



TECHNIK IM FOKUS

DATEN FAKTEN HINTERGRÜNDE

Thomas Schabbach
Pascal Leibbrandt

Solarthermie

Wie Sonne zu Wärme wird



Springer Vieweg

Technik im Fokus

Konzeption der Energie-Bände in der Reihe Technik im Fokus: Prof. Dr.-Ing. Viktor Wesselak, Institut für Regenerative Energietechnik, Hochschule Nordhausen

Technik im Fokus

Photovoltaik – Wie Sonne zu Strom wird

Wesselak, Viktor; Voswinckel, Sebastian, ISBN 978-3-642-24296-0

Komplexität – Warum die Bahn nie pünktlich ist

Dittes, Frank-Michael, ISBN 978-3-642-23976-2

Kernenergie – Eine Technik für die Zukunft?

Neles, Julia Mareike; Pistner, Christoph (Hrsg.), ISBN 978-3-642-24328-8

Energie – Die Zukunft wird erneuerbar

Schabbach, Thomas; Wesselak, Viktor, ISBN 978-3-642-24346-2

Werkstoffe – Unsichtbar, aber unverzichtbar

Weitze, Marc-Denis; Berger, Christina, ISBN 978-3-642-29540-9

Werkstoff Glas – Alter Werkstoff mit großer Zukunft

Schaeffer, Helmut; Langfeld, Roland, ISBN 978-3-642-37230-8

3D-Drucken – Wie die generative Fertigungstechnik funktioniert

Fastermann, Petra, ISBN 978-3-642-40963-9

Wasserstoff und Brennstoffzellen – Unterwegs mit dem saubersten Kraftstoff

Lehmann, Jochen; Luschtinetz, Thomas, ISBN 978-3-642-34667-5

Weitere Bände zur Reihe finden Sie unter

<http://www.springer.com/series/8887>

Thomas Schabbach · Pascal Leibbrandt

Solarthermie

Wie Sonne zu Wärme wird



Springer Vieweg

Thomas Schabbach
Institut für Regenerative
Energietechnik
Hochschule Nordhausen
Nordhausen, Deutschland

Pascal Leibbrandt
Institut für Regenerative
Energietechnik
Hochschule Nordhausen
Nordhausen, Deutschland

ISSN 2194-0770

ISBN 978-3-642-53906-0

ISBN 978-3-642-53907-7 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-53907-7

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-Verlag Berlin Heidelberg 2014

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.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Vieweg ist eine Marke von Springer DE. Springer DE ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media
www.springer-vieweg.de

Vorwort

In der Wochenendausgabe der heimatlichen Tageszeitung fand sich eines Morgens ein vielversprechender Artikel zum Thema „Sonnenheizung fit machen – Tipps für den Solarwärmeanlagen-Check“. Der Text war mit dem Foto eines Fachmanns mit Helm und Warnweste illustriert, die Bildunterschrift wies auf deren Bedeutung für den Betrieb von Sonnenheizungen hin. Bedauerlicherweise posierte der „Experte“ mit Strommesskabeln in der Hand vor einer Photovoltaikanlage!

Dieses einführende Beispiel verdeutlicht das große Problem der Solarthermie – sie wird nur unzureichend wahrgenommen und dann auch noch mit der photovoltaischen Stromerzeugung verwechselt. Das noch immer geringe Interesse der Öffentlichkeit an der solarthermischen Wärmenutzung und unsere langjährige Begeisterung für diese Technologie gaben den Ausschlag, dieses Buch zu schreiben.

Kapitel 1: Was ist Solarthermie und wer braucht Sie? Gleich im ersten Teil des Buches erklären wir, warum eine Energiewende ohne Solarthermie unmöglich ist. Wir zeigen, an welcher Stelle die Solarthermie zukünftig gebraucht wird und wie die Wärmeversorgung der Zukunft aussehen könnte. Zu Beginn des Kapitels wird jedoch erst einmal gezeigt, wie Solarthermie überhaupt funktioniert.

Kapitel 2: Wie ist Solarstrahlung nutzbar? Solarthermie macht aus solarer Einstrahlung Wärme, Photovoltaik elektrischen Strom. Wie das jeweils geschieht, was die solare Einstrahlung und wie hoch sie ist, erläutern wir in Kap. 2.

Kapitel 3: Welche Bauteile werden benötigt? Eine Solaranlage besteht nicht nur aus dem auf dem Dach sichtbaren Kollektorfeld, sondern aus einer Vielzahl weiterer Bauteile; ebenso wichtig sind der Speicher und eine gute Anlagenregelung. In diesem Kapitel werden die Funktionen der Bauteile erklärt und Hinweise gegeben, was man beim Kauf und später bei der Nutzung beachten sollte.

Kapitel 4: Wie arbeiten Solaranlagen? Die beschriebenen Bauteile müssen für die unterschiedlichen Anwendungsmöglichkeiten in bestimmter Anordnung und Dimensionierung zu kompletten Systemen zusammengefügt werden. Kapitel 4 zeigt, wie Solarthermie richtig eingesetzt wird – zur Trinkwassererwärmung, zur Raumheizung, aber auch in Industrie und Gewerbe, in Fernwärmenetzen und sogar beim Kühlen!

Kapitel 5: Was kostet Solarthermie? Solarthermische Anlagen können auch bei heutigen Energiepreisen wirtschaftlich betrieben werden. Dies rechnen wir Ihnen in diesem Abschnitt vor und geben eine Übersicht zu den Fördermöglichkeiten.

Kapitel 6: Wie gut funktionieren Solarthermieanlagen? Eine hohe Effizienz und damit ein wirtschaftlicher Betrieb der Solaranlage ist nur dann gewährleistet, wenn die Anlage fachgerecht geplant und installiert wurde: Wir stellen Ihnen in Kap. 6 anhand von Simulationsrechnungen dar, dass schon scheinbar kleine „Fehler“ zu Ertragseinbußen führen können. Anhand der nachfolgenden Beschreibung ausgeführter Anlagen wird deutlich, wie und wo Solarthermie sinnvoll eingesetzt werden kann.

Kapitel 7: Und die Zukunft der Solarthermie? Schon zu Beginn des Buchs hatten wir die wichtige Rolle der Solarthermie in unserer zukünftigen Wärmeversorgung beschrieben. Zum Ende schauen wir auf die historischen Anfänge, die erfolgreiche Nutzung der Solarthermie auf dem Mars (!) und geben abschließend einen Ausblick, was die Zukunft der Solarthermie uns Erdbewohnern noch bringen kann.

Nordhausen, September 2014

Thomas Schabbach
Pascal Leibbrandt

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Wie funktioniert Solarthermie?	2
1.2	Keine Energiewende ohne Solarthermie!	4
1.3	Wie heizen wir morgen?	10
1.4	Wo steht die Solarthermie heute?	11
2	Grundlagen	15
2.1	Solarenergie	15
2.1.1	Strahlung und Materie	16
2.1.2	Die Sonne als Strahlungsquelle	19
2.1.3	Strahlungsangebot auf der Erde	21
2.2	Strom aus Solarenergie	22
2.3	Wärme aus Solarenergie	25
3	Bauteile der Solaranlage	29
3.1	Kollektoren	29
3.1.1	Bauarten	30
3.1.2	Kollektorkenndaten	36
3.1.3	Kollektormontage	42
3.2	Kollektorkreis	43
3.2.1	Betriebsarten	45
3.2.2	Solarflüssigkeit	48
3.2.3	Rohrleitungen	49
3.3	Speicher	50
3.3.1	Bauarten	50
3.3.2	Dimensionierung	52

	3.3.3 Latentwärmespeicher	53
	3.3.4 Wärmeverluste des Speichers	54
	3.3.5 Wärmeübertrager	57
	3.4 Regelung	59
4	Anlagen und Systeme	63
	4.1 Systemkennwerte	63
	4.2 Trinkwassererwärmung	67
	4.3 Heizungsunterstützung	72
	4.4 Prozesswärme	75
	4.5 Nah- und Fernwärme	78
	4.6 Solares Kühlen	82
	4.7 Solarthermische Kraftwerke	88
5	Wirtschaftlichkeit	93
	5.1 Grundlagen der Investitionsrechnung	94
	5.2 Die Barwertmethode	95
	5.3 Solare Wärmekosten und Rendite	97
	5.4 Fördergelder	100
6	Auslegung und Anwendungsbeispiele	103
	6.1 Auslegungshinweise	103
	6.1.1 Ausgangssituation	104
	6.1.2 Ausrichtung des Kollektorfelds	108
	6.1.3 Kollektorfeldgröße	109
	6.1.4 Einfluss der Speichergröße	111
	6.1.5 Regler und Temperaturfühler	112
	6.1.6 Systemertrag bei Kombianlagen	115
	6.2 Mehrfamilienhaus	117
	6.3 Krankenhaus	119
	6.4 Industrie und Gewerbe	121
	6.5 Solares Kühlen	123
	6.6 Solare Fernwärme	124
	6.7 Solare Nahwärme	126
7	Historie und Zukunft der Solarthermie	129
	7.1 Die Anfänge	130

7.2	Solarthermie auf dem Mars?	133
7.3	Die Zukunft	134
Literaturauswahl	137
Literatur	139
Sachverzeichnis	143

Zusammenfassung

Das Strahlungsangebot der Sonne kann auf vielerlei Weise genutzt werden. Photovoltaikmodule wandeln die Solarstrahlung in elektrische Energie um, Solarkollektoren dagegen wandeln die Energie der Sonne in Wärme um. Diese Nutzungsart wird als „Solarthermie“ bezeichnet. Abbildung 1.1 zeigt beide Varianten nebeneinander.



Abb. 1.1 Photovoltaik- (*links*) und Solarthermieranlagen (*rechts*) nutzen beide die Solarenergie

Die Energiewende benötigt nicht nur erneuerbare elektrische Energie aus Sonne, sondern auch sehr viel Wärme zum Heizen von Räumen, zur Trinkwassererwärmung oder als Prozesswärme in Gewerbe und Industrie. Das folgende Kapitel erklärt die Rolle der Solarthermie in der zukünftigen Energieversorgung. Doch zunächst soll kurz erläutert werden, was genau die Solarthermie ist.

1.1 Wie funktioniert Solarthermie?

Dahinter steckt der physikalische Vorgang der Strahlungsabsorption, der aus dem Alltag bekannt ist: Das Innere eines in der Sonne geparkten Fahrzeugs erwärmt sich auf unangenehm hohe Temperaturen, wenn die durch die Scheiben eindringende Solarstrahlung von den Oberflächen im Wageninneren absorbiert und in Wärme (thermische Energie) umgewandelt wird (Abb. 1.2). Ein gut fühlbares Maß für die Zunahme der thermischen Energie ist die Temperaturerhöhung. Die geschlossenen Fenserscheiben und das Blechkleid sorgen dafür, dass die „eingefangene“ thermische Energie nur langsam und zeitverzögert an die Umgebung abgegeben wird.

Dieser Effekt ist in Solarkollektoren technisch ausgereift umgesetzt. Geschützt unter einem besonders strahlungsdurchlässigen Spezialglas

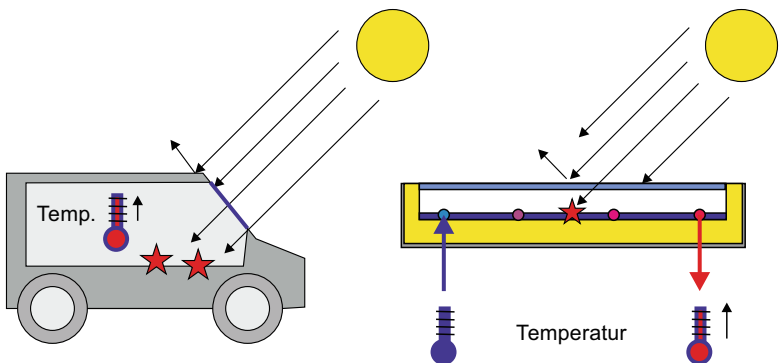


Abb. 1.2 Solarthermische Wandlung im Wageninneren und in einem Solarkollektor

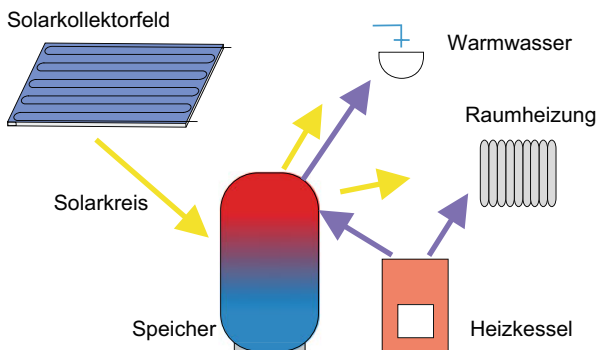


Abb. 1.3 Schematischer Aufbau einer Solaranlage

wandelt ein „Absorber“, gefertigt aus speziell beschichtetem Metall, die einfallende Strahlung in thermische Energie auf besonders hohem Temperaturniveau um (ohne Energieentnahme erreichen Flachkollektoren im Innern mehr als 200°C , Vakuumröhrenkollektoren sogar über 300°C). Diese wird mit einem Flüssigkeits- oder Luftstrom über den Kollektorkreislauf aus dem Kollektor ausgetragen und über Rohrleitungen an einen Speicher zur späteren Nutzung übergeben. Als Transportmedium dient Wasser, dem meist ein Frostschutzmittel beigesetzt ist.

Abbildung 1.3 zeigt schematisch den Aufbau einer vollständigen Solaranlage. Die im Solarkollektorfeld gewonnene thermische Energie wird über den Kollektorkreislauf in einen Speicher verbracht. Ohne Solaranlage würde der Heizkessel die Energieversorgung zur Erwärmung des Trinkwassers und für die Raumbeheizung allein übernehmen. Ist eine Solaranlage eingebunden, wird über den Speicher zusätzlich solar erzeugte Energie mit eingebracht. Je nach Auslegung erreicht eine Solaranlage zur Trinkwassererwärmung Deckungsanteile von 30 bis 60 % an der dafür benötigten Energie. Solaranlagen mit Heizungsunterstützung können 10 bis 50 % der Raumwärme bereitstellen. Es sind aber auch höhere Deckungsanteile möglich, so gibt es Solaraktiv-Häuser, die bis zu 95 % ihres kompletten Wärmebedarfs solar decken.

Kapitel 4 wird die technischen Möglichkeiten zur Nutzung solarer Wärme ausführlich beschreiben, im Kap. 3 sind zuvor die einzelnen Bauteile solcher Anlagen erläutert.

1.2 Keine Energiewende ohne Solarthermie!

Mit der „Energiewende“ wird der Umbau unseres Energiesystems zu einer nachhaltigen und auf erneuerbaren Energien fußenden Energieversorgung hin bezeichnet. Ziel ist es, zukünftig auf den Einsatz fossiler Energien wie Erdöl und Kohle weitestgehend zu verzichten, da diese nur begrenzt verfügbar sind und deren Verbrennungsprodukte (z. B. CO_2) einen erheblichen Anteil an der Erderwärmung haben. Mit dem Begriff der Energiewende werden viele Assoziationen wachgerufen, man denkt vor allem an „Windstrom“, „Solarstrom“, vielleicht auch an „Ausstieg aus der Atomenergie“, an „Versorgungssicherheit“ und in jüngerer Zeit vor allem an „steigende Strompreise“. Alle Begriffe beziehen sich auf unsere elektrische Energieversorgung – die Energiewende wird nur selten mit unserer Wärmeversorgung oder dem Umbau unseres Verkehrssystems in Verbindung gebracht.

Energieverbrauch

Das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie veröffentlicht jährlich Bilanzen zum Energieverbrauch in Deutschland. Darin sind die benötigten Mengen an Kraftstoffen (Diesel, Benzin, Kerosin) für den Verkehrsbereich, Brennstoffen (v. a. Erdgas, Heizöl, Stein- und Braunkohle) zur Wärmeversorgung und elektrischer Energie zusammengestellt. Elektrische Energie wird vielfältig eingesetzt, so in der Informations- und Kommunikationstechnik, zur Beleuchtung, aber auch in Elektromotoren zur Bereitstellung mechanischer Energie, zum Antrieb von Wärmepumpen und Kältemaschinen und auch zur Erzeugung von industriell genutzter Wärme (Prozesswärme). Brennstoffe, Kraftstoffe und elektri-

sche Energie werden als *Endenergieträger* bezeichnet. Aus der Endenergie wird beim (End-)Verbraucher dann in einem letzten Umwandlungsschritt die *Nutzenergie* gewonnen, die bei der Erwärmung von Trinkwasser, für die Raumbeheizung, die Beleuchtung oder den Transport von Gütern verbraucht wird. *Primärenergie* ist die Vorstufe der Endenergie, also Energie in ihrem natürlichen, noch nicht technisch aufbereiteten Zustand. Fossile Primärenergie steht uns in Form von Kohle, Naturgas oder Rohöl zur Verfügung; Sonnenenergie, Wind und Erdwärme sind regenerative Primärenergie.

Allein in Deutschland werden jährlich fast 2500 TWh Endenergie verbraucht¹. Man würde 4,4 Mio. Eisenbahnwaggons mit insgesamt 290 Mio. Tonnen Steinkohle benötigen, um diese Energiemenge zu transportieren. Dieser Güterzug mit einer Gesamtlänge von fast 60.000 km würde sich 1,5-mal um den Äquator winden – nur für den deutschen Jahresendenergiebedarf!

Wozu wird diese unvorstellbar große Energiemenge benötigt? Das zeigt Abb. 1.4: 37 % der Endenergie werden zu mechanischer Energie v.a. für den Verkehrsbereich und in der Industrie umgewandelt, das zweitgrößte „Kuchenstück“ mit 28,5 % dient der Erwärmung von Räumen und 5,2 % der Trinkwassererwärmung. Die Informations- und Kommunikationstechnologie benötigt 2,3 % und zur Beleuchtung werden 3,4 % der Endenergie verbraucht.

Welche Endenergieträger werden dazu benötigt? Laut Abb. 1.5 deckt elektrische Energie nur etwas mehr als 20 % des Endenergieverbrauchs, die Kraftstoffe machen fast 28 % aus, der Rest wird von den Brennstoffen eingenommen. Gerade bei den fossilen Brennstoffen Erdgas und Heizöl, die wesentlich zu Heizzwecken verwendet werden, liegt ein enormes Einsparpotential, da zur Wärmeerzeugung eigentlich nur „minderwertige“ Energie notwendig ist.

¹ 1 TWh entspricht 10^9 kWh, 1 kWh sind 3,6 Mio. J. Zur Definition der Einheiten siehe Abschn. 2.1.

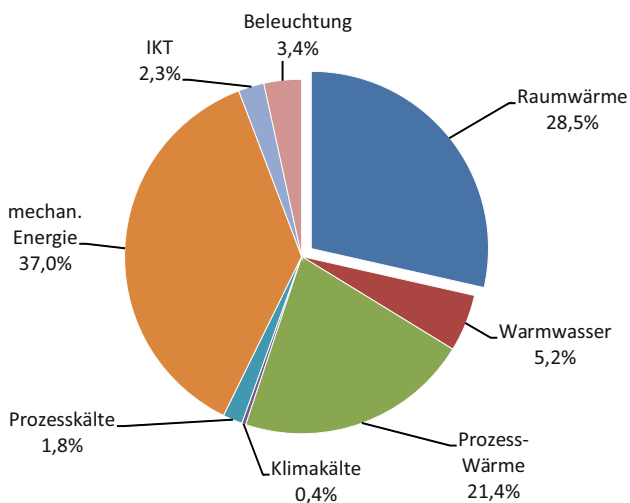


Abb. 1.4 Endenergieverbrauch nach Nutzungsart (Anwendungsbereich), Gesamtverbrauch in Deutschland im Jahr 2012: 2499 TWh [17]

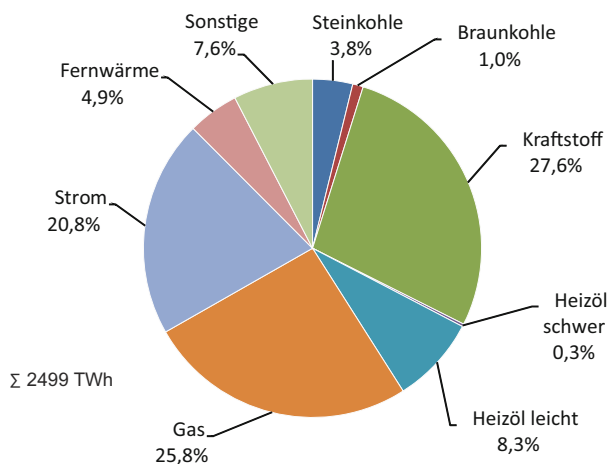


Abb. 1.5 Endenergieverbrauch nach Energiearten [17]

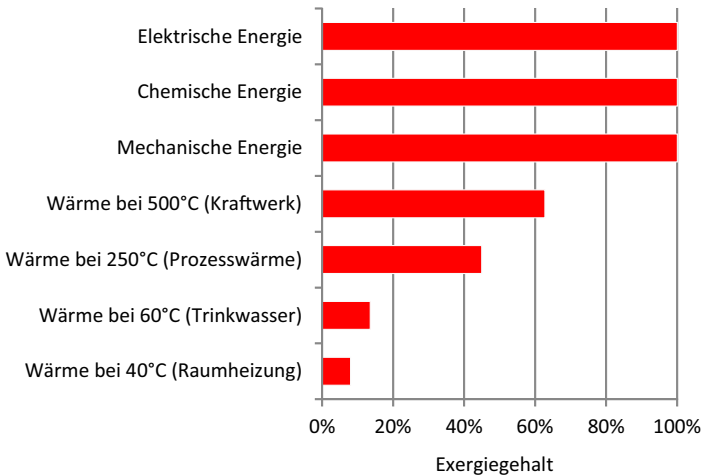


Abb. 1.6 Der Exergieanteil ist ein Maß für die Qualität unterschiedlicher Energieformen

Die Qualität von Energie

Energie ist nicht gleich Energie – das sagt der Thermodynamiker und hat damit Recht. Schon bis Mitte des 19. Jahrhunderts fanden Forscher wie Carnot und Clausius heraus, dass jede Form von Energie ihre eigene Qualität besitzt, die heute mit dem Exergiegehalt „gemessen“ wird: Exergie ist der Anteil der Energie, der in beliebige andere Energieformen umwandelbar ist. Abbildung 1.6 zeigt die Qualität unterschiedlicher Energieformen. Aus einer kWh elektrischer Energie, die vollständig aus Exergie besteht, können wohl eine kWh Wärme gemacht werden, nicht aber umgekehrt – in thermischer Energie stecken je nach Temperaturniveau nur wenige Prozent Exergie.

