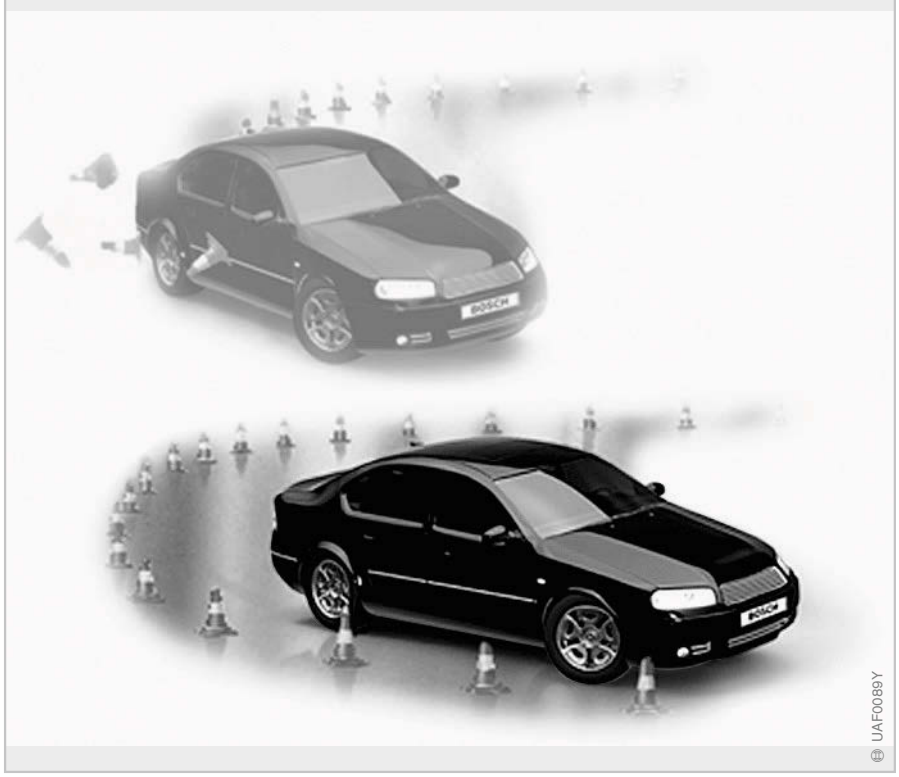


Bild 13
Bremskrafterhöhung

14 Vergleich einer Kurvenfahrt bei Fahrzeugen mit und ohne ESP



Gesamtregelkreis und Regelgrößen

Ziel der Fahrdynamikregelung mit ESP

Die Regelung im fahrdynamischen Grenzbereich soll die drei Freiheitsgrade des Fahrzeugs in der Ebene,

- Längsgeschwindigkeit,
- Quergeschwindigkeit und
- Drehgeschwindigkeit um die Hochachse (Giergeschwindigkeit),

innerhalb der beherrschbaren Grenzen halten. Bei angemessener Fahrweise werden der Fahrerwunsch und ein der Fahrbahn angepasstes dynamisches Verhalten des Fahrzeugs im Sinne maximaler Sicherheit optimiert. Hierzu muss, wie in Bild 1 dargestellt, zuerst bestimmt werden, wie sich das Fahrzeug im Grenzbereich dem Fahrerwunsch entsprechend verhalten soll (Sollverhalten) und wie es sich tatsächlich verhält (Istverhalten). Um den Unterschied zwischen Soll- und Istverhalten (Regelabweichung) zu verringern, müssen die Reifenkräfte indirekt über Stellglieder (Aktoren) beeinflusst werden.

System- und Regelungsstruktur

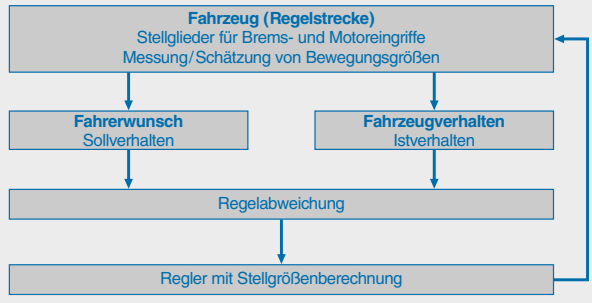
Das Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP) geht in seinen Möglichkeiten weit über ABS und die Kombination von ABS und ASR hinaus. Es baut auf den weiterentwickelten Komponenten der ABS- und ABS/ASR-Systeme auf und ermöglicht ein aktives Bremsen aller Räder mit hoher Dynamik. Das Fahrzeugverhalten wird in den Regelkreis einbezogen, und die Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte an den Rädern werden abhängig von der jeweilig vorherrschenden Situation so geregelt, dass sich das Istverhalten dem Sollverhalten annähert.

Ein Motormanagement mit CAN-Schnittstelle kann das Motordrehmoment und damit die Antriebsschlupfwerte an den Rädern beeinflussen. Die weiterentwickelten Komponenten der Fahrdynamikregelung können die längs- und querdynamischen Kräfte, die auf jedes einzelne Rad wirken, wahlweise und sehr präzise regeln.

Bild 2 zeigt das Regelsystem des ESP in einer schematischen Darstellung mit

- den Sensoren zur Bestimmung der Reglereingangsgrößen,
- dem ESP-Steuergerät mit dem in verschiedenen Ebenen strukturierten Regler (Reglerhierarchie), bestehend aus überlagertem Fahrdynamikregler und unterlagerten Schlupfreglern,
- den Stellgliedern (Aktoren) zur Beeinflussung der Brems-, Antriebs- und Seitenkräfte.

1 Prinzipielles Blockbild der Fahrdynamikregelung



Hierarchische Reglerstruktur

Überlagerter Fahrdynamikregler

Aufgabe

Die Aufgabe des Fahrdynamikreglers besteht darin,

- das Istverhalten des Fahrzeugs aus dem Giergeschwindigkeitssignal und den im „Beobachter“ geschätzten Schwimmwinkel zu ermitteln und dann
- das Fahrverhalten im fahrdynamischen Grenzbereich dem Verhalten im Normalbereich möglichst nahe kommen zu lassen (Sollverhalten).

Zur Bestimmung des Sollverhaltens werden Signale von folgenden Komponenten, die den Fahrerwunsch erfassen, ausgewertet:

- Motormanagementsystem (z. B. das Betätigen des Gaspedals),
- Vordrucksensor (z. B. das Betätigen der Bremse) oder
- Lenkradwinkelsensor (das Einschlagen des Lenkrads).

Der Fahrerwunsch ist damit als Sollwert definiert. Zusätzlich gehen in die Berechnung des Sollverhaltens die Haftreibungszahlen und die Fahrzeuggeschwindigkeit ein, die aus den Signalen der Sensoren für

- Raddrehzahl,
- Querbeschleunigung,
- Bremsdrücke und
- Giergeschwindigkeit im „Beobachter“ geschätzt werden.

Das gewünschte Fahrverhalten wird durch Aufbringen eines Giermoments auf das Fahrzeug erreicht. Das gewünschte Giermoment wird durch Beeinflussung des Reifenschlupfes und damit der Längs- und Seitenkräfte erzeugt. Die Beeinflussung des Reifenschlupfes geschieht durch Änderungen der Sollschlupfvorgaben, die von den unterlagerten Brems- und Antriebsschlupfreglern eingestellt werden müssen.

Die Eingriffe werden dabei so vorgenommen, dass das vom Fahrzeughersteller vorgesehene Fahrverhalten sichergestellt und die Beherrschbarkeit gewährleistet wird.

2 Regelsystem der Fahrdynamikregelung im Fahrzeug

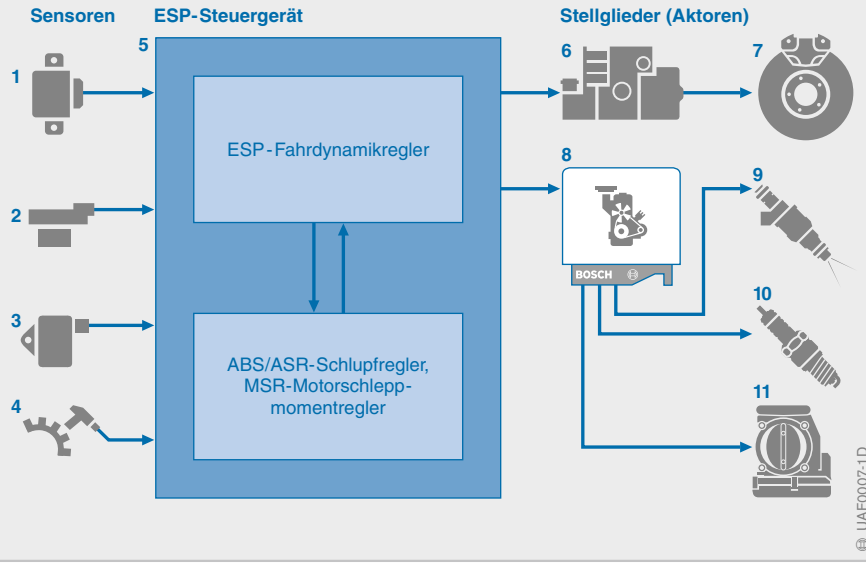


Bild 2

1 Drehratesensor mit Querbeschleunigungssensor
2 Lenkradwinkelsensor
3 Vordrucksensor
4 Drehzahlsensoren
5 ESP-Steuergerät
6 Hydroaggregat
7 Radbremsen
8 Steuergerät des Motormanagements
9 Kraftstoffeinspritzung

nur für Ottomotoren:

10 Zündwinkeleingriff
11 Drosselklappeneingriff (EGAS)

Um diesen Sollwert des Giermoments zu erzeugen, werden im Fahrdynamikregler die erforderlichen Sollwerte der Schlupfänderungen an den geeigneten Rädern ermittelt.

Die unterlagerten Brems- und Antriebsschlupfregler steuern die Aktoren der Bremshydraulik und des Motormanagements mit den ermittelten Werten an.

Aufbau

Bild 3 zeigt den Aufbau des Fahrdynamikreglers des ESP mit den Ein- und Ausgangsgrößen und dem Signalfluss in einem vereinfachten Blockbild. Aus den Größen

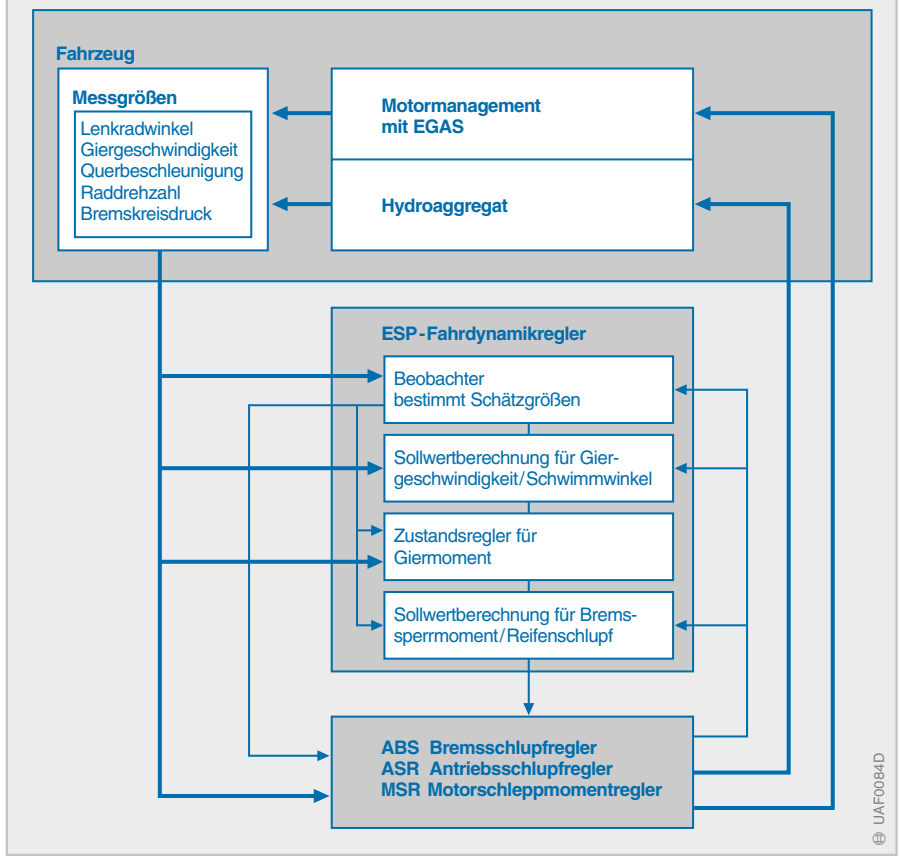
- Giergeschwindigkeit (Messgröße),
- Lenkradwinkel (Messgröße),
- Querbeschleunigung (Messgröße),
- Fahrzeuglängsgeschwindigkeit (Schätzgröße) und
- Reifenlängskräfte und Reifenschlupfwerte (Schätzgrößen)

ermittelt der Beobachter folgende Größen:

- Seitenkräfte am Rad,
- Schräglaufwinkel,
- Schwimmwinkel und
- Fahrzeugquergeschwindigkeit.

Die Sollwerte für den Schwimmwinkel und die Giergeschwindigkeit werden aus den

3 Vereinfachtes Blockschaltbild des Fahrdynamikreglers mit Ein- und Ausgangsgrößen



nachstehend aufgeführten Größen ermittelt, die vom Fahrer vorgegeben werden oder auf die der Fahrer einwirken kann:

- Lenkradwinkel,
- geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit,
- Haftreibungszahl, die aus der Längs- (Schätzgröße) und Querbeschleunigung (Messgröße) bestimmt wird, und
- Gaspedalstellung (Motormoment) oder Bremskreisdruck (Bremspedalkraft).

Dabei werden auch die speziellen Eigenschaften der Fahrzeugdynamik sowie besondere Situationen wie geneigte Fahrbahn oder „μ-split" (z. B. linke Fahrspur griffig, rechte Fahrspur glatt) berücksichtigt.

Arbeitsweise

Der Fahrdynamikregler regelt die beiden Zustandsgrößen Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel und berechnet das Giermoment, das benötigt wird, um die Istzustandsgrößen den Sollzustandsgrößen anzugleichen. Die Berücksichtigung des Schwimmwinkels im Regler nimmt mit steigenden Werten zu.

Dem Regelprogramm liegen die maximal mögliche Querbeschleunigung und andere fahrdynamisch wichtigen Größen zugrunde, die für jedes Fahrzeug im Versuch mit einer *stationären Kreisfahrt* ermittelt wurden. Der dabei ermittelte Zusammenhang zwischen Lenkwinkel sowie Fahrzeuggeschwindigkeit und Giergeschwindigkeit bildet sowohl bei gleichförmiger Fahrt als auch beim Bremsen und Beschleunigen die Grundlage für die Fahrzeugsollbewegung. Die Fahrzeugsollbewegung (Giersollgeschwindigkeit) ist als Einspurmodell in der Software gespeichert.

Die Giersollgeschwindigkeit muss entsprechend den Reibwertverhältnissen auf einen Wert begrenzt werden, der dem physikalisch noch „fahrbaren" Spurverlauf entspricht.

Wenn das Fahrzeug z. B. beim freien Rollen in einer Rechtskurve übersteuert und die Giersollgeschwindigkeit überschritten wird (das Fahrzeug will sich zu schnell um die eigene Hochachse drehen), dann erzeugt

Einspurmodell

Bereiche der Querbeschleunigung

Pkw können Querbeschleunigungen bis zu 10 m/s² erreichen. Querbeschleunigungen im Kleinsignalbereich (0...0,5 m/s²) werden z. B. durch Straßenanregungen wie Spurrillen oder durch Seitenwind verursacht.

Der lineare Bereich reicht von 0,5...4 m/s². Typische querdynamische Manöver sind Fahrspurwechsel oder Lastwechselreaktionen in der Kurvenfahrt. Das hier auftretende Fahrzeugverhalten lässt sich durch das lineare Einspurmodell beschreiben.

Im Übergangsbereich (4...6 m/s²) verhalten sich einige Fahrzeuge noch linear, andere bereits nicht linear.

Der Grenzbereich oberhalb 6 m/s² wird nur in Extremsituationen, z. B. in unfallnahen Situationen, erreicht. Hier ist das Fahrzeugverhalten stark nicht linear.

Annahmen beim Einspurmodell

Wichtige Aussagen über das querdynamische Verhalten eines Fahrzeugs können über das lineare Einspurmodell gewonnen werden. In dem Einspurmodell werden die querdynamischen Eigenschaften einer Achse und deren Räder zu einem effektiven Rad zusammengefasst. In der einfachsten Version sind die berücksichtigten Eigenschaften linear angesetzt, sodass diese Modellversion als lineares Einspurmodell bezeichnet wird.

Die wichtigsten Modellannahmen sind:

- Kinematik und Elastokinematik der Achse werden nur linear berücksichtigt.
- Der Seitenkraftaufbau des Reifens ist linear und das Reifenrückstellmoment wird vernachlässigt.
- Die Schwerpunktshöhe befindet sich in Fahrbahnhöhe. Damit besitzt das Fahrzeug nur die Gierbewegung als rotatorischen Freiheitsgrad. Wanken, Nicken und Huben (translatorische Bewegung in z-Richtung) werden nicht berücksichtigt.

die Fahrdynamikregelung am linken Vorderrad einen Bremssollschlupf (das linke Vorderrad bremst). Dadurch entsteht eine nach links drehende Giermomentänderung auf das zum „Ausbrechen“ neigende Fahrzeug.

Wenn das Fahrzeug z. B. beim freien Rollen in einer Rechtskurve untersteuert und die Giersollgeschwindigkeit unterschritten wird (das Fahrzeug will sich zu langsam um die eigene Hochachse drehen), dann erzeugt die Fahrdynamikregelung am rechten Hinterrad einen Bremssollschlupf (das rechte Hinterrad bremst). Dadurch entsteht eine nach rechts drehende Giermomentenänderung auf das „über die Vorderachse schiebende“ Fahrzeug.

ESP-Reglerfunktionen bei ABS- und ASR-Betrieb

Um für die ABS- und ASR-Grundfunktionen den höchstmöglichen Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn in jeder Fahrsituation voll auszunutzen, werden alle vorliegenden Mess- und Schätzgrößen auch von den unterlagerten Reglern konsequent verwertet.

Im ABS-Betrieb (Neigung der Räder zum Blockieren) übergibt der Fahrdynamikregler an den unterlagerten Bremsschlupfregler folgende Werte:

- die Fahrzeugquergeschwindigkeit,
- die Giergeschwindigkeit,
- den Lenkradwinkel und
- die Radgeschwindigkeiten zur Einstellung des ABS-Sollschlupfs.

Im ASR-Betrieb (Neigung der Räder zum Durchdrehen beim Anfahren oder Beschleunigen) übergibt der Fahrdynamikregler an den unterlagerten Antriebsschlupfregler folgende Offset-Werte:

- Änderung des Sollwertes für den Antriebsschlupf,
- Änderung des Schlupftoleranzbandes und
- Änderung eines Wertes zur Beeinflussung der Momentenreduktion.

Unterlagerter Bremsschlupfregler (ABS)

Aufgabe

Der unterlagerte Bremsschlupfregler wird aktiv, sobald beim Bremsen der Sollschlupf überschritten wird und das ABS aktiviert werden muss. Die Regelung des Radschlupfes im ABS-Betrieb und im aktiven Bremsbetrieb muss für verschiedene fahrdynamische Eingriffe so exakt wie möglich geschehen. Um dabei einen vorgegebenen Sollwert zu erreichen, muss der Schlupf möglichst genau bekannt sein. Die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs wird aber nicht direkt gemessen, sondern aus den Geschwindigkeiten der Räder bestimmt.

Aufbau und Arbeitsweise

Der Bremsschlupfregler „unterbremst“ kurzzeitig ein Rad, um die Geschwindigkeit des Fahrzeugs indirekt zu messen: die Schlupfregelung wird unterbrochen und das aktuelle Radbremsmoment definiert gesenkt und eine Zeit lang konstant gehalten. Unter der Annahme, dass das Rad gegen Ende dieser Zeit stabil läuft, kann die freirollende (schlupffreie) Radgeschwindigkeit berechnet werden.

Mit der Berechnung der Schwerpunktsgeschwindigkeit können die frei rollenden Radgeschwindigkeiten aller vier Räder ermittelt werden. Somit kann auch für die verbleibenden drei geregelten Räder der tatsächliche Schlupf berechnet werden.