Der bekannte „Zweite Hauptsatz der Thermodynamik“ besagt, dass bei der Umwandlung einer Energieform in eine andere der ursprüngliche Exergiegehalt nur im Idealfall erhalten werden kann,

in der Realität aber immer abnehmen wird: Die Energie wird von Umwandlung zu Umwandlung mehr und mehr entwertet.

Der Verkehrsbereich benötigt hochwertige mechanische Energie, die nur aus elektrischer oder chemischer Energie (in Form von Kraftstoffen) gewonnen werden kann. Auch der Informations- und Kommunikationsbereich kann nur mit elektrischer Energie versorgt werden. Prozesswärme mit Temperaturen von 250 °C und mehr für Industrie und Gewerbe benötigt ebenfalls fossile Brennstoffe oder elektrische Energie. Anders schaut es dagegen bei der Raumheizung aus, wie Abb. 1.7 zeigt. Dort wird zwar sehr viel Energie verbraucht, tatsächlich aber nur wenig Exergie benötigt.

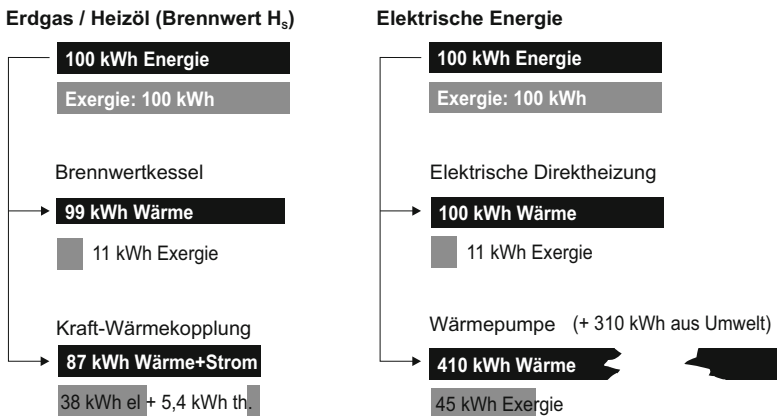


Abb. 1.7 Energetische und exergetische Nutzungsgrade bei der Raumheizung (Temperaturniveau: 50 °C)

Die Exergie der Wärme

Erdgas, Heizöl und auch elektrische Energie haben einen Exergieanteil von 100 %, in 100 kWh Energie finden sich also auch 100 kWh Exergie, wie Abb. 1.7 zeigt. Im Brennwertkessel und bei der elektrischen Direktheizung können zwar nahezu 100 % des Energiegehalts genutzt werden, es werden aber 89 kWh Exergie vernichtet, da Heizungswasser von 50 °C nur einen Exergieanteil von 11 % aufweist. Eine Erdsonden-Wärmepumpe dagegen stellt aus 100 kWh elektrischer Energie ganze 410 kWh Raumwärme bereit, indem sie zusätzliche 310 kWh Energie aus der Umgebung auf das gewünschte Temperaturniveau anhebt. Bei diesem hocheffizienten Prozess bleiben immerhin noch 45 % der eingesetzten Exergie erhalten. Solarthermische Anlagen erzeugen aus 100 kWh elektrischer Energie (zum Betrieb der Umwälzpumpen) sogar 5000 und mehr kWh Wärme! Mit Kraft-Wärmekopplung (der Nutzung der bei der Stromerzeugung entstehenden Abwärme) werden aus 100 kWh des Brennstoffs im Schnitt 87 kWh Energie als Strom und Wärme nutzbar gemacht, deren Exergiegehalt in der Summe immer noch 43,5 kWh beträgt.

Mit dem Wissen zur Exergie muss festgestellt werden: Der Energiebedarf zur Raumheizung und zur Trinkwassererwärmung sollte vorrangig mit niederexergetischen erneuerbaren Energien wie Solarthermie, Geothermie und Umweltwärme gedeckt werden, da der Einsatz hochexergischer fossiler Brennstoffe eine Verschwendung ist. Würden nur 30 % der Endenergie zur Trinkwassererwärmung über Solarthermie bereitgestellt, könnten in Deutschland pro Jahr fast 40 TWh fossile Endenergie eingespart werden – das wären 4 Mrd. Liter Heizöl oder 4 Mrd. m³ Erdgas pro Jahr – unser Güterzug mit der Steinkohle würde damit rund 70.000 Wagen weniger Kohle transportieren müssen!

1.3 Wie heizen wir morgen?

Natürlich gibt es bereits Überlegungen und Vorschläge, wie der enorme (und wie gerade gesehen: unnötige) Verbrauch fossiler Energie im Wärmebereich zukünftig verringert werden kann. Im Auftrag des Bundesumweltministeriums wurde dazu in den Jahren 2009/2011 von angesehenen Forschungsinstitutionen ein „Leitszenario“ [39] erarbeitet, welches einen Weg aufzeigt, wie Deutschland seine Treibhausgasemissionen bis 2050 auf rund 20 Prozent des Werts von 1990 senken kann. Darin werden die Verbrauchssektoren Elektrische Energie, Verkehr und Wärme betrachtet. Der Wärmesektor wird bis 2050 einen gravierenden Strukturwandel durchlaufen müssen: Zum einen führen Effizienzmaßnahmen wie z. B. die Gebäudesanierung zu einem sinkenden Wärmebedarf, zum anderen muss der Anteil der netzgebundenen Wärmeversorgung gegenüber der Einzelheizung durch Zubau von Nah- und Fernwärmenetzen deutlich erhöht werden. Vor allem die Sanierung des Gebäudebestands soll zu einer deutlichen Senkung des Wärmebedarfs führen, von heute 1400 TWh/a auf nur noch 800 TWh im Jahr 2050, wie Abb. 1.8 zeigt.

Sehr deutlich ist auch die Verdrängung von Heizöl und später auch von Erdgas zu sehen. Der Anteil regenerativer Energien im Wärmebe-

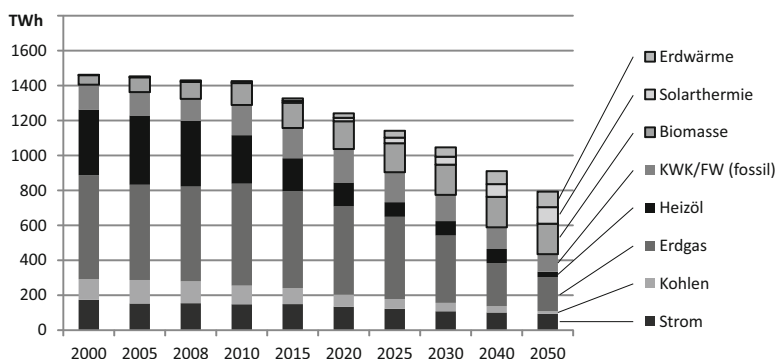


Abb. 1.8 Struktur der Wärmebereitstellung in Deutschland nach dem Leitszenario 2011 [39]

reich (Erdwärme, Solarthermie, Biomasse) wird bis 2020 auf 16 % anwachsen und 2050 bei knapp 50 % liegen. Der darin enthaltene Anteil der Biomasse wird sich aber ab 2020 praktisch nicht mehr verändern, da spätestens dann die ökologischen Potentialgrenzen erreicht sind – die Diskussion „Teller oder Tank“, also Biomasse für Nahrung oder Energie, wird schon heute immer wieder geführt.

Dänemark geht beim Umbau seines Wärmeversorgungssystems übrigens einen etwas anderen Weg. Man hat dort beschlossen, die (auch bei der Sanierung nötigen) erheblichen Investitionsmittel nicht in die Dämmung von Häusern zu „stecken“, sondern in den massiven Ausbau erneuerbarer Energien. Man geht in Dänemark davon aus, dass der Wärmebedarf in den kommenden Jahrzehnten gleich bleiben wird, aber schon heute sind mehr als die Hälfte der Häuser in Dänemark an Fernwärmenetze angeschlossen, mit einem Anteil erneuerbarer Energien von mehr als 50 %. Es gibt also mehrere Wege, den Verbrauch fossiler Energien und dadurch die CO₂-Emissionen zukünftig zu reduzieren.

1.4 Wo steht die Solarthermie heute?

Die Solarthermie wird laut „Leitstudie 2011“ im Jahre 2050 rund 12 % der Wärme (95,1 TWh) bereitstellen, davon fast die Hälfte über Nah- und Fernwärmenetze. Schon im Jahr 2020 sollen es 19,6 TWh sein, für die dann rund 49 Mio. m² Kollektorfläche installiert sein müssen. Für die Solarthermie-Branche bestehen also für die Zukunft eigentlich sonnige Aussichten. Aber wo steht die Solarthermie heute?

Im Jahr 2013 wurden nach Angaben des Bundesverbands Solarwirtschaft BSW [10] mit einer installierten Gesamtfläche von 17,5 Mio. m² rund 7 TWh Solarwärme produziert (vgl. Abb. 1.9). Um das gesteckte Ziel für 2020 zu erreichen, müssten in den kommenden 6 Jahren also 31,5 Mio. m² hinzu gebaut werden, entsprechend 4,5 Mio. m² pro Jahr. Die Marktdaten des BSW belegen jedoch, dass der jährliche Kollektorzubau nach 2008 stagniert und in 2013 nur noch 1,02 Mio. m² betrug. Die Vorgaben der „Leitstudie 2011“ für 2020 sind wohl nicht zu schaffen, da nach Abb. 1.9 im Jahr 2013 erst 17,5 Mio. m² installiert waren.

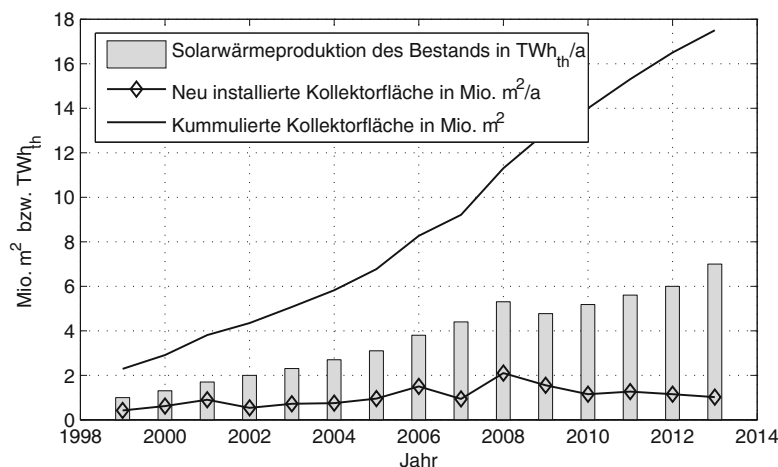


Abb. 1.9 Entwicklung des Solarkollektor-Marktes in Deutschland seit 1999, nach [9] und [15]

Warum werden nicht mehr Solaranlagen gebaut? Dazu hat man sich in der Branche schon viele Gedanken gemacht und eine Vielzahl von Ursachen gefunden. Die wahrscheinlichsten sind nach Meinung der Autoren:

- Der in den Jahren 2009 bis 2012 völlig überhitzte Photovoltaikmarkt hat einen Großteil der Kaufkraft gebunden, der bundesdeutschen Haushalten für Investitionen in erneuerbare Energien zur Verfügung steht.
- „Schuld“ an dem ungesunden Wachstum des PV-Marktes hatte die EEG-Einspeisevergütung, die 2001 bei deren Einführung je kWh_{el} 0,506 € betrug – noch heute werden 0,132 €/kWh bezahlt. Für Solarthermieanlagen wurden dagegen in den letzten Jahren umgerechnet maximal nur rund 0,03 €/kWh über das MAP-Programm gezahlt.²

² Das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) soll den Marktanteil erneuerbarer Energien an der Stromerzeugung signifikant steigern, das Marktanzreizprogramm (MAP) deren Marktanteil im Wärmebereich.

- Eine Solaranlage mindert die Endabrechnung für Heizöl bzw. Erdgas um einige Hundert Euro pro Jahr – meist überdecken aber Energiepreissteigerungen und Witterungsschwankungen diese Einsparung und machen sie „unsichtbar“. Eine Photovoltaikanlage dagegen „verdient“ Monat für Monat Bargeld, das dem Bankkonto gutgeschrieben wird.
- Die Installation einer Solarthermieranlage erfordert einen Installateur mit viel Fachwissen und einen Kunden mit Idealismus: Besonders die Einbindung in das Heizsystem ist zeit- und arbeitsintensiv und muss vorher sorgfältig geplant werden. Das Verlegen der wärmegeprägten Kollektorkreisleitungen vom Heizungskeller durch die Wohnung bis hinauf zum Dach ist oft nur schwierig und mit viel Dreck zu realisieren. Für die dünnen Stromkabel der PV-Anlage dagegen findet sich oft noch ein ungenutztes Leerrohr.

Trotz dieser Hemmnisse kann eine Solarthermieranlage schon heute kostendeckend arbeiten. Fachgerecht installierte Anlagen erreichen eine Lebensdauer von nachweislich 25 Jahren und mehr. Dieses Buch soll dabei helfen, die Technik der Solarthermie besser zu verstehen und deren Vorzüge zu erkennen. Es lohnt sich also, weiterzulesen.

Zusammenfassung

Was ist eigentlich Solarenergie? Und wie kann sie nutzbar gemacht werden? Das folgende Kapitel erklärt die physikalischen Hintergründe elektromagnetischer Strahlung und Strahlungswandlung. Bei Nutzung des sog. Photoeffekts wird in Photovoltaikmodulen direkt elektrische Energie gewonnen, bei der photothermischen Wandlung entsteht aus der Energie der Photonen thermische Energie. Diese wird in solarthermischen Kraftwerken weiter in elektrische Energie gewandelt oder in herkömmlichen solarthermischen Anlagen als Wärme genutzt.

2.1 Solarenergie

Energie bezeichnet man als erneuerbar oder regenerativ, wenn sie sich von selbst und innerhalb menschlicher Zeitmaßstäbe erneuert. Regenerative Energieträger stehen damit im Gegensatz zu den fossilen und nuklearen Energieträgern, die sich über geologische Prozesse in Jahrtausenden gebildet haben und deren Nutzung zu einer stetigen Abnahme führt. Bei der Verbrennung wird auch das Kohlendioxid frei, dessen Abgabe in die Atmosphäre wesentlich zum Treibhauseffekt beiträgt.

Die größte Bedeutung kommt der Solarenergie zu, auf die sich die meisten regenerativen Energieträger zurückführen lassen: die mechanische Energie von Wind und Wasser, die in Biomasse gespeicherte che-

mische Energie und natürlich die Energie der elektromagnetischen Strahlung selbst.

Was ist eigentlich Energie?

Energie ist eine physikalische Größe, die den Zustand eines abgegrenzten räumlichen Bereichs, eines Systems, beschreibt. Sie ist eine Erhaltungsgröße, da Energie weder vernichtet noch erzeugt werden kann. Im mechanischen Sinne ist Energie die Fähigkeit eines Systems Arbeit zu verrichten.

Die Standard-Einheit der Energie ist das *Joule*, in der Praxis wird aber meistens die *kWh* (Kilowattstunde, 1 kWh entspricht 3,6 Mio. J) verwendet. Größere Energiemengen werden in MJ („Mega“, 10^6 J), GJ („Giga“, 10^9 J) oder TJ („Tera“, 10^{12} J) angegeben. In der Energietechnik verwendet man gerne die Einheiten MWh, GWh und TWh.

Mit einer kWh mechanischer Energie könnte ein Mittelklassewagen von 1,5 Tonnen Gesamtgewicht um 245 m in die Luft gehoben werden, eine kWh thermische Energie wird aber auch benötigt, um 1,3 kg Wasser auf 100°C zu erwärmen und dann vollständig zu verdampfen!

2.1.1 Strahlung und Materie

Die Solarstrahlung ist aus physikalischer Sicht elektromagnetische Strahlung wie die uns bekannte Gamma- und Röntgenstrahlung, ebenso wie Mikrowellen oder auch Radiowellen. Die Aufteilung des gesamten Strahlungsspektrums (Abb. 2.1) erfolgt über die Wellenlänge, die bei Solarstrahlung den Bereich von 300 bis 3000 nm umfasst, bei Radiowellen z. B. dagegen 1 bis 10.000 m beträgt. Ein nm entspricht 10^{-9} m, einem Billionstel eines Meters. Der für das menschliche Auge sichtbare Strahlungsbereich mit Wellenlängen von 380 bis 780 nm wird als Licht bezeichnet, die einzelnen Frequenzbereiche bilden die Spektralfarben. Das kurzwelligere und damit energiereichere ultraviolette (UV-)Licht

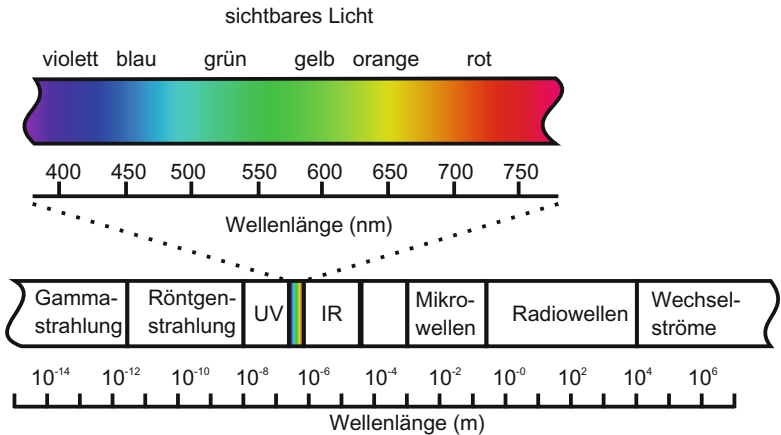


Abb. 2.1 Elektromagnetisches Strahlungsspektrum

begrenzt den sichtbaren Bereich auf der einen Seite, das langwelligere und energieärmere infrarote (IR-)Licht auf der anderen Seite.

Strahlung kann als Welle oder als Teilchen aufgefasst werden, beide Beschreibungsformen erklären jeweils nur einen Teil der beobachtbaren Phänomene. Bis weit in das 19. Jahrhundert dominierte die experimentell begründete Auffassung, dass Licht Wellencharakter habe. Erst 1905 erweiterte Einstein eine Theorie Plancks und führte damit den Teilchencharakter von Strahlung in die Wissenschaft ein – danach trägt ein Lichtquant oder Photon eine genau definierte Energie mit sich, die mit größerer Wellenlänge abnimmt.

Was passiert nun, wenn Solarstrahlung auf einen Gegenstand, z. B. eine Metallfläche trifft? Es gibt mehrere Möglichkeiten, wie Abb. 2.2 zeigt: Das Photon überträgt beim Kontakt mit einem Atom seine Energie entweder vollständig oder überhaupt nicht. Überträgt es seine Energie, so existiert es danach nicht mehr, dieser Vorgang wird als *Absorption* bezeichnet. Das Photon kann aber auch ohne Kontakt die Materie durchdringen (*Transmission*), wie es bei Fensterglas der Fall ist. Als dritte Möglichkeit existiert die *Reflexion*, das Zurückwerfen des Lichtteilchens.

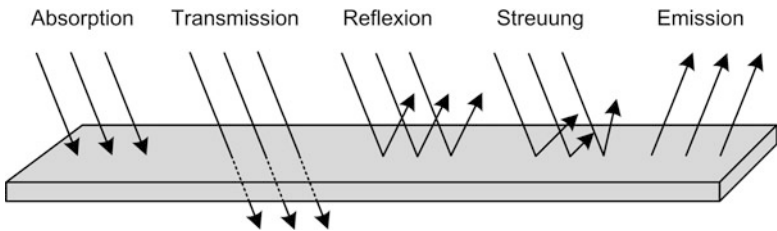


Abb. 2.2 Wechselwirkungen von Strahlung und Materie

Es wird z. B. bei Metallflächen „spiegelnd“ reflektiert oder in die Umgebung gestreut.

Sämtliche Materie besitzt die Eigenschaft, in Abhängigkeit ihrer Temperatur und ihrer Oberflächenbeschaffenheit Energie in Form elektromagnetischer Strahlung auszusenden. Diese *Emission* von Photonen (Abb. 2.2, ganz rechts) stellt eine Umkehrung des Absorptionsprozesses dar. Zusätzlich zu dieser thermischen Emission werden Photonen auch bei dem Übergang von Atomen aus einem energiereicheren in einen energieärmeren Zustand emittiert.

Findet eine Absorption statt, so kann die durch das Photon übertragene Energie die Bewegungsenergie des Atoms in der Oberfläche erhöhen oder seinen inneren Zustand verändern. Im ersten Fall führt die Zunahme der inneren Energie zu einer Erwärmung der Materie, wie bei der solarthermischen Anwendung. Im zweiten Fall werden beispielsweise Elektronen aus ihrer Bindung gelöst und stehen für einen Ladungstransport zur Verfügung, dieser Vorgang findet in einem Photovoltaikmodul statt. Anhand ihres Absorptionsverhaltens unterscheidet man schwarze, weiße, graue und selektive Stoffe. Schwarze Stoffe zeichnen sich durch eine vollständige Absorption, weiße Stoffe durch eine vollständige Reflexion aller auftreffenden Photonen aus. Graue Stoffe weisen eine gleichmäßige aber nicht vollständige Absorption auf, wohingegen selektive Stoffe Photonen nur aus bestimmten Spektralbereichen absorbieren. Schwarze, weiße und graue Körper stellen Idealisierungen dar, reale Körper weisen selektives Verhalten auf.

2.1.2 Die Sonne als Strahlungsquelle

Die Sonne ist ein Himmelskörper, der aus extrem heißem Plasma besteht. Sie erzeugt durch Fusionsprozesse in ihrem Inneren Energie, die durch unterschiedliche Transportmechanismen an die Oberfläche weitergereicht und dort in Form von Strahlung in das Weltall abgegeben wird. 90 % der Energieerzeugung findet dabei im Kern statt, der ein Viertel des Sonnendurchmessers einnimmt. Dort herrschen Temperaturen von 13 bis 15 Mio. K (Kelvin). Der Energietransport vom Kern nach außen erfolgt zunächst durch energiereiche Strahlung, insbesondere im Röntgen- und Gammastrahlungsbereich des Spektrums. Die äußerste Sonnenschicht, die Photosphäre, ist nur einige hundert Kilometer dick. In ihr fällt die Temperatur relativ steil auf eine durchschnittliche Oberflächentemperatur von etwa ca. 5500 °C ab. Von hier aus erfolgt die Abstrahlung in den Weltraum. Die Strahlungsintensität, d. h. die auf die Fläche bezogene Strahlungsleistung, verringert sich mit dem Quadrat der Entfernung von der Sonne.

Abbildung 2.3 zeigt die Verteilung der von der Sonne emittierten Photonen in Abhängigkeit von ihrer Wellenlänge (und damit ihres Energiegehaltes): Beim Durchgang durch die Erdatmosphäre werden bestimmte Wellenlängenbereiche v. a. von CO₂ und H₂O bevorzugt, die energiereiche UV-Strahlung wird von Ozon nahezu vollständig absorbiert. In der Erdatmosphäre finden zudem Reflexions- und Streuprozesse statt, die aus der gerichteten Einstrahlung ungerichtete Strahlung entstehen lassen. Der ungerichtete Anteil wird als *Diffusstrahlung*, der gerichtete Anteil als *Direktstrahlung* bezeichnet. Die Summe dieser beiden Anteile ergibt die auf der Erdoberfläche messbare *Globalstrahlung*.

Bei der Streuung von Sonnenstrahlung in der Atmosphäre unterscheidet man zwei Streumechanismen: Rayleigh-Streuung an Molekülen und Mie-Streuung an Aerosolen wie Wasserdampf und Staub. Aufgrund der Wellenlängenabhängigkeit werden die Spektralanteile kurzer Wellenlänge deutlich stärker gestreut als die langer Wellenlänge, damit ist das „himmelblau“ zu erklären. Aus dem gleichen Grund erscheint uns die Sonne beim Auf- oder Untergang rot: Beim langen Weg durch die Atmosphäre wurde ein Großteil der kurzwelligen Photonen „herausgestreut“,

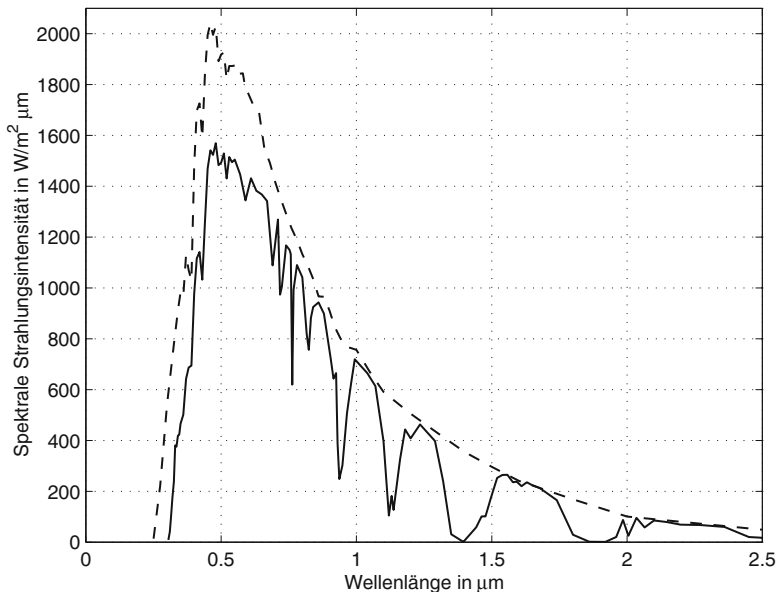


Abb. 2.3 Spektrale Verteilung der Globalstrahlung oberhalb der Erdatmosphäre und am Erdboden

die beim Betrachter eintreffende Strahlung erscheint aufgrund des Fehlens des blauen Anteils nicht mehr weiß, sondern rot.

Summiert man die Energie aller auf die Erdatmosphäre treffenden Photonen über die Wellenlänge, beträgt der Wert im Jahresmittel 1367 W/m^2 . Diese auch als Einstrahlung bezeichnete Größe variiert um bis zu einem halben Prozent aufgrund der elliptischen Form der Erdbahn um die Sonne und Schwankungen der Oberflächentemperatur der Sonne. Die gesamte auf die Erde einfallende Strahlungsleistung lässt sich zu $1,74 \cdot 10^{17}$ Watt berechnen. Dies entspricht einer Energie von $1,53 \cdot 10^{18}$ kWh (Kilowattstunden) pro Jahr. Im Vergleich dazu lag der weltweite Bedarf an Primärenergie im Jahr 2009 bei etwa $1,43 \cdot 10^{14}$ kWh, d. h. bei etwa einem Zehntausendstel.

Für einen Beobachter auf der Erde stellt sich die Sonnenbahn im Tagesverlauf als Kreisbogen um die Erdachse dar. Der Zeitpunkt, zu dem

die Sonne mittags genau im Süden steht, wird als 12.00 Uhr Solarzeit bezeichnet. Da die Erdrotation im Jahresverlauf (bedingt durch den veränderlichen Abstand Sonne-Erde) etwas ungleichmäßig ist, verläuft die Solarzeit nicht ganz gleichmäßig. Entsprechend weicht die gesetzliche Zeit (MEZ = Mitteleuropäische Zeit), die wir im Alltag verwenden und mit Uhren „messen“, von der Solarzeit ab, im Frühjahr um bis 30 min, im Herbst nur wenige Sekunden.

2.1.3 Strahlungsangebot auf der Erde

Das konkrete Strahlungsangebot auf der Erdoberfläche hängt neben den beschriebenen Atmosphäreneinflüssen von einer Reihe weiterer Größen ab; dem geografischen Ort, beschrieben durch den Breitengrad, dem Tag, der Uhrzeit und vor allem vom Wolkenbild. Einstrahlungsdaten sind auf der Basis meteorologischer Langzeitmessungen für viele Orte der Welt kartiert und häufig in Form von Wetterdatenbanken verfügbar. Gängige Programme zur Ertragsprognose von Solaranlagen bedienen sich solcher Datenbanken. Meist werden Einstrahlungsdaten als langjährige monatliche Mittelwerte erfasst.

Abbildung 2.4 zeigt beispielhaft für Kassel die mittlere tägliche Einstrahlung auf eine horizontale Fläche und ihre Aufteilung in einen direkten und einen diffusen Strahlungsanteil. So fällt an einem durchschnittlichen Oktobertag eine Strahlungsenergie von etwa 1,5 kWh auf einen Quadratmeter Fläche. Davon entfallen etwa ein Drittel auf Direkt- und zwei Drittel auf Diffusstrahlung. Die in Abb. 2.4 gezeigte Aufteilung ist weitgehend typisch für Deutschland: Die mittlere Einstrahlung in den Wintermonaten liegt annähernd eine Größenordnung unter der der Sommermonate, wobei der diffuse Strahlungsanteil überwiegt.

Multipliziert man das Tagesmittel der Globalstrahlung, für Kassel $2,62 \text{ kWh/m}^2$, mit den 365 Tagen des Jahres, ergibt sich eine auf die horizontale Fläche einfallende Jahressumme von 956 kWh/m^2 . Um die einfallende Sonnenstrahlung mit einem Solarkollektor möglichst gut ausnutzen zu können, ergeben sich für die beiden Strahlungsanteile unterschiedliche Anforderungen: Um die direkte Strahlung optimal zu nutzen, müsste man den Kollektor kontinuierlich der Sonne nachführen. Dem gegenüber fällt die diffuse Strahlung annähernd gleichmäßig aus

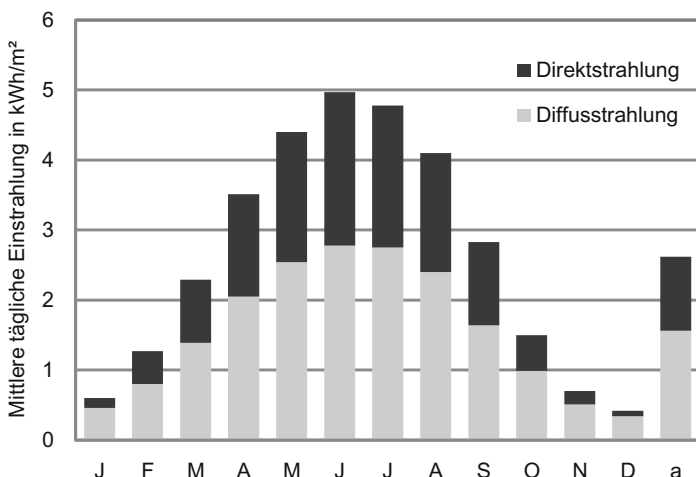


Abb. 2.4 Mittlere monatliche Tagessummen von Direkt- und Diffusstrahlung in Kassel für die einzelnen Monate und für das Jahr (a)

dem gesamten Himmelshalbraum ein und wird daher mit einer horizontalen Ausrichtung am besten ausgenutzt. Einfache Solarkollektoren ohne Strahlungskonzentration werden aus Kostengründen mit einer festen Ausrichtung aufgestellt. Kollektoren mit Spiegel- oder Linsensystemen müssen dagegen nachgeführt werden, da sich nur direkte Strahlung konzentrieren lässt. Bei einer festen Neigung des Kollektors um etwa 30° nach Süden kann die maximale Jahressumme der Globalstrahlung erzielt werden, die in Kassel dann etwa 1030 kWh/m^2 beträgt.

2.2 Strom aus Solarenergie

Aus Sonnenenergie kann elektrische Energie oder thermische Energie gemacht werden. Zur Umwandlung in elektrische Energie stehen zwei grundsätzlich verschiedene Verfahren zur Verfügung, das solarthermische Kraftwerk und die bekannte Photovoltaik. Mit letztgenannter wollen wir uns als Erstes befassen.

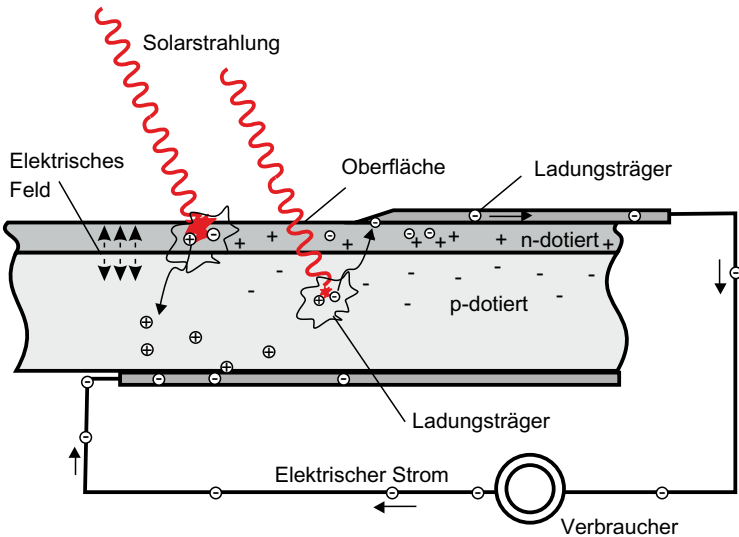


Abb. 2.5 Stark vereinfachtes Modell einer kristallinen Solarzelle

Photovoltaik bezeichnet die direkte Umwandlung solarer Strahlungsenergie in elektrische Energie mittels Solarzellen. Abbildung 2.5 beschreibt – stark vereinfacht – die Funktionsweise einer Solarzelle. Man stelle sich die solare Strahlung als stetigen Strom von Lichtquanten (Photonen) vor, die in die Oberfläche der Zelle eindringen. Jedes Photon besitzt eine bestimmte Menge an Energie, die von dem Zellenmaterial aufgenommen (absorbiert) werden kann. Häufig genügt die zugeführte Energiemenge, um die Bildung frei beweglicher Ladungsträger anzuregen. Dies sind zum einen aus den Atomhüllen gelöste Elektronen mit negativer Elementarladung, zum anderen „Fehlstellen“ oder „Löcher“ mit positiver Elementarladung, die durch das Entfernen der Elektronen entstanden sind.

Ein durch gezielte Verunreinigungen innerhalb des Zellmaterials im Herstellungsprozess (Dotierung) aufgebautes inneres elektrisches Feld trennt die durch die Strahlungsabsorption gebildeten Ladungsträger: Die negativ geladenen Elektronen werden in Richtung der Zellvorderseite,

die positiv geladenen Elektronenlöcher in Richtung der Zellrückseite beschleunigt und sammeln sich jeweils dort an. Die auf Ober- und Unterseite der Solarzelle gut sichtbaren Metalllinien sammeln die Ladungsträger ein. Verbindet man beide Seiten der Solarzelle leitend, so fließt ein elektrischer Strom, der in einem elektrischen Verbraucher Arbeit verrichten kann.

Photovoltaik-Anlagen sind in der Lage, das solare Strahlungsspektrum zwischen 300 nm und etwa 1100 nm in elektrischen Strom zu wandeln, die elektrische Leistung der Solarzelle steigt proportional mit der Einstrahlungsleistung. Der Wirkungsgrad von Serienprodukten liegt je nach Zelltyp zwischen 9 % bei Dünnschichtmodulen und 18 % bei kristallinen Siliziumzellen.

Praxiswerte

In Deutschland werden auf eine horizontale Fläche von 1 m^2 im Jahresmittel etwa 900 bis 950 kWh eingestrahlt, an einem Tag im Sommer etwa 5 kWh/m^2 , im Winter nur rund $0,5 \text{ kWh/m}^2$. Wenn die Module in einem Neigungswinkel von ungefähr 30° in Südrichtung aufgestellt werden, beträgt die Jahressumme der Einstrahlung etwa 10 % mehr, also rund 1000 kWh/m^2 .

Eine Photovoltaik-Anlage mit einer Nennleistung von 1 kW „erntet“ im Jahr etwa 900 kWh elektrische Energie und benötigt dafür eine Modulfläche von 7 bis 12 m^2 , je nach Zelltyp bzw. Wirkungsgrad. Bezogen auf die Nennleistung arbeitet das PV-Modul also mit durchschnittlich 900 Vollbenutzungsstunden ($1 \text{ kW} \times 900 \text{ h/a} = 900 \text{ kWh/a}$). Um eine gegenseitige Verschattung zu vermeiden, sind die Modulreihen in einem Abstand etwa der dreifachen Modulhöhe gegeneinander versetzt installiert, je kW wird deshalb bei Freiflächenanlagen eine Aufstellfläche von etwa 40 m^2 benötigt.

Elektrischer Strom kann aus Solarstrahlung nicht nur direkt durch Photovoltaik, sondern auch über den Zwischenschritt thermischer Energieerzeugung gewonnen werden. Aus dieser wird dann wie in einem konventionellen Kraftwerksprozess mit Verdampfer, Turbine, Kondensator

und Generator elektrische Energie gewonnen. Die international übliche Bezeichnung für diese solarthermischen Kraftwerke lautet CSP – Concentrated Solar Power. Das erste Solarkraftwerk wurde bereits 1912 in Ägypten in Betrieb genommen, dazu in Kap. 7 am Ende des Buches mehr. Die Funktionsweise eines solarthermischen Kraftwerks ist im Abschn. 4.7 ausführlich erläutert.

2.3 Wärme aus Solarenergie

Eine solarthermische Anlage wandelt die einfallende Solarstrahlung nicht in elektrische, sondern in thermische Energie um. Für diese photothermische Wandlung wird der Solarabsorber benötigt, das Herzstück des Solarkollektors.

Der Vorgang soll anhand eines Flachkollektors erläutert werden: Abbildung 2.6 zeigt diesen im Schnitt. Die direkte und diffuse Solarstrahlung trifft auf die obere Kollektorabdeckung aus hochtransparentem Solarglas und wird zum größten Teil (rund 90 %) transmittiert. Nur ein kleiner Anteil der Photonen wird vom Glas reflektiert (rund 8 %) bzw. absorbiert (2 %).

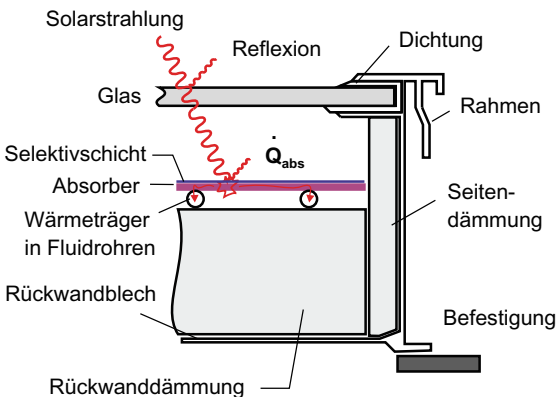


Abb. 2.6 Strahlungsabsorption im Solarkollektor

vom Glas zurückgehalten werden kann. Parallel dazu gibt er über Konvektion Energie an die Luft im Scheibenzwischenraum ab, die das Glas zusätzlich erwärmt¹. Die Glasaußenseite und auch Kollektorrahmen und -rückseite schließlich geben ebenfalls konvektiv Energie an die Umgebungsluft ab. Dieser Vorgang wird durch Wind erheblich verstärkt. Eine Wärmedämmung auf der Absorberrückseite und zu den Seiten hin sorgt dafür, dass der Wärmestrom möglichst gering ist (Nach oben zum Glas hin darf natürlich keine Dämmung sein, da die Solarstrahlung ja auf den Absorber treffen muss). Über Wärmeleitung an das Montagesystem wird nur wenig Verlustenergie transportiert.

In Abb. 2.7 ist die Energiebilanz für den Kollektor mit dargestellt: Die Kollektornutzleistung \dot{Q}_{Nutz} ist die Differenz aus dem absorbierten Wärmestrom \dot{Q}_{abs} und dem Gesamtwärmeverluststrom \dot{Q}_{V} an die Umgebung. Die Kollektorleistung \dot{Q}_{Nutz} muss offenbar von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektorinnerem und Umgebung abhängig sein, so zeigen es auch die Wirkungsgradkennlinien in Abb. 2.8.

Der Kollektorstufenwirkungsgrad η ist das Verhältnis der Kollektornutzleistung \dot{Q}_{Nutz} (in W) zur globalen Einstrahlungsleistung (in W/m^2) auf die Kollektorfläche (in m^2). Als Kollektorrinnentemperatur wird die mittlere Temperatur aus Wärmeträgerein- und -austritt angenommen. Der bei einer Temperaturdifferenz von 0 K erzielbare Wirkungsgrad wird als Konversionsfaktor bezeichnet. Bei einfachen Schwimmbadabsorbern beträgt dieser 0,85 und mehr, bei den sog. CPC-Vakuumröhren nur 0,65 bis 0,70. Dieser auffallend geringe Wert ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass der Wirkungsgrad auf die Aperturfläche bezogen ist und diese beim CPC von dem recht großen rückseitigen Reflektor gebildet wird.

Abbildung 2.8 zeigt, dass die verschiedenen Kollektorbauarten sehr unterschiedliche Wirkungsgradverläufe aufweisen, entsprechend sind sie für bestimmte Anwendungen mehr oder weniger gut geeignet. Darauf wird im folgenden Abschnitt vertiefend eingegangen.

¹ Man unterscheidet drei Varianten des Wärmetransports: Energietransport über elektromagnetische Strahlung, konvektiver Transport von einer festen Wand an eine Flüssigkeit oder ein Gas und zuletzt Wärmeleitung zwischen benachbarten Molekülen.

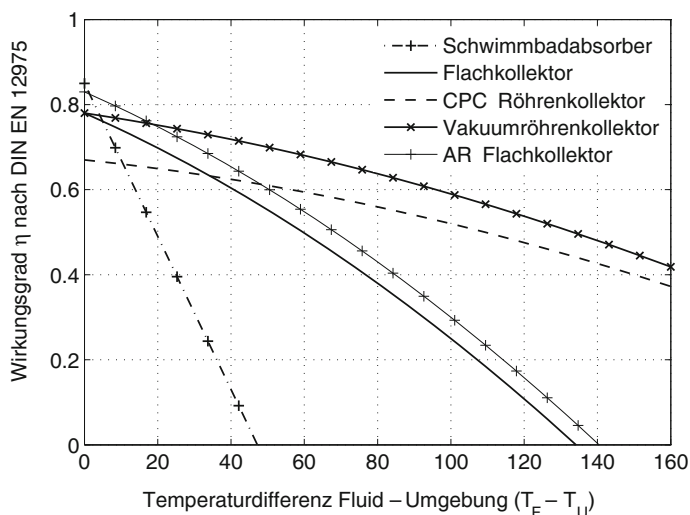


Abb. 2.8 Typische Kollektorstufenwirkungsgrade in Abhängigkeit von der Differenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur für eine Einstrahlung von 1000 W/m^2 (Flächenbezug: Aperturfläche)

Zusammenfassung

Schon in Abb. 1.3 war zu sehen, dass eine Solaranlage nicht nur Kollektoren, sondern auch einen Wärmespeicher braucht, der das Bindeglied zur konventionellen Anlagentechnik darstellt. Dazu werden Wärmeübertrager, Umwälzpumpen, Rohrleitungen und Regelungen benötigt. Das folgende Kapitel erläutert die Funktion und Bauarten der wichtigsten Komponenten.

3.1 Kollektoren

Abbildung 2.8 zeigte die Wirkungsgrade verschiedener Kollektorbauarten. Bei der Erwärmung von Badewasser in Freibädern liegt die angestrebte Nutztemperatur mit rund 25°C in Höhe der Umgebungstemperatur, an heißen Sommertagen sogar darunter. Kollektoren zur Schwimmbadwassererwärmung werden daher vollständig ohne Wärmedämmung konstruiert. Sie bestehen nur aus einer vom Badewasser direkt durchströmten Absorbermatte aus Kunststoff. Bei der Trinkwassererwärmung und Raumbeheizung beträgt das Nutztemperaturniveau rund 40 bis 60°C . Hier ist der Einsatz kostengünstiger Flachkollektoren sinnvoll. Im industriellen und gewerblichen Bereich wird häufig Prozesswärme benötigt: zum Reinigen, Spülen oder zum Betrieb thermischer Verdichter in Absorptionskältemaschinen. Die Nutztemperaturen überschreiten in diesen Fällen schnell 80 bis 90°C . Für diese Zwecke eignen



Abb. 3.1 Einfacher Schwimmbadabsorber aus Kapillarrohrmatten auf dem Dach eines kombinierten Frei- und Hallenbades

sich Vakuumröhrenkollektoren, die in diesem Temperaturbereich einen höheren Wirkungsgrad erbringen.

3.1.1 Bauarten

Die einfachsten volldurchströmten *Schwimmbadabsorber* zur Beckenwassererwärmung sind aus schwarz gefärbten Kunststoff-Rohrmatten gefertigt (Abb. 3.1).

Schwimmbadabsorber verfügen weder über eine Glasabdeckung noch über ein Gehäuse oder eine rückseitige Wärmedämmung und werden daher auch als unabgedeckte Kollektoren bezeichnet. Die Absorbermatten werden auf einem Flachdach oder auf der Wiese ausgelegt und direkt mit dem Beckenwasser durchströmt. Als Material eignet sich jeder Kunststoff, der UV-, hydrolyse-, chlor- und dauertemperaturbeständig bis etwa 100 °C ist. Es kommen Polyethylen (PE), Polypropylen (PP), PVC und EPDM zum Einsatz. Der Wirkungsgrad von Schwimmbadabsorbern ist laut Abb. 2.8 nur bei geringen Temperaturdifferenzen zur Umgebung gut,



Abb. 3.2 Flachkollektorfeld auf dem Dach des Fraunhofer ISE in Freiburg [40], (Foto Fraunhofer ISE)

bei höheren Wassertemperaturen und gleichzeitig geringen Lufttemperaturen sinkt er rapide ab.