Unterlagerter Motorschleppmomentregler (MSR)

Aufgabe

Die Trägheit der sich bewegenden Teile in einem Motor bewirken beim Zurückschalten oder abrupten Gaswegnehmen immer eine bremsende Kraft auf die Antriebsräder. Wird diese Kraft und damit das wirkende Moment zu hoch, kann es nicht mehr von den Reifen auf die Straße übertragen werden. In dieser Situation greift die Motorschleppmomentregelung (durch „leichtes Gasgeben“) ein.

Aufbau und Arbeitsweise
Neigen die Räder zum Blockieren, weil sich z. B. der Fahrbahnuntergrund ändert und deshalb das Motorbremsmoment zu hoch geworden ist, kann dieser Tendenz durch „leichtes Gasgeben" entgegengewirkt werden. Das heißt, das Steuergerät erhöht durch Ansteuern der entsprechenden Aktoren des Motormanagements mit EGAS-Funktion das Antriebsmoment. Das antreibende Rad wird in den erlaubten Grenzen mit dem Motoreingriff geregelt.

Unterlagerter Antriebsschlupfregler (ASR)

Aufgabe
Der unterlagerte Antriebsschlupfregler wird aktiv, sobald z. B. beim Anfahren oder Beschleunigen die Antriebsräder den Sollschlupf überschreiten und die ASR-Funktion aktiviert werden muss. Er hat u. a. die Aufgabe, das Motorsollmoment im Antriebsfall auf das auf die Fahrbahn übertragbare Antriebsmoment zu begrenzen, um damit ein Durchdrehen der Antriebsräder zu verhindern.

Eingriffe an den angetriebenen Rädern werden entweder durch Bremsen bzw. das Motormanagement eingesteuert. Beim Dieselmotor reduziert die Elektronische Dieselregelung (EDC) über die eingespritzte Kraftstoffmenge das Motormoment. Beim Ottomotor kann dies durch Verstellung der Drosselklappe (EGAS), aber auch über den Zündwinkel oder Einspritzausblendung vorgenommen werden.

Aktive Bremseingriffe an den nicht angetriebenen Rädern werden über den Bremsschlupfregler direkt eingesteuert. Abweichend vom ABS erhält ASR vom Fahrdynamikregler Werte für die Änderung des Sollschlupfes und der zulässigen Schlupfdifferenz der angetriebenen Achse(n). Diese Änderungen wirken in Form eines Offsets auf die im ASR ermittelten Grundwerte.

Aufbau
Die Sollwerte für die Kardanwellen- und Raddifferenzdrehzahl werden aus den Schlupfsollwerten und den frei rollenden Radgeschwindigkeiten gebildet. Die Regelgrößen Kardanwellen- und Raddifferenzdrehzahl werden aus den jeweiligen Radgeschwindigkeiten der Antriebsräder ermittelt.

Arbeitsweise
Das ASR-Modul berechnet die Bremssollmomente für die beiden Antriebsräder und den Sollwert für die Motormomentreduzierung über das Motormanagement.

Auf die Kardanwellendrehzahl wirkt das Trägheitsmoment des gesamten Antriebsstrangs (Motor, Getriebe, Kardanwelle und Antriebsräder). Die Kardanwellendrehzahl wird deshalb durch eine relativ große Zeitkonstante (geringe Dynamik) beschrieben. Dagegen ist die Zeitkonstante der Raddifferenzdrehzahl relativ klein, weil deren Dynamik fast ausschließlich durch die Trägheitsmomente der beiden Räder bestimmt wird. Außerdem wird die Raddifferenzdrehzahl im Gegensatz zur Kardanwellendrehzahl nicht vom Motor beeinflusst.

Kardanwellen- und Differenzsollmoment sind die Basis für die Zumessung der Stellkräfte bei den Aktoren. Das Differenzsollmoment wird durch den Bremsmomentunterschied zwischen linkem und rechtem Antriebsrad über eine entsprechende Ventilansteuerung im Hydroaggregat eingestellt.

Das Kardanwellensollmoment wird sowohl durch die Motoreingriffe als auch durch einen symmetrischen Bremseingriff erreicht. Der Drosselklappeneingriff beim Ottomotor ist nur mit relativ großer Verzögerung (Totzeit und Übergangsverhalten des Motors) wirksam. Als schneller Motoreingriff wird eine Zündwinkelspätverstellung und als weitere Möglichkeit eine zusätzliche Einspritzausblendung eingesetzt. Der symmetrische Bremseingriff dient dabei zur kurzfristigen Unterstützung der Motormomentreduzierung.

Mikromechanische Drehratesensoren

Anwendung

Mikromechanische Siliziumdrehrate- bzw. Giergeschwindigkeitssensoren (auch Gyrometer genannt) erfassen in Fahrzeugen mit Elektronischem Stabilitäts-Programm ESP zur Fahrdynamikregelung die Drehbewegungen eines Fahrzeugs um seine Hochachse, z. B. bei gewöhnlichen Kurvenfahrten, aber auch beim Ausbrechen oder Schleudern.

Diese Sensoren sind dabei, als kostengünstige, kompakt bauende Sensoren die bisher üblichen feinmechanischen Sensoren abzulösen.

1 Struktur des Drehratesensors MM1

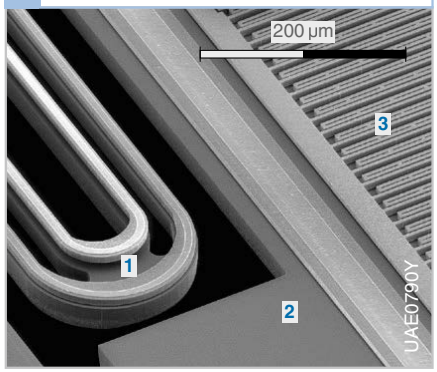


Bild 1
1 Halte-/Führungsfeder
2 Teil des Schwingkörpers
3 Coriolis-Beschleunigungssensor

Aufbau und Arbeitsweise

Mikromechanischer Drehratesensor MM1

Zur Erzielung der für Fahrdynamiksysteme erforderlichen hohen Genauigkeit wird eine Mischtechnologie eingesetzt: zwei dickere, mittels Bulk-Mikromechanik aus einem Wafer herausgearbeitete Masseplatten schwingen im Gegentakt in ihrer Resonanzfrequenz, die durch ihre Masse und ihre Koppelfedersteife bestimmt ist (>2 kHz). Sie tragen jede einen oberflächenmikromechanischen, kapazitiven Beschleunigungssensor kleinster Abmessung, der Coriolis-Beschleunigungen in der Waferebene senkrecht zur Schwingrichtung erfassen kann, wenn sich der Sensorchip mit der Drehrate Ω um seine Hochachse dreht (Bilder 1 und 2). Sie sind proportional zum Produkt aus der Drehrate und der elektronisch auf einen konstanten Wert geregelten Schwinggeschwindigkeit.

Zum Antrieb dient eine einfache, Strom führende Leiterbahn auf der jeweiligen Schwingplatte, die in einem dauermagnetischen Feld *B* senkrecht zur Chipfläche eine Lorentz-Kraft erfährt. Mittels eines ebenso einfachen, Chipfläche sparenden Leiters wird mit dem gleichen Magnetfeld auf induktive Weise direkt die Schwinggeschwindigkeit gemessen. Die unterschiedliche physikalische Natur von Antriebs- und Sensorsystem vermeidet unerwünschtes

2 Mikromechanischer Drehratesensor MM1 (Aufbau)

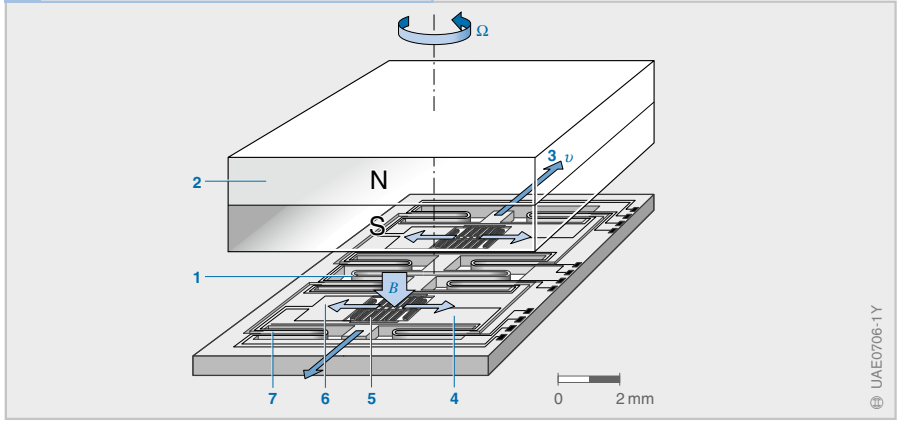


Bild 2
1 Frequenzbestimmende Koppelfeder
2 Dauermagnet
3 Schwingrichtung
4 Schwingkörper
5 Coriolis-Beschleunigungssensor
6 Richtung der Coriolis-Beschleunigung
7 Halte-/Führungsfeder

Ω Drehrate
υ Schwinggeschwindigkeit
B dauermagnetisches Feld

Übersprechen zwischen beiden Teilen. Die beiden gegenläufigen Sensorsignale werden zur Unterdrückung externer Fremdbeschleunigungen (Gleichtaktsignal) voneinander subtrahiert (durch Summenbildung kann man jedoch auf vorteilhafte Weise auch die äußere Fremdbeschleunigung messen). Der präzise mikromechanische Aufbau hilft, den Einfluss hoher Schwingbeschleunigung gegenüber der um mehrere Zehnerpotenzen niedrigeren Coriolis-Beschleunigung zu unterdrücken (Querempfindlichkeit weit unter 40 dB). Antriebs- und Messsystem sind hier mechanisch und elektrisch strengstens entkoppelt.

Mikromechanischer Drehratesensor MM2

Wird der Si-Drehratesensor ganz in **O**berflächen**mikro**mechanik (OMM) hergestellt und gleichzeitig das magnetische Antriebs- und Regelsystem durch ein elektrostatisches ersetzt, so lässt sich die Entkopplung von Antriebs- und Messsystem weniger konsequent verwirklichen: Ein zentral gelagerter Drehschwinger wird von Kammstrukturen (Bilder 3 und 4) elektrostatisch zu einer Schwingung angetrieben, deren Amplitude mithilfe eines gleichartigen, kapazitiven Abgriffs konstant geregelt wird. Coriolis-Kräfte erzwingen eine gleichzeitige „out-of-plane"-Kippbewegung, deren Amplitude zur Drehrate Ω proportional ist und die von den unter dem Schwinger liegenden Elektroden kapazitiv detektiert wird. Um diese Bewegung nicht zu sehr zu bedämpfen, muss der Sensor in Vakuum betrieben werden. Zwar führt die geringere Chipgröße und der einfachere Herstellprozess zu einer deutlichen Kostenreduktion, doch verringert die Verkleinerung auch den ohnehin nicht großen Messeffekt und damit die erzielbare Genauigkeit. Sie stellt höhere Anforderungen an die Elektronik. Der Einfluss von seitlichen Fremdbeschleunigungen ist hier durch Lagerung in der Schwerpunktachse sowie hohe Biegesteifigkeit des Systems gegen Störbeschleunigungen vorteilhafterweise bereits mechanisch unterdrückt.

4 Struktur des Drehratesensors MM2

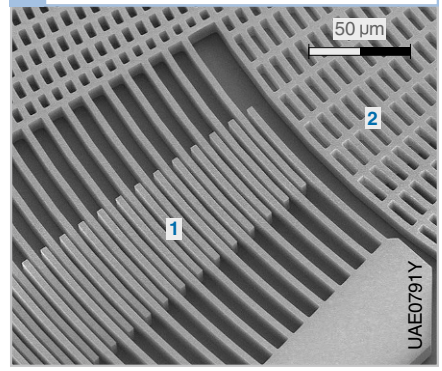


Bild 4
1 Kammstruktur
2 Drehschwinger

3 Oberflächenmikromechanischer Drehratesensor MM2 (Aufbau)

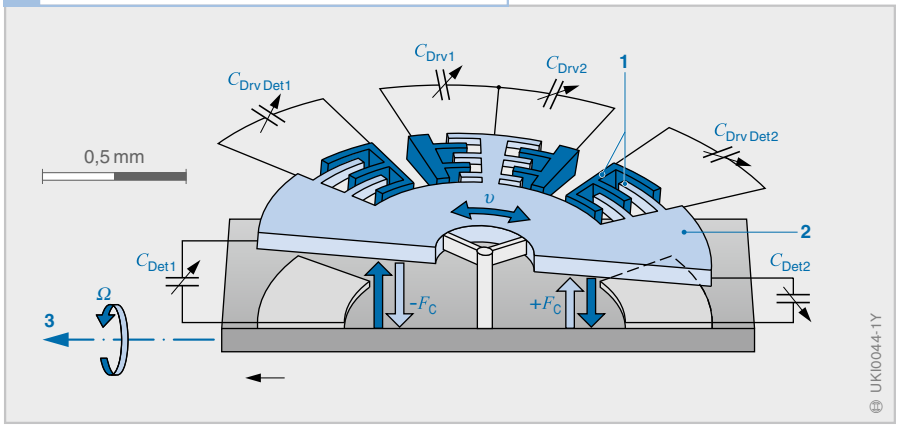


Bild 3
1 Kammstruktur
2 Drehschwinger
3 Messachse

C_{Drv} Antriebselektroden
C_{Det} kapazitiver Drehschwingabgriff
F_C Coriolis-Kraft
v Schwinggeschwindigkeit
$\Omega = \Delta C_{Det}$, zu messende Drehrate

Lenkradwinkelsensoren

Anwendung

Das Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP) hat die Aufgabe, das Fahrzeug mit gezielten Bremseingriffen auf dem vom Fahrer vorgegebenen Sollkurs zu halten. Dazu werden in einem Steuergerät der eingestellte Lenkradwinkel und der eingegebene Bremsdruck mit der tatsächlichen Drehbewegung und der Geschwindigkeit des Fahrzeugs verglichen und bei Bedarf einzelne Räder abgebremst. Damit wird der „Schwimmwinkel“ (Abweichung zwischen Fahrzeugachse und Fahrzeugbewegung) klein gehalten und ein Ausbrechen bis zum Erreichen der physikalischen Grenzen verhindert.

Zur Erfassung des Lenkradwinkels sind prinzipiell alle Arten von Winkelsensoren geeignet. Um die Sicherheit zu gewährleisten, werden aber Ausführungen benötigt, die entweder auf einfache Art auf Plausibilität geprüft werden können oder die sich idealerweise selbst überprüfen können. Eingesetzt werden Potentiometer, optische Code-Erfassung und magnetische Prinzipien. Bei den meisten verwendeten Sensoren ist allerdings eine ständige Registrierung und Speicherung der aktuellen Umdrehung des Lenkrads erforderlich, da gängige Winkelsensoren maximal 360° messen können, ein Pkw-Lenkrad aber einen Winkelbereich von ±720° (vier Umdrehungen insgesamt) hat.

Aufbau und Arbeitsweise

Abgestimmt auf Bosch-Steuergeräte gibt es zwei absolut messende, magnetische Winkelsensoren, die (im Gegensatz zu inkrementalen messenden Sensoren) zu jeder Zeit den Lenkradwinkel im gesamten Winkelbereich ausgeben können.

Hall-Lenkradwinkelsensor LWS1

Der Lenkradwinkelsensor LWS1 erfasst mit 14 „Hall-Schranken“ den Winkel und die Umdrehung des Lenkrads. Eine Hall-Schranke funktioniert ähnlich wie eine Lichtschranke: ein Hall-Element misst das Feld eines benachbarten Magneten, das durch eine mit der Lenksäule drehbaren metallischen Codescheibe stark geschwächt oder abgeschirmt werden kann. Auf diese Weise ergibt sich mit neun Hall-IC der Winkel des Lenkrads als digitale Information. Die restlichen fünf Hall-Sensoren registrieren die Umdrehung, die durch eine Getriebeuntersetzung im Verhältnis 4:1 in den eindeutigen 360°-Bereich übertragen wird.

Die Explosionsdarstellung des Lenkradwinkelsensors LWS1 (Bild 1) zeigt oben die neun Magnete, die durch die darunter liegende weichmagnetische Codescheibe je nach Lenkradstellung einzeln abgeschirmt werden. Auf der Leiterplatte direkt darunter befinden sich Hall-Schalter (IC) und ein Mikroprozessor, in dem Plausibilitätstests ablaufen sowie die Winkelinformation dekodiert und für den CAN-Bus aufbereitet wird. Im unteren Bereich folgen das Getriebe und die weiteren fünf Hall-Schranken.

1 Explosionsdarstellung des digitalen Hall-Lenkradwinkelsensors LWS1

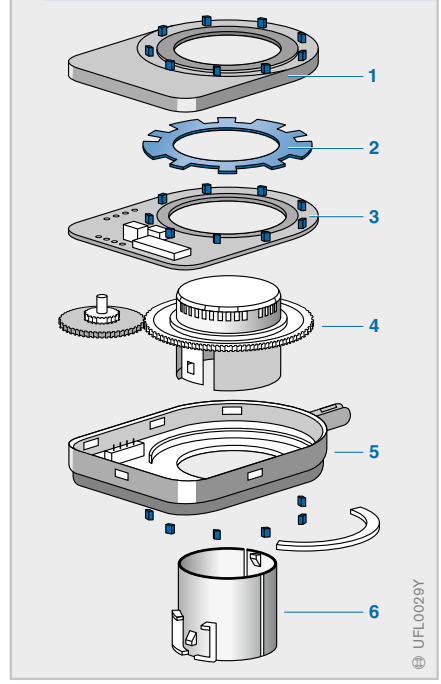


Bild 1
1 Gehäusedeckel mit neun äquidistant angeordneten Permanentmagneten
2 Codescheibe (weichmagnetisches Material)
3 Leiterplatte mit 9 Hall-Schaltern und Mikroprozessor
4 Getriebe
5 weitere fünf Hall-Schranken
6 Befestigungshülse für Lenksäule

Die hohe Zahl von Sensorelementen sowie die erforderliche äquidistante (in gleichen Abständen) und zu den Hall-IC fluchtende Anordnung der Magnete hat zu einer Ablösung des Lenkradwinkelsensors LWS1 durch den LWS3 geführt.

Magnetoresistiver Lenkradwinkelsensor LWS3

Auch der Lenkradwinkelsensor LWS3 arbeitet mit „**A**nisotrop **m**agnetoresistiven **S**ensoren“ (AMR), deren elektrischer Widerstand sich durch die Richtung eines äußeren Magnetfelds verändert. Die Winkelinformation über einen Bereich von vier vollen Umdrehungen ergibt sich dabei durch das Messen der Winkel zweier Zahnräder, die ein Zahnrad auf der Lenkwelle antreibt. Die beiden Zahnräder haben einen Zahn Differenz, wodurch zu jeder möglichen Stellung des Lenkrades ein eindeutiges Winkelwertepaar gehört.

Durch einen mathematischen Algorithmus (nach bestimmtem Schema ablaufender Rechenvorgang), der als modifiziertes Noniusprinzip bezeichnet wird, kann auf diese Weise der Lenkradwinkel in einem Mikroprozessor berechnet werden, wobei selbst Messungenauigkeiten der beiden AMR-Sensoren korrigiert werden können. Zusätzlich besteht die Möglichkeit einer Selbstkontrolle, sodass über den CAN-Ausgang ein sehr plausibler Messwert an das Steuergerät übermittelt werden kann.

Bild 2 zeigt den schematischen Aufbau des Lenkradwinkelsensors LWS3. Zu erkennen sind die beiden Zahnräder, in denen Magnete eingelassen sind. Darüber sind die Sensoren und die Auswerteelektronik angeordnet.

Auch bei dieser Ausführung zwingt der Kostendruck, neue Sensierungsmöglichkeiten zu untersuchen. Dabei wird geprüft, ob ein einzelner AMR-Winkelsensor (LWS4), der dann allerdings nur 360° eindeutig messen kann, am Wellenende der Lenkachse ausreicht, um die erforderliche Sicherheit für ESP gewährleisten zu können (Bild 4).