Der grundsätzliche Aufbau eines *Flachkollektors* wurde bereits in Abb. 2.6 dargestellt. Abbildung 3.3 zeigt das Schnittmodell und einen Flachkollektor auf einem Leistungsprüfstand. Abbildung 3.2 zeigt Flachkollektoren in Freiaufstellung auf einem Flachdach.

Die gut solarstrahlungsdurchlässige Abdeckung aus Glas schützt den Absorber von oben gegen Witterungseinflüsse und reduziert gleichzeitig die Wärmeverluste. Meist wird spezielles, gegenüber dem Fensterglas besonders eisenarmes Solarglas verwendet. Die Solargläser mancher Kollektoren sind mit einer zusätzlichen Antireflexschicht ausgestattet, die den Glastransmissionsgrad gegenüber den üblichen Werten von etwa 88 bis 90 % um ca. 3 bis 5 %-Punkte steigern. Der Transmissionsgrad gibt an, welcher Anteil der Solarstrahlung das Glas durchdringt und damit im Kollektor nutzbar wird.



Abb. 3.3 Kollektorschnittmodell (*links*) und Flachkollektor auf einem Leistungsprüfstand (*rechts*)

Nach unten und seitlich wird der Schutz gegen Wärmeverluste mit Mineralwollgedämmung erreicht. Das Kollektorgehäuse aus Aluminiumrückwandblech und Aluminiumseitenprofilen gibt dem Kollektor Struktur, Festigkeit und Schutz vor Witterungseinflüssen. Ein großer Anteil der Wärmeverluste wird vom Absorber selbst durch Abgabe thermischer Wärmestrahlung im nicht sichtbaren langwelligen Bereich durch die Glasscheibe verursacht. Abhilfe schafft eine besondere Ausführung der Absorberbeschichtung (Selektivbeschichtung), die durch einen speziellen Schichtaufbau die langwelligen Strahlungsverluste auf etwa 5 Prozent des physikalisch möglichen Maximalwertes zu reduzieren vermag.

Die Standardbauform für Absorber in Flachkollektoren ist der Vollflächenabsorber, ein Blech mit einer Breite von bis zu 1200 mm, das vollautomatisiert mit einer Fluidrohrharfe oder einem Mäanderrohr verschweißt ist. Als Harfe (Abb. 3.4a) werden die 8 bis 12 parallelen, mit Sammler und Verteiler verbundenen Fluidrohre bezeichnet. Ein vielfach gebogenes Einzelrohr (Abb. 3.4b) mit einem Rohrabstand von etwa 90 bis 120 mm heißt Mäander.

In den südlichen Ländern werden in abgedeckten Flachkollektoren vorwiegend teildurchströmte Flächenabsorber eingesetzt (Abb. 3.4c). Hierbei werden Fluidkanäle in dünne Edelstahl- oder Stahlplatten eingepresst, gegeneinander gelegt und dann mit einzelnen Schweißpunkten zusammengeheftet und am Rand verschweißt. Diese Herstelltechnik ist aus der Plattenheizkörperproduktion bekannt.

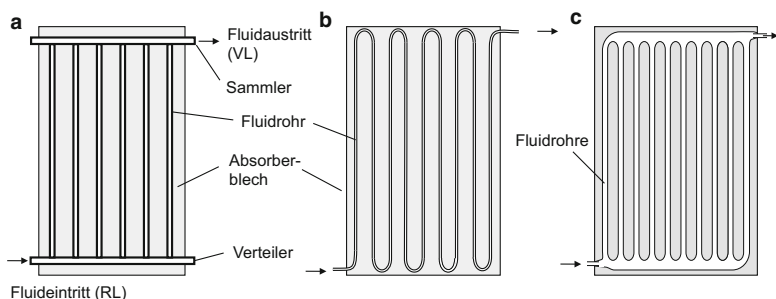


Abb. 3.4 Absorberhydrauliken. Harfenabsorber (a), Mäanderabsorber (b) und Flächenabsorber (c)

Ein handelsüblicher Flüssigkeits-Flachkollektor mit etwa 2 bis 2,4 m² Aperturfläche wiegt je nach Bauweise 35 bis 50 kg, gerade so viel, dass er von zwei Personen noch auf das Hausdach gehoben werden kann. Großflächenkollektoren mit 6 bis 10 m² Aperturfläche müssen so konstruiert sein, dass sie mit dem Kran gehoben werden können.

Es gibt auch Hochleistungsflachkollektoren für Prozesswärmanwendungen. Bei der Verwendung einer Doppelglasabdeckung können die Wärmeverluste um etwa 20 % vermindert werden, allerdings sinkt der Konversionsfaktor trotz Einsatz von Antireflex-Beschichtungen um rund 10 %. In Dänemark wird bereits seit etwa 20 Jahren sehr erfolgreich ein Flachkollektor angeboten, in dem eine dünne Polymer-Folie (FEP oder ETFE) in den Zwischenraum zwischen Glasabdeckung und Absorber eingespannt ist. Der sehr hohe Transmissionsgrad der Folie mindert den Konversionsfaktor nur wenig, die Wärmeverluste können dagegen um rund ein Drittel reduziert werden.

An den beiden Stirnseiten von Flachkollektoren befinden sich i. d. R. Belüftungsöffnungen, um einen Mindestluftaustausch zu gewährleisten. Damit wird sichergestellt, dass im Kollektor entstehende Feuchtigkeit abtransportiert wird. Das sich bei der Nachtauskühlung oftmals an der kalten Glasinnenseite niederschlagende Kondensat würde ansonsten die Isolation durchfeuchten und deren Dämmwirkung herabsetzen.

Flachkollektoren

Ein guter marktüblicher Flachkollektor mit hochselektiver Beschichtung und einer Aperturfläche von 2 bis 2,3 m² kostet den Endkunden rund 600 bis 950 € (incl. MwSt.). Die spezifischen Kosten je m² betragen je nach Qualität und Leistungsfähigkeit etwa 300 bis 400 €/m². Bei Großflächenkollektoren sinken die spezifischen Kosten nur wenig, Einsparungen werden hier v. a. durch die geringeren Montage- und Verrohrungskosten erzielt. Sehr einfache Kollektoren mit günstiger Schwarzschrömbeschichtung erreichen spezifische Kosten von weniger als 250 €/m².

Während beim „normalen“ Kollektor der Absorber mit einer Flüssigkeit durchströmt wird, erwärmt der *Luftkollektor* einen Luftstrom. Um einen ausreichend hohen internen Wärmefluss zwischen Absorber und Fluid (hier Luft) zu erreichen, muss der Absorber mit Außenrippen versehen werden. Die Luft wird nicht in Rohren geführt, sondern im Zwischenraum von transparenter Abdeckung und Absorber (Fluidkanal, vgl. Abb. 3.5). Die Luftkollektoren werden stirnseitig zu langen Reihen verbunden und auf dem Dach bzw. an Fassaden befestigt.

Luftkollektoren sind besonders geeignet für die solare Heizungsunterstützung in Gewerbe- und Industriebauten mit raumlufthechnischen Anlagen, da die dem Gebäude zugeführte Frischluft in den Luftkollektoren direkt vorgewärmt werden kann. Eine weitere Einsatzmöglichkeit ist die solare Trocknung von z. B. Getreide oder Hackschnitzeln.

Der *Vakuumröhrenkollektor* (Abb. 3.6) setzt auf eine andere Form der Wärmedämmung: Er nutzt die Tatsache, dass Wärmeleitung und Konvektion durch eine Teilvakuum, d. h. der Entfernung der Luftmoleküle aus einem geschlossenen Raum, nahezu vollständig unterdrückt werden. Der Absorber im Inneren einer Glasröhre gibt dann Energie nur noch in Form von Wärmestrahlung ab, die durch die Selektivbeschichtung minimiert ist. Röhrenförmige Gläser nehmen im Gegensatz zu Flachglas große Kräfte auf und können damit ohne innere Stützen bei Teilvakuum dem äußeren Luftdruck standhalten.

In den Vollvakuumröhren werden Fluidrohre in U-Form oder Heatpipe-Rohre eingesetzt, auf die ein schmaler Streifen Absorberblech ge-

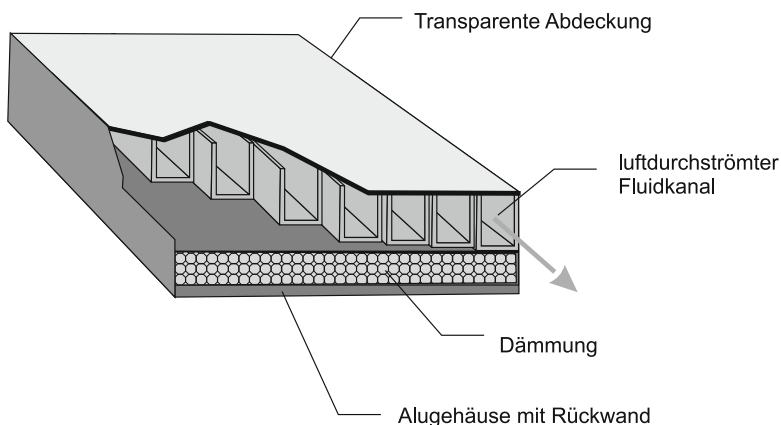


Abb. 3.5 Vereinfachte Schnittdarstellung eines Luftkollektors nach Grammer Solar [29]

schweißt ist. Das geschlossene Heatpipe- oder Wärmerohr ist mit einer geringen Menge einer Wärmeträgerflüssigkeit mit niedrigem Dampfdruck gefüllt. Durch die Strahlungsabsorption verdampft die Flüssigkeit und steigt nach oben. Außerhalb des Vakuumrohrs am Rohrende (dem Kondensator) wird die Energie auf den Kollektorkreis übertragen, die Flüssigkeit kondensiert und fließt in das Vakuumrohr zurück.

Ein technisches Problem stellen die Übergänge zwischen Glas- und Metallrohren dar, die dauerhaft dicht sein müssen. Zur Vermeidung dieses Problems hat man die kostengünstigste Variante des Sydney-Röhrenkollektors entwickelt, bei der das Vakuum im Inneren eines Doppelglasrohres gezogen ist (Abb. 3.6). Die Außenseite der Innenröhre ist mit der Absorberbeschichtung versehen und durch das Vakuum optimal vor Witterungseinflüssen geschützt. Die Fluidrohre zur Abnahme der thermischen Energie sind mit Wärmeleitblechen versehen und in das offene Rohr eingeschoben. Ein speziell geformter Reflektor hinter den Röhren erhöht den Wirkungsgrad, indem er die Solarstrahlung auf die nicht direkt bestrahlte Rückseite des Innenrohres leitet. Der Reflektor gibt dieser Art von Kollektoren auch ihren Namen, CPC-Röhrenkollektor (compound parabolic collector).

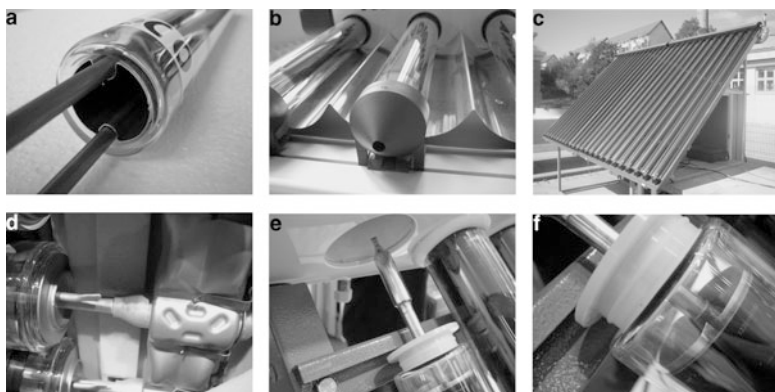


Abb. 3.6 Vakuumröhren unterschiedlicher Bauart. **a** CPC-Röhre mit Wärmeleitblech und Fluidrohr, **b** CPC-Röhre mit Blick auf den speziell geformten Reflektor, **c** CPC-Vakuumröhrenkollektorfeld, **d** Heatpipe-Anbindung mit Vollvakuumröhre, **e** Heatpipeanbindung einer CPC-Röhre, **f** CPC-Röhre

Kollektorhersteller geben in ihren technischen Datenblättern eine Vielzahl von Kenndaten an, die ohne entsprechendes Hintergrundwissen unverständlich sind. Der nachfolgende Abschnitt soll hier helfen.

3.1.2 Kollektorkenndaten

Seit 2010 muss jeder Kollektor über das europäische Zertifizierungszeichen *Solarkeymark* verfügen. Das auffällige Zeichen (Abb. 3.7) ist meist im Produktblatt abgebildet und gibt eine Lizenznummer an.

Abb. 3.7 Solarkeymark – Zeichen mit Lizenznummer (*links*). Der Blaue Engel des Umweltbundesamtes (*rechts*) wird bei Kollektoren nur selten genutzt.



Page 1/2

TÜVRheinland®
DIN CERTCO

ISFH

Summary of EN 12975 Test Results, annex to Solar KEYMARK Certificate

Licence number 011-75481 F
Date of issue 05.12.2012

Company holding the licence Hersteller ABC GmbH
Brand (optional)
Street, number
Postal Code
City

Country Germany
Website <http://www.info.de>
E-mail
Tel. +49
Fax +49

Collector Type (flat plate / evacuated tubular / un-glazed) Flat plate collector
Integration in the roof possible? No

Collector name	Aperture area (A _a)	Gross length	Gross width	Gross height	Gross area (A _g)	Power output per collector unit G = 1000 W/m ² T _m -T _a :				
	[m ²]	[mm]	[mm]	[mm]	[m ²]	0 K	10 K	30 K	50 K	70 K
Bla	2.36	2 151	1 215	110	2.61	2 004	1 918	1 724	1 498	1 241

Collector efficiency parameters related to aperture area (A_a)
Type of fluid and flow rate see note 1

η_{0a} 0.848 -
 α_{1a} 3.46 W/(m²K)
 α_{2a} 0.0165 W/(m²K²)

Stagnation temperature - Weather conditions see note 2
 t_{sp} 209 °C

Effective thermal capacity
 $C_{eff} = C/A_a$ 5.3 kJ/(m²K)

Max. operation pressure - see note 3
 p_{max} 1000 kPa

Incidence angle modifiers $K_{\theta}(\theta)$	$K_{\theta 0}$	θ_1 / θ_2 50°		$K_{\theta}(\theta)$	at G_{DNI}/G_{TOT} 0.15
		0.88	0.95		
	0.10				

Abb. 3.8 Ausschnitt aus dem Solarkeymark-Datenblatt für einen Flachkollektor, Seite 1/2

Über diese Lizenznummer ist im Internet über die Webseite <http://www.estif.org/solarkeymarknew/index.php> (→ List of certified collectors) ein offizielles Datenblatt (Abb. 3.8) abrufbar, das die wichtigsten Kenndaten für diesen Kollektor (werbefrei) angibt. Grundlage sind die Testergebnisse, die von zugelassenen Prüfinstituten nach der europäischen Kollektornorm DIN EN 12975 ermittelt wurden.

Natürlich ist der Hersteller des Kollektors (Abb. 3.8, (A)) mit Adresse angegeben und auch (B) das Prüfinstitut (hier: ISFH Hameln) und die Zertifizierungsstelle (DIN CERTCO). Rechts oben ist die licence number angegeben, die dem bei (C) genannten Kollektortyp eindeutig zugeordnet ist. Wenn es den Kollektortyp in unterschiedlichen Größen gibt, sind hier 2 oder mehr Zeilen ausgefüllt. Bei Pos. (D) ist angegeben, ob es sich

um einen Flachkollektor (flat plate) oder einen Röhrenkollektor (tube) handelt.

Pos. (E) gibt die Größe des Kollektorstyps an, einmal als Aperturfläche, einmal als Bruttofläche (gross area). Die Flächenangaben können sehr verschieden sein und müssen daher genau unterschieden werden.

Flächen am Kollektor

Die *Bruttofläche* A_G (Abb. 3.9) ist die größte projizierte Fläche eines vollständigen Sonnenkollektors, ohne dass Vorrichtungen für die Befestigung und Rohrleitungsverbindungen berücksichtigt sind; Konzentrationssysteme wie Reflektoren zählen dazu. Die *Absorberfläche* A_A dagegen ist die größte projizierte Fläche des Absorbers. Sie schließt absorbierende Bereiche nicht ein, welche von senkrecht einfallender Sonnenstrahlung nicht erreicht werden. Die *Aperturfläche* A_a schließlich ist die größte projizierte Fläche, durch die unkonzentrierte Sonnenstrahlung in den Kollektor eintritt. Beim Flachkollektor entspricht die Aperturfläche etwa der lichten Glasfläche, beim Röhrenkollektor ohne rückseitigen Reflektor ist die Länge L des unbeschatteten, parallelen und durchsichtigen Röhrenquerschnitts mit dem Innendurchmesser d_a des durchsichtigen äußeren Hüllrohres und der Anzahl der Röhren zu multiplizieren. Bei Vakuumröhren mit rückseitigem Reflektor entspricht die Aperturfläche der Projektionsfläche des Reflektors.

An Pos. (F) in Abb. 3.8 schließlich ist die thermische Leistung des Kollektorsmoduls (in W, also „Watt“) bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen angegeben. Wichtig ist die Einstrahlung, die hier mit $G = 1000 \text{ W/m}^2$ vorgegeben ist. Dann wird unterschieden nach der Temperaturdifferenz $T_m - T_a$ aus der Kollektormitteltemperatur T_m und der Umgebungstemperatur T_a . Der in Abb. 3.8 beschriebene Flachkollektor ist in der Lage, bei einer Einstrahlung von 1000 W/m^2 in die Kollektorebene und bei einer Temperaturdifferenz von 30 K zur Umgebung eine Nutzleistung von 1724 W zu erzeugen. Bei der angegebenen Aperturfläche von $2,36 \text{ m}^2$ beträgt der Wirkungsgrad η damit 73 %. Bei einer

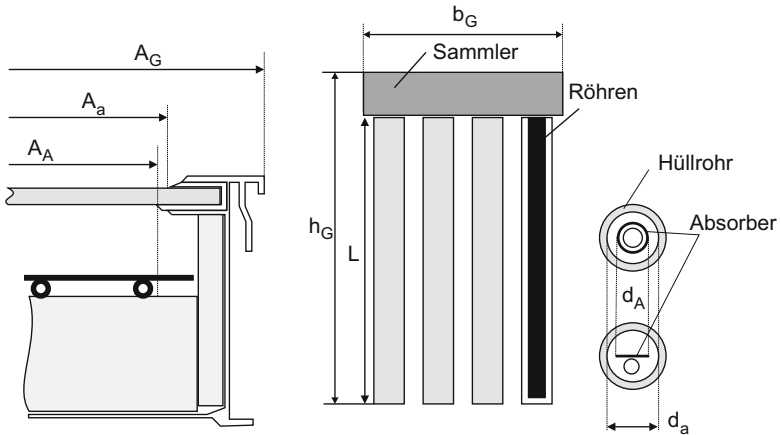


Abb. 3.9 Definition der Aperturfläche A_a , der Absorberfläche A_A und der Bruttofläche Aperturfläche A_G für Flachkollektoren und Vakuumröhrenkollektoren

Temperaturdifferenz von 70 K zur Umgebung beträgt die Nutzleistung nur noch 1241 W und der Wirkungsgrad noch 52 %.

Pos. (G) in Abb. 3.8 nennt die Kollektoreffizienz-Parameter, mit der das thermische Verhalten des Kollektors in Simulationsprogrammen nachgebildet werden kann. Mit η_0 , a_1 und a_2 werden die Wirkungsgradkennlinien nach Abb. 2.8 berechnet. Ein Vergleich von Kollektoren anhand dieser Werte ist aber problematisch und sollte dem Fachkundigen überlassen werden.

Temperaturen im Kollektorkreis

Die Kollektorleistung sinkt mit steigender Temperaturdifferenz zwischen Kollektormitteltemperatur und Umgebung. Warum? Und was ist überhaupt T_m ?

Die Kollektormitteltemperatur T_m ist der Mittelwert aus der Kollektoreintritts- (T_{cin}) und -austrittstemperatur (T_{cout}) der Solarflüssigkeit, wie Abb. 3.10 zeigt. Die Kollektoreintrittstemperatur

wird bestimmt von der Temperatur im angeschlossenen Wärmespeicher T_S . Dieser erwärmt sich durch die zugeführte Solarenergie und damit erhöht sich auch die Kollektoreintrittstemperatur während des Betriebs (Abb. 3.20 auf S. 58 zeigt, wie sich die Temperaturen während des Aufheizens entwickeln).

Die Wärmeverluste des Kollektors steigen mit Zunahme der Kollektormitteltemperatur und die thermische Leistung sinkt. Die Maximalleistung des Kollektors kann nur dann abgegeben werden, wenn T_m gleich der Umgebungstemperatur ist – also bei kaltem Speicher. Die Temperaturzunahme im Kollektor (Kollektorein- zu -austritt) wird vorrangig durch die Globalstrahlung G und den Volumenstrom durch den Kollektor bestimmt.

Die Seite 2 des Datenblatts (Abb. 3.11, Pos. (H)) enthält eine weitere interessante Angabe zur Leistungsfähigkeit des Kollektors für vier europäische Standorte mit sehr unterschiedlicher Witterung, den CAO (collector annual output, in kWh/a). In der Tabelle sind die Erträge für die Kollektormitteltemperaturen 25 °C, 50 °C oder 75 °C angegeben.