2 AMR-Lenkradwinkelsensor LWS3 (Prinzip)

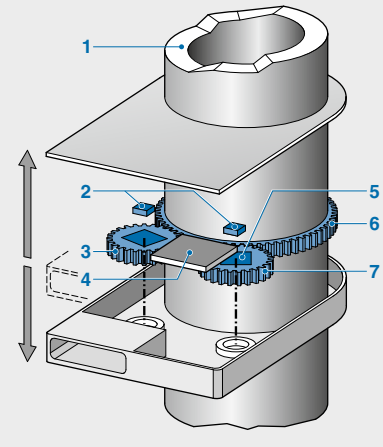


Bild 2
1 Lenkwelle
2 AMR-Messzellen
3 Zahnrad mit m Zähnen
4 Auswerteelektronik
5 Magnete
6 Zahnrad mit n > m Zähnen
7 Zahnrad mit m +1 Zähnen

3 AMR-Lenkradwinkelsensor LWS3 (Ansicht)

4 AMR-Lenkradwinkelsensor LWS4 zum Anbau an das Wellenende der Lenkachse

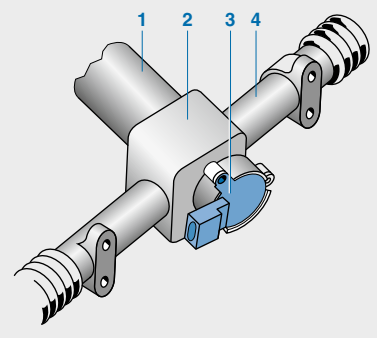


Bild 4
1 Lenksäule
2 Lenkgetriebe
3 Lenkwinkelsensor
4 Zahnstange

Hall-Beschleunigungs-sensoren

Anwendung

Fahrzeuge mit Antiblockiersystem ABS, Antriebschlupfregelung ASR, Allradantrieb oder auch mit Elektronischem Stabilitäts-Programm ESP verfügen zusätzlich zu den Radsensoren über einen Hall-Beschleunigungssensor zur Messung der Fahrzeuglängs- und Fahrzeugquerbeschleunigungen (je nach Einbaulage, bezogen auf die Fahrtrichtung).

Aufbau

Im Hall-Beschleunigungssensor kommt ein „elastisch" befestigtes Feder-Masse-System zur Anwendung (Bilder 1 und 2).

Es besteht aus einer hochkant gestellten bandförmigen Feder (3), die an einem Ende fest eingespannt ist. An ihrem freien Ende ist ein Dauermagnet (2) als seismische Masse aufgesetzt. Über dem Dauermagnet befindet sich der eigentliche Hall-Sensor (1) mit der Auswerteelektronik. Unter dem Magnet sitzt eine kleine Dämpferplatte (4) aus Kupfer.

Arbeitsweise

Unterliegt der Sensor einer quer zur Feder wirkenden Beschleunigung, so verändert das Feder-Masse-System seine Ruhelage. Die Auslenkung ist ein Maß für die Beschleunigung. Der vom bewegten Magneten ausgehende magnetische Fluss F erzeugt im Hall-Sensor die Hall-Spannung U_H. Die daraus abgeleitete Ausgangsspannung U_A der Auswerteelektronik steigt linear mit der Beschleunigung an (Bild 3, Messbereich ca. 1 g).

Der Sensor ist für eine geringe Bandbreite von einigen Hz ausgelegt und ist elektrodynamisch gedämpft.

1 Hall-Beschleunigungssensor (geöffnet)

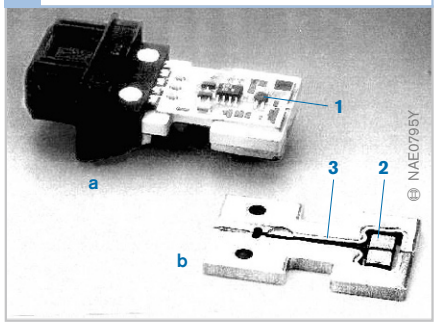


Bild 1
a Elektronik
b Feder-Masse-System
1 Hall-Sensor
2 Dauermagnet
3 Feder

2 Hall-Beschleunigungssensor (Schema)

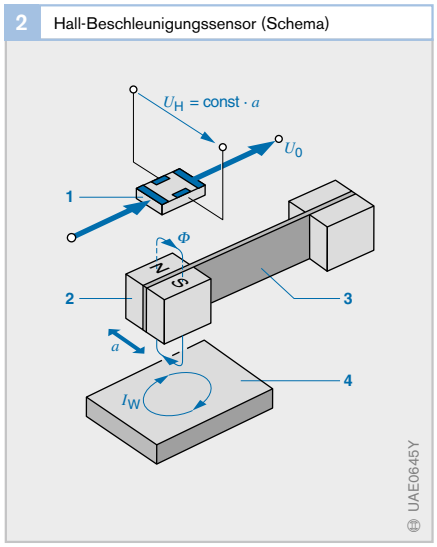
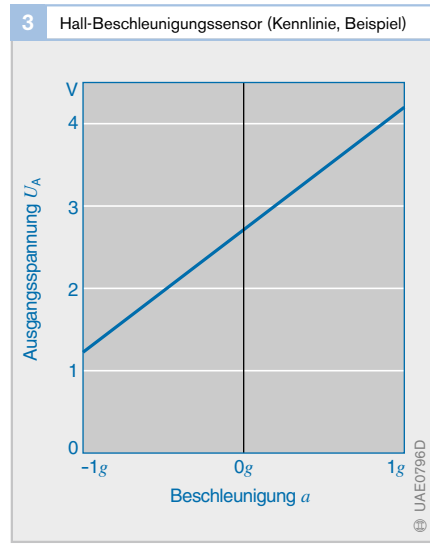


Bild 2
1 Hall-Sensor
2 Dauermagnet
3 Feder
4 Dämpferplatte
I_W Wirbelstrom (Dämpfung)
U_H Hall-Spannung
U_0 Versorgungsspannung
Φ magnetischer Fluss
a aufgenommene (Quer-)Beschleunigung

3 Hall-Beschleunigungssensor (Kennlinie, Beispiel)



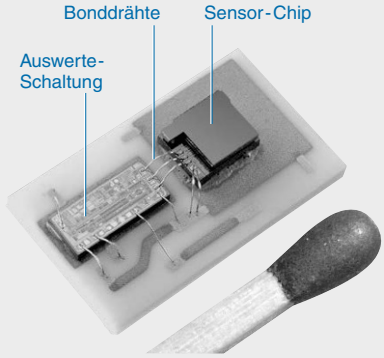
Miniaturen

Die Mikromechanik macht es möglich, Sensorfunktionen auf kleinstem Raum auszuführen. Die typischen mechanischen Dimensionen bewegen sich bis in den Bereich von Mikrometern. Speziell Silizium mit seinen besonderen Eigenschaften hat sich dabei als geeignetes Material zum Herstellen der sehr kleinen, oft filigranen mechanischen Strukturen herausgestellt. Seine Elastizität, kombiniert mit seinen elektrischen Eigenschaften, ist nahezu ideal für die Herstellung von Sensoren. Mit abgewandelten Prozessen der Halbleitertechnik können mechanische und elektronische Funktionen der Sensoren auf einem Chip oder auf andere Weise integriert werden.

1994 ging ein Ansaugdrucksensor zur Lasterfassung im Kfz als erstes Produkt mit einer mikromechanischen Messzelle von Bosch in Serie. Neuere Beispiele für die Miniaturisierung sind mikromechanische Beschleunigungs- und Drehratesensoren in Fahrsicherheitssystemen für den Insassenschutz und die Fahrdynamikregelung. Die untenstehenden Abbildungen veranschaulichen sehr gut die minimalen Größenverhältnisse.

Mikromechanischer Beschleunigungssensor

Schaltung



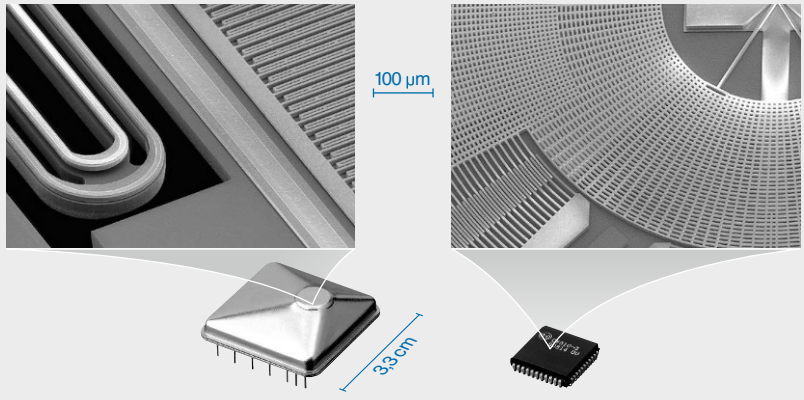
Kammstruktur im Vergleich zu einem Insekt

UAE0787D

Mikromechanische Drehratesensoren

DRS-MM1 Fahrdynamikregelung

DRS-MM2 Überrollsensierung, Navigation



UAE0788D

Insassenschutzsysteme

Insassenschutzsysteme sollen die bei einem Unfall auf die Passagiere wirkenden Beschleunigungen und Kräfte niedrig halten und die Unfallfolgen vermindern.

Sicherheit am Kraftfahrzeug

Aktive Sicherheitssysteme helfen, Unfälle zu vermeiden und tragen damit vorbeugend zur Sicherheit im Straßenverkehr bei. Ein Beispiel für die aktive Fahrsicherheit ist das **A**n**ti**blockiersystem (ABS) mit **E**lektronischem **S**tabilitäts-**P**rogramm (ESP) von Bosch, das das Fahrzeug auch in kritischen Bremssituationen stabilisiert und die Lenkbarkeit dabei aufrechterhält.

Passive Sicherheitssysteme dienen dem Schutz der Insassen vor schweren oder gar tödlichen Verletzungen. Ein Beispiel für die passive Sicherheit sind die Airbags, die die Insassen schützen, wenn ein Aufprall nicht vermieden werden konnte.

Sicherheitsgurte, Gurtstraffer

Aufgabe

Sicherheitsgurte haben die Aufgabe, die Insassen eines Fahrzeugs im Sitz zurückzuhalten, wenn dieses auf ein Hindernis aufprallt.

Gurtstraffer verbessern die Rückhalteeigenschaften eines Dreipunkt-Automatikgurtes und erhöhen den Schutz vor Verletzungen. Sie ziehen bei einem Frontalaufprall die Sicherheitsgurte enger an den Körper und halten den Oberkörper damit möglichst dicht an der Sitzlehne. So wird eine zu weite, durch die Massenträgheit verursachte Vorverlagerung der Insassen verhindert (Bild 1).

Arbeitsweise

Bei einem Frontalaufprall auf ein festes Hindernis mit 50 km/h müssen die Gurte eine Energie absorbieren, die der Wucht vergleichbar ist, die ein Mensch beim freien Fall aus dem 4. Stockwerk eines Hauses erreicht.

Aufgrund eines lockeren Gurtes („Gurtlose"), der Gurtdehnung und des Film-

1 Insassenschutzsysteme mit Gurtstraffer und Frontairbags

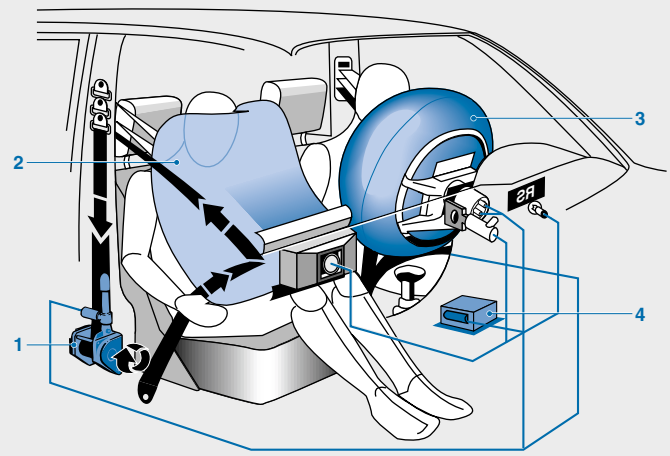


Bild 1
1 Gurtstraffer
2 Frontairbag für Beifahrer
3 Frontairbag für Fahrer
4 Steuergerät

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0_30

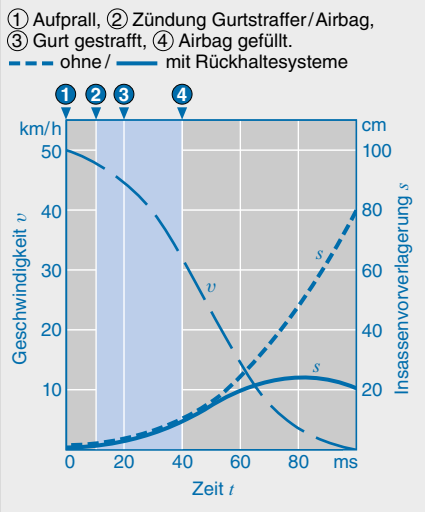
spuleneffekts haben Dreipunkt-Automatikgurte beim Frontalaufprall mit Geschwindigkeiten von über 40 km/h gegen feste Hindernisse nur eine begrenzte Schutzwirkung, da sie ein Auftreffen von Kopf und Körper auf das Lenkrad bzw. auf das Instrumentenbrett nicht mehr sicher verhindern können. Ein Insasse erfährt ohne Rückhaltesysteme eine sehr große Vorverlagerung (**Bild 2**).

Der *Schultergurtstraffer* beseitigt bei einem Aufprall die „Gurtlose" und den „Filmspuleneffekt", indem er das Gurtband aufrollt und strafft. Seine volle Wirkung erreicht dieses System bei einem Aufprall mit einer Geschwindigkeit von 50 km/h innerhalb der ersten 20 ms nach Aufprallbeginn; es unterstützt damit den nach ca. 40 ms voll aufgeblasenen Airbag. Danach bewegt sich ein Insasse noch etwas nach vorn und drückt dabei Füllgas (N_2) aus dem Airbag, wodurch ein relativ sanfter Abbau seiner Bewegungsenergie erfolgt. Dies schützt den Insassen vor Verletzungen, da er nicht auf harte Fahrzeugstrukturen prallt.

Für die optimale Schutzwirkung müssen die Fahrzeuginsassen nach möglichst geringer Vorverlagerung aus den Sitzen an der Fahrzeugverzögerung teilnehmen. Die Aktivierung der Gurtstraffer sorgt bereits kurz nach Aufprallbeginn dafür und stellt damit die frühest mögliche Rückhaltung der Insassen sicher. Die maximale Vorverlagerung bei gestrafften Gurten beträgt ca. 2 cm, und die mechanische Straffungsdauer liegt bei 5...10 ms.

Bei der Aktivierung zündet das System elektrisch einen pyrotechnischen Treibsatz. Der ansteigende Druck wirkt auf einen Kolben, der über ein Stahlseil die Gurtrolle so dreht, dass sich der Gurt straff an den Körper anlegt (**Bild 3**).

2 Verzögerung bis Stillstand und Vorverlagerung eines Insassen bei einer Aufprallgeschwindigkeit von 50 km/h



3 Schultergurtstraffer

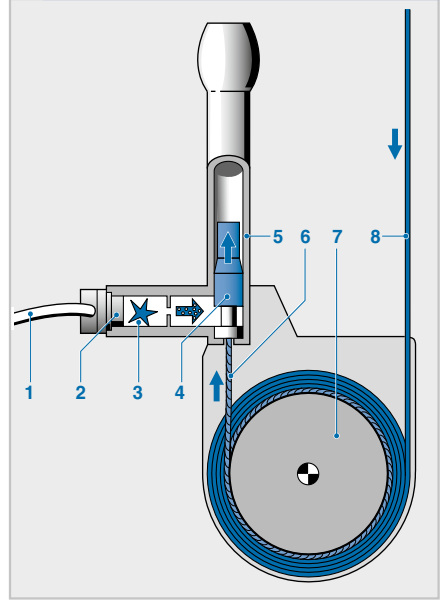


Bild 2
1. Aufprall
2. Zündung Gurtstraffer/Airbag
3. Gurt gestrafft
4. Airbag gefüllt

– – ohne Rückhaltesysteme
— mit Rückhaltesystemen

Bild 3
1 Zündleitung
2 Zündelement
3 Treibladung
4 Kolben
5 Zylinder
6 Drahtseil
7 Gurtrolle
8 Gurtband

Varianten

Neben den beschriebenen Schultergurtstraffern zum Rückwärtsdrehen der Gurtaufrollerwelle gibt es Varianten, die das Gurtschloss nach hinten ziehen (Schlossstraffer) und dadurch gleichzeitig Schulter- und Beckengurt straffen. *Schlossstraffer* verbessern die Rückhaltewirkung und den Schutz davor, unter dem Gurt hindurchzurutschen („Submarining Effect"), noch weiter. Die Straffung geht bei beiden Systemen in der gleichen Zeit wie bei Schultergurtstraffern vonstatten.

Einen größeren Strafferweg zum Erzielen einer besseren Rückhaltewirkung bietet die Kombination von zwei Gurtstraffern pro (Front-)Sitz, die z. B. beim Renault Laguna aus einem Schultergurtstraffer und einem *Gurtbeschlagstraffer* besteht. Die Aktivierung des Gurtbeschlagstraffers erfolgt entweder erst ab einer gewissen Crash-Schwere oder aber mit einer bestimmten Zeitverzögerung (z. B. ca. 7 ms) nach der Auslösung des Schultergurtstraffers.

Neben pyrotechnisch angetriebenen gibt es auch noch mechanische Gurtstraffer. Hierbei entriegelt ein mechanischer oder elektrischer Sensor eine vorgespannte Feder, die das Gurtschloss zurückzieht. Der einzige Vorteil dieser Systeme liegt in den geringeren Kosten. Sie haben aber ein nicht so gut auf den Airbag-Auslösezeitpunkt abgestimmtes Auslöseverhalten wie pyrotechnische Gurtstraffer, die ja dieselbe elektronische Crash-Sensierung wie die Frontairbags haben.

Um eine optimale Schutzwirkung zu erzielen, muss das Verhalten aller Komponenten des gesamten Insassenschutzsystems „Gurtstraffer plus Airbags für Frontaufpralle" aufeinander abgestimmt sein. „Gurte plus Straffer" stellen den größten Teil der Schutzwirkung dar, da sie allein 50...60 % der Crash-Energie aufnehmen. Mit Frontairbag beträgt die Energieabsorption ca. 70 % bei optimaler Abstimmung der Auslösezeitpunkte.

Eine weitere Verbesserung und vor allem eine Vermeidung von Schlüsselbein- oder Rippenbrüchen mit resultierenden inneren Verletzungen bei älteren Insassen bewirkt ein *Gurtkraftbegrenzer.* Bei dieser Variante ziehen die Straffer zuerst voll an (z. B. mit ca. 4 kN) und halten den Insassen zunächst möglichst gut zurück. Beim Überschreiten einer bestimmten Gurtbandkraft erhöht sich die Gurtlänge, woraus ein längerer Vorverlagerungsweg resultiert. Die Bewegungsenergie wird in Verformungsenergie umgewandelt, und so werden Beschleunigungsspitzen abgebaut. Als Verformungselemente gibt es

- Torsionsstab (Gurtaufrollerwelle),
- Reißnaht im Gurt,
- Gurtschloss mit Deformationselement,
- Zerspanungselement.

Daimler hat z. B. eine elektronisch gesteuerte, einstufige Gurtkraftbegrenzung, die eine definierte Zeit nach Auslösung der zweiten Frontairbagstufe und nach Erreichen einer definierten Vorverlagerung die Gurtkraft durch Zündung eines Zündelements auf 1...2 kN reduziert.

Weiterentwicklung

Die Straffungsleistung pyrotechnischer Gurtstraffer wird ständig weiter verbessert: „Hochleistungsstraffer" sind in der Lage, ca. 15 cm Gurtauszugslänge in ca. 5 ms zurückzuziehen. Zukünftig gibt es auch zweistufige Gurtkraftbegrenzungen, realisiert durch zwei Torsionsstäbe mit zeitversetztem Eingriff oder einen Torsionsstab plus zusätzlichem Biegeblech im Retraktor.