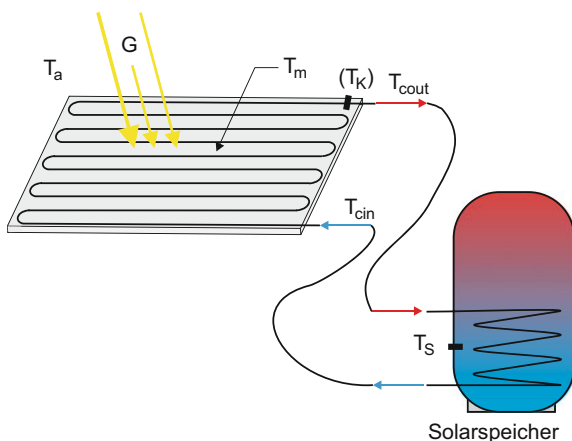




Abb. 3.10 Temperaturen im Kollektor und Solarspeicher



TÜVRheinland®

DIN CERTCO



ISFH

Page 2/2

Annual collector output based on EN 12975 Test Results, annex to Solar KEYMARK Certificate												Licence number Issued		011-75481 F 05.12.2012	
Annual collector output kWh															
<div> <div>H</div> <div>Location and collector temperature (T_m)</div> </div>															
Collector name	Athens			Davos			Stockholm			Würzburg					
	25°C	50°C	75°C	25°C	50°C	75°C	25°C	50°C	75°C	25°C	50°C	75°C			
Bla	3 223	2 384	1 615	2 680	1 904	1 219	1 835	1 243	777	1 990	1 346	827			

Abb. 3.11 Solarkeymark-Datenblatt für einen Flachkollektor, Seite 2/2

Der Kollektorertrag gibt dem Käufer eine einfache Möglichkeit an die Hand, unterschiedliche Typen von Solarkollektoren hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit miteinander zu vergleichen. Für jede Stunde des Jahres wird die Nutzenergie in kWh berechnet, die ein mit den Kollektorkennwerten (Pos. (G)) beschriebener Solarkollektor bei optimaler Neigung in Südausrichtung erzielt, wenn seine Kollektormitteltemperatur T_m vorgegeben wird. Bei dieser Energiebilanzierung werden keinerlei dynamische (zeitabhängige) Effekte berücksichtigt, der Kollektor weist immer die gleiche vorgegebene Kollektormitteltemperatur auf, erwärmt sich nicht und kühlt sich nicht ab. Die effektive Wärmekapazität des Kollektors¹ und insbesondere die während des Tages durch die solare Beladung ansteigenden Speicher- und Kollektorkreisrücklauftemperaturen bleiben in diesem Ansatz also unberücksichtigt.

Dennoch ist dieser Jahresertrag recht aussagekräftig: Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung im Ein- und Zweifamilienhaus arbeiten typischerweise mit Kollektormitteltemperaturen von 40 bis 50 °C, wenn sie rund 2/3 des Energiebedarfs decken sollen. In Würzburg würde der gezeigte Kollektor also eine solare Nutzenergie von rund 1400 kWh an den Kollektorkreis abgeben. An den Wärmespeicher würden bei Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitungen noch etwa 80 %, also rund 1100 kWh geliefert. Wenn der Nutzenergiebedarf von 4 Personen

¹ Je höher die effektive Wärmekapazität ist, desto träger reagiert der Kollektor auf Strahlungs- und Temperaturänderungen.

rund 3500 kWh/a beträgt, sollten also 2 Module dieses Typs ausreichend sein.

3.1.3 Kollektormontage

Kollektorfelder werden in Aufdachmontage, Indachmontage (Abb. 3.12), in der Fassade oder in Freiaufstellung befestigt. Bei der Aufdachmontage sind die Kollektoren mit Dachankern durch die Dachhaut an den Sparren des Daches befestigt. Montageschienen aus Aluminium verbinden die Dachanker untereinander, darauf werden die Kollektoren mit speziellen Halteklammern befestigt. Zur Einführung der Rohrleitungen vom Kollektorfeld in das Gebäude nutzt man Entlüfterziegel.

Bei der Dachintegration wird ein Teil der Dachbedeckung entfernt und durch den Kollektor ersetzt. Hierbei ist auf eine dauerhafte Abdichtung zwischen Dachbedeckung und Kollektorrahmen zu achten. Die Dachintegration ist immer teurer als die Aufdachmontage, bietet aber u. U. gestalterische Vorteile. Werden Flachkollektoren in der Fassade verbaut, muss besonders auf die Verglasungsrichtlinien geachtet werden, die hohe Anforderungen an die Frontgläser stellen. Zwar muss mit etwas höheren Montagekosten gerechnet werden, es wird aber eine gute und ansprechende bauliche Integration erzielt.

Zur Freiaufstellung von Kollektoren auf Flachdächern (Abb. 3.2) oder Freiflächen (Abb. 6.20) werden Profilschienensysteme aus Edelstahl oder Aluminium verwendet, die mit dem flachen Untergrund (bei Dächern wasserdicht!) verschraubt sind. Alternativ finden kostengünstigere Beschwerungen (Betonplatten, Betonquader oder Wannen mit Kiesfüllung) Verwendung.

Die Montagesysteme für Solarkollektoren sind nach den geltenden Normen zur Tragwerksberechnung auszulegen, die Lastannahmen für Bauten bzgl. Wind und Schnee sind hierbei besonders zu beachten. Die Solarindustrieverbände haben zur Ermittlung von Schneelasten an solarthermischen Anlagen ein spezielles Arbeitsblatt herausgegeben [7], das im Internet zu finden ist. Der Kollektorhersteller muss in seiner Montageanleitung die jeweils erforderliche Zahl von Dachankern je nach Gebäudetyp und Höhenlage angeben.



Abb. 3.12 Kollektoren in Aufdachmontage (*links*) mit höhenverstellbarem Sparrenanker und in Indachmontage (*rechts*) mit Rahmenprofil und Bleischürze zum Regenablauf

Bei größeren Anlagen sollte der Hersteller des Montagesystems immer eine prüffähige Statik für sein Produkt vorlegen. Vor der Montage ist der Zustand des Daches zu bewerten, dessen Lebensdauer mindestens weitere 25 Jahre betragen sollte. Schon in der Angebotsphase ist die Konstruktion und Statik des Gebäudes zu beachten, die Tragfähigkeit für die zusätzlichen Lasten durch Kollektorfeld und Schnee- bzw. Windmehrlasten muss gegeben sein. Die besonderen Regeln bei Überkopfverglasungen sind zu beachten, um Gefahren durch herabstürzende Glassplitter (vor allem bei den nicht gehärteten Vakuumröhren) zu vermeiden. Bei der Kollektormontage gelten die Anforderungen der Berufsgenossenschaften an den Arbeitsschutz, dazu zählen die Sicherung vor Herabfallen, Gerüste, etc.

3.2 Kollektorkreis

Der im Kollektorfeld gewonnene Nutzenergiestrom muss durch den Kollektorkreis zum Speicher bzw. zum Verbraucher geleitet werden. Dazu sind ein wärmegeädämmtes, druckfestes Rohrsystem erforderlich, eine Umwälzpumpe, ein Wärmeübertrager und diverse Sicherheitseinrichtungen. Um größere Kollektorflächen zu erzielen, werden einzelne Kollektoren zu Kollektorfeldern zusammengeschaltet. Die Kollektoren können

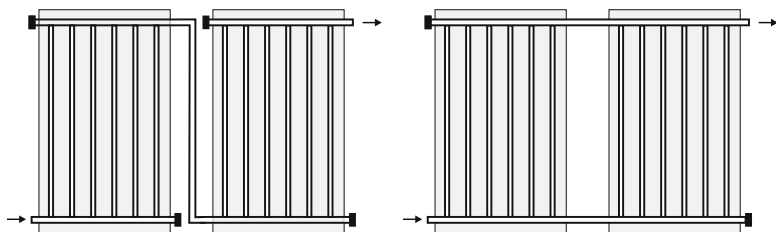


Abb. 3.13 Kollektorfeld in serieller (*links*) und paralleler Verschaltung (*rechts*)

hintereinander (seriell) oder nebeneinander (parallel) durchströmt werden (Abb. 3.13).

Bei der Dimensionierung von Kollektorfeldern ist zu beachten, dass eine homogene Durchströmung aller Kollektoren bzw. Kollektorteilfelder erreicht wird, die Abweichungen der parallelen Teilvolumenströme zueinander sollten 10 % nicht überschreiten. Nach den Vorgaben der Tichelmann-Verschaltung werden dazu die Rohrleitungen in jedem parallelen Strang genau gleich lang ausgeführt, bei Bedarf sind Strangreguliertventile zu verwenden, um die Teildruckverluste anzugleichen. Der Kollektorhersteller gibt im Datenblatt die möglichen Verschaltungsvarianten vor. Der Gesamtvolumenstrom durch das Kollektorfeld ist so einzustellen, dass der ebenfalls herstellenseitig vorgegebene flächenbezogene Feldvolumenstrom eingehalten wird.

Durchströmung des Kollektorfelds

Bei sogenannten *highflow*-Anlagen beträgt der flächenbezogene Feldvolumenstrom etwa 25 bis 50 l/h/m², bei *lowflow*-Anlagen etwa 15 bis 25 l/h/m². Im lowflow-Betrieb ist die Temperaturerhöhung im Kollektor um den Faktor 1,5 bis 3 höher und der Gesamtvolumenstrom um diesen Faktor kleiner. So können die Rohrleitungsquerschnitte und damit auch die Wärmeverluste erheblich reduziert werden. Der Kollektorertrag dagegen ist bei highflow- und lowflow-Anlagen vergleichbar. Die Kosteneinsparungen im lowflow-Betrieb durch den verringerten Hilfsenergiebe-

darf für die Umwälzpumpe und die kleineren Leitungsquerschnitte werden vor allem bei großen solarthermischen Anlagen ab 20 m^2 Kollektorfläche genutzt.

3.2.1 Betriebsarten

Kollektorkreise werden in unterschiedlicher Weise „betrieben“. Am verbreitetsten ist das *Zwangsumwälzsystem*, bei dem die Solarflüssigkeit in einem geschlossenen Rohrsystem² mit statischem Überdruck von rund 2 bis 3 bar mit einer Pumpe umgewälzt wird (Abb. 3.14). Wenn das Rohrsystem vollständig entlüftet ist, muss der Förderdruck der Umwälzpumpe ausschließlich die Druckverluste des Rohrsystems überwinden. In Solaranlagen mit Kollektorflächen kleiner 50 m^2 sollte der Druckverlust bei Nennvolumenstrom 500 mbar nicht überschreiten. Bei Wasser-Glycolgemischen hat sich eine Strömungsgeschwindigkeit von 0,4 bis 0,7 m/s bewährt, um einerseits einen ausreichend geringen Druckverlust, andererseits eine gute Entlüftung zu gewährleisten. Da der Gesamtvolumenstrom bereits anhand der Kollektorfeldfläche festgelegt wurde, ergibt sich aus dieser Vorgabe der notwendige Rohrdurchmesser.

Der elektrische Hilfsenergiebedarf $Q_{\text{el},a}$ für die Umwälzpumpe ist anhand der solaren Jahresarbeitszahl abzuschätzen, die das Verhältnis des solaren Nutzertrags $Q_{\text{sol},a}$ zum jährlichen elektrischen Hilfsenergiebedarf $Q_{\text{el},a}$ angibt. Darin enthalten ist auch der (geringe) elektrische Energiebedarf für den Solarregler. Bei großen Anlagen wird je 50 kWh solarer Nutzenergie nur eine kWh Strom eingesetzt ($JAZ_{\text{sol}} = 50$). Bei kleinen Anlagen liegt die Arbeitszahl meist niedriger ($JAZ_{\text{sol}} = 20 \dots 30$). Der Einsatz von Hocheffizienzpumpen führt zu einer Erhöhung der solaren Jahresarbeitszahl, Werte von $JAZ_{\text{sol}} = 100$ und mehr sind erreichbar.

Die gewählte Umwälzpumpe muss für den Betrieb mit Solarflüssigkeit geeignet sein. Es ist zu beachten, dass deren Förderleistung bei

² Rohrleitungen mit Rohrverbinder, dazu Umwälzpumpen, Filter und sonstige Einbauteile.

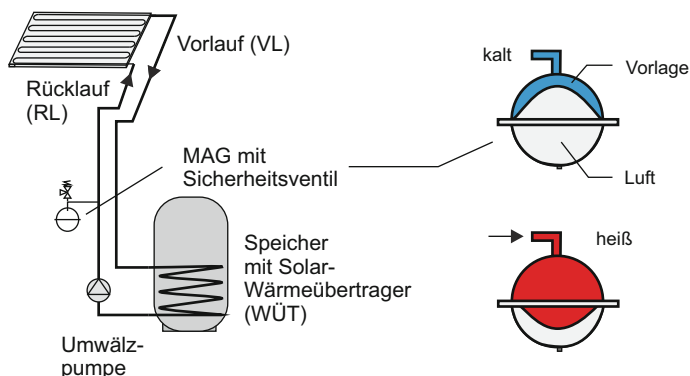


Abb. 3.14 Betriebsarten von Kollektorkreisen: Zwangsumwälzung mit Membranausdehnungsgefäß

Wasser-Glycolgemischen um ca. 10 % gegenüber den für Wasser angegebenen Kennwerten gemindert ist. Die Temperaturbeständigkeit sollte im Betrieb 110°C , im Stillstand 130°C betragen. Die Umgebungstemperatur am Einbauort darf bei den meisten Modellen 40°C nicht überschreiten. Der Betriebspunkt der Pumpe ist möglichst im mittleren Drittel der Pumpenkennlinie bei höchstem Pumpenwirkungsgrad zu wählen.

Um die Volumenausdehnung der Solarflüssigkeit bei Temperaturerhöhung im geschlossenen Rohrsystem ausgleichen zu können, ist immer ein Membranausdehnungsgefäß (MAG) zu installieren. Bei der Auslegung des MAG ist zu beachten, dass bei kalter Solarflüssigkeit an der höchsten Stelle im Kollektor noch ein leichter Überdruck von 0,5 bar herrscht und sich im MAG noch eine Mindestmenge Flüssigkeit befindet (Wasservorlage), um Unterdruck bei weiterer Abkühlung zu vermeiden. Bei Stagnation im Kollektorfeld verdampft ein Teil des Kollektordinhaltes und verdrängt den Kollektorfeld- und einen Teil des Kollektorkreisinhalt (vgl. Abb. 3.14). Das Gasvolumen im MAG muss daher so bemessen sein, dass neben der gesamten Volumenausdehnung der Solarflüssigkeit bei Temperaturerhöhung bis 140 K auch der gesamte Kollektorfeldinhalt und ein Teil des Inhaltes der Kollektorkreisleitungen aufgenommen wer-

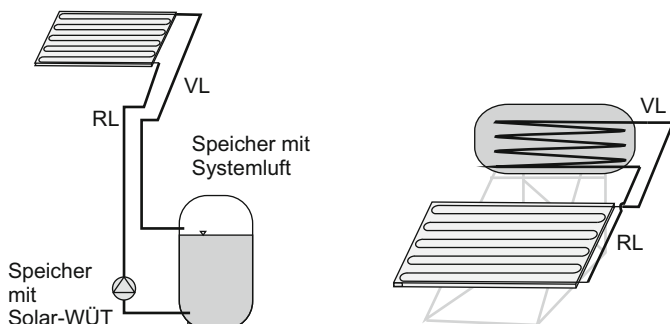


Abb. 3.15 Betriebsarten von Kollektorkreisen: Drainback (*links*), Thermosyphon (*rechts*)

den können, ohne den Anlagenmaximaldruck zu überschreiten. Dieser wird durch den Nenndruck des Sicherheitsventils vorgegeben. Die VDI 6002 [49] gibt Hinweise zum richtigen Einbau des Membranausdehnungsgefäßes – in Strömungsrichtung nach der Pumpe.

Solaranlagen müssen „eigensicher“ betrieben werden: Auch anhaltende Strahlungsabsorption ohne Nutzenergieentnahme (Stagnationsbedingung) darf danach nicht zu einem Störfall führen, die Anlage muss also nach dem Ende der Stagnationsphase selbsttätig wieder in Betrieb gehen können.

Beim *Drainbackbetrieb* des Kollektors (Abb. 3.15, links) ist der Kollektorkreis bei Pumpenstillstand oberhalb des Speichers mit Luft gefüllt. Beim Start muss die Pumpe erst eine Flüssigkeitssäule bis zum oberen Kollektoranschluss aufbauen, entsprechend sind nur leistungsstarke Pumpen mit Nullförderhöhen von mindestens 8 bis 10 m Wassersäule in Einfamilienhäusern geeignet. Auch die Verwendung von zwei in Reihe geschalteten Standardpumpen ist möglich. Bei *geschlossenen* Drainback-Anlagen gleicht die Systemluft die Volumenänderung der Solarflüssigkeit durch Druckerhöhung (etwa 0,1 bis 0,5 bar) aus, bei *offenen* Systemen erfolgt ein Luftaustausch und Druckausgleich mit der Umgebung.

Der Vorteil von Drainbackanlagen liegt in ihrer baulichen Einfachheit (keine Membranausdehnungsgefäße) und der Möglichkeit, ohne Frost-

schutzmittel zu arbeiten: Sind alle Rohrleitungen des Kollektorkreises mit Gefälle (mindestens 2 %) verlegt, läuft die Solarflüssigkeit bei Pumpenstillstand nur aufgrund der Schwerkraft vollständig in den Speicher bzw. Wärmeübertrager zurück. Der dann mit Systemluft gefüllte Kollektor ist dadurch vor Beschädigungen bei Eisbildung geschützt. Als Solarflüssigkeit ist daher Wasser einsetzbar. Zudem ist die Solarflüssigkeit im Stagnationszustand keinen hohen thermischen Belastungen ausgesetzt.

Im Mittelmeerraum, in asiatischen Ländern und in Australien hat sich eine weitere Variante etabliert: Bei *Thermosyphon*-Anlagen handelt es sich um geschlossene flüssigkeitsgefüllte Systeme ohne Umwälzpumpe (Abb. 3.15, rechts). Man nutzt hier die Temperaturabhängigkeit der Dichte der Solarflüssigkeit, um einen natürlichen thermosyphonischen Umwälzstrom zu erzeugen. Bei Thermosyphon-Anlagen muss der Speicher immer oberhalb des Kollektors angebracht sein. Bei Sonneneinstrahlung erwärmt sich die Solarflüssigkeit im Kollektor (Vorlauf, VL) und deren Dichte vermindert sich. Die im Verbindungsrohr zwischen Speicher-Wärmeübertrager und Kollektoreintritt (RL, Rücklaufrohr) befindliche Flüssigkeit ist kälter und damit schwerer. Die beiden miteinander verbundenen Flüssigkeitssäulen bilden aufgrund der unterschiedlichen Dichten am Kollektoreintritt unterschiedliche statische Drücke aus. Die Differenz aus beiden ist der Förderdruck, der nur wenige mbar beträgt. Die Solarflüssigkeit wird dennoch beschleunigt, bis ein Gleichgewicht mit dem Anlagendruckverlust erreicht ist, der sich proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit erhöht. Es stellen sich Volumenströme von 60 bis 150 l/h ein. Die im geschlossenen Thermosyphonkreis ebenfalls auftretende thermische Volumenausdehnung führt zu einer Druckerhöhung im System und wird z. B. über ein Sicherheitsventil durch Flüssigkeitsabgabe, ein Luftpolster im Speicherwärmeübertrager oder ein Ausdehnungsgefäß begrenzt.

3.2.2 Solarflüssigkeit

In Klimaregionen mit Frostgefahr muss der Kollektorkreis mit einem frostgeschützten Wärmeträgerfluid betrieben werden. Andernfalls müsste das System in der kalten Jahreszeit vollständig entleert werden, um Schädigungen des Kollektors durch Eisbildung zu verhindern. Am Markt

werden Konzentrate von Solarflüssigkeit angeboten, die auf Basis des nicht gesundheitsschädlichen 1,2-Propylenglycols hergestellt sind. Der Stockpunkt der reinen Flüssigkeit liegt bei unter $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Weitere Zusätze (Korrosionsschutzinhibitoren) schützen die im Kollektorkreis üblicherweise verwendeten Materialien wie Kupfer, Aluminium, Messing und Stahl vor Korrosion und Ablagerungen (Inkrustierung). Propylenglycol ist mit Wasser in beliebigem Verhältnis vollständig vermischbar. Um eine ausreichende Wirkung der Inhibitoren zu gewährleisten, darf aber ein Konzentratanteil von 30 % nicht unterschritten werden. Dauertemperaturen von $> 170\text{ }^{\circ}\text{C}$ führen zur vorzeitigen Alterung der Solarflüssigkeit und sind daher durch entsprechende Betriebsführung zu vermeiden.

3.2.3 Rohrleitungen

Bei der Ausführung des Kollektorkreises ist immer die kürzeste Verrohrung zwischen Kollektoren und Speicher zu wählen, um die Wärmeverluste an die Umgebung und den Hilfsenergieeinsatz zur Überwindung der Druckverluste zu minimieren. Bei der Rohrführung ist auf ausreichende Entlüftungsmöglichkeit zu achten, die Leitungen sind daher möglichst mit Gefälle zu verlegen.

Bei der Auswahl der Kollektorkreis Komponenten sollten einige Grundsätze beachtet werden: Die Temperaturbelastung des Rohrsystems ist bei Solaranlagen relativ hoch, da es (zumindest im Kollektorfeld) den Stagnationstemperaturen des Kollektors standhalten muss. Bei besonderen Betriebszuständen mit Dampfbildung können Temperaturen von 120 bis $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreicht werden. Bei Außenverlegung dagegen sinken im Winter die Minimaltemperaturen auf -15 bis $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die Rohrverbindungen und alle Bauteile müssen diesen Temperaturen standhalten, im Kollektorbereich darf nicht weichgelötet werden.

Bei kleinen Solaranlagen wird meist Kupferrohr verwendet, bei größeren Anlagen aus Kostengründen eher (unverzinktes) Stahlrohr. Wenige Anlagen verwenden Kunststoff-Aluminium-Verbundrohre.

Das Dämmmaterial im Außenbereich muss witterungsfest, resistent gegen Vogel- und Mäusefraß und UV-beständig sein. Es darf keine Feuchtigkeit aufnehmen und muss kurzzeitig temperaturbeständig bis $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ und im Kollektorbereich dauerbeständig bis $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ sein.

3.3 Speicher

Energiespeicher sind bei thermischen Solaranlagen immer erforderlich, weil Energieangebot (Solarstrahlung) und Energiebedarf (zur Trinkwassererwärmung, Raumheizung, etc.) nur selten gleichzeitig vorliegen. An die Speicher wird eine Vielzahl von Anforderungen gestellt. Sie müssen kostengünstig sein, den hygienischen Vorgaben genügen sowie dauertemperatur- und druckfest sein. Auch das Speichermedium muss kostengünstig, gesundheitsunschädlich und umweltverträglich sein, zudem eine hohe volumetrische Wärmekapazität bei geringer Viskosität besitzen und schließlich dauertemperaturbeständig sein. Noch immer erfüllt Wasser alle genannten Anforderungen am besten.

3.3.1 Bauarten

Man unterscheidet verschiedene Speichervarianten, wie Abb. 3.16 zeigt:

Trinkwasserspeicher bevorraten direkt das zu erwärmende Medium. Sie müssen hohen hygienischen Anforderungen entsprechen (Wasser ist ein Lebensmittel!), dem Leitungsdruck des Kaltwasserversorgungsnetzes widerstehen (oft 10 bar) und korrosionsgeschützt sein, da Trinkwasser immer maximal sauerstoffgesättigt ist. Standard ist eine Emaillierung (ein etwa 0,3 mm dünner Glasüberzug) auf allen trinkwasserberührten Innenflächen in Verbindung mit einer Opferanode oder einer Fremdstromanode. Alternativ wird korrosionsbeständiger Edelstahl für Behälter und Einbauten verwendet.