Frontairbag

Aufgabe

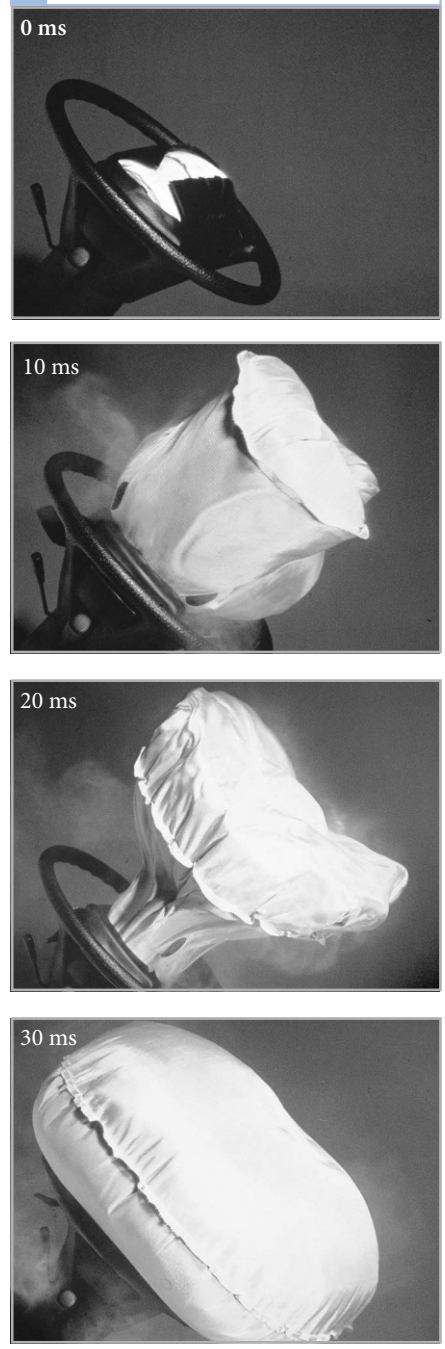
Frontairbags haben die Aufgabe, mit je einem Airbag den Fahrer und den Beifahrer vor Kopf- und Brustverletzungen bei einem Fahrzeugaufprall auf feste Hindernisse mit Geschwindigkeiten bis zu 60 km/h zu schützen. Bei einem Frontalaufprall zwischen zwei Fahrzeugen schützen die Frontairbags bis zu Relativgeschwindigkeiten von 100 km/h. Ein Gurtstraffer allein kann bei einem schweren Aufprall das Aufschlagen des Kopfes auf das Lenkrad nicht verhindern. Airbags haben zur Erfüllung dieser Aufgabe je nach Einbauort, Fahrzeugart und Strukturdeformationsverhalten unterschiedliche, den Fahrzeugverhältnissen angepasste Füllmengen und Formen.

Frontairbags arbeiten in einigen wenigen Fahrzeugtypen auch mit „aufblasbaren Kniepolstern“ zusammen, die den „Ride Down Benefit“, d. h. den Geschwindigkeitsabbau der Insassen zusammen mit dem Geschwindigkeitsabbau der Fahrgastzelle gewährleisten. Somit wird die rotationsförmige Vorwärtsbewegung von Oberkörper und Kopf, die für einen optimalen Airbagschutz benötigt wird, sichergestellt. Dies ist vor allem für Länder ohne Anschnallpflicht von Vorteil.

Arbeitsweise

Zum Schutz von Fahrer und Beifahrer blasen nach einem von Sensoren erkannten Fahrzeugaufprall je ein pyrotechnischer Gasgenerator Fahrer- und Beifahrerairbag pyrotechnisch hochdynamisch auf. Um für einen betroffenen Insassen die maximale Schutzwirkung zu erhalten, muss ein Airbag ganz gefüllt sein, bevor der Insasse ihn berührt. Durch das Auftreffen des Oberkörpers wird das Luftkissen teilweise wieder entleert und

4 „Hochdynamische“ Entfaltung eines Fahrerairbags



dabei die Energie, mit der die zu schützende Person auftrifft, mit verletzungsunkritischen Flächenpressungs- und Verzögerungswerten „sanft" absorbiert. Verletzungen an Kopf und Brust werden so deutlich gemildert oder gar verhindert.

Die maximal zulässige Vorverlagerung, bis der Airbag auf der Fahrerseite gefüllt ist, beträgt ca. 12,5 cm, was einer Zeit von ca. 10 ms + 30 ms = 40 ms nach Aufprallbeginn (bei einem Aufprall mit 50 km/h auf ein hartes Hindernis) entspricht (**Bild 2**). 10 ms dauert es bis zur elektronischen Zündung, 30 ms beträgt die Aufblasdauer für den Airbag (**Bild 4**).

Der Airbag ist bei einem 50 km/h-Crash nach ca. 40 ms voll aufgeblasen und entleert sich nach weiteren 80...100 ms durch die Abströmöffnungen. Der gesamte Vorgang dauert somit nur etwas mehr als eine Zehntelsekunde, d. h. als ein Wimpernschlag.

Aufprallerkennung

Die bestmögliche Insassenschutzwirkung bei einem Front-, Offset-, Schräg- oder Pfahlaufprall bewirkt – wie bereits erwähnt – ein abgestimmtes Zusammenspiel von pyrotechnischen, elektronisch gezündeten Front-airbags und Gurtstraffern. Um die Wirkung beider Schutzeinrichtungen zu maximieren, werden sie von einem gemeinsamen, in der Fahrgastzelle eingebauten, elektronischen Steuergerät (Auslösegerät) zeitoptimiert aktiviert. Hierbei misst das elektronische Steuergerät mit einem (oder zwei) in Richtung der Fahrzeuglängsachse messenden elektronischen Beschleunigungssensor(en) die beim Aufprall entstehende Verzögerung und errechnet daraus die Geschwindigkeitsänderung. Zum besseren Erkennen von Schräg- und Offset-Crashs kann der Auslösealgorithmus auch das Signal des in Fahrzeug-Querrichtung messenden Beschleunigungssensors mit verwenden. Zusätzlich muss der Aufprall bewertet werden. Ein Hammerschlag in der Werkstatt, leichte Rempler, Aufsetzer, Fahren über die Bordsteinkante oder über ein Schlagloch dürfen den Airbag nicht auslösen. Die Sensorsignale werden dazu in digitalen Auswertealgorithmen verarbeitet, deren Empfindlichkeitsparameter mithilfe von Crashdatensimulationen optimiert wurden. Die erste Gurtstraffer-Auslöseschwelle wird je nach Aufprallart innerhalb von 8...30 ms erreicht, die erste Frontairbag-Auslöseschwelle nach ca. 10...50 ms.

Die z. B. durch die Ausstattung und das Deformationsverhalten der Karosserie beeinflussten Beschleunigungssignale sind für jedes Fahrzeug anders. Sie bestimmen die Einstellparameter, die für die Empfindlichkeit beim Auslösealgorithmus (Rechenvorgang) und schließlich für die Airbag- und Gurtstrafferzündung maßgebend sind. Je nach Fertigungskonzept des Fahrzeugherstellers können die Auslöseparameter und der Fahrzeugausrüstungsgrad auch am Ende des Montagebandes in das Steuergerät programmiert werden („Bandendeprogrammierung").

Zur Vermeidung airbagbedingter Verletzungen oder Tötungen „Out of Position" befindlicher Insassen oder von Kleinkindern in Reboard-Kindersitzen muss die Auslösung des Frontairbags und dessen Befüllung situationsangepasst erfolgen. Zu diesem Zwecke gibt es folgende Verbesserungsmaßnahmen:

1. *Deaktivierungsschalter*. Mit ihnen können der Fahrer- oder der Beifahrerairbag außer Funktion gesetzt werden. Die Funktionszustände des Airbags werden über extra Lampen angezeigt.
2. In den USA, wo es zurzeit ca. 160 airbagbedingte Todesfälle gibt, wird versucht, die Aufblasaggressivität mit der Einführung von „*Depowered Airbags*" zu

reduzieren. Dies sind Airbags mit um 20...30 % reduzierter Gasgeneratorleistung, durch die die Aufblasgeschwindigkeit und Aufblashärte reduziert und die Verletzungsgefahr „Out of Position" befindlicher Insassen verringert werden. „Depowered Airbags" können von großen und schweren Insassen dadurch auch leichter durchgedrückt werden, d. h. sie haben ein reduziertes Energieabsorptionsvermögen und erfordern – vor allem bei harten Frontalaufprallen – angeschnallte Insassen. In den USA bevorzugt man gegenwärtig die „Low Risk"-Deployment-Methode. Dabei wird in „Out of Position"-Situationen nur die erste Frontairbagstufe gezündet. Bei schweren Aufprallen lässt sich dann durch Auslösung beider Generatorstufen immer noch die volle Gasgeneratorleistung zur Wirkung bringen. Eine andere Realisierung des „Low Risk"-Deployments bei einstufigen Generatoren und steuerbarer Abströmöffnung ist das ständige Offenhalten des Abströmventils.

3. *„Intelligente Airbagsysteme"*. Das Verletzungsrisiko soll durch verbesserte und zusätzliche Sensierungsfunktionen und Steuermöglichkeiten des Airbagaufblasvorgangs bei gleichzeitiger Verbesserung der Schutzwirkung Schritt für Schritt verkleinert werden. Derartige Funktionsverbesserungen sind:
   - Aufprallschwereerkennung durch Verbesserung des Auslösealgorithmus, bzw. durch Verwendung von ein oder zwei Upfrontsensoren, siehe „**R**estraint **S**ystem **E**lectronics", RSE (Bild 5). Letzteres sind in der Knautschzone (z. B. auf dem Kühlerquerträger) eingebaute Beschleunigungssensoren, die eine frühzeitige Erkennung schwierig zentral zu sensierender Aufpralle, z. B. ODB (**O**ffset **D**eformable **B**arrier Crashs, Offset gegen weiche Barrieren), Pfahl- oder Unterfahraufpralle, ermöglichen. Sie erlauben auch eine Abschätzung der Aufprallenergie.
   - Gurtbenutzungserkennung.
   - Insassenpräsenz-, Positions- und Gewichtserkennung.
   - Sitzpositions- und Lehnenneigungserkennung.
   - Verwendung von Frontairbags mit zweistufigen Gasgeneratoren oder mit einstufigem Gasgenerator und pyro-

5 Elektronisches Aufprallschutzsystem „Restraint System Electronics (RSE)"

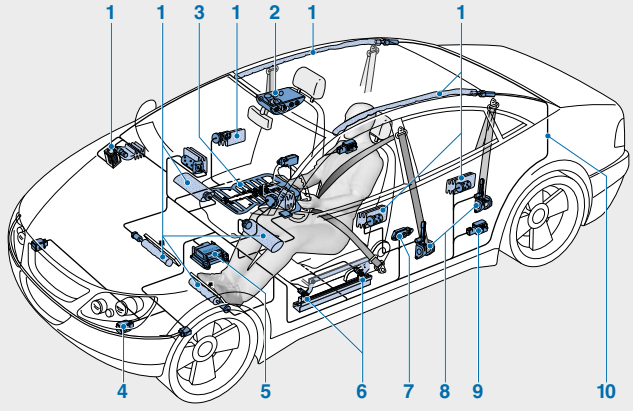


Bild 5
1 Airbag mit Gasgenerator
2 Innenraumkamera iVision™
3 OC-Matte
4 Upfront-Sensor
5 zentrales Steuergerät mit integriertem Überrollsensor
6 iBolt™
7 peripherer Drucksensor PPS (**P**eripheral **P**ressure **S**ensor)
8 Gurtstraffer mit Treibsatz
9 peripherer Beschleunigungssensor PAS (**P**eripheral **A**cceleration **S**ensor)
10 Bus-Architektur (CAN)

technisch aktivierbarem Gasauslassventil, siehe auch „Low Risk"-Deployment-Methode.
- Verwendung von Gurtstraffern mit vom Insassengewicht abhängiger Gurtkraftbegrenzung.
- CAN-Busvernetzung des Insassenschutzsystems zur Kommunikation und synergetischen Nutzung von Daten „langsamer" Sensoren (Schalter) anderer Systeme (Fahrgeschwindigkeits-, Bremsbetätigungs-, Gurtschlossschalter- und Türkontaktinformationen) sowie zur Ansteuerung der Warnlampen und Übertragung von Diagnose-Informationen.

Zur Absetzung von Notrufen nach einem Aufprall und zur Aktivierung „Sekundärer Sicherheitssysteme" (Warnblinker, Öffnen der Zentralverriegelung, Abschalten der Kraftstoffpumpe, Abtrennen der Batterie usw.) wird der „Crash-Ausgang" verwendet (Bild 6).

Seitenairbag

Aufgabe

Der Anteil der seitlichen Kollisionen am gesamten Unfallgeschehen beträgt etwa 30 %. Damit ist die Seitenkollision nach dem Frontalaufprall die zweithäufigste Aufprallart. Deshalb werden immer mehr Fahrzeuge zusätzlich zu Gurtstraffern und Frontairbags auch mit Seitenairbags ausgestattet. Seitenairbags, die sich zum Kopfschutz entlang des Dachausschnitts (z. B. Inflatable Tubular Systems, Window Bags, Inflatable Curtains) bzw. aus der Tür oder der Sitzlehne (Thoraxbags, Oberkörperschutz) entfalten, sollen die Insassen weich abfangen und sie so vor Verletzungen beim Seitenaufprall schützen.

Arbeitsweise

Ein rechtzeitiges Entfalten der Seitenairbags gestaltet sich wegen der fehlenden Knautschzone und dem kleinen Abstand zwischen den Insassen und den seitlichen Fahrzeugstrukturteilen besonders schwierig. Die Zeit für die Aufprallerkennung und Aktivierung der Seitenairbags muss deshalb bei harten Seitenaufprallen bei ca. 5...10 ms liegen, und die Aufblasdauer der ca. 12 l großen Thoraxbags darf maximal 10 ms betragen.

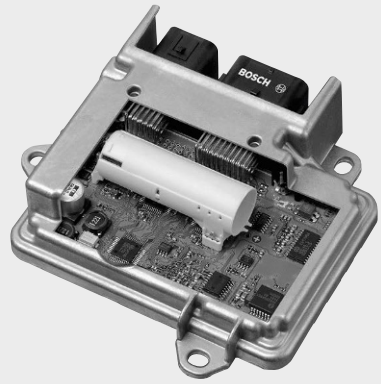
Bosch bietet folgende Möglichkeit zur Erfüllung oben stehender Anforderungen: Ein Kombisteuergerät, das die Eingangssignale peripherer (an geeigneten Stellen der Karosserie liegender), lateral (seitlich) messender Beschleunigungssensoren verarbeitet und zusätzlich zu den Gurtstraffern und den Frontairbags auch Seitenairbags auslösen kann.

Komponenten

Beschleunigungssensoren

Beschleunigungssensoren zur Aufprallerkennung sind direkt im Steuergerät integriert (Gurtstraffer, Frontairbag), an ausgewählten Stellen der rechten und linken Seite des Fahrzeugs an tragenden Strukturteilen wie Sitzquerträger, Schweller, B- und C-Säule (Seitenairbag) oder im Verformungsbereich des Fahrzeugvorderteils (Upfrontsensoren für „Intelligente Airbagsysteme") angebracht. Ihre Präzision ist lebenswichtig. Bei diesen Beschleunigungssensoren handelt es sich gegenwärtig um oberflächenmikromechanische Sensoren, die aus feststehenden und beweglichen Fingerstrukturen und Federstegen bestehen. Das „Feder-Masse-System" ist mit einem speziellen Verfahren auf die Oberfläche eines Siliziumwafers aufgebracht. Da die Sensoren nur kleine Arbeitskapazitäten haben

6 Zentrales kombiniertes Steuergerät Airbag 9 (Blockschaltbild)



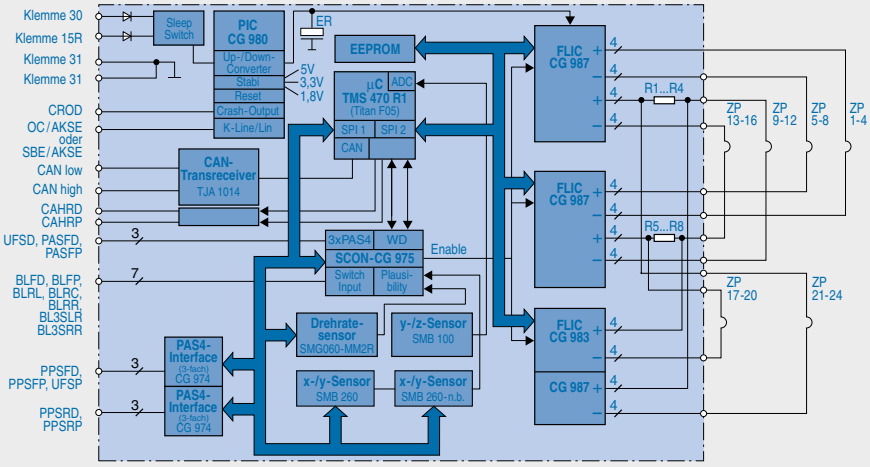


Bild 6

Klemme 30 Direktes Batterie Plus, nicht über das Zündschloss geführt,
Klemme 15R geschaltetes Batterie Plus bei Zündschloss in Stellung „Radio", „Zündung ein" oder „Starter",
Klemme 31 Karosserie-Masse (an einer der Geräteanschraubstellen)
CROD Crash Output Digital
OC/AKSE Occupant Classification/ Automatische Kindersitzerkennung
SBE/AKSE Sitzbelegungerkennung/ Automatische Kindersitzerkennung
CAN low Controller Area Network, low level (Pegel)
CAN high Controller Area Network, high level (Pegel)
CAHRD Crash Active Head Rest Driver (Crash-aktive Kopfstütze Fahrer)
CAHRP Crash Active Head Rest Passenger (Crash-aktive Kopfstütze Beifahrer)
UFSD UpFront Sensor Driver
PASFD Peripheral Acceleration Sensor Front Driver
PASFP Peripheral Acceleration Sensor Front Passenger
BLFD Belt Lock (Switch) Front Driver
BLFP Belt Lock (Switch) Front Passenger
BLRL Belt Lock (Switch) Rear Left
BLRC Belt Lock (Switch) Rear Center
BLRR Belt Lock (Switch) Rear Right
BL3SRL Belt Lock (Switch) 3rd Seat Row Left
BL3SRR Belt Lock (Switch) 3rd Seat Row Right
PPSFD Peripheral Pressure Sensor Front Driver
PPSFP Peripheral Pressure Sensor Front Passenger
UFSP UpFront Sensor Passenger
PPSRD Peripheral Pressure Sensor Rear Driver
PPSRP Peripheral Pressure Sensor Rear Passenger
ZP Zündpillen 1...4 bzw. 21...24

Weitere Abkürzungen:
FLIC Firing Loop Integrated Circuit
PIC Periphery Integrated Circuit
SCON Safety Controller
µC Micro Controller

(≈ 1 pF), muss die Auswertelektronik wegen Vermeidung von Streukapazitäts- und anderen Störeinflüssen im gleichen Gehäuse in unmittelbarer Nähe des Sensorelements untergebracht werden.

Kombinierte Steuergeräte für Gurtstraffer, Front- und Seitenairbags sowie Überrollschutzeinrichtungen

Im zentralen elektronischen Steuergerät, auch Auslösegerät genannt, sind folgende Funktionen integriert (aktueller Stand):

- Aufprallerkennung durch Beschleunigungssensor und Sicherheitsschalter oder durch zwei Beschleunigungssensoren ohne Sicherheitsschalter (redundante, vollelektronische Sensierung).
- Überrollerkennung durch Drehrate- und Nieder-g-y- und z-Beschleunigungssensoren (s. Abschnitt „Überrollsensierung").
- Zeitrichtige Ansteuerung von Frontairbags und Gurtstraffern bei unterschiedlichen Aufprallarten in Fahrzeuglängsrichtung (z. B. Front, Schräg, Offset, Pfahl, Heck).

7 Kraft messender „iBolt" (Funktionsprinzip)

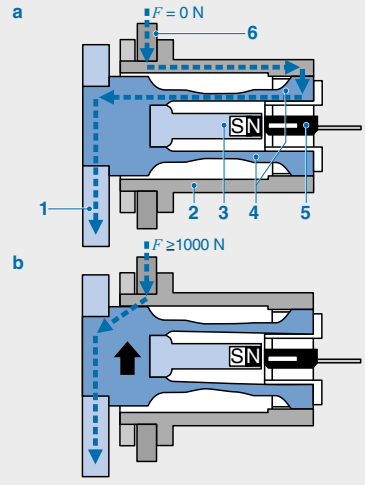


Bild 7
a Ruhestellung
b in Funktion, d. h. im Überlastanschlag

1 Gleitschlitten
2 Hülse
3 Magnethalter
4 Doppelbiegebalken (Feder)
5 Hall-IC
6 Sitzrahmen

- Ansteuerung von Überrollschutzeinrichtungen.
- Für die Seitenairbags arbeitet das Steuergerät mit einem zentralen Quer- und zwei bzw. vier peripheren Beschleunigungssensoren zusammen. Die peripheren Beschleunigungssensoren (PAS, **P**eripheral **A**cceleration **S**ensor) übertragen den Auslösebefehl an das zentrale Steuergerät über eine digitale Schnittstelle. Das zentrale Steuergerät löst die Seitenairbags aus, sofern der interne Quersensor durch eine Plausibilitätskontrolle einen Seitenaufprall bestätigt hat. Da die zentrale Plausibilität bei Aufprallen in die Tür oder bei Schwellerüberfahrten zu spät kommt, werden zukünftig im Türhohlraum mit einem Drucksensor (PPS, **P**eripheral **P**ressure **S**ensor) die durch die Türdeformation hervorgerufenen adiabatischen Druckänderungen gemessen. Daraus resultiert eine schnelle Türaufprallerkennung. Die Ermittlung „Plausibilität" erfolgt jetzt mit an tragenden, peripheren Strukturteilen montierten PAS. Sie ergibt sich jetzt eindeutig schneller als mit den zentralen Querbeschleunigungssensoren.
- Spannungswandler und Energiespeicher für den Fall, dass die Versorgung durch die Fahrzeugbatterie verloren geht.
- Selektive Auslösung der Gurtstraffer, abhängig von den Gurtschlossabfragen: Zündung nur bei gestecktem Zündschloss. Gegenwärtig kommen meist kontaktlose Gurtschlossschalter, d. h. Hall-IC-basierte Schalter zur Anwendung, die die Magnetfeldänderung infolge des Einsteckens der Gurtzunge ins Gurtschloss erkennen.
- Einstellung von mehreren Auslöseschwellen für zweistufige Gurtstraffer und zweistufige Frontairbags abhängig vom Gurtbenutzungs- und Sitzbelegungszustand.
- **W**atch**d**og (WD): Airbag-Auslösegeräte müssen hohen Sicherheitsanforderungen hinsichtlich Fehlauslösung und korrekter

Auslösung im Bedarfsfall (Crash) genügen. Deshalb wurden bei der im Jahr 2003 anlaufenden Airbag-9-Auslösegeneration (AB 9) drei unabhängige, intensiv überwachende Hardware-Watchdogs (WD) integriert:

- **WD1** überwacht mit einem eigenen, unabhängigen Oszillator den 2-MHz-System-eClock.
- **WD2** überwacht die Realtime-Prozesse (Zeitraster 500 µs) auf komplette, richtige Abfolge. Hierzu sendet der Sicherheits-controller (SCON, **S**afety **Con**troller, s. AB 9-Blockschaltbild) dem Mikrocomputer 8 digitale Botschaften, die dieser dem SCON in Form von 8 Antworten innerhalb eines Zeitfensters von (1 ± 0,3) ms richtig beantworten muss.
- **WD3** überwacht die „Background"-Prozesse, wie z. B. ob die „Built in Selftest"-Routinen des ARM-Cores alle fehlerfrei laufen. Die Antwort vom Mikrocomputer an den SCON muss hier innerhalb einer Zeit von 100 ms erfolgen.
- Bei AB 9 sind Sensoren, Auswertebausteine und Endstufen über zwei SPI-Schnittstellen (**S**erial **P**eripheral **I**nterface) verbunden. Die Sensoren haben digitale Ausgänge, deren Signale direkt über SPI übertragen werden können. Damit lassen sich Signalveränderungen durch Nebenschlüsse auf der Leiterplatte erkennen, bzw. sie wirken sich nicht aus und es ergibt sich ein hohes Maß an Funktionssicherheit. Eine Auslösung wird nur freigegeben, wenn auch ein unabhängiger Hardware-Plausibilitätspfad auf Crash erkennt und die Endstufen für eine begrenzte Zeit freigibt (enabled).
- Diagnose geräteinterner und -externer Funktionen bzw. Systemkomponenten.
- Abspeicherung von Fehlerarten und -dauern mit Crashrecorder; Auslesen über die Diagnose- bzw. CAN-Busschnittstelle.
- Warnlampenansteuerung.

Gasgeneratoren

Die pyrotechnischen Treibladungen der Gasgeneratoren zur Erzeugung des Airbagfüllgases (in erster Linie Stickstoff) und zur Gurtstrafferbetätigung werden von einem elektrisch gezündeten Anzündelement aktiviert.

Der betreffende Gasgenerator füllt den Airbag mit Stickstoff. Der in der Lenkradnabe eingebaute Fahrerairbag (Volumen ca. 60 l) bzw. der an der Stelle des Handschuhfachs eingebaute Beifahrerairbag (ca. 120 l) ist ca. 30 ms nach der Zündung gefüllt.

Wechselstromzündung

Um unerwünschte Auslösungen durch einen Kontakt des Anzündelements mit der Bordnetzspannung (z. B. fehlerhafte Isolation im Kabelbaum) zu vermeiden, erfolgt bei der Wechselstromzündung („AC-Firing") die Zündung durch Wechselstromimpulse mit ca. 80 kHz. Ein in den Zündkreis eingefügter kleiner Zündkondensator von 470 nF im Zündelementestecker trennt den Anzünder galvanisch von Gleichstrom. Diese Trennung von der Bordnetzspannung verhindert eine ungewollte Auslösung, selbst wenn nach einem Unfall ohne Airbagauslösung die Insassen mit der Rettungsschere aus der deformierten Fahrgastzelle befreit und dabei die im Lenksäulen-Kabelbaum vorhandenen Zündleitungen durchtrennt und nach Plus und Masse kurzgeschlossen werden.

Innenraumsensierung

Mit *Insassen-Klassifizierungsmatten* („OC-Mats"), die das Druckprofil auf dem Sitz messen, wird die Sitzbelegung durch einen Menschen von der Belegung durch einen Gegenstand unterschieden. Außerdem lassen die Druckverteilung und der Beckenknochenabstand auf die Insassengröße und damit indirekt auf das Insassengewicht schließen. Die Matten bestehen aus einzeln

adressierbaren Kraftmesspunkten, die ihren Widerstand nach dem FSR-Prinzip (**F**orce **S**ensing **R**esistor) mit zunehmenden Druck verringern.

Darüber hinaus wird eine *Absolutgewichtsmessung* mit vier piezoresistiven oder Dehnungsmessstreifen-Sensoren am Sitzgestell entwickelt. Anstelle der Verwendung von Biegeelementen sieht die Bosch-Strategie zur Gewichtsmessung die Verwendung von „iBolts" („intelligenten" Bolzen) zur Befestigung des Sitzrahmens (Sitzschwinge) am Gleitschlitten vor. Diese Kraft messenden „iBolts" (**Bilder 5** und **7**) ersetzen die sonst verwendeten vier Befestigungsschrauben. Sie messen die vom Gewicht abhängige Abstandsänderung zwischen ihrer Hülse (Topf) und der mit dem Gleitschlitten verbundenen Innenschraube mit einem Hall-Element.

Zur „Out of Position"-Erkennung werden verschiedene Konzepte erwogen:

- Ermittlung der Insassen-Schwerpunktsposition aus der von den vier Gewichtssensoren gemessenen Gewichtsverteilung auf dem Sitz.
- Anwendung folgender optischer Verfahren:
  - „Time of Flight"(TOF)-Prinzip. Das System sendet Infrarot-Lichtimpulse aus und misst die vom Abstand der Insassen abhängige Zeit bis zum Wiedereintreffen ihrer Reflexion. Es handelt sich dabei um Messzeiten im Picosekunden-Bereich!
  - „**P**hotonic **M**ixer **D**evice"(PMD)-Verfahren. Ein derartiger Bildsensor sendet „Ultraschalllicht" aus und ermöglicht räumliches Sehen und Triangulation.
  - Stereo-Video-Innenraumkamera „iVision" in CMOS-Technik (von Bosch favorisiert, s. Systembild „**R**estraint **S**ystem **E**lectronics, RSE"). Sie erkennt die Insassenposition, -größe und -haltung und kann auch Komfortfunktionen (Sitz-, Spiegel-, Radio-Einstellungen), angepasst an den jeweiligen Insassen, steuern.

Ein einheitlicher Standard für die Innenraumsensierung konnte sich noch nicht durchsetzen. Es gibt z. B. bei Jaguar Insassen-Klassifizierungsmatten kombiniert mit Ultraschallsensoren.

Überrollschutzsysteme

Aufgabe

Bei offenen Kraftfahrzeugen wie Cabriolets, Geländewagen u. Ä. fehlt bei einem Unfall mit Überschlag die schützende und abstützende Dachstruktur der geschlossenen Fahrzeuge. Deshalb gab es Überrollsensierungs- und Schutzsysteme zunächst nur für Cabriolets und Roadster ohne fest installierte Schutzbügel (**Bild 8**).

Nun wird die Überrollsensierung auch für den Einsatz in Pkw entwickelt. Bei Überschlag besteht die Gefahr, dass nicht angeschnallte Insassen vorwiegend durch die Seitenfenster herausgeschleudert und vom eigenen Fahrzeug überrollt oder dass Körperteile angeschnallter Insassen wie Arme, Kopf und Oberkörper aus dem Fahrzeug ragen und schwer verletzt werden.

Zum Schutz davor werden ohnehin schon vorhandene Rückhalteeinrichtungen wie Gurtstraffer und Kopfairbags aktiviert. In Cabriolets werden zusätzlich die ausfahrbaren Überrollbügel oder Kassetten (hochfahrbare Kopfstützen) angesteuert.

Arbeitsweise

Bei den früheren Sensierungskonzepten (Serie ab Mitte 1989) ging man von einer omnidirektionalen Sensierungsaufgabe aus. Das heißt, Überschläge sollten in jeder Richtung in der Horizontalen zu erkennen sein. Dazu wurden rundum sensierende

8 Emporschnellen ausfahrbarer Kopfstützen während eines Cabriolet-Überschlagversuchs

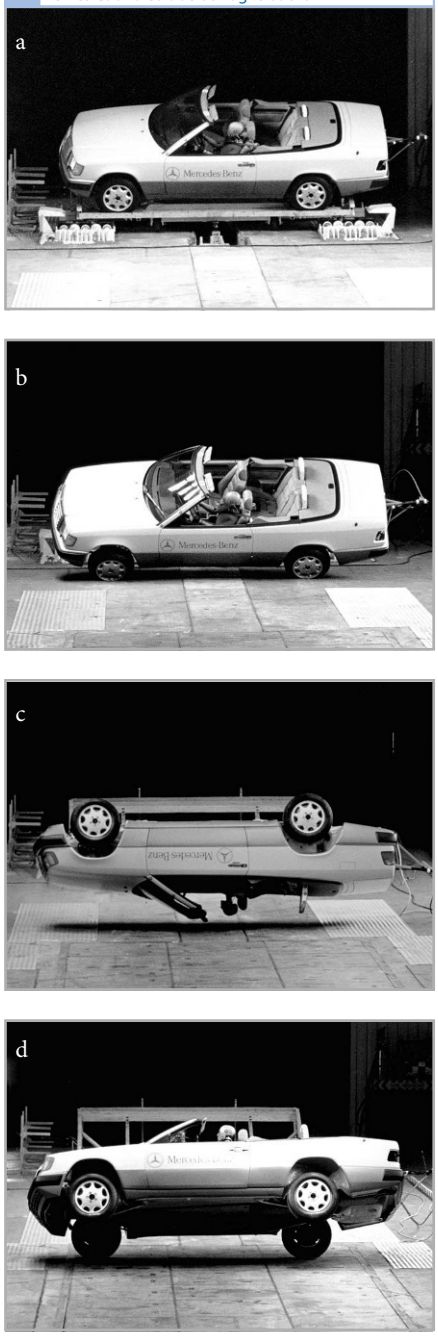


Bild 8
a Überschlag beginnt
b Auslösen der Kopfstützen
c Überschlag erfolgt
d Fahrzeug trifft wieder auf

(Quelle: Mercedes-Benz)

Beschleunigungssensoren, die mit einem omnidirektionalen Kippsensor UND-verknüpft waren, oder aber Libellen- (Wasserwaagenprinzip) und Gravitationssensoren (Sensor schließt einen „Reedkontakt" federunterstützt, wenn der Bodenkontakt verloren gegangen ist) verwendet.

Aktuelle Sensierungskonzepte lösen nicht mehr bei einer festen, sondern bei einer situationskonformen Schwelle und nur bei einem Fahrzeugüberrollen, d. h. einem Überschlag um die Längsachse, der weitaus am häufigsten vorkommt, aus. Die Sensierung geschieht beim Bosch-Konzept mit einem oberflächenmikromechanischen Drehratesensor und hochauflösenden Beschleunigungssensoren in Fahrzeugquer- und -hochrichtung (y- und z-Achse).

Der Drehratesensor ist der Hauptsensor, die y- und z-Beschleunigungssensoren dienen sowohl der Plausibilitätsüberprüfung als auch dem Erkennen der Überrollart (Böschungs-, Abhangs-, Bordsteinanprall- oder Bodenverhakungs- bzw. „Soil Trip"-Überschlag). Diese Sensoren sind bei Bosch mit in das Airbag-Auslösegerät integriert.

Je nach Überrollsituation, Drehrate und Querbeschleunigung werden die Insassenschutzeinrichtungen an die Situation angepasst, d. h. unter automatischer Wahl und Anwendung des für den entsprechenden Überrollvorgang passenden Algorithmusmoduls nach 30...3000 ms ausgelöst.

Ausblick

Neben der Frontairbag-Abschaltung mit Deaktivierungsschaltern wird es zunehmend Kindersitze mit genormten Verankerungen („ISOFIX-Kindersitze") geben. In den zwei Verankerungsschlössern eingebaute Schalter bewirken automatisch eine Beifahrerairbag-Abschaltung, die über eine spezielle Lampe

angezeigt werden muss. Zur weiteren Verbesserung der Auslösefunktion und für eine bessere Früherkennung der Aufprallart („Precrash"-Erkennung) sollen Relativgeschwindigkeit, Abstand und Aufprallwinkel bei einem Frontalaufprall mit Mikrowellenradar-, Ultraschall- oder LIDAR-Sensoren (optisches Verfahren mit Laserlicht) aufgenommen werden (**Bild 9**).

Im Zusammenhang mit Precrash-Sensierung werden wiederverwendbare Gurtstraffer („Reversible Seatbelt Pretensioners") entwickelt. Sie sind elektromechanisch betätigt, d. h. sie haben eine längere Straffungszeit und müssen früher, d. h. 150 ms vor Aufprallbeginn, alleine durch die Precrash-Sensierung ausgelöst werden (Prefire-Funktion).

Für eine weitere Verbesserung der Rückhaltewirkung wird es im Thoraxteil des Gurtes integrierte Airbags geben („Air Belts", „Inflatable Tubular Torso Restraints" oder „Bag in Belt"-Systeme), die die Gefahr von Rippenbrüchen bei älteren Insassen verringern werden. In die gleiche Richtung der Schutzfunktionsverbesserung geht die Entwicklung von „Inflatable Headrests" (Vermeidung des Schleudertraumas und von Halswirbelverletzungen durch adaptive Kopfstützen), von „Inflatable Carpets" (Vermeidung von Fuß- und Knöchelverletzungen), von zweistufigen Gurtstraffern und „Active Seats". Dabei wird ein aus dünnem Stahlblech (!) bestehender Airbag aufgeblasen, um das Nach-vorne-Gleiten („Submarining Effect") des Insassen zu erschweren. Zur Verringerung der Kabelbaumdicke und -komplexität wird die Zündkreisvernetzung entwickelt. In diesem Zusammenhang gibt es den „Safe by Wire"-Bus (ursprünglich von Philips entwickelt). Inzwischen hat sich ein Konsortium verschiedener Firmen gebildet, in dem Bosch auch Mitglied ist, die den „Safe by Wire"-Zündbus in Serie bringen wollen. Die heutige Bezeichnung für den „Safe by Wire"-Bus lautet „ASRB2.0"-Bus, d. h. „Automotive Safety Restraints Bus 2.0". Weiterhin existiert noch der DSI-Bus (von Motorola für TRW entwickelt). Es ist jedoch noch völlig offen, ob sich ein Zündbuskonzept durchsetzen wird.

9 Precrash-Verkehrssituation

Bild 10
150 ms vor Aufprall: „Prefire" (Auslösen reversibler Gurtstraffer)
10 ms vor Aufprall: „Preset" (Festlegen der Auslöseschwellen der Airbags)

Signale „langsamer" Sensoren oder Schalter (z. B. der Gurtschloss- oder der ISOFIX-Schalter) sind auch mit dem Zündbus übertragbar.

Zurzeit laufen in den USA Bemühungen, das „ASRB2.0"-Buskonzept zu standardisieren. Zur Marktdurchdringung und wegen der Verwendbarkeit einheitlicher Zündelemente mit einheitlicher Busteilnehmerelektronik ist eine Standardisierung unabdingbar. Bemühungen sind im Gang, die Empfängerelektronik ohne Durchmesservergrößerung und mit einer maximalen Hütchenverlängerung von 5 mm in die Zündelemente zu integrieren. Dies würde die weitere Verwendbarkeit von Standardgasgeneratoren ermöglichen.

Neben dem „Firing Bus" wird es einen „Sensoren-Bus" zur Vernetzung der Signale „schneller" Sensoren geben, womit es möglich sein wird, z. B. Inertial-Sensoren in einem „Sensor Cluster" zusammenzufassen. Das damit erfassbare Komplettbild der Fahrzeugdynamik lässt sich dann z. B. über CAN von den Auswertegeräten verschiedener Bordsysteme nutzen. Denkbare Sensorbusse sind TT-CAN (**T**ime **T**riggered **CAN**), TTP (**T**ime **T**riggered **P**rotocol) oder FlexRay, der von Bosch zurzeit favorisiert wird. Die Anforderungen an einen Sensorbus sind hinsichtlich Übertragungssicherheit und -schnelligkeit sehr hoch.

Die *Fußgängeraufprallsensierung* erfolgt zunächst mit *Verformungs- oder Kraftsensoren* in der Stoßstange und eventuell am vorderen Motorhaubenende, z. B. in Form von

- Lichtleitern, die den „Micro-Bending"-Effekt ausnutzen,
- Foliendrucksensoren (wie bei der Insassen-Klassifizierungsmatte) sowie
- Beschleunigungssensoren oder Klopfsensoren an den Stoßstangenträgern.

Später werden auch kontaktlose Sensoren zur sichereren Unterscheidung eines Fußgängers von einem Gegenstand hinzukommen. Solche können z. B. sein:

- Ultraschallsensoren sowie
- Stereo-Video-Außenkamera.

Die *Schutzaktoren* bestehen aus A-Säulen-Airbags und ca. 10 cm hochstellbaren Fronthauben, die der Fußgängerkopf beim Aufprall wegen des größeren Abstands nicht bis auf die harten Motorstrukturen durchdrücken kann und deshalb keine so hohen Beschleunigungswerte erfährt.

In Europa werden 7000 Fußgänger pro Jahr getötet. Dies entspricht 20 % aller Verkehrstoten. In Japan sind es z. B. 17 000 getötete Fußgänger pro Jahr. Deshalb werden auch in Japan Überlegungen angestellt, den Fußgängerschutz wie in Europa gesetzlich zu fordern.

Folgende weitere Verbesserungen zum sanfteren Abfangen der Insassen deuten sich an:

1. Airbag mit aktivem Ventilationssystem:
   Dieser Airbag verfügt über eine regelbare Abströmöffnung, mit der sich der Airbag-Innenraumdruck auch bei „hineinfallendem" Insassen konstant und so die Insassenbelastung möglichst gering halten lässt.
   Eine einfachere Version ist ein Airbag mit „Intelligent Vents". Diese Ventile bleiben so lange geschlossen (und der Luftsack entleert sich noch nicht), bis sie sich infolge des durch den Insassenaufprall verursachten Druckanstiegs öffnen und Füllgas abströmen lassen. Hiermit bleibt die Kapazität der Energieaufnahme des Airbags bis zum Beginn seiner Dämpfungswirkung erhalten.

2. Adaptive, pyrotechnisch gesteuerte Lenksäulen-Entriegelung.
3. Damit kann sich das Lenkrad bei einem harten Crash nach vorn bewegen, sodass sich der Insasse auf einem längeren Abbremsweg sanfter abfangen lässt.
4. 3Verknüpfung von passiver und aktiver Sicherheit.
5. Das erste Beispiel für eine synergetische Nutzung von Sensoren verschiedener Sicherheitssysteme wird es bei ROSE II (Überrollsensierung II) geben. ROSE II soll zur besseren Erkennung von Bodenverhakungs-Überrollvorgängen („Soil Trip Rollovers“) über CAN die Signale des zu ESP gehörenden Schwimmwinkelsensors („Speed Vector Sensor“), mit dem die Abweichung des Fahrzeugbewegungsvektors von der Fahrzeuglängsachse gemessen werden kann, ausnutzen. ESP kann Signale der ROSE-II-Nieder-g-Beschleunigungssensoren (y- und z-Richtung) zur besseren Erkennung instabiler Fahrzustände ausnutzen.