Pufferspeicher benötigen keinen Korrosionsschutz, da sie mit sauerstofffreiem Betriebswasser (Heizungswasser) befüllt sind. Da eine Trennung zum Heizkreislauf nicht nötig ist, werden Pufferspeicher direkt be- und entladen. Dadurch werden Exergieverluste in einem Wärmeübertrager vermieden. Zwischen Kollektorkreis und Pufferspeicher muss bei Verwendung spezieller Solarflüssigkeit ein Wärmeübertrager geschaltet werden. Pufferspeicher werden bei Stückholz- und Festbrennstoffkesseln immer eingesetzt, um die beim vollständigen Abbrand der Brennstofffüllung entstandene thermische Energie „puffern“ zu können, daher ihr Name. In Kombination mit Frischwasserstationen werden Pufferspeicher auch zur hygienischen Trinkwassererwärmung genutzt (vgl. Abb. 4.2).



Abb. 3.16 Schnittdarstellungen verschiedener Speichervarianten. Bivalenter Trinkwasserspeicher (*links*), Pufferspeicher (*Mitte*), Kombispeicher, System Tank-in-Tank (*rechts*) [51]

Zur solaren Heizungsunterstützung wurden spezielle *Kombispeicher* entwickelt, die aus einem (größeren) Pufferspeicher und einem darin integrierten kleineren Trinkwasserspeicher bestehen (auch Tank-in-Tank-Speicher genannt). Der Trinkwassertank muss innen korrosionsgeschützt sein und wird vom umgebenden Pufferwasser beheizt. Bei einigen Kombispeichermodellen ist der Innentank durch ein Edelstahlwellrohr mit größerem Querschnitt (32 bis 120 mm) ersetzt, das spiralförmig im Speicher verlegt ist. Da das enthaltene Trinkwasservolumen selten 50–80 Liter übersteigt, muss bei größeren Zapfungen das Trinkwasser im Durchlauf auf Solltemperatur gebracht werden.

In solaren Nahwärmenetzen werden *Langzeit- oder Saisonspeicher* eingesetzt, die aufgrund ihrer Größe (mehrere 100 bis 10.000 m³) gänzlich andere Konstruktionstechniken erfordern. Dazu finden sich in Abschn. 4.5 weitere Informationen.

Neben den aufgezeigten Speichertypen wird am Markt noch eine Vielzahl weiterer Varianten angeboten, z. B. drucklose Speichersysteme mit Volumina von 2 bis 10 m³ aus glasfaserverstärkten Kunststoffen oder anderen Verbundmaterialien (vgl. Abb. 3.17).



Abb. 3.17 Modularer druckloser Pufferspeicher mit drei hydraulischen Kreisläufen (links), rechts Einbausituation in einem Kellerraum (Fa. FSAVE, Kassel [27])

3.3.2 Dimensionierung

Die Dimensionierung der Solarspeicher erfolgt nach der Kollektorfeldgröße. Bei großen Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung mit einem angestrebten Deckungsanteil von etwa 35 % sollten rund $501/\text{m}^2$ Kollektorfäche eingeplant werden. Bei kleineren Anlagen zur Trinkwassererwärmung im Ein- und Zweifamilienhaus ist oft eine sommerliche Volldeckung des Energiebedarfs gewünscht, damit der Heizkessel ausgeschaltet werden kann. Bei einem Deckungsanteil von 50 bis 60 % sollte der Speicher mit $651/\text{m}^2$ Kollektorfäche etwas größer dimensioniert werden.

Bei heizungsunterstützenden Anlagen, die Solarwärme über mehrere Tage bevorraten, ist ein spezifisches Speichervolumen von eher $701/\text{m}^2$ zu empfehlen. Möchte man höhere Deckungsanteile (z. B. 50 %) erzielen, sollten es $1001/\text{m}^2$ sein. Eine größere Speicherauslegung ist nicht sinnvoll, da die Effizienz der Solaranlage kaum noch ansteigt, dafür sich aber die Kosten erhöhen. Im Abschn. 6.1.4 wird dieser Zusammenhang erläutert.

Bei Solaranlagen mit saisonaler Wärmespeicherung (Abschn. 4.5) werden die Speicher wesentlich größer dimensioniert. Als Heißwasserspeicher werden sie mit einem auf die Kollektorfäche bezogenen

spezifischen Volumen von $1,5$ bis $2,5 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ausgeführt. Kieswasserspeicher haben eine geringere volumetrische Wärmekapazität, daher beträgt hier das spezifische Speichervolumen eher $2,5$ bis $4,0 \text{ m}^3/\text{m}^2$.

3.3.3 Latentwärmespeicher

Trotz intensiver Forschungsarbeiten zu alternativen Speichermaterialien erfüllen einfache Wasserspeicher alle genannten Anforderungen noch immer am besten. Latentwärmespeicher werden bisher nur vereinzelt angeboten und eingesetzt. Probleme bereiten v. a. die Langzeitemperaturbeständigkeit (Zyklusfestigkeit) sowie die Wirtschaftlichkeit.

Im Unterschied zur sensiblen thermischen Energie ist bei Latentwärmespeichern die gespeicherte Energie „verborgen“, da die Energieeinlagerung nicht mit einer Temperaturerhöhung verbunden ist. Bei Latentwärmespeichern wird die gespeicherte Energie über eine Änderung des Aggregatzustandes des Speichermaterials freigesetzt. Die dazu eingesetzten Materialien werden, abgeleitet aus dem Englischen, als PCM (phase change materials) bezeichnet.

Der Effekt der „verborgenen“ Wärme soll am Beispiel von Wasser bzw. Eis verdeutlicht werden: Wasser besitzt eine Wärmekapazität von $4,18 \text{ kJ/kg/K}$. Um Wasser von 0 auf 80°C zu erwärmen, sind $4,18 \text{ kJ/kg/K}$ mal 80 K , also 334 kJ/kg notwendig. Genau diese Energiemenge ist aber auch nötig, um 1 kg Eis zu schmelzen. Das Problem besteht nun darin, einen beständigen, kostengünstigen und ungiftigen Stoff zu finden, der seinen Aggregatzustandswechsel von fest nach flüssig bei der gewünschten Nutztemperatur macht. Beim Phasenwechsel von flüssig zu gasförmig wird übrigens noch erheblich mehr Energie eingelagert, die damit verbundene Volumenausdehnung ist technisch aber nur schwer beherrschbar.

Abbildung 3.18 zeigt die Schmelzwärme verschiedener Latentwärmespeichermaterialien, eingeteilt nach der Umwandlungstemperatur, also dem Schmelzpunkt. Für den Niedertemperaturbereich bis etwa 130°C sind Paraffine oder Salzhydrate einsetzbar. Bei Salzhydraten sind in die Kristallstruktur des Salzes Wassermoleküle eingelagert, diese werden auch als Kristallwasser bezeichnet. Im festen Zustand bilden Salzhydrate ein weißliches Pulver. Bei Energiezufuhr wird das Kristallwasser

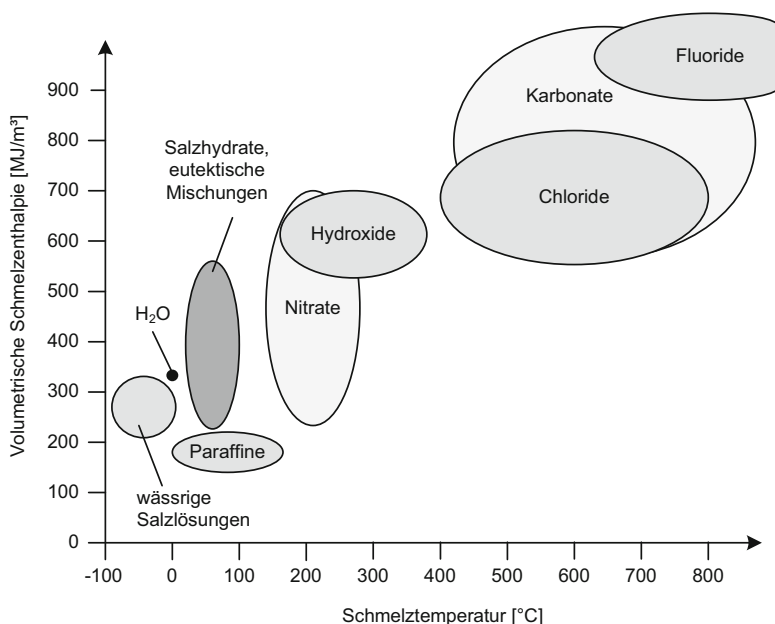


Abb. 3.18 Volumetrische Schmelzwärme verschiedener Klassen von PCM, nach [30]

ausgetrieben und bildet mit den dissoziierten Salzionen ohne Zufuhr von Wasser eine wässrige Flüssigkeit.

Aufgrund der höheren Kosten und aufgrund der fehlenden Langzeiterfahrungen (Zyklusfestigkeit) ist ein wirtschaftlicher Vorteil von PCM-Speichern gegenüber herkömmlichen sensiblen Warmwasserspeichern derzeit noch immer fraglich.

3.3.4 Wärmeverluste des Speichers

Solarspeicher mit einem Volumen von 300 bis etwa 2000 Liter sind meist mit einer abnehmbaren Dämmung aus Polyurethan (PU)-Weichschaum versehen. Bei einer Schaumdichte von 15 bis 25 kg/m³ beträgt des-

sen spezifische Wärmeleitfähigkeit³ (temperaturabhängig) etwa 0,04 bis 0,05 W/m/K. Dämmungen werden zudem aus expandiertem Polystyrol (EPS), PU-Hartschaum oder Polyester-Vlies hergestellt. Die Außenseite der Dämmung ist mit einem lackierten Blechmantel, mit einer etwa 1 mm dicken Polystyrolplatte oder einer reißfesten gewebeverstärkten PVC-Folie kaschiert.

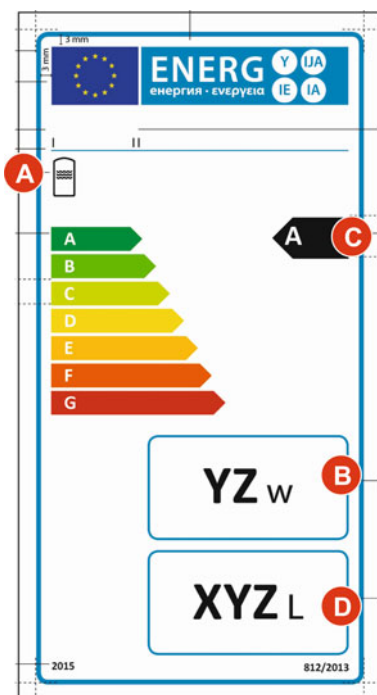
PU-Hartschaum hat eine geringere Wärmeleitfähigkeit und weist deshalb bessere Dämmeigenschaften auf als PU-Weichschaum. Er wird häufig bei kleineren Speichern bis etwa 300 Liter eingesetzt. Der PU-Schaum wird dazu direkt in eine teilbare Form eingespritzt, die den Speicherbehälter umschließt. Da die Hartschaumdämmung dauerhaft mit dem Speicher verbunden ist, begrenzt das Türeinbringmaß (rund 80 cm) die Einsatzmöglichkeiten. Größere Speicher werden daher mit einer abnehmbaren PU-Weichschaumisolierung und zunehmend häufiger mit Polyester-Vlies ausgeliefert.

Die Wärmeverluste eines Speichers sind wesentlich von der Größe und der Dämmstärke, aber auch von der Anzahl der Rohranschlüsse abhängig. Man unterscheidet zwischen dem Wärmeverluststrom S in Watt, der vom Speicher beständig an die Umgebung abgegeben wird und der Energiemenge, die der Speicher pro Tag an die Umgebung verliert. Diese Energiemenge wird als Bereitschaftswärmeaufwand Q_{st} nach DIN EN 12897 [20] gemessen und ist identisch mit dem Wärmebereitschaftsaufwand W_B nach der inzwischen zurückgezogenen, aber noch häufig verwendeten DIN V 4753-8 [19]. Beide Größen geben die Energiemenge in kWh an, die ein Speicher während 24 Stunden bei einer Temperaturdifferenz von 45 K zwischen Speicher und Umgebung verliert. Die Umrechnung zwischen dem Wärmeverluststrom S und dem Bereitschaftswärmeaufwand Q_{st} ist recht einfach: S ist mit 24 h/d (Stunden je Tag) zu multiplizieren und dann durch 1000 zu teilen, da Q_{st} in kWh/d angegeben wird.

Ab September 2015 müssen die Wärmeverluste von Speichern nach den Vorgaben der ErP-Richtlinie klassifiziert sein [23]. Dann wird jeder Speicher ein Energielabel nach Abb. 3.19 tragen, das Auskunft über des-

³ Wenn Sie sich im Baumarkt Dämmmaterial anschauen, ist z. B. auf der Mineralwolle ein Aufkleber mit einem großen „Ü“ zu finden. Daneben steht „040“ oder „035“. Diese Zahl gibt die Wärmeleitfähigkeit des Materials an, 040 entspricht 0,040 W/m/K.

Abb. 3.19 Neues Energielabel für Warmwasserspeicher nach [23]



sen Wärmeverluste gibt. An der Stelle (A) werden Speicherhersteller (I) und -typ (II) genannt, die Wärmeverlustrate S ist bei (B) in der Einheit Watt (W) angegeben und zusätzlich bei (C) mit einem Pfeil grafisch gekennzeichnet. Bei (D) ist das Volumen des Speichers nachzulesen.

Speicherwärmeverluste

Die Wärmeverluste von Speichern erreichen aufgrund der langen Betriebszeiten im Jahr hohe Werte, wie das nachfolgende Berechnungsbeispiel zeigt:

Wird ein Trinkwasserspeicher mit 300 Litern im Jahresdurchschnitt mit einer Warmwassersolltemperatur von 60 °C betrieben

und beträgt die Umgebungstemperatur am Aufstellungsort im Mittel $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, so ist mit einer mittleren Temperaturdifferenz von 45 K zu rechnen. Der Wärmeverluststrom für diese Temperaturdifferenz kann vom Energielabel nach Abb. 3.19 abgelesen werden. Für einen 300-l-Speicher mit der Effizienzklasse $A+$ darf er maximal 36 W betragen, bei der Effizienzklasse C ist ein Wert zwischen 70 und 98 W erlaubt.

Der Bereitschaftswärmeaufwand Q_{st} würde im ersten Fall $0,864\text{ kWh}$ je Tag betragen, bei Klasse C dagegen schon $1,68$ bis $2,35\text{ kWh/d}$. Wird der Speicher das ganze Jahr über bei den genannten Temperaturen betrieben, betragen die jährlichen Wärmeverluste bei einem Speicher der Energieeffizienzklasse C bereits 615 bis 860 kWh/a . Zur Deckung dieser Speicherverluste benötigt man allein eine Kollektorfläche von rund 2 bis 3 m^2 – man sollte beim Kauf also besonders auf energieeffiziente Speicher achten.

3.3.5 Wärmeübertrager

Der Solar-Wärmeübertrager ist die Schnittstelle zwischen dem Kollektorkreis und dem Speicher. Bei dem Wärmeträgermedium im Kollektorkreis handelt es sich meist um Solarflüssigkeit, Speichermedium ist Heizungswasser oder Trinkwasser. Kleinere Solarspeicher bis etwa 2000 Liter Nennvolumen sind vorwiegend mit innenliegenden Rohrwendelwärmeübertragern ausgestattet. Abbildung 3.16 zeigte links das Modell eines bivalenten Solarspeichers mit zwei internen Wärmeübertragern.

Das meist verwendete einzöllige Gewinderohr mit einem Außendurchmesser von $33,7\text{ mm}$ besitzt eine spezifische Außenwandfläche von etwa $0,1\text{ m}^2$ je m Rohrlänge. Es wird vom Hersteller zuerst durch stirnseitiges Verschweißen zur erforderlichen Länge zusammengesetzt und dann über eine Dreierrollenvorrichtung zu einer Wendel gebogen. Je m^2 Kollektorfläche sollten $0,2$ bis $0,3\text{ m}^2$ Wärmeübertragerfläche eingeplant werden.

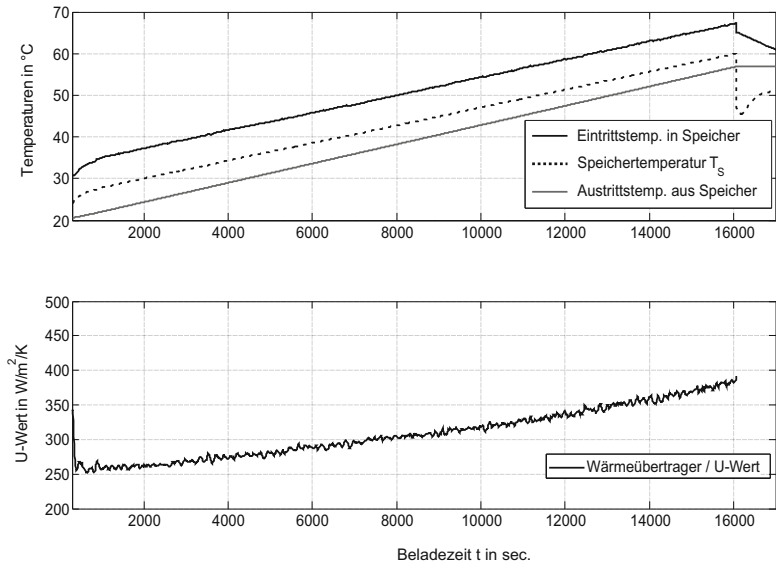


Abb. 3.20 Messdaten der Beladung eines 300-Liter-Speichers über den unteren (Solar-)Wärmeübertrager bei einer konstanten Beladeleistung von 3000 W

Abbildung 3.20 zeigt die Beladung eines bivalenten Solarspeichers (300 Liter) über einen Rohrwendelwärmeübertrager mit $1,3 \text{ m}^2$ Übertragungsfläche. Die Temperaturdifferenz zwischen Speichereintritt- und -austritt (entsprechend Kollektorvor- und -rücklauf) beträgt knapp 10 K, die Speichertemperatur ist rund 5 K niedriger als der Kollektorrücklauf. Der Wärmeübertragungswert (U-Wert) steigt durch die Abnahme der Viskosität leicht von etwa $250 \text{ W/m}^2/\text{K}$ auf $350 \text{ W/m}^2/\text{K}$ an.

Bei Kollektorfeldern mit mehr als 15 m^2 Fläche würden interne Rohrwendelwärmeübertrager für den Speichereinbau zu groß werden. Als externe Wärmeübertrager haben sich Plattenwärmeübertrager bewährt, die aus 20, 50 oder gar 100 profilierten Edelstahlplatten gefertigt werden (Abb. 3.21). Die Platten mit nur wenigen Millimeter Abstand trennen die beiden Flüssigkeiten voneinander. In dieser Bauweise sind extrem gute Wärmeübertragungswerte von $3000 \text{ W/m}^2/\text{K}$ und mehr realisierbar,

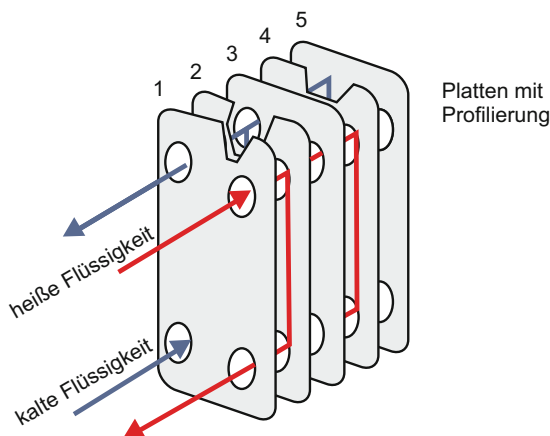


Abb. 3.21 Vereinfachte Schnittdarstellung eines Plattenwärmeübertragers. Die heiße Flüssigkeit strömt oben rechts in den Wärmeübertrager ein und – abgekühlt – unten rechts wieder aus, die kältere wird gegenläufig auf der linken Seite erwärmt

sodass je m^2 Kollektorfläche nur $0,03$ bis $0,07 \text{ m}^2$ Wärmeübertragerfläche installiert werden müssen. Für die richtige Dimensionierung sollten jedoch die Berechnungsprogramme der Hersteller verwendet werden.

3.4 Regelung

Die Grundaufgabe der Kollektorkreisregelung besteht in der Beladung des Solarspeichers durch Ein- und Ausschalten der Kollektorkreispumpe. Zu diesem Zweck wird über einen Temperaturfühler die Kollektortemperatur T_K mit der Temperatur im Speicher T_S verglichen. Abbildung 3.22 zeigt in einem stark vereinfachten Anlagenschema die Sensorpositionen. Ist die aktuell gemessene Differenz ΔT zwischen T_K und T_S größer als der Einschaltswert ΔT_{Ein} (typisch: 6 bis 8 K), so schaltet der Regler über einen Leistungsausgang die Spannungsversorgung für die Umwälzpumpe frei. Die im Solarkollektor erwärmte Solarflüssigkeit wird im Wärmeübertrager des Speichers abgekühlt und wieder über

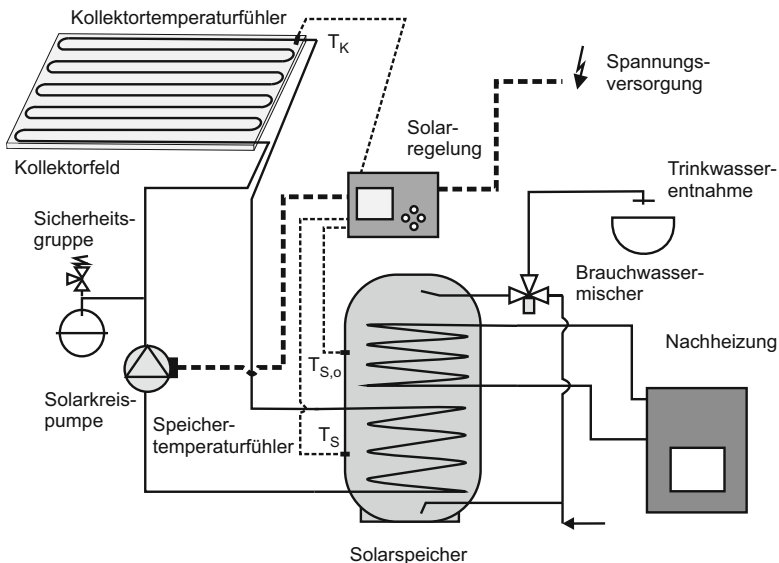


Abb. 3.22 Regelung einer einfachen Solaranlage zur Trinkwassererwärmung mit Sensoren (Temperaturfühler) und Aktoren (Umwälzpumpe)

den Rücklauf dem Kollektorfeld zugeführt. Die Temperatur im Speicher steigt nun kontinuierlich an – ebenso wie die Vor- und Rücklauftemperaturen im Kollektorkreis, wie Abb. 3.20 zeigte.