Piezoelektrische Beschleunigungssensoren

Anwendung

Piezoelektrische Bimorph-Biegeelemente bzw. Zweischicht-Piezokeramik eignen sich als Beschleunigungssensoren für Rückhaltesysteme zum Auslösen der Gurtstraffer, der Airbags und des Überrollbügels.

Aufbau und Arbeitsweise

Kern des Beschleunigungssensors ist ein Piezo-Biegeelement („Biegebalken“). Es besteht aus einem Klebeverbund von zwei gegensinnig polarisierten piezoelektrischen Schichten („Bimorph-Biegeelemente“). Eine darauf einwirkende Beschleunigung dehnt die eine Hälfte und staucht die andere Hälfte, wodurch eine mechanische Biegespannung verursacht wird (**Bild 10**).

An den äußeren Metallisierungsschichten des Biegeelements sitzen Elektroden, an denen die aus der Biegung resultierende Spannung abgegriffen wird.

Die Sensormesszelle selbst sitzt, manchmal durch ein Gel mechanisch geschützt, zusammen mit einer ersten Signalverstärkerstufe in einem hermetisch dichten Gehäuse. Zur Signalaufbereitung enthält der Beschleu-

10 Biegeelement des piezoelektrischen Beschleunigungssensors

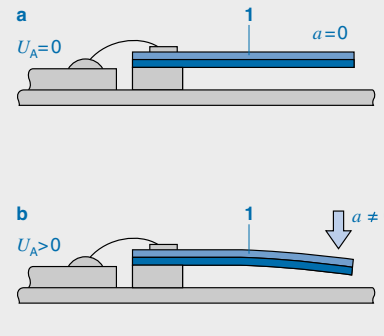
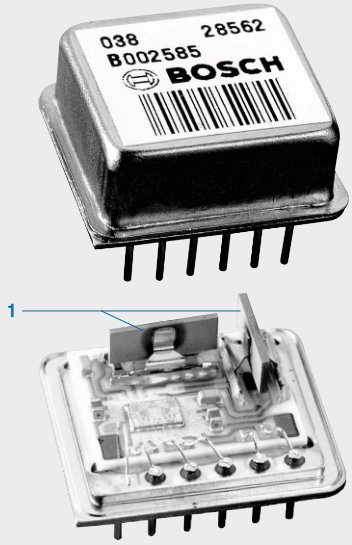


Bild 10
a Im Ruhezustand
b bei Beschleunigung a
1 Piezokeramisches Bimorph-Biegeelement

U_A Messspannung

11 Piezoelektrischer Beschleunigungssensor (Ansicht Doppelsensor für senkrechte Montage)



nigungssensor eine Hybridschaltung, die aus einem Impedanzwandler, einem Filter und einem Verstärker besteht. Dadurch sind Empfindlichkeit und nutzbarer Frequenzbereich festgelegt. Das Filter blendet hochfrequente Signalanteile aus. Piezo-Biegeelemente verbiegen sich schon auf Grund ihrer Eigenmasse bei Beschleunigungseinwirkung so weit, dass sie ein gut auswertbares dynamisches (kein gleichspannungsmäßiges) Signal abgeben (Grenzfrequenz typisch 10 kHz).

Das Sensorprinzip lässt sich auch aktorisch umkehren: Mit einer zusätzlichen Aktorelektrode kann der Sensor z. B. im Rahmen einer „On-Board-Diagnose“ leicht überprüft werden.

Je nach Einbaulage und Richtung der Beschleunigung gibt es Einfach- oder Doppelsensoren (Bild 11) bzw. Sensoren für senkrechte (Bild 11) oder waagrechte Montage.

Oberflächenmikromechanische Beschleunigungssensoren

Anwendung

Oberflächenmikromechanische Beschleunigungssensoren von Insassen-Rückhaltesystemen erfassen die Beschleunigungswerte eines frontalen oder seitlichen Aufpralls und bewirken das Auslösen der Gurtstraffer, der Airbags und des Überrollbügels.

Aufbau und Arbeitsweise

Diese zunächst für den Bereich hoher Beschleunigungen (50...100 g) für Passagierschutzsysteme verwendeten Sensoren eignen sich auch für den Bereich niedrigerer Beschleunigungen. Sie haben gegenüber Bulk-Silizium-Sensoren weit geringere Abmessungen (Kantenlänge typisch ca. 100...500 µm) und sind zusammen mit der Auswerteelektronik (ASIC) in einem wasserdichten Gehäuse untergebracht (Bild 14). Ihr Feder-Masse-System ist mit einem additiven Verfahren auf der Oberfläche des Siliziumwafers aufgebaut.

In der Messzelle ist die seismische Masse mit ihren kammförmigen Elektroden (Bilder 11 und 12, Pos. 1) federnd aufgehängt. Zu beiden Seiten dieser beweglichen Elektroden stehen auf dem Chip feste, ebenfalls kammförmige Elektroden (3, 6). Diese Anordnung von fest stehenden und beweglichen Elektroden entspricht einer Reihenschaltung von zwei Differenzial-Kondensatoren (Kapazität der Kammstruktur ca. 1 pF). An ihren Anschlüssen C_1 und C_2 werden phasenmäßig entgegengesetzte Wechselspannungen eingespeist, deren Überlagerung zwischen den Kondensatoren an C_M (Messkapazität), also an der seismischen Masse, abgegriffen wird.

Da die seismische Masse in Federn (2) gelagert ist, bewirkt eine lineare Beschleuni-

Bild 11
1 Biegeelemente

gung a in Sensierrichtung eine Änderung des Abstands zwischen den beweglichen und festen Elektroden und damit auch eine Kapazitätsänderung in den Kondensatoren C_1 und C_2. Diese Kapazitätsänderung führt zu einer Veränderung des elektrischen Signals, das in der Auswerteelektronik verstärkt, gefiltert und für die Versendung an das Airbagsteuergerät digitalisiert wird. Wegen der geringen Kapazität von ca. 1 pF ist die Auswerteelektronik vor Ort zusammen mit dem Sensor auf dem gleichen Chip integriert oder sehr eng mit ihm verbunden. Lagegeregelte Systeme mit elektrostatischer Rückstellung sind möglich.

Die Auswerteschaltung beinhaltet auch

12 Kammstruktur der Sensormesszelle

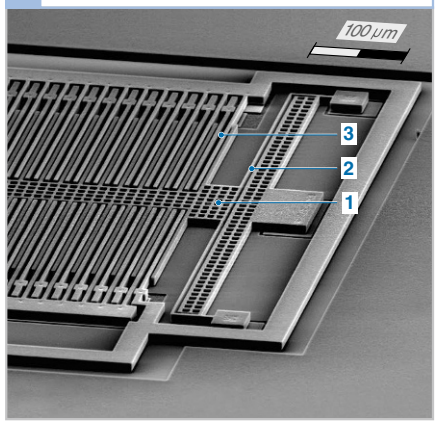


Bild 12
1 Federnde seismische Masse mit Elektrode
2 Feder
3 feste Elektroden

13 Querbeschleunigungssensor kombiniert mit Drehratesensor (Doppelsensor)

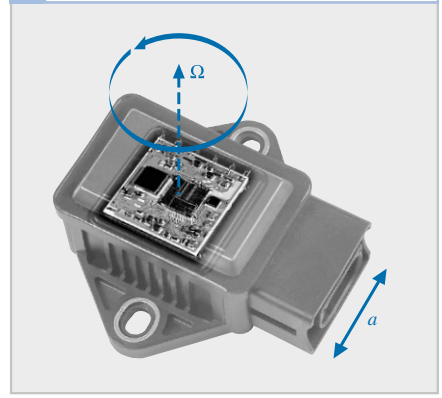


Bild 4
α Beschleunigung in Sensierrichtung
Ω Drehrate

14 Oberflächenmikromechanische Beschleunigungssensoren für die Airbagauslösung (Beispiele)

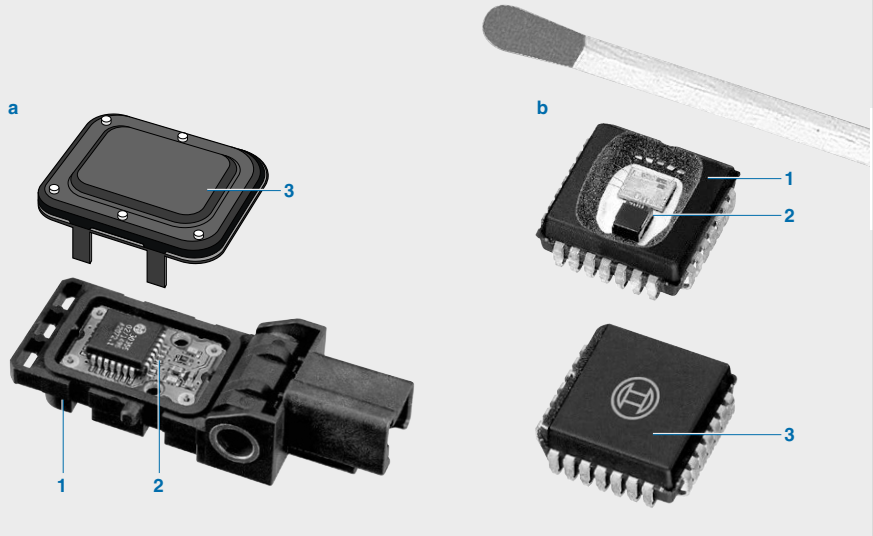


Bild 14
a Seitenairbagsensor
b Frontairbagsensor

1 Gehäuse
2 Sensor und Auswertechip
3 Kappe

15 Oberflächenmikromechanischer Beschleunigungssensor mit kapazitivem Abgriff (Schema)

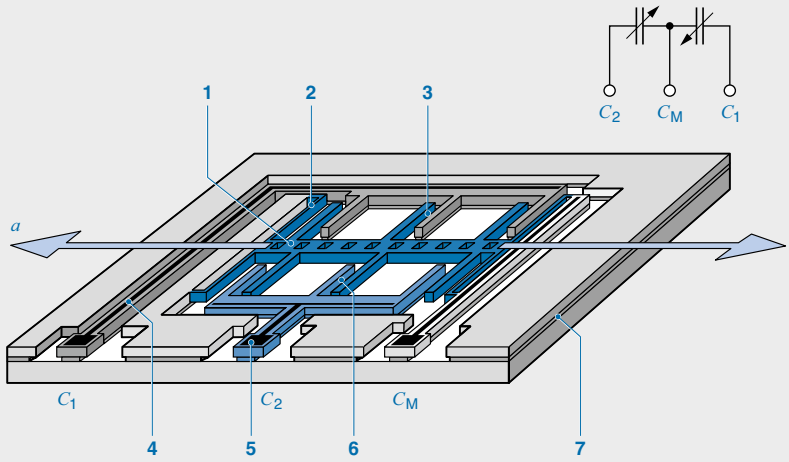


Bild 15
1 Federnde seismische Masse mit Elektroden
2 Feder
3 feste Elektroden mit Kapazität C_1
4 Al-Leiterbahn
5 Bondpad
6 feste Elektroden mit Kapazität C_2
7 Siliziumoxid

α Beschleunigung in Sensierrichtung
C_M Messkapazität

die Kompensation für Sensorabweichungen und eine Eigendiagnose während der Anlaufphase. Bei der Eigendiagnose lenken elektrostatische Kräfte die Kammstruktur aus und simulieren so den Vorgang während der Beschleunigung im Fahrzeug.

Mikromechanische Sensoren gibt es z. B. für das **E**lektronische **S**tabilitäts-**P**rogramm (ESP) zur Fahrdynamikregelung auch als „Doppelsensoren“ (Bild 13): Sie bestehen im Grunde genommen aus zwei einzelnen Sensoren. Dabei bilden ein mikromechanischer Drehratesensor und ein mikromechanischer Beschleunigungssensor eine Baueinheit. Damit verringert sich die Anzahl der Komponenten und der Signalleitungen. Außerdem sind innerhalb des Fahrzeugs weniger Befestigungen und weniger Bauraum nötig.

Sitzbelegungserkennung

Aufgabe

Nach Einführung des Beifahrerairbags wurde es aus sicherheits- und versicherungstechnischen Gründen notwendig zu erkennen, ob ein Beifahrersitz mit einer Person besetzt ist oder nicht. Da bei einem Unfall und nicht belegtem Beifahrersitz kein Insasse zu schützen ist, würden beim Öffnen des Airbags unnötige Reparaturkosten entstehen.

Mit der Entwicklung von „Smartbags“ sind die Anforderungen an eine Belegungserkennung des Beifahrer- und Fahrersitzes gestiegen. Der Smartbag soll, angepasst an die jeweilige Person und Situation, in seinem Aufblasverhalten variabel sein. Die Auslösung des Airbags muss verhindert werden, wenn sich die Entfaltung des Airbags in bestimmten Situationen zum Nachteil des Insassen auswirkt (z. B. wenn ein Kind auf dem Beifahrersitz sitzt oder ein Kindersitz vorhanden ist). Deshalb wurde die „ein-

fache“ Sitzbelegungserkennung zu einer „intelligenten“ Insassenklassifizierung OC (**O**ccupant **C**lassification) weiterentwickelt. Zusätzlich ist die AKSE (**A**utomatische **K**indersitz**e**rkennung) als weitere Sensorik integriert. Sie kann erkennen, ob die mit Transpondern ausgerüsteten Kindersitze besetzt sind oder nicht.

Aufbau

Eine in den Vordersitzen des Fahrzeugs eingelassene Sensormatte mit Steuergerät (**Bilder 16 und 17**) erfasst die Informationen über die darauf sitzende Person und liefert die Daten an das Airbagsteuergerät. Diese Daten werden dann zur angepassten Auslösung der Rückhaltesysteme herangezogen.

Arbeitsweise

Messprinzip

Das Messprinzip beruht darauf, Personen bezogen auf ihre körperlichen Eigenschaften (Gewicht, Größe usw.) zu klassifizieren und so eine optimierte Airbagauslösung zu ermöglichen. An Stelle einer direkten Gewichtsmessung des Insassen nutzt das OC-System vorrangig den Zusammenhang zwischen den anthropometrischen*) Eigenschaften (z. B. Hüftknochenabstand) und dem Gewicht. Dazu misst die OC-Sensormatte das Druckprofil auf der Sitzfläche. Die Auswertung zeigt zunächst, ob ein Sitz belegt oder nicht belegt ist. Durch die weitere Analyse lässt sich die Person einer definierten Klasse zuordnen (**Bild 17**).

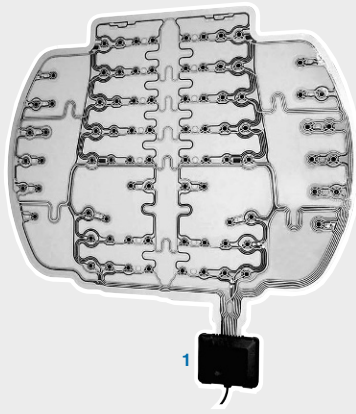
Sensorik

Die OC-Sensormatte besteht hauptsächlich aus einer Anordnung von druckabhängigen Widerstandselementen (FSR-Elementen: **F**orce **S**ensitive **R**esistance), deren Informationen selektiv auswertbar sind. Bei zunehmender mechanischer Belastung eines Sensorelements sinkt der elektrische Widerstand. Dieser Effekt wird durch Einspeisen eines Messstroms erfasst. Eine Analyse aller Sensorpunkte ermöglicht eine Aussage über die Größe der belegten Fläche sowie die Verteilung der lokalen Schwerpunkte des Profils.

Eine eigenständige Sendeantenne und zwei Empfangsantennen in der OC-Sensor-

*) Anthropometrie: Wissenschaft von den menschlichen Körper- und Skelettmerkmalen.

16 Sensormatte mit OC-Steuergerät



17 Einbaulage der OC-Sensormatten in den Fahrzeugfrontsitzen

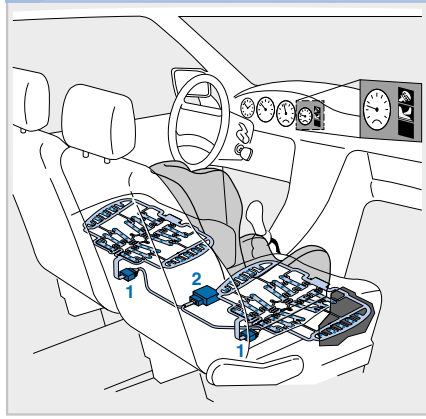
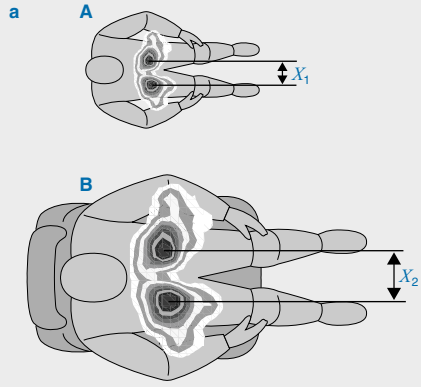


Bild 16
1 Steuergerät

Bild 17
1 OC-Steuergerät
2 Airbagsteuergerät

18 Sitzprofile des menschlichen Körpers (a) mit Zuordnung von Hüftknochenabstand zu Körpergewicht (b)



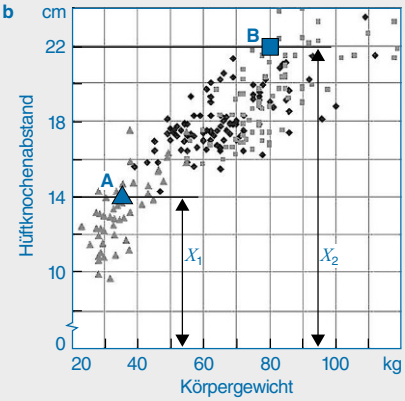


Bild 18
a Sitzprofile
b Diagramm
A Kind mit Hüftknochenabstand X_1
B Erwachsener mit Hüftknochenabstand X_2

matte realisieren die AKSE-Funktion. Transponder in den dafür ausgestatteten Kindersitzen werden beim Aufbau eines Sendefeldes dazu angeregt, dem Feld eine Codierung aufzumodulieren. Aus den durch die Empfangsantennen erfassten und von der Elektronik ausgewerteten Daten werden der Kindersitztyp und die Kindersitzorientierung detektiert.

Steuergerät

Das Steuergerät speist Messströme in die Matte ein und wertet die Sensorsignale mithilfe eines im Mikrocontroller ablaufenden Algorithmusprogramms aus. Die daraus errechneten Klassifizierungsdaten und AKSE-Informationen werden in einem zyklischen Protokoll an das Airbagsteuergerät gesendet und dort über eine Entscheidungstabelle in das Auslöseverhalten mit eingebracht.

Algorithmus

Folgende Entscheidungskriterien dienen u. a. der Analyse des Profilabdrucks:

- *Abstand der Hüftknochen:*
  Ein typisches Sitzprofil hat zwei Schwerpunkte, die dem Hüftknochenabstand des Insassen entsprechen.
- *Belegte Fläche:*
  Auch für die Größe der belegten Fläche besteht eine Wechselbeziehung mit dem Körpergewicht.
- *Kohärenz des Profils:*
  Betrachtung der Struktur des Profils.
- *Dynamik:*
  Änderungen des Profils über die Zeit.

Stichwortverzeichnis

Abblendlicht 406, 407
Abbremsung 289
Abbremsvorgang 289, 421, 423
Abfallzeit 171
Abgas-
– Feststoffe 207
– emissionen 204
– emissionen, Luftverhältnis 120
– enthalpien 182
– Hauptbestandteile 205
– Kohlendioxid 205
– Kohlenmonoxid 206
– Kohlenwasserstoffe 206
– krümmer 215
– Nachbehandlung 204, 212
– nachbehandlungssystem 162
– reinigung, katalytische 212
– reinigungssystem 213
– rückführrate 211, 212
– rückführung (AGR) 156, 211, 334
– rückführung, Steuerung der externen 156
– Schadstoffe 205
– Schwefeldioxid 206
– Stickoxide 206
– Stickstoff 205
– temperatur 210
– trakt 213, 222
– turbine 148
– turboaufladung 128, 148
– turbolader (ATL) 148 ff.
– turbolader mit verstellbarer Turbinen-geometrie 152, 153
– turbolader mit Wastegate 151
– turbolader mit zweiflutiger Turbine 152
– turbolader-Bauarten 151
– Wasser 205
– zusammensetzung 205
Abmagerung 220
Abreißfunke 196
Abreißgestänge 196
Abrollbewegung 276
ABS 291, 416
ABS-
– Ausführungen 422
– Bremsanlage 416
– Regelkreis 418
– Regelkreis 420
– Regelung 420
Adaptive Beleuchtungssysteme, Adaptive Frontlighting System (AFS) 412
Adaptives Rückleuchten-System (ARS) 412
Adiabatenexponent 119
AGR-Ventil 156 f.
AKSE-Funktion 485
Aktives Sicherheitssystem 466
Aktoren 332
Aldehyde 207
α-n-Systeme 128
Allradantrieb 256, 430
allradgetriebene Fahrzeuge 440 f.
Allradsystem 431
Alterungsprozess 319
AMR-Lenkradwinkelsensor 463
Analog-Digital-Wandler (ADW) 334
Anbremsvorgang 419
Anfahrelement 236
Anfettung 220
Angetriebene Räder 423
Anhalteweg 289
Anisotrop magnetoresistive Sensoren (AMR) 463
Ansauglufttemperatursensor 332
Anschlüsse 170
Ansprechdauer 289
Ansteuersignal 189, 332
Ansteuerstrom 189
Ansteuerung des Einspritzventils 189
Ansteuerung, elektrische 171
Antiblockiersystem (ABS) 291, 416 f.
Antrieb, elektrischer 250, 253
Antriebskonzept 421
Antriebsmoment 421, 437

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017
K. Reif, *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, Bosch Fachinformation Automobil,
DOI 10.1007/978-3-658-12636-0

Antriebsnocken 192
Antriebsschlupf 436
Antriebsschlupfregelung (ASR) 420, 436
Antriebsschlupfregler, unterlagerter 459
Antriebsstrang, Vernetzung der Steuersysteme 260
Anzugsphase 189
Aquaplaning 281
Arbeitsweise des Ottomotors 118
ASR 436
– allradgetriebene Fahrzeuge 440
– Modul 459
– Quersperrenregler 443
– Reglerkonzept 438
– Stelleingriffe 421, 437
AST 228
– mit elektromechanischem Schaltwalzengetriebe 229
– elektrohydraulisch 229
– elektromotorisch 229
– Komponenten 230
AT 234
ATF 237
Atkinson-Verfahren 125
Aufheizung des Katalysators 164
Aufladeeffekt 143
Aufladesysteme, kombinierte 153
Aufladung 146
– dynamische 143
– mechanische 146
– motorische Optimierung der 154
Aufladungsgrad 128
Aufteilungsfaktor 182
Auslassnockenwellenverstellung 217
Auslassventil 418
Auslösesysteme an der Kurbelwelle 197
Außenbackenbremse 293, 294
Ausspeicherphase 223
Ausweichmanöver, kritisches 449
Ausweichtest 271
Automatic Transmission Fluid (ATF) 237
Automatikgetriebe 237
Automatische Leuchtweitenregelung 411
Automatisches Getriebe (AT) 234
Axle-Split-Parallelhybrid 256

BA 291
Bandbremse 294
Batterie(-)
– laden 309
– einbaulagen 303
– management 316
– sensor (EBS) 316, 317
– zündung 196
– zustand 320
– zustandserkennung (BZE) 316
Bedarfssteuerung der Hochdruckpumpe 195
Belaglamellen 240
Beleuchtungsstärke 405
Beleuchtungssysteme, adaptiv 412
Benz, Cäcilie Bertha 6
Benz, Carl Friedrich 6
Benzin 130
Benzin-Direkteinspritzsystem 176
Benzin-Direkteinspritzung 175, 176, 185, 221
– Betriebsarten 181
– Hochdruckpumpen 192
– Homogen 181
– Homogen-mager 182
– Homogen-Schicht 182
– Homogen-Split 182
– Schichtbetrieb 181
– Schichtstart 183
– Strukturbild eines Ottomotors mit 177
Benz-Patent Motorwagen 225
Beschleunigen in der Kurve 452
Beschleunigung 285
Beschleunigungssensor, mikromechanischer 465
Beschleunigungssensoren, Insassenschutzsysteme 472
Betätigungseinrichtung 300
Betätigungskraft 288
Betriebs-Bremsanlage 298

Betriebsbremse 251
Betriebsbremssystem 263
Betriebsdatenerfassung 332
Betriebsdatenverarbeitung 334
Betriebsführung 257
Betriebspunkte 261
Betriebsstrategie 259, 261
– zur CO_2-Reduzierung 261
– zur NO_x-Reduzierung 260
– zur Reduzierung der NO_x-Emissionen 261
– für Hybridfahrzeuge 259
Betriebstemperatur 214
Bewegungsdauer der Betätigungsrichtung 288
Bewegungsvorgänge 272
Bi-Litronic Reflexion 409 f.
Bogenphase 201
Boosterspannung 189
Bordnetz 306, 308
– auslegung 321
– kenngrößen 318
– simulation 322
– Spannungsregelung 308
– Steuergerät 311
– struktur 310
Bosch, Robert 8
Bosch-Dieseleinspritzung 16
Breitband-λ-Sonde 220
Bremsanlage 290
– Hysterese 288
– Systembild 416
Bremsassistent (BA) 291
Bremsbeläge 297
Bremsbetätigung, hydraulische 296
Bremsdauer 289
Bremse 300
– elektrohydraulische (SBC) 291
– elektromechanische (EMB) 291
– Geschichte 292
– Hysterese 288
Bremseingriff, unsymmetrischer 439
Bremsen in der Kurve 271
Bremsenkennwert
– äußerer (C) 288
– innerer (C*) 288
Bremskraft 280
– gesamte 288
– verteilung 288
– verteilung, elektronische (EBV) 291
Bremskreisaufteilung 301
Bremsmoment 279 f., 288, 437
Bremsregelung
– Allradantrieb 430
– glatte Straße 426
– griffige Straße 424
Bremsschlupf 281, 283, 419 f.
Bremsschlupfregler, unterlagerter 458
Bremssystem 263
– elektronische 291
– in Personenkraftwagen 290
– konventionelle 290
– kooperativ-regeneratives 263
Bremsung, abstufbare 288
Bremsverzögerung 289
Bremsvorgang 288
Bremsvorgang ohne ABS 425
Bremsweg 289
Bremswegverlängerung 275
Bremswirkungsdauer 289
Brennraum 168, 183
– druck 137
– strömung 155, 183
Brennspannung 201
Brennverfahren 178, 179
– Betriebsarten 178
– luftgeführtes 180
– strahlgeführtes 180, 186
– wandgeführtes 180
Brom 402
BZE 316

CO_2-Emissionen 261
CO_2-Reduzierung, Betriebsstrategie zur 261
Compressed Natural Gas CNG 130
Continuously Variable Transmission (CVT) 242, 258

Coriolis-Beschleunigung 461
Coriolis-Beschleunigungssensor 460
CO-Rohemissionen 163, 210
Crimpprozess 327
CVT 242
– für Frontantrieb längs 243
– für Frontantrieb quer 242
– Getriebe, Spreizung 243
– Komponenten 246
– Ölpumpe 247
Cylinder Individual Fuel Injection 165

Daimler Motor-Kutsche 2
Daimler, Gottlieb 5
Daimler-/Maybach-Stahlradwagen 249
Dauerverbraucher 305
DC-Motor 230
Depowered Airbags 470
DF 309
DFM 309
DF-Monitor (DFM) 309
Diagonalreifen 275
Diesel, Rudolf Christian Karl 7, 11
Dieselmotor, Geschichte 10
Differenzialsperre 442
– elektronische 441, 442
Direkteinspritzung 121
DKG 232
Doppelkupplungsgetriebe (DKG) 232, 255
Downsizing 175
D-Regler 443
Drehmoment 135, 138, 139, 140, 144, 209, 210, 211, 224
– instationärer innerer 137
– kurven 137
– verlauf 255
– wandler 239
– wandler, Kennlinie 239
Drehrate 460
Drehratesensor 460
– mikromechanische 460, 465
Drehrichtungserkennung 435
Drehstrom-Brückenschaltung 304
Drehzahl 128, 208, 209, 210, 211
– erfassung 434
– leiterdiagramm 234, 235
– sensor 332
– sensor, aktiver 433
Dreiradfahrzeug 225
Dreisonden-Regelung 221
Dreiwegekatalysator 213, 216, 222
– motornah eingebauter 213
Drosselklappe 160
Drosselklappensteller 140
Drosselklappenwinkel 128
Drosselverluste 124
Drosselvorrichtung 140
– elektrische 162
Druck 128
Druckdämpfer, variabler 194
Druckeinfluss 184
Drucklufteinblasung 12
Druckschwankungen 192
Druckverhältnis 149
Druckverläufe von Verbrennungen 134
Druckverteilung 278
Druckwelle 144, 146
Druckwellenaufladung 146
Druckwellenlader 147, 148
Durchbruchphase 201
Düsengeometrie 188
Dynamische Aufladung 143
Dynamo Feld (DF) 309

EBS 316, 317
EBV 291
EC-Motor 231
Edelmetallbeladung 214, 215
EEM 313, 316
– Funktionen 314
– Nutzen 314
EGAS-System 140, 141
Ein-Batterie-Bordnetz 310
Einbaulage, Spannungsstabilität 305
Einbaulage, Startfähigkeit 304
Einbaulagen der Batterie 303
Einflussgrößen 184, 207
eingespritzte Kraftstoffmenge 191

Einknicken 273
Einlasskanalauslegung 154
Einlassventil 160, 418
Einschaltspannung 201
Einspeicherphase 222
Einspritz- und Zündzeitpunkte 181
Einspritzarten bei der Saugrohreinspritzung 164
Einspritzimpuls 171
Einspritzlage 164, 165, 167
Einspritzmenge 189, 191
Einspritzsystem 192
– Schematische Darstellung 158
Einspritz-Timing 159
Einspritzung 158, 159, 167, 186
– saugsynchrone 167
– sequentielle 165
– simultane 165
– vorgelagerte 167, 168
– zylinderindividuelle 165
Einspritzventil 160, 166, 173, 332
– Ansteuerung 171, 189
– Bauformen von Bosch- 171
– Einbaulage 179
– Elektromagnetisches 169 f.
– Hochdruck 186
Einspritzzeit 161, 187
Einspurmodell 457
Einstrahl 174
Einströmung 167
Einzeleinspritzanlage, elektronisch gesteuerte 159
Einzylinder-Hochdruckpumpe, bedarfsgeregelte 193
Elastomere 324
Elch-Test 271
Elektrifizierung einer separaten Achse 256
elektrisch ansteuerbare Drosselklappe 332
elektrische Drosselvorrichtung 140 f.
elektrische(s/r)
– Energie 250
– Maschine 262
– Übertragungspfad 259
– Energiemanagement 313, 316
– Fahren 261
– Hybridfahrzeug (Hybrid Electric Vehicle, HEV) 250
– stufenloses Getriebe (ECVT) 258
Elektromagnet 170
Elektromagnetische Einspritzventile 169
elektronische(s)
– Differenzialsperre 441
– Gaspedal (EGAS-System) 140
– Motorleistungssteuerung 140
– Motorleistungssteuerung (EGAS-System) 141 f.
– Regelung 333
– Steuerung 333
– Zündung (EZ) 197
– Stabilitäts-Programm (ESP) 416, 444
– Vorschaltgerät 408
EMB 291
Emissionen 204, 261
– bei Kaltstart 163
EMV-Maßnahmen 324
Endstufenverluste 203
Energiebilanz 201, 224
– einer Zündung 203
Energiebordnetze 302
Energiefluss 251, 313
Energiemanagement, elektrisches (EEM) 313 ff.
Energiespeicher 251
Energiespeicherung 199
Energieverluste 202
Energieversorgung, elektrische 302
Energieversorgungseinrichtung 300
Energiewandlung 257
Entflammung 122, 183, 185, 186
Entwicklungsgeschichte 2
Erdgas 130
Erdgasbetrieb 175
Erregermagnetfeld 308
ESP 444, 454
ESP-Regelfunktionen 458
Ethanol 130, 177

Fahrbahn, nasse 275
Fahrbarkeit 226
Fahrdynamik 454
– regelung 416 f.
– Blockbild 454
– Blockschaltbild 456
– überlagerter 455
Fahrdynamiksysteme, elektronische 291
Fahrervorgabemoment 440
fahrkritische Situationen 267
Fahrmanöver 269, 271, 446
Fahrpedalmodul 140, 142
Fahrpedalsensor 142
Fahrphysik 274
Fahrprofil 322
Fahrsicherheit 264
Fahrspurverlauf 447, 451, 453
Fahrspurwechsel 448
– mit Vollbremsung 448
Fahrstabilisierungssystem 297
Fahrstabilität 418
Fahrtrichtungsstabilität 286
Fahrverhalten 268, 286
– Beurteilung 269, 270
– Nutzfahrzeuge 272
Fahrwiderstand 243
Fahrzeug
– bei Seitenwind 286
– mit CVT 242
– längsdynamik 284
– querdynamik 286
Feder-Masse-System 464
Fernlicht 406, 407
Feststell-Bremsanlage 298
Fettverschiebung 219
Filmspuleneffekt, Sicherheitsgurt 466
Flammkern 203
Fliehkraft 287
Fluorpolymere 324
flüssige Kraftstoffe, Eigenschaftswerte 129
Flüssiggas 131
Ford, Henry 7
Förderbeginn 195
Förderhub 195
Fördermenge 194, 195
Fremdkraft-Bremsanlage 299
Fremdzündung 196
Frischgasfüllung 127
Frischladung 123
Frontairbag 469
Frontscheibenheizung 307
Fußgängeraufprallsensierung, Insassenschutzsysteme 479
Fuel Rail 174
Führungsgröße 420
Füllungserfassung 128
Füllungssteuerung 140
5-Gang-Getriebe 227
Funken 198
– dauer 202
– energie 201
– entladung 201
– länge 203
– strom 201
– überschlag 201 f.
Funktions- und Softwarestruktur 259
Fußbremse 298

Gasentladung 403
Gasentladungslampen 403
Gasgenerator, Airbag, Gurtstraffung 475
Gaslaufzeit 219
Gasschwingungen 144
gebremstes Rad 419
Gefällwinkel 285
Gegenlenken 446, 450
gekippter Strahl 172, 174
Gemisch 184
– aufbereitung 169, 185
– aufbereitung, sekundäre 169
– bildung 121, 122, 166, 175, 183, 184
– bildung bei Saugrohreinspritzung 166
– bildungsmechanismen 185
– homogenisierung 121
– regelung 128
– stöchiometrisches 179
– verteilung im Brennraum 179
– wolke 122, 184

Generator 307 f.
Generatorauslastung 320
Generator-Geschichte 312
generatorischer Betrieb 251
generatorisches Moment 262
Generator-
– leistung 315
– regler 308
– steuerung 252
– stromabgabe 308
Geometrieeinfluss 184
Geradeausfahrt 284
Gesamtfahrwiderstand 284
Gesamtregelkreis 454
Gesamtsystem „Fahrer – Fahrzeug – Umwelt“ 266, 268
Geschichte des Automobils 2
geschichtete Fremdzündung 132
Gesundheitszustand 319
Getriebe 224
– Anforderungen 226
– automatisches (AT) 234
– stufenloses (CVT) 242
– geschichte 225, 249
Getriebeöl 237
Getriebeschema 234, 236
Giermoment 279, 427
– aufbau 427
– aufbauverzögerung (GMA) 427
Gleichstrommotor, elektronisch kommutierter 231
Gleitreibung 281
Glimmentladung 201 f.
Glühlampe 402
Glühwendel 402
Glühzündung 134
GMA 427
Grundgemisch 217
Grundlagen des Fahrens 266
Grundlagen des Ottomotors 118
Gruppeneinspritzung 165
Gurt 466
Gurtkraftbegrenzer 468
gurtlos 466
Gurtstraffer, Aktivierung 467

Haftreibungszahl 280 f., 419
Haftreibungszahl Schlupf-Kurve 421
Haftreibungszahl, große 424
Haldex-Kupplung 442
Hall-
– Beschleunigungssensor 464
– IC 435
– Lenkradwinkelsensor 462
– Messelement 434
– Sensor 464
Halogenlampe 402
Haltestrom 189
Handbremse 298
Handschaltgetriebe 226, 227
Hauptkatalysator 215, 216
Hauptscheinwerfer
– Europa 406
– Nordamerika 407
HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) 132
HC-Emissionen 163
HC-Rohemission 209 f.
HDC 291
Hebelarm 135
Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) 129
Heizleistung 217
Hemisphärische Flammenausbreitung 131 f.
Hemmschuh 292
HH-Aufteilung 301
HI-Aufteilung 301
hierarchische Reglerstruktur 416
Hilfs-Bremsanlage 298
Hilfskraft-Bremsanlage 299
Hill Descent Control (HDC) 291
Hochdruckeinspritzung 192
Hochdruck-Einspritzventil 186, 188
Hochdruck-Einspritzventil 177
– Schaltdynamik 186
– seitlicher Einbau 187
– zentrale Einbaulage 188 f.

Hochdruckerzeugung 176
Hochdruckpumpe 176, 192
– Antrieb 194
– Bedarfssteuerung der 195
Hochdrucksensor 176
Hochspannung 200
Hochspannungselektronik 404
Hochspannungsmagnetzündung 196
Homogenbetrieb 181, 184, 208
Homogenbrennverfahren 179
homogene Kompressionszündung (HCCI) 175
homogene Selbstzündung 132
Homogenisierung 122, 184
Homogen-Mager-Betrieb 182
Homogen-Schicht-Betrieb 182
Homogen-Schicht-Doppeleinspritzung 182
Homogen-Split-Modus 182, 217
Hubfunktion 137
Hubkurve 191
Hubvolumen 119, 138
Hybrid Electric Vehicle (HEV) 250
Hybrid
– leistungsverzweigter 100
– seriell-parallelen 99
Hybridantrieb 250
– leistungsverzweigter 258
– paralleler 253, 257
– serieller 256 f.
Hybridfahrzeug 250, 259
– Antriebsstrukturen 253
– Betriebsstrategien 259
– funktionale Klassifikation 252
– leistungsverzweigtes 258, 262
– Steuerung 259
Hybridfunktionalitäten 259
hybridisches Fahren 251 f.
– Funktionalitäten 251
– motorischer Betrieb 252
– rein elektrisches Fahren 252
Hybridsystem 253
hydraulisches Kompensationselement 190
Hydroaggregat 417
Hydroaggregat mit 2/2-Magnetventilen 417
Hüftknochenabstand 484
Hysterese der Bremsanlage 288

Impulsräder 434
Individualregelung, ESP 416, 445
Induktionsgesetz 200
induktive Zündsysteme 197 f.
induktive Nachentladung 202
Inertgas, zurückgeführtes 157
Inertgasanteil 156
Injektor
– Einbaulage 180
– seitliche Einbaulage 178, 180
Innenbacken-Trommelbremse 295
innere technische Arbeit 138
Insassen-Klassifizierungsmatte, Airbag 475
Insassenschutzsysteme ff 466
instabiler Bereich 282
intelligentes Airbagsystem 471
I-Regler 443
irreguläre Verbrennung 133

Jackknifing 273
Jod 402

Kabelbäume 323
Kaltstart 162
Kammstruktur 461
Kanalboden 168
Kardanregler 438
Karosseriekabelbaum 323
Kaskadenkatalysator 215
Katalysator-Anordnungen 216
– zweistufige 215
Katalysator-Aufheizverfahren 215
Katalysator(en)
– Anspringen 214
– Heizen 162, 216
– Heizphase 163
– kontinuierlich arbeitende 214
– Konfigurationen 214
– konzepte 214