Sinkt die Kollektorfeldleistung, mindert sich die Kollektoraustrittstemperatur und damit auch die Differenz zur Speichertemperatur T_S . Der Regler schaltet die Umwälzpumpe aus, sobald eine einstellbare Mindesttemperaturdifferenz ΔT_{Aus} von etwa 3 K unterschritten wurde. Die Solarflüssigkeit muss beim Eintritt in den Speicher-Wärmeübertrager auch bei Berücksichtigung der Rohrleitungsverluste immer heißer sein als der Speicherinhalt, sonst wird Energie aus dem Speicher in den Kollektor transportiert. Bei matched-flow-Regelungen passt der Regler durch Pulsweitenmodulation oder ähnliche Verfahren die Leistung der Umwälzpumpe und damit den Kollektorfeldvolumenstrom so an, dass eine vorgegebene Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Speicher (z. B. 10 K) eingehalten wird.

Der Speicherfühler ist in mittlerer Höhe zwischen Solarwärmeübertragerein- und austritt in einer Fühlerklemmleiste befestigt oder in einer Tauchhülse eingesteckt. Der Sensor für T_K sollte die Temperatur der Solarflüssigkeit im Bereich des Kollektorvorlaufanschlusses im Inneren des Kollektors messen können.

Als zweite Grundfunktion überwacht der Solarregler die Speichermaximaltemperatur. Dazu wird im oberen Speicherbereich die Temperatur $T_{S,o}$ gemessen und mit einem vorgegebenen Sollwert $T_{S,max}$ (meist 95°C) verglichen. Bei Überschreitung des Sollwertes schaltet der Regler die Kollektorkreispumpe aus. Der Einfluss verschiedener Reglereinstellungen auf den Betrieb einer Solaranlage wird in Abschn. 6.1.5 genauer untersucht.

Bei aufwändigeren hydraulischen Schaltungen übernimmt der Solarregler weitere Regel- und Steueraufgaben zur Entladung des Speichers, so das Schalten von Zwei- und Dreiwegeventilen, das Ein-/Ausschalten weiterer Pumpen etc. Auf einige dieser Funktionen wird im folgenden Kap. 4 eingegangen. Sinnvoll ist die Integration von Mechanismen zur Funktionskontrolle der Solaranlage in den Regler, mindestens muss die Funktionsfähigkeit der Sensoren überwacht werden. Durch Einbau weiterer Temperatursensoren und von Volumenstrommessgeräten ist auch eine Ertragskontrolle möglich. Eine Messung der solaren Nutzwärmeleistung im Kollektorkreis allein ist aber nicht sinnvoll, wenn andere wichtige Betriebsgrößen wie Einstrahlung oder Trinkwasserverbrauch unbeachtet bleiben.

Zusammenfassung

Wie wirken die im letzten Kapitel beschriebenen Komponenten einer Solaranlage – Kollektor, Speicher, Regelung – zusammen? Jede Anwendung, sei es solare Trinkwassererwärmung, solare Raumheizungsunterstützung oder solare Prozesswärme, erfordert eine bestimmte Kombination und Dimensionierung der Bauteile.

Anlagen und Systeme werden meist in Hydraulikplänen dargestellt, das sind geometrische Darstellungen der Komponenten, Rohrleitungsverbindungen, Pumpen, Umschaltventile etc. Bevor die verschiedenen Anwendungen betrachtet werden, sollen zunächst die wichtigsten Systemkennwerte zur Beurteilung von Solaranlagen vorgestellt werden.

4.1 Systemkennwerte

Bei optimaler Ausrichtung nach Süden treffen auf einen Quadratmeter Kollektorfläche rund 1100 kWh/a Solarstrahlung. Die Ausführungen in Abschn. 2.3 haben gezeigt, dass maximal 70 bis 80 % dieser Energiemenge (etwa 800 kWh/a) in solare Nutzenergie umgewandelt werden könnten, bei Berücksichtigung der Systemtemperaturen davon nur die Hälfte oder noch weniger (siehe dazu CAO-Ertrag, Abschn. 3.1.2). Eine netzgekoppelte Photovoltaikanlage kann die umgewandelte elektrische

Energie vollständig in das Stromnetz einspeisen, solarthermische Anlagen dagegen unterliegen dem Einfluss des Energieverbrauchers: Wird im Verhältnis zum solaren Ertrag dem Speicher nur eine geringe Energiemenge entnommen, muss die Solaranlage bei Erreichen der Maximaltemperaturen abschalten und geht in Stagnation. Trotz fortdauernder solarer Einstrahlung kann keine Nutzenergie gewonnen werden und der solare Anlagenenertrag sinkt. Die Wärmeverluste des Speichers und in den Rohrleitungen mindern den Ertrag zusätzlich.

Das Verhältnis der installierten Kollektorfläche zum tatsächlichen Energiebedarf wird oft als *Auslastung* bezeichnet. Leider finden sich in der Literatur unterschiedliche Definitionen dieser Größe. Die Dimensionierung einer Solaranlage erfolgt in der Regel durch Vorgabe einer gewünschten Auslastung. Der solare Deckungsanteil, die anteilige Energieeinsparung und der Systemertrag geben den Anteil solarer Nutzwärme am Gesamtwärmebedarf in unterschiedlicher Weise an. Diese Begriffe werden nachfolgend vorgestellt.

Der *solare Systemertrag* q_{sol} ist die solare Netto-Energiemenge in kWh, die je m^2 Kollektorfläche im Jahr tatsächlich vom Verbraucher genutzt werden kann. Die Wärmeverluste im Kollektorkreis, in den Rohrleitungen und im Solarspeicher sind dabei schon abgezogen. Will man den Systemertrag an einer realen Anlage messen, muss man die Wärmemenge ermitteln, die der „letzte“ Wärmeübertrager der Solaranlage in das Trinkwasser oder den Heizkreis einspeist. In den nachfolgenden Hydraulikskizzen ist diese Stelle jeweils mit einem Pfeil gekennzeichnet.

Bei Trinkwasser-Solaranlagen wird der Systemertrag wesentlich von der Auslastung v_{ausl} beeinflusst, die in der VDI-Richtlinie 6002-1 (Planungs- und Bemessungsregeln für Solaranlagen, [49]) als der auf die Kollektorfeldfläche bezogene Tagesverbrauch an Trinkwarmwasser bei 60°C definiert ist. Bei Anlagen mit hoher Auslastung werden Systemerträge $> 500 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ erreicht, bei geringer Auslastung (und damit langen Stagnationszeiten) sinkt der Systemertrag auf Werte um $350 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Grundsätzlich gilt immer: Je höher der Anteil der solaren Nutzenergie am Gesamtbedarf ist, desto niedriger ist der auf die Kollektorfläche bezogene Systemertrag und damit die Effizienz der Solaranlage.

Dimensionierung und Effizienz

An einem wolkenlosen Sommertag treffen auf eine nach Süden geneigte Kollektorfläche etwa 7 bis 8 kWh/m² Solarenergie. Rund die Hälfte davon wird von der Solaranlage in den Trinkwasserspeicher übertragen (Systemertrag). Mit dieser Energiemenge können rund 65 Liter Trinkwasser (Kaltwassertemperatur 13 °C) auf 60 °C erwärmt werden.

Wenn z. B. in einem Mehrfamilienhaus am Tag 1300 Liter Warmwasser (mit 60 °C) benötigt werden, so könnte eine Kollektorfläche von 20 m² an einem Sommertag die nötige Energiemenge zur Trinkwassererwärmung allein liefern. Die Anlage wird also auch bei hoher Sonneneinstrahlung ohne Stillstand durchlaufen.

Wären bei gleichem Verbrauch dagegen 40 m² Kollektorfläche installiert, würde der Solarspeicher vermutlich schon zur Mittagszeit seine Maximaltemperatur erreicht haben und die Regelung daraufhin die Solaranlage abschalten. Bei anhaltender Solarstrahlung wird die Anlage dann in Stagnation gehen, der im Jahr erzielbare flächenspezifische Systemertrag q_{sol} wird geringer ausfallen.

Die Auslastung der 20 m²- Anlage beträgt nach VDI-Definition 1300 l/d pro 20 m², also $v_{\text{ausl}} = 65 \text{ l}/(\text{d m}^2)$, die Auslastung der 40 m²- Anlage dagegen nur 33 l/(d m²).

Solaranlagen zur Heizungsunterstützung erreichen geringere Systemerträge als Anlagen zur Trinkwassererwärmung, da sie größer dimensioniert werden. Je nachdem, welchen solaren Deckungsgrad man erreichen will und abhängig davon, mit welchen Temperaturen das Heizungssystem arbeitet, werden Systemerträge zwischen 250 und 400 kWh/m²/a erreicht. Kapitel 6 zeigt in konkreten Beispielen, wie der Systemertrag beeinflusst wird. Im Kap. 5 werden wir zeigen, dass vor allem der solare Systemertrag die Wirtschaftlichkeit der Solaranlage bestimmt.

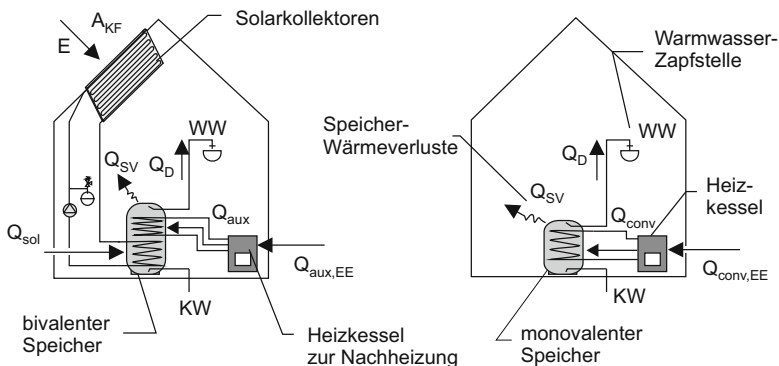


Abb. 4.1 Zur Definition des solaren Deckungsanteils f_{sol} (links) und der anteiligen Energieeinsparung f_{sav} (links + rechts)

Abbildung 4.1 (links) zeigt stark vereinfacht die Energiebilanzierung einer Solaranlage zur Trinkwassererwärmung mit bivalentem Speicher und daran angebundener Nachheizung. Der *solare Deckungsanteil* f_{sol} ist das Verhältnis des jährlichen solaren Systemertrags Q_{sol} zum jährlichen Nutzenergiebedarf Q_{D} , der zur Erwärmung des gesamten Trinkwasservolumens eines Jahres von Kaltwasser- auf Warmwassersolltemperatur erforderlich ist¹. Bei großen Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung werden Deckungsanteile von etwa 35 % angestrebt, um das wirtschaftliche Optimum zu erreichen. Dazu ist die Anlage mit einer Auslastung von etwa 65 l/(h m²) zu dimensionieren. Bei halbierteter Auslastung erreicht der solare Deckungsanteil etwa 50 bis 60 %.

Für wissenschaftliche Zwecke ist der Deckungsanteil zu ungenau, da er nicht exakt angibt, welcher Anteil an Zusatzenergie (etwa Heizöl oder Erdgas) durch die Solaranlage tatsächlich eingespart werden könnte. Grund dafür sind die notwendigen Änderungen am Speichersystem. Bei einem konventionellen System zur Trinkwassererwärmung versorgt der Heizkessel einen eher klein dimensionierten monovalenten Speicher mit Energie (Abb. 4.1 rechts), der auch weniger Wärmeverluste aufweist.

¹ Es finden sich auch andere Definitionen für f_{sol} , daher sollte man bei Deckungsgrad-Angaben immer nachfragen, wie diese genau definiert wurden.

Die *anteilige solare Energieeinsparung* f_{sav} setzt den nach Einbau einer Solaranlage verbleibenden Bedarf an Zusatzendenergie $Q_{\text{aux,EE}}$ ins Verhältnis zum Endenergiebedarf des konventionellen Heizsystems $Q_{\text{conv,EE}}$ (vgl. Abb. 4.1). Um die dem Heizkessel zuzuführende Endenergie zu bestimmen, muss dessen Nutzungsgrad mitberücksichtigt werden, der standardmäßig zu 70 % gesetzt wird. Der Systemkennwert f_{sav} ist auch zur Bewertung von Solaranlagen zur Heizungsunterstützung geeignet. Dessen Bestimmung erfordert aber immer einen höheren Aufwand, da zwei Simulationsrechnungen (einmal ohne, einmal mit Solaranlage) nötig sind.

4.2 Trinkwassererwärmung

Bis vor wenigen Jahren wurden nahezu ausschließlich Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung realisiert, seither gewinnen Solaranlagen zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung (auch Kombianlagen genannt) sowie Solaranlagen für Prozesswärme zunehmend an Bedeutung.

Kleine Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung im Ein- und Zweifamilienhausbereich verfügen typischerweise über einen bivalenten Trinkwasserspeicher. Abbildung 4.2 (links) zeigt das stark vereinfachte Hydraulikschema. Ein bivalenter Speicher verfügt über zwei Wärmeübertrager, über die zwei Wärmeerzeuger gleichzeitig Energie zuführen können. Das Trinkwasser selbst ist in diesem Fall das Energiespeichermittel. Im Sommer erreicht das Trinkwasser durch die Solaranlage Maximaltemperaturen von 95 °C. Um die Nutzer vor Verbrühungen zu schützen, muss den Zapfstellen daher immer ein Brauchwassermischer vorgeschaltet sein, der die Temperatur des heißen Wassers aus dem Speicheraustritt durch Beimischung kalten Trinkwassers (KW) auf max. 60 °C reduziert. Kann die Solaranlage das Trinkwasser nicht ausreichend erwärmen, heizt der Nachheizkessel den oberen Teil des Speichers auf die gewünschte Solltemperatur nach. Warmes Wasser hat eine geringere Dichte als kaltes Wasser und „schwimmt“ daher oben auf (stabile Schichtung).

Eine zweite Variante kleiner Solaranlagen ist in Abb. 4.2 (rechts) gezeigt. Solaranlage und Nachheizung erwärmen hier das Heizungswasser

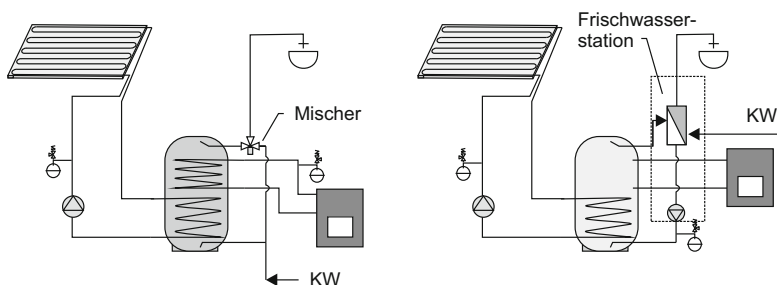


Abb. 4.2 Hydraulikpläne kleiner Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung im Ein- und Zweifamilienhausbereich mit bivalentem Speicher (*links*) bzw. Pufferspeicher und Frischwasserstation (*rechts*)

in einem Pufferspeicher, der Heizkessel ist hier direkt angeschlossen. Das Trinkwasser wird über einen Wärmeübertrager direkt auf Solltemperatur erwärmt, dazu entnimmt eine geregelte Umwälzpumpe dem Pufferspeicher oben (solar) erwärmtes Heizungswasser und speist es abgekühlt unten in den Pufferspeicher wieder ein. Wärmeübertrager, Pumpe und Regelung sind in einem separaten Gehäuse meist vorinstalliert und werden dann als Frischwasserstation bezeichnet. Die Regelung muss mit Hilfe von Sensoren zur Temperaturmessung und zur Erkennung der Warmwasserzapfung (einfache Paddelschalter oder Volumenstrommesswertgeber) bei Bedarf die Umwälzpumpe einschalten und deren Förderleistung regulieren, um die vorgewählte Warmwasser-Solltemperatur zu erreichen.

Trinkwasserhygiene

In den vergangenen Jahrzehnten traten immer wieder Krankheitsfälle auf, die durch mikrobiell verkeimtes Trinkwasser verursacht waren. Das Krankheitsbild bei einer Legionellen-Infektion ähnelt dem einer schweren Grippe bzw. Lungenentzündung und wird daher oft nicht richtig diagnostiziert.

In Deutschland hat man Regeln zur Planung, Installation und zum Betrieb von Trinkwassererwärmungsanlagen vorgelegt, die eine Verkeimung des Trinkwassers verhindern sollen. Diese technischen Regeln bzw. Richtlinien gelten für alle Trinkwasser-Installationen und haben damit auch Auswirkungen auf die hydraulische Gestaltung von Solaranlagen.

Anlagen mit einem Trinkwasserspeichereinhalt < 400 Liter und mit einem Rohrinhalt von max. 3 Liter zwischen Speicher und Entnahmestelle sowie alle Trinkwassererwärmungsanlagen in Ein- und Zweifamilienhäusern sind als Kleinanlagen definiert. Alle anderen Anlagen sind Großanlagen und unterliegen besonderen Anforderungen:

- Die Anlagen müssen so geplant, errichtet und betrieben werden, dass am Warmwasseraustritt des Trinkwasserspeichers immer Temperaturen $\geq 60^\circ\text{C}$ eingehalten werden,
- der Inhalt aller Trinkwasserspeicher (auch der Vorwärm Speicher) muss einmal täglich mindestens auf 60°C erwärmt werden,
- mit Hilfe eines Zirkulationssystems ist das Trinkwasser im Warmwassernetz ständig im Kreislauf zu führen (max. 8 h Abschaltzeit pro Tag), dabei muss der Zirkulationsrücklauf in den Speicher immer eine Temperatur $\geq 55^\circ\text{C}$ aufweisen.

Es wird empfohlen, diese Maßnahmen auch in Trinkwassererwärmungsanlagen von Ein- und Zweifamilienhäusern anzuwenden. Warmwassersolltemperaturen von 50°C dürfen nur dann eingestellt werden, wenn im Betrieb ein Wasseraustausch innerhalb von 3 Tagen sichergestellt werden kann. Betriebstemperaturen unter 50°C sind in jedem Fall zu vermeiden.

Diese Hydraulikschaltung mit solarem Pufferspeicher bietet trotz höherer Kosten zwei Vorteile: Die Gefahr der mikrobiellen Verkeimung des Trinkwassers ist erheblich reduziert und die Kombination der Solaranlage mit einem Festbrennstoffkessel wird vereinfacht.

Kleinanlagen – Praxiswerte

Die beschriebenen kleinen Trinkwassererwärmungsanlagen sind von den Herstellern als Komplettpakete zu beziehen und kosten bei einer Kollektorfläche von 4 bis 6 m² je nach Ausstattung etwa 3000 bis 5500 € incl. MwSt., die Installation zusätzlich 600 bis 1200 €. Um in den Sommermonaten ohne Raumheizungsbedarf den Heizkessel komplett abschalten zu können, ist eine Auslastung von etwa 20 bis 40 l/m²/d anzustreben. Der Systemertrag erreicht dabei Werte von etwa 350 kWh/m²/a, der solare Deckungsgrad f_{sol} beträgt dann aber mehr als 60 %.

Die Bezeichnung „Große Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung“ wird bei Anlagen mit mehr als 20 m² Kollektorfläche für Mehrfamilienhäuser sowie Einzelobjekte wie Krankenhäuser, Hallenbäder und Wohnheime verwendet. Von der Vielzahl realisierter Systemschaltungen werden nachfolgend drei Varianten vorgestellt, die sich in der Praxis bewährt haben und auch in der VDI-Richtlinie [49] behandelt werden.

Große Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung werden meist mit solaren Pufferspeichern geplant, um das Verkeimungsrisiko zu minimieren. Abbildung 4.3 gibt die verbreitetste Variante wieder. Die Solaranlage speist ihre Energie über einen externen Platten-Wärmeübertrager in das Heizungswasser des Pufferspeichers ein. Ist die Temperatur im oberen Bereich des Pufferspeichers höher als im solaren Vorwärmpeicher, schaltet der Entladekreis ein, über den Entlade-Wärmeübertrager wird das Trinkwasser im Vorwärmpeicher vorgewärmt. Die Regelung des Heizkessels überwacht die Temperatur im Bereitschaftsspeicher (oder Nachheizspeicher) und schaltet bei Bedarf den Heizkessel zu. In Abb. 4.3 ist zusätzlich der Zirkulationskreislauf dargestellt, dessen Rücklauf in den Bereitschaftsspeicher gespeist wird. Bei aktivierter Legionellenschaltung zur thermischen Desinfektion wird das vom Heizkessel im Platten-Wärmeübertrager auf hohe Temperaturen (> 70 °C) erwärmte Trinkwasser durch Nachheizspeicher und Vorwärmpeicher geleitet.

Eine ebenfalls oft realisierte Systemvariante (Abb. 4.4) verzichtet auf den solaren Vorwärmpeicher. Hier muss bei jeder Warmwasser-

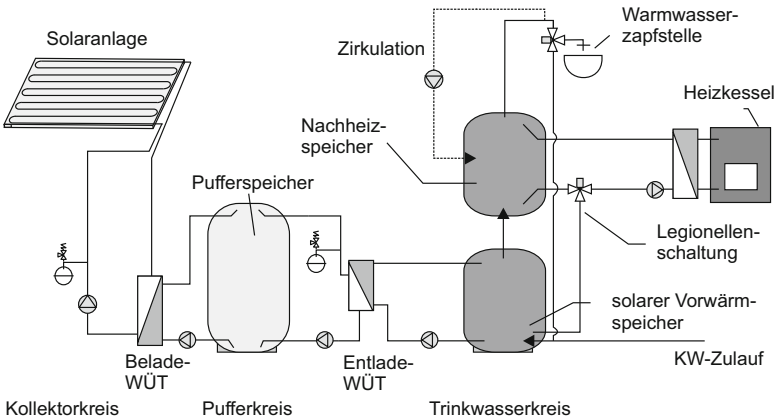


Abb. 4.3 Hydraulikplan einer großen Solaranlage zur Trinkwassererwärmung mit solarem Pufferspeicher und solarem Vorwärmespeicher

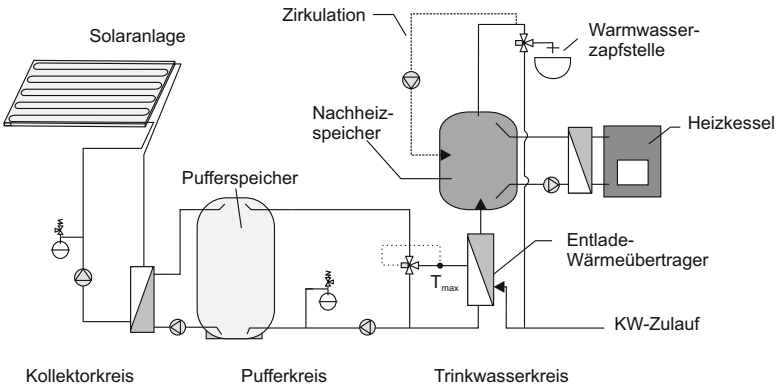


Abb. 4.4 Hydraulikplan einer großen Solaranlage zur Trinkwassererwärmung mit solarem Pufferspeicher und Entlade-Wärmeübertrager

entnahme die solarthermische Energie aus dem Pufferspeicher über den Entlade-Wärmeübertrager an den Kaltwasserzulauf übertragen werden.

Durch die Wärmeübertragung an das Kaltwasser wird ein besonders niedriges Temperaturniveau im solaren Pufferspeicher erreicht

und damit der solare Systemertrag erhöht. Die Auslegung des Entlade-Wärmeübertragerkreislaufs ist jedoch problematisch, da der Entnahmevervolumenstrom sowohl an die maximalen Zapfvolumenströme als auch an kleinste Zapfraten angepasst werden muss.

Großanlagen – Praxiswerte

Große solare Trinkwassererwärmungsanlagen sind trotz ihres komplexeren Aufbaus kostengünstiger als kleine Anlagen, die spezifischen System-Investitionskosten betragen nur 480 bis 620 €/m². Im Wohnungsbau, bei Studentenwohnheimen, in Krankenhäusern und bei Altenheimen werden die Anlagen meist so ausgelegt, dass materialbelastende Stillstandszeiten vollständig vermieden werden und ein Systemertrag von über 450 kWh/m²/a erreicht wird. Der solare Deckungsgrad beträgt dann aber nur etwa 35 %. Bei dieser Auslegung „kostet“ die kWh solarer Nutzwärme rund 0,12 bis 0,15 €/kWh_{th}, dabei sind die zusätzlichen Investitionen für die Solaranlage und deren jährliche Betriebskosten (Instandhaltung und elektrischer Hilfsenergiebedarf) berücksichtigt. Die konventionell erzeugte kWh solarer Nutzwärme kostet je nach Nutzungsgrad des Heizkessels und Brennstoffkosten im Vergleich etwa 0,08 bis 0,17 €/kWh. Bei entsprechender Auslegung sind große Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung also schon bei heutigen Energiepreisen wirtschaftlich.

4.3 Heizungsunterstützung

Solaranlagen können bei größerer Dimensionierung auch einen Teil der erforderlichen Nutzenergie zur Raumheizung abdecken. Bei Betrachtung der Hydraulikpläne der am Markt angebotenen Systeme finden sich zwei Varianten besonders häufig, auf die detaillierter eingegangen wird.

Eine heizungsunterstützende Solaranlage mit Rücklauftemperatur-anhebung ist in Abb. 4.5 gezeigt. Die Solaranlage gibt die Energie über einen externen Belade-Wärmeübertrager in den Pufferspeicher ab. Die Trinkwassererwärmung erfolgt hier über eine Frischwasserstation

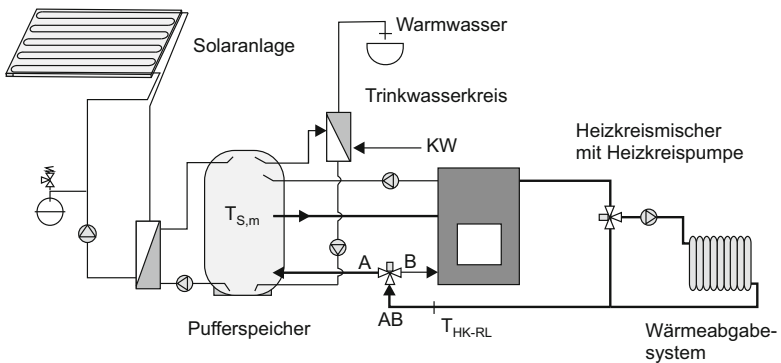


Abb. 4.5 Hydraulikplan einer Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung mit solarem Pufferspeicher und Rücklaufanhebung

direkt aus dem Pufferspeicher. Alternativ dazu wäre die Trinkwassererwärmung z. B. auch über einen Tank-in-Tank-Speicher nach Abb. 3.16 realisierbar. Der Heizkessel versorgt das Wärmeabgabesystem (hier Radiatoren) mit Heizungswasser, dessen Vorlauftemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur und der Heizkreisauslegung geregelt ist. Der eingezeichnete Heizkreismischer ist dann erforderlich, wenn die maximal zulässigen Temperaturen im Wärmeabgabesystem begrenzt sind, z. B. bei der Fußbodenheizung mit max. 40°C .

Die Rücklauftemperatur aus dem Wärmeabgabesystem (im Bild: T_{HK-RL}) wird vom Solarregler mit der aktuellen Temperatur in der Mitte des Pufferspeichers $T_{S,m}$ verglichen. Ist die Temperatur im Speicher höher, schaltet der Solarregler das Dreiwegeventil im Rücklauf in die Position $AB \rightarrow A$, der Heizkreisrücklauf fließt unten in den Pufferspeicher, das solar vorgewärmte Pufferspeicherwasser über den mittigen Rohranschluss in den Heizkessel. Sind die Speichertemperaturen geringer als im Rücklauf, schaltet das Dreiwegeventil zurück in die Position $AB \rightarrow B$, der Rücklauf aus dem Wärmeabgabesystem wird nun wieder direkt in den Heizkessel geleitet.

Die Schaltung des solaren Pufferspeichers als hydraulische Weiche nach Abb. 4.6 ist besonders dann interessant, wenn ein Festbrennstoffkessel oder ein anderer Wärmeerzeuger eingesetzt wird, der aufgrund

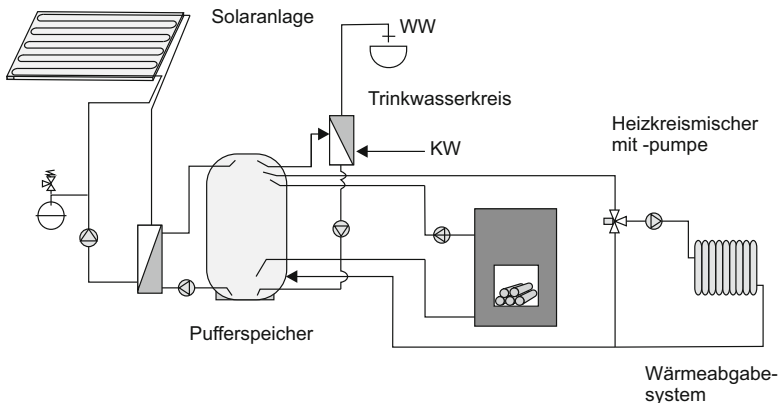


Abb. 4.6 Hydraulikplan einer Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung mit Schaltung des solaren Pufferspeichers als hydraulische Weiche

seiner vorgegebenen oder gewünschten Mindestlaufzeit die Heizenergie in einen Pufferspeicher abgeben muss. Auch z. B. ein Pelletheizkessel erreicht einen höheren Nutzungsgrad, wenn durch Pufferung kurzzeitiges Takten vermieden wird. Sowohl der Heizkreis als auch die Frischwasserstation (als „Wärmesenken“) entnehmen dem Pufferspeicher im oberen Bereich direkt Heizungswasser. Das abgekühlte Heizungswasser wird jeweils dem unteren Speicherbereich wieder zugeführt. Als „Wärmequelle“ dienen sowohl der Heizkessel als auch die Solaranlage, beide speisen in den Puffer ein. Es ist naheliegend, den Pufferspeicher in diesem Hydrauliksystem auch als „Wärmemanager“ zu bezeichnen, wie dies einige Hersteller tun.

Umfangreiche Simulationsuntersuchungen konnten zeigen, dass die Hydraulikschaltung mit Rücklaufanhebung eine etwas höhere anteilige Energieeinsparung f_{SAV} erreichen kann [32]. Die sehr energieeffiziente und CO_2 -neutrale Kombination eines Biomassekessels mit einer Solaranlage lässt sich aber besser mit der Weichenschaltung realisieren.

Für heizungsunterstützende Solaranlagen wurde ebenfalls eine Auslastung definiert, die in der DIN 18599-5 [22] zu finden ist. Dort ist die Auslastung slr das Verhältnis der installierten Kollektorfläche zum

Brutto-Nutzwärmebedarf für Heizung und Warmwasser – s/r steigt mit zunehmender Kollektorfläche, die nach VDI definierte Auslastung sinkt dagegen.

Heizungsanlagen – Praxiswerte

Heizungsunterstützende Solaranlagen sind von den Herstellern als Komplettpakete zu beziehen und kosten bei einer Kollektorfläche von 10 m^2 bzw. Speichergröße von 700 Litern je nach Ausstattung etwa 8000 €, größere Anlagen mit $15\text{ m}^2/1000$ Litern etwa 12.000 € ([16], mit Mwst.). Anlagen mit Vakuumröhrenkollektoren sind meist um einige 1000 € teurer.

Das Pufferspeichervolumen für heizungsunterstützende Solaranlagen wird etwas größer gewählt als bei Anlagen zur Trinkwassererwärmung – man empfiehlt hier rund 70 Liter pro m^2 Kollektoraperturfläche bei einem Deckungsanteil bis 30 %, bei höheren Deckungsanteilen sollten 100 Liter/ m^2 installiert werden.

Die kleineren Pakete erreichen anteilige Energieeinsparungen f_{SAV} von etwa 20 %, die größeren Anlagen 25 bis 30 %. Der Systemertrag q_{sol} ist mit 250 bis $400\text{ kWh/m}^2/\text{a}$ aufgrund der langen Stagnationsphasen im Sommer erheblich geringer als bei Solaranlagen zur ausschließlichen Trinkwassererwärmung. Ein höherer solarer Deckungsanteil führt immer zu geringeren flächenspezifischen Systemerträgen. Niedrige Temperaturen im Wärmeabgabesystem verbessern den solaren Ertrag, da der Kollektor früher eingeschaltet werden kann. Radiatorheizkörper benötigen eine Temperaturspreizung von $60/45^\circ\text{C}$, Fußbodenheizungen begnügen sich mit max. $40/30^\circ\text{C}$ und sind daher besonders für den Betrieb von Solaranlagen geeignet.

4.4 Prozesswärme

Als solare Prozesswärme wird solar bereitgestellte Wärme bezeichnet, „die in Betrieben zur Herstellung, Weiterverarbeitung oder Veredelung von Produkten oder zur Erbringung einer Dienstleistung mit Prozess-

wärmebedarf“ genutzt wird [13]. Für Fördermaßnahmen ist auch eine anteilige Nutzung zur Trinkwassererwärmung bzw. Raumheizung zulässig.

In einer Ende 2011 erschienenen Studie der Universität Kassel [34] wird eine Abschätzung des Potenzials für solare Prozesswärme gegeben. Danach betrug im Jahr 2007 der gesamte industrielle Nutzwärmebedarf 509 TWh/a. Bei einem angenommenen Nutzungsgrad von 75 % mussten von der Industrie zu deren Deckung 678 TWh/a Endenergie aufgewendet werden, dies entspricht 28 % des bundesdeutschen Endenergiebedarfs (2384 TWh/a in 2007). Um das solare Potenzial zu ermitteln, wurden von den Forschern detailliert Prozessketten untersucht und geeignete Branchen identifiziert. Wichtigstes Kriterium für die Eignung ist die Nutztemperatur, bei der der Wärmebedarf anfällt. Hierbei wurden drei Bereiche unterschieden:

- Eine Nutztemperatur von $< 100^{\circ}\text{C}$ wird beim Erhitzen von Reinigungs- und Spülwässern (Ernährungsgewerbe) oder Beheizen industrieller Bäder (Galvanik) nicht überschritten. Hierzu zählt auch der industrielle Wärmebedarf zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Dieser Temperaturbereich ist besonders interessant, da er zum Teil noch mit kostengünstigerer Flachkollektortechnik erschlossen werden kann.
- In einem Nutztemperaturbereich von 100 bis 150°C (z. B. Dampfnetze) können nur Vakuumröhrenkollektoren sinnvoll eingesetzt werden.
- Im Nutztemperaturbereich zwischen 150 bis 250°C sind Vakuumröhrenkollektoren prinzipiell noch einsetzbar, bei ausreichender Direkteinstrahlung konzentrierende Solarkollektoren (Parabolrinnen) jedoch effizienter.

Nach [34] wird ein Viertel des industriellen Nutzwärmebedarfs im Nutztemperaturbereich $< 250^{\circ}\text{C}$ benötigt (129 TWh/a). Dieses theoretische Potenzial ist für solare Prozesswärme aber nicht vollständig erschließbar: So reduzieren bereits einfache Energieeffizienzmaßnahmen wie Wärmerückgewinnung etc. das solare Potenzial, da sie kostengünstiger und schneller umzusetzen sind. Oft sind auch Dachflächen mit geeig-

meter Größe und Traglast nicht ausreichend vorhanden. Es wurde daher angenommen, dass nur etwa 40 % des theoretischen Potenzials solar erschließbar ist. Bei Annahme eines pauschalen solaren Deckungsanteils von 30 % könnten damit 15,4 TWh/a solarthermisch gedeckt werden, diese Größe wird als technisches Potenzial bezeichnet. Das wirtschaftliche Potenzial ist wiederum erheblich geringer – hierbei würden nur die Solaranlagen berücksichtigt werden, deren solare Gestehungskosten zum heutigen Endenergiepreisniveau wettbewerbsfähig sind.

Bei Annahme eines mittleren Systemertrags von $450 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ (d. h. Betrieb mit hoher Auslastung) errechnen die Autoren der Kasseler Studie daraus eine zu installierende Gesamtkollektorfläche von ca. 35 Mio. m^2 , entsprechend einer Leistung von ca. $25 \text{ GW}_{\text{th}}$. Die in Deutschland bis einschließlich 2013 installierte Kollektorfläche von 17,5 Mio. m^2 entspricht bei einem Umrechnungsfaktor von $0,7 \text{ kW/m}^2$ einer thermischen Leistung von 12,3 GW. Das Potenzial für solare Prozesswärme ist tatsächlich sehr groß.

Anlagen zur Frischwassererwärmung bis 100°C Nutztemperatur sind bzgl. der Hydraulik prinzipiell wie große solarthermische Anlagen mit Pufferspeicherung aufzubauen. Problematischer ist jedoch die richtige Auslegung sowie die hydraulische und regelungstechnische Einbindung in den Produktionsprozess. Als Folge müssen meist erhebliche Planungskosten aufgewendet werden, da jede Anlage individuell auszulegen ist. Es besteht noch ein größerer Forschungsbedarf, um wenigstens für die wichtigsten Prozessanwendungen Auslegungsempfehlungen zu erarbeiten.

Bei der Entwicklung hochtemperaturgeeigneter Komponenten besteht ebenfalls noch Forschungsbedarf. Solaranlagen zur Erzeugung solarer Prozesswärme sind immer besondere Anlagen, die einer individuellen Planung bedürfen. Daher gehören sie zum sogenannten Projektgeschäft. Erfahrene Planer müssen in einem ersten Schritt direkt vor Ort die Rahmenbedingungen in einem umfassenden Energiekonzept beurteilen. Trotz der angesprochenen Probleme wurden in Europa schon viele solare Prozesswärmeanlagen in Betrieb genommen, nicht nur Pilot- und Demonstrationsanlagen. Im Abschn. 6.5 wird als Beispiel die Einbindung einer Solaranlage in den Brauereiprozess vorgestellt.

Prozesswärme – Fördermöglichkeiten

Das BAFA fördert seit August 2012 die Errichtung solarer Prozesswärmeanlagen bis zu einer Brutto-Kollektorfläche von 1000 m² mit bis zu 50 % der Netto-Investitionskosten. Im Gegenzug muss sich der Betreiber verpflichten, den solaren Systemertrag fortlaufend zu messen und die Daten der ersten 7 Betriebsjahre zur wissenschaftlichen Auswertung zur Verfügung zu stellen. Weitere aktuelle Informationen, u. a. das Merkblatt „Solare Prozesswärme“ [13], sind über das web-Portal www.bafa.de erhältlich.

4.5 Nah- und Fernwärme

Die Wärmeversorgung in Deutschland ist überwiegend dezentral aufgebaut – noch immer stellen Erdgas- und Heizölkessel den weitaus größten Anteil der Wärmeerzeuger. Lediglich 14 % der Wohnungen in Deutschland sind an ein Fernwärmenetz angeschlossen, wobei deutliche Unterschiede zwischen den westlichen (9 %) und den östlichen Bundesländern (34 %) bestehen [1]. Nach Einführung des Erneuerbare-Energien-Wärmegesetzes (EEWärmeG) im Jahr 2008 (in 2011 gab es eine Neufassung, [28]) nimmt das Interesse zumindest für Nahwärmenetze in Neubaugebieten wieder zu, da durch die Einbindung von Biomasse oder Solaranlagen die Anforderungen des EEWärmeG erfüllt werden können.

Eine solare Nahwärmeversorgung muss aber immer mit einer Nachheizung gekoppelt sein, die auf die maximale Heizlast des Wärmenetzes ausgelegt ist. Solare Nahwärmeanlagen mit Kurzzeitwärmespeichern mit einem spezifischen Speichervolumen von rund 100 Liter pro m² Kollektorfläche erreichen Deckungsanteile von 15 bis max. 30 %. Sofern Deckungsanteile von 50 % erreicht werden sollen, müssen Langzeit- oder Saisonalwärmespeicher eingebunden werden.

Langzeitspeicher zur saisonalen Wärmespeicherung können durch verschiedene Speicherkonzepte realisiert werden. Sie unterscheiden sich durch ihr Speichermedium und den Speicherort. In Abb. 4.7 sind Heißwasser-, Kies-Wasser-, Erdsonden- und Aquifer-Wärmespeicher schematisch dargestellt.

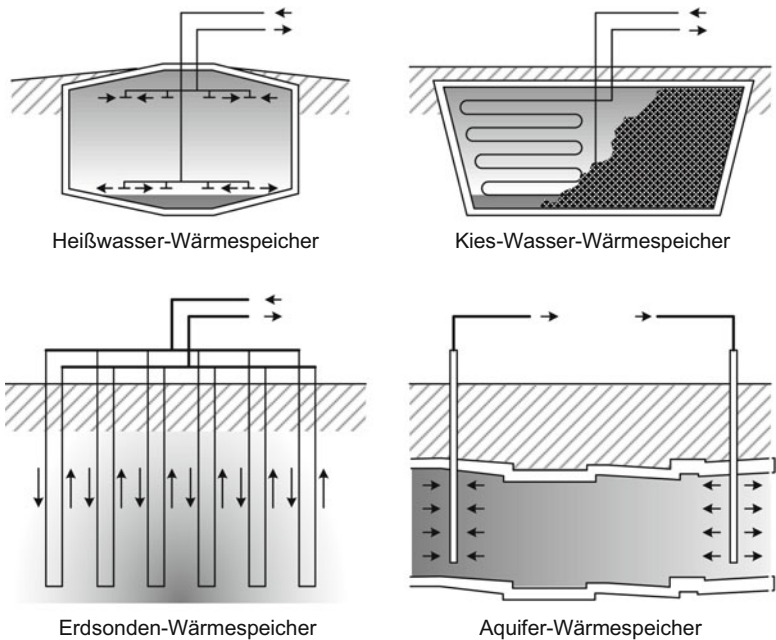


Abb. 4.7 Bautechnische Realisierungen von Saisonalwärmespeichern

Heißwasser-Wärmespeicher werden im Gebäude oder im Erdreich integriert ausgeführt. Als Baumaterial dient meist Beton (Abb. 4.8), der entweder mit Edelstahl oder speziellen wasserundurchlässigen Betonschichten ausgekleidet ist. Neben Beton können auch Stahl oder glasfaserverstärkte Kunststoffe als Umhüllungsmaterial zum Einsatz kommen. Die Seitenbereiche des Speichers sowie der Deckel werden mit Blähgranulat, Schaumglas oder Mineral- bzw. Glasfasern gedämmt. Heißwasserspeicher werden mit einem spezifischen Volumen von $1,5$ bis $2,5 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ausgeführt.

Kies-Wasser-Wärmespeicher (Abb. 4.9) bestehen üblicherweise aus einer mit Kunststoffolie ausgekleideten Grube, in die ein Gemisch aus Kies bzw. Sand und Wasser als Speichermedium eingefüllt und anschließend abgedeckt wird. Ein besonderer Vorteil ist, dass bei dieser Bauart



Abb. 4.8 Bau eines 12.000 m^3 großen Betonspeichers zur Langzeit-Wärmespeicherung in Friedrichshafen (Foto: ITW Stuttgart)

keine tragende Deckenkonstruktion erforderlich ist. Die Speichertemperatur ist aufgrund der zur Abdichtung eingesetzten Kunststoffolie auf unter 90°C begrenzt. Die Be- und Entladung eines solchen Speichers kann direkt über den Austausch von Speicherwasser oder über eingelegte Rohrschlangen erfolgen.

Bei der Wärmespeicherung über *Erdsonden* wird Erdreich oder Felsgestein des Untergrundes als Speichermedium genutzt. Die Wärmeübertragung erfolgt bei dieser Speicherform über einzementierte U-Rohrsonden aus PE, welche in den Erdboden eingelassen sind. Die in den U-Rohren zirkulierende Wärmeträgerflüssigkeit kann entweder Wärme an das Erdreich abgeben oder von diesem aufnehmen. Während bei geothermischen Wärmepumpenanlagen mit Erdwärmesonden Abstände von mindestens 6 m einzuhalten sind, sind bei Erdsondenspeichern die Abstände erheblich geringer, um eine höhere Energiespeicherdichte zu erzielen. Die Bohrtiefen betragen dabei 20 bis 100 m bei einem Bohrlochabstand von 1,5 bis 3 m [5].



Abb. 4.9 Bau eines Kies-Wasser-Wärmespeichers für eine solar unterstützte Nahwärmeversorgung in Eggenstein-Leopoldshafen (Foto: Solites, Stuttgart)

Aquifer-Wärmespeicher nutzen natürlich vorkommende und nach oben und unten abgeschlossene Grundwasserschichten zur Wärmespeicherung. Da die oberflächennahen Aquifere meist der Trinkwasserversorgung dienen, wird auf Schichten zurückgegriffen, die unterhalb von 100 m liegen. Damit stellen sie hohe Anforderungen an verschiedene Randbedingungen wie Hydrogeologie oder Mikrobiologie.

Die spezifischen Investitionskosten von Saisonspeichern sinken mit Zunahme der Speichergröße, für große Speichervolumina mit mehreren 1000 m³ ergeben sich Investitionskosten zwischen 50 und 100 €/m³, je nach verwendeter Technologie