– motornahe 215
– system 207
katalytische Abgasreinigung 212
Kegelstrahl 172, 174
Kenngrößen 135
Kennlinien
– für Drehmoment 224
– für Leistung 224
Kette 247
Kfz-
– Gasentladungslampen 404
– Lampen, Daten 414
Kindersitzerkennung 484
Kleinsteinspritzmenge 161
Klingeln 133
Klopfen 133
Klopfgrenze 133
Klopfsensor 332
Klotzbremse 292, 293
Kolben
– bewegung 137
– kraft 136
– radius 137
kombinierte Aufladesysteme 153
Kompensationselement 190
Kompressionsendvolumen 137
Kompressionshub 183
Kompressionsvolumen 119
Komprimierung der Luft 149
Konfektionierung 325
Kontaktabbrand 197
Kontakte 324
Kontaktmaterial 324
Kontaktsysteme 327
Kontakttypen 324
kontrollierte Selbstzündung 133
Konvertierungsrate 213, 218
kooperativ regeneratives Bremssystem 263
Koppler 190
Kraft 135
Kräfte 277, 288
– am Fahrzeug 277
– Längsrichtung 277
– Querrichtung 277
Kraftfluss 233
Kraftflussverlauf 227
Kraftschlussbeiwert 280
Kraftstoff 177
Kraftstoffaerosole 207
Kraftstoffaustritt 170
Kraftstoffe 129
– Eigenschaftswerte gasförmiger 130
– Stoffwerte 130
Kraftstofffilm 167
Kraftstoffmasse 120, 135
Kraftstoff, Zumessung 158
Kraftstoffspray 160, 166, 185
Kraftstoffsystem 332
Kraftstoffverbrauch, spezifischer 139
Kraftstoffverteiler 172 ff.
Kraftstoffverteilerrohr 175, 192
kritische Situationen im Straßenverkehr 267
Kupferlegierung 325
Kupplung 254
Kupplungssteller 230
Kurbelwelle, Auslösesysteme an der 197
Kurbelwinkel 135, 137
Kurvenbremsverhalten 428, 429
Kurvenfahrt 285, 447, 453
Kurvenlicht (Europa) 413
Kurzzeitverbraucher 305

Ladebilanz 321
Ladebilanzrechnung 322
Ladedruckregelung 147
Ladekontrollleuchte 309
Ladeleitung 309
Laden der Batterie 309
Lader, mechanischer 146
Ladespannung 303
Ladezustand 318
Ladezustand, aktueller 318
Ladezustandserkennung 318
Ladezustandsermittlung 319
Ladungsbewegung(s) 154, 169
– gesteuerte 155
– klappe 126, 155
Ladungsdichte 149

Ladungsmenge, maximale 318
Ladungswechsel 119, 123, 124
λ- 276, 419
– Regelkreis 218
– Regelschleife 218
– Regelung 218, 219, 220, 221, 332
– Sonde 213, 218 f., 221 f., 332
– Werte 220
Lamellenkupplung 240
Längsdifferenzial 440
Langzeitverbraucher 305
Laschenkette 247
Lastmanagement 314
Lastwechselreaktion 271
Leerlaufdrehzahl 216
Leistung 121, 135, 139
Leistung der Verbraucher 305
Leistungs- und Drehmomentkurven 137
Leistungsbedarf 306
– elektrischer 313
leistungsverzweigter Hybrid 258 f., 262
Leitschaufeln, Anstellwinkel 153
Leitungsquerschnitt 324
Leitungsschutz 324
Leitungsverlegung 324
Lenkbarkeit 418
Lenken, mehrfaches 450
Lenkradwinkelsensor, magnetoresistiver 463
Lenkradwinkelsensoren 462
Lenkrollhalbmesser 279
Lepelletier-Planetenradsatz 235
Leuchtdioden 405
Leuchtweitenregelung 410
Lichtbogen 403
lichte Kolbenfläche 137
Lichtquelle 402
Lichtstärke 405
Lichtstrom 405
lichttechnische Größen 405
Lichtverteilung 408
Liefergrad 124, 194
Liquid Petroleum Gas LPG 131
Litronic 408
LL-Aufteilung 301
Lorentz-Kraft 460
Low-End-Torque 135
Luftaufwand 124
Luft-Kraftstoff-Gemisch 160, 176, 219
– aufbereitung 208
– fettes 212
– stöchiometrisches 207
– verteilung, homogene 213
Luft-Kraftstoff-Verhältnis 207, 209, 210, 211
Luftmangel 120, 207
Luftmasse 135, 161
Luftmassenmesser 161, 332
Luftmassenstrom 146
Luftmenge 120
Luftströmung 169
Luftsystem 332
Luftüberschuss 120, 207
Luftverhältnis 120, 121
Luftwiderstand 285
Luftwiderstandsbeiwert 284, 285
Luftzahl λ 207

Magerbetrieb 156, 182
magerer Bereich 209
Magerlaufgrenze 209
Mager-Verschiebung 219
Magnetinjektoren 188
Magnetzündung 196
Massenstrom 222
Maximalfüllung 123
Maybach, Wilhelm 5
mechanische Aufladung 128, 146
– Variatorverstellung 244
Mehrfacheinspritzung 187
Mehrfachschwingsaugrohr 144
mehrflutige Konfigurationen 215
Mengendosierung 185
Mengensteuerventil 195
Mengensteuerventils 195
Metallhalogenide 403
Metallrelaxation 324
Methanol 130, 177
Mikromechanik 465

Mild-Hybrid 252 f.
Miller-Verfahren 125
Miniaturen 465
modellbasierte Variatorverstellung 244, 245
modellgestütztes Verfahren 223
Momente 277, 288
Momentenbilanz 421
Motor mit Saugrohreinspritzung 161
Motordrehzahl 128, 139
– Häufigkeitsverteilung 322
Motorfahrzeuge, historische 293
motorische Optimierung der Aufladung 154
Motorkaltstart 162
Motorlast 208
Motorleistungssteuerung, elektronische 140
Motor-Managementsystem 332
Motorraumkabelbaum 323
Motorschleppmomentregler, unterlagerter 458
Motorstart 214
Motortemperatur 332
μ-Split 273, 279, 427, 439
Multipol-Impulsgeber 434
Muskel-Bremsanlage 299

Nachbehandlung des Abgases 212
Nachladen an der Steckdose 252
Nachstartphase 162, 163
nasse Fahrbahn 275
Nebenschlüsse 202
Nebenschlussverlust 202 f.
Nebenschlusswiderstände 202
nicht angetriebene Räder 422
Niederdruckdämpfer 194
Niederspannungsmagnetzündung 196
Niedrigemissionskonzept 183
nockengetriebene Einzylinderpumpe 192
Normalkraft 278
NO_x-
– Einspeichermodell 222
– Einspeicherphase 222
– Emissionen 182, 222, 261
– Massenströme 222
– Nachbehandlung 157
– Nutzarbeit 138
– Reduzierung 261
– Regeneration 222
– Regenerationsphase 223
– Rohemission 211, 222
– Rohemissionen 157, 182, 212
– Rohmassenstrom 222
– Sensor 223
– Speicher 222
– Speicherfähigkeit 222
– Speicherkatalysator 213, 221, 222, 223

oberer Totpunkt (OT) 119
Oberflächenmikromechanik (OMM) 461
Oberflächenzündung 134
OC-Sensormatte realisieren 484
Öffnungszeit 191
Ölfluss 239
Ölpumpe 238
Ölschicht 240
OMM 461
Otto, Nikolaus August 4
Ottomotor(s)
– Saugrohreinspritzung (SRE) 159 f.
– Strukturbild 126
– Strukturbild eines aufgeladenen 127

Packaging 256
Parallelhybrid 253, 257
– mit Doppelkupplungsgetriebe 255
– mit einer Kupplung 254
– mit zwei Kupplungen 255
Parksperre 241
Partikel 207
passives Sicherheitssystem 466
Phasensensor 332
Piezo-
– Aktormodul 190
– Einspritzventil 190
– injektor 190
– stack 190
Pioniere der Kfz-Technik 4

Pkw
– Bremsanlage 298
– Bremsanlage, Aufbau 300
– Bremsanlage, Bestandteile 300
– Hilfskraft-Bremsanlage 290
– Radialreifen 274
Planetengetriebe 240, 258 f.
Pleuelschwenkwinkel 135
Plug-in-Hybrid 253
pneumatische Steuerdose 151
p-n-Systeme 128
P-Regler 443
Primärinduktivität 199
Primärkreis 199
Primärstrom 199
Primärstromverlauf 199, 200
Primärtröpfchenspray 166
Primärwicklung 199, 200
Projektionsscheinwerfer 410
Pumpendruck, regelbarer 238
Pumpendurchfluss, verstellbarer 238
Pumpenrad 239
Pumpgrenze 150
PWM-Signal 309

Quarzglas 402
Querbeschleunigung 457
Querdynamik 444 f.
Querkraft 282
Querschlupf 282 f.
Quersperrenregler 438, 439, 443

Rad, gebremstes 419
Radar 423
Raddrehzahlsensoren 417
Raddrehzahlsensoren 432
– passive (induktive) 432
Räder
– angetriebene 423
– nicht angetriebene 422
Radgeschwindigkeit 280
Radialreifen 274, 278
Radträgheitsmoment 423
Rail 174, 176, 192
– mit Rücklauf 173
– ohne Rücklauf 172
Rampe 219
Ravigneaux-Planetenradsatz 234
Ravigneaux-Satz 241
Reaktionszeit 272 f.
Rechts-Links-Kurvenfolgen 446
reduzierte Partikelemission 183
Reflexionsscheinwerfer 409
Regelbereich 418
Regelgrößen 420, 422, 454
Regelgüte 423
Regelkreis 443
Regelsituationen 439
Regelstrecke, ABS 419 ff.
Regelsystem 455
Regelungsstruktur 454
Regelungstechnik, Grundlagen 443
Regelzyklen 424
Regeneration 223
regenerative Bremsen 251 f.
regeneratives Bremssystem 262
Registeraufladung 154
Reglerstruktur, hierarchische 455
Reibbelag 240
Reibung 283
Reibungskraft 280
Reibungszahl 280
Reichweite, Lichttechnik 405
Reifen 274
– aufstandskraft 278, 280, 283
– kraft 278
– latsch 282
– schlupf 276, 283
– schräglaufwinkel 283
Reihenschaltung 154, 256
Rekuperation 315
Resonanz- und Schwingsaugrohrsystem, kombiniertes 145
Resonanzaufladung 144
Resonanzsaugrohrsystem 144, 145
Restgasanteil 125

Return-System 174
Rillrohre 324
Rohabgas 207
Rohemissionen 161, 162, 205, 211, 214
– Einflüsse auf 207
Rollenstößel 194
Rollwiderstand 284
Rootslader 146
Rücklauf 174
Ruhemodus 314
Ruhestrommanagement 314
Ruhestromverbraucher 307
Ruß 207, 212
Rußemission 182, 212

Sammlervolumen 144
Saugkanal 168
Saugrohr 160
– dynamischer Effekt 143
– druck 169
– einspritzung 121, 159, 161, 164, 166, 170
– geometrie, variable 144
saugsynchrone Einspritzung 167
SBC 291
Schadstoffe 204, 205
Schadstoffemission 208
Schadstoffminderung 161
Schaltgetriebe, automatisiertes (AST) 228
Schaltlogik 234, 236
Schaltsignal 171
Schaltwalzengetriebe 229
Schaltzeit 191
Scheibenbremse 297
Scheinwerfersysteme 407
Schichtbetrieb 184, 186, 208, 209, 211
Schichtbrennverfahren 179, 180
Schichtmagerbetrieb 175
Schichtstart 183
Schichtwolke 179, 182 f.
Schleifbremse 292
Schleppmoment 254, 262
Schleppmomentenerhöhung 262
Schleppmomentennachbildung 262
Schließwinkel 196
Schließzeit 199, 200
Schlupf 276
Schmierölaerosol 207
Schräglauf 282
– winkel 282
Schub-
– gliederband 246
– phasen 252
– stangenverhältnis 136, 137
– umluftventil 149
Schultergurtstraffer 467
Schwelldauer 289
Schwenkwinkel 413
Schwimmwinkel 282
Schwingsaugrohr
– aufladung 143
– länge 144
– system 145
6-Gang-Automat 236
Seilzug 295
Seilzugbestätigung, mechanische 295
Seilzugbremse 296
Seitenairbag 472
Seitenkraft 279, 282
Seitenkraftbeiwert 281, 419
Seitenwind 286
Seitenwindkraft 286
seitlicher Einbau 187
sekundäre Gemischaufbereitung 169
Sekundär-
– kapazität 198
– lufteinblasung 164, 217
– luftpumpe 307
– luftsystem 218, 334
– spannung 200
– spannungsangebot 201
– wicklung 200
selektive katalytische Reduktion (SCR) 213
selektives Bremsen 416
Sensoren 332
Sensormatte 484
Sequential Fuel Injection (SEFI) 165
sequentielle Einspritzung 165
serieller Hybridantrieb 256 f.

seriell-paralleler Hybrid 257 f.
Sicherheit im Straßenverkehr 264
Sicherheit, Kraftfahrzeug 466
Sicherheitsgurte, Gurtstraffer 466
Sicherheitssysteme 264, 265
– aktive 265
– passive 265
Signalkontakte 325
Signalverarbeitung 332
Simpson-Satz 241
simultane Einspritzung 165
Sitzbelegungserkennung 484
Sitzprofile des menschlichen Körpers 485
Smartbag 483
SOC 318
SOF 320
Softwarestruktur 259
SOH 319
Sollwertgeber 332
Sondensprung 219
Spannkraft 288
Spannungseinbruch 317
Spannungsfall 304
Spannungsregelung 308, 309
Sperrdifferenzialwirkung 439
spezifische effektive Arbeit 138
Spray 159, 186
– Eindringtiefe 186, 187
– ausbreitung 186
– -Ausrichtung 168
– eigenschaften 187
– neigung 186
– -Targeting 159, 168
– winkel 187
Spritzende 186
Sprung 219
Spulenzündung 196, 198, 199
stabiler Bereich 282
Stahllamellen 240
Standard
– einspritzventile 173
– getriebe 227
– regelkreis 443
– regler 443
Start mit reduzierter Partikelemission 183
Startbatterie 310
Startfähigkeit 314
Startphase 162
Startspeicher 310
Start-Stopp-Funktionalität 251
Start-Stopp-System 252 ff.
Startvorgang 310
State of Charge (SOC) 318
State of Function (SOF) 320
State of Health (SOH) 319
stationäre Kreisfahrt 271
Steckdose 252
Steckverbinder 325
Steckverbindungen 324, 325, 326
– Einsatzgebiete 326
– hochpolige 326
– niederpolige 327
Steigungswiderstand 285
Steigungswinkel 285
Steller, elektromotorischer 228
Stellgröße 420
stetige λ-Regelung 220
Steuerdose, pneumatische 151
Steuergerät, integriertes 230
Steuergerätefunktionen 334
Steuerung(s)
– funktionalitäten 259
– Hybridfahrzeugen 259
– Ladungswechsel 120
– Luftfüllung 124
Stickstoffdioxid 206
Stickstoffoxid 206
Stillstandserkennung 435
stöchiometrisches Gemisch 179
stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Gemisch 207
Stopfgrenze 151
Störgrößen 420
Strahl, gekippter 174
Strahlaufbereitung 173
Strahlengang 406
Strahlformen 174
strahlgeführtes Brennverfahren 180

Strahlgeometrien 172, 187
Strahlkegel 174
Strahlrichtungswinkel 174
Straßenmoment 437
Straßenverkehr, Verbrauch und Emissionen 204
Stromabgabe 307
Strömungsquerschnitt 152
Strukturbild eines Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung 177
Strukturbild eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung 160
stufenloses Getriebe (CVT) 242
Submarining Effect, Gurtstraffer 468
SULEV (Super Ultra Low Emission Vehicle) 221
Sulfate 207
Systemkennlinie, dynamische 321
Systemstruktur 454

Tangentialkraft 135, 136
Tapefixierung 324
Teilhübe 125
Teillastbetrieb 260
Temperatureinfluss 184
Temperaturstrahler 402
Testzyklus 214
thermische Nachbehandlung 164
Thermoplaste 324
Tin Lizzie (T-Modell) 3
Top Feed 170
Toroidgetriebe 248
Totvolumen 123
Totzeit 219
Trägheitsprinzip 277
Traktionsbatterie 256
Transistorzündung (TZ) 197
Triebstrang 224
Trommelbremse 295
Tropfengröße 183
Turbine 148, 239
– zweiflutige 151
Turbinen-Geometrien 152

Überbremsen 273
Übergangsverhalten 271
Überlagerter Fahrdynamikregler 416
Überrollschutzsystem 476
Übersteuern 287, 447
Übertragungseinrichtung 300
Überwachungskonzept 142
Umfangskraft 278
Umgebungstemperatur 304
Umschaltklappe 145
Unfallursachen 267
Unfallverhütung 267
Unterbrecherkontakt 196
unterer Totpunkt (UT) 119
Unterflurbereich 215
Unterflurkatalysator 215
Untergrund, glatter 439
unterlagerter
– Antriebsschlupfregler 459
– Bremsschlupfregler 458
– Motorschleppmomentregler 458
Untersteuern 287, 447

Vakuumlampe 402
Variable Turbinen-Geometrie (VTG) 152
Variator(-) 246
– verstellung, mechanische 244
– verstellung, modellbasierte 244, 245
– verstellung, Regelprinzip 244
Ventil(-) 170
– abfallphase 171
– anzugsphase 171
– auslassbohrungen 188
– feder 170
– gruppe 190
– nadel 170
– sitz 170, 188
– triebe, variable 125
– überschneidung 125
Verbrauch 121, 135
Verbraucher 315
– Anschlussmöglichkeiten 305
– elektrische 306

– klassifizierung 305
– leistung 395, 307
– leistung, fahrzeitabhängige 307
– schaltung 314
Verbrauchskennfeld 138
Verbrennung(s) 119, 131, 184
– energie 183
– Luft-Kraftstoff-Gemisch 204
– Optimierung der 204
– turbulente vorgemischte 131
– turbulenten vorgemischten teildiffusen 132
– vollständige 208
Verdichter 148
– Abgas-Turboladers 150
– kennfeld 149
Verdichtungsverhältnis 119
Verdunstung 183
Verhalten des Fahrers 266
Vernetzung der Steuersysteme im Antriebsstrang 260
verschleppte Verbrennung 209
Versorgungsbatterie 311
verstellbare Leitschaufeln 152
Verstelldose 153
Verweilzeit 219
Verzögern in der Kurve 452
Verzögerung 285
– augenblickliche 289
– mittlere, über dem Anhalteweg 289
4-Gang-Automat 234
Vierradantrieb 431
Vier-Scheinwerfer-System 407
Viertakt-Ottomotor, Arbeitsspiel 118
Viertakt-Verfahren 118
14-V-Bordnetz 303
Vollbremsung 448
vollelektronische Zündung 197
Vollhybrid 252 ff.
Vollverzögerung, mittlere 289
Volumenreaktion 133
Volumenstrom 151
Vorentflammung 134
Vorentflammungsereignis 135
Vorkatalysator 215, 222
VW-Käfer 4
VW-Standard 296

Wandfilm 167, 183
Wandfilmmasse 168
Wandlerbereich 239
Wärmestromanforderung 216
Wärmewechselbelastung 180
Warmlauf 162
Warmlaufphase 163
Washcoattechnologie 214
Wastegate 149, 151
Wege 289
Wirkungsgrad 284
Wirkungsgradsteigerung 125
Wolfram-Glühwendel 402

X-Aufteilung 301
Xenon 403
Xenon-Gasentladungslampe 408

Zeiten 288
Zeitverhalten 418
Zelldichte 215
Zerstäubung 170, 188
Zugkraft 243
Zumessung der angesaugten Luftmasse 334
Zumessung des Kraftstoffs 158
Zündanlage, induktive 198
Zündauslösung mit Hallgebern 197
Zündaussetzer 209
Zündenergie 122
Zündenergiebedarf 203
Zündfunke 201
Zündfunkenbrenndauer 185
Zündkerze 198, 332
Zündkreis 198
– mit Einzelfunkenspulen 198
Zündspannung 201
Zündspannungsbedarf 203
Zündspule 198 f., 202, 332
Zündsystem 332

Zündung 122, 183, 185, 196
– Energiebilanz einer 203
– vollelektronische 197
Zündungsendstufe 198
Zündwinkel 209, 212
– bereich 123
– verstellung 216
Zündzeitpunkt 135, 201, 208, 209, 210, 212
Zusatzfunktion, elektronische 291
Zuverlässigkeit 418
Zwei-Batterien-Bordnetz 310, 311
zweiflutige Turbine 151
Zweifunkenzündspule 197
Zweipunkt-Regelung 218
Zweipunkt-λ-Regelung 218
Zwei-Scheinwerfer-System 407
Zweisonden-Regelung 218, 220
Zweistrahl 172, 174
Zylinderbank 154
Zylinderfüllung 123
zylinderindividuelle Einspritzung 165
Zylinderladung 124, 125
Zylindervolumen 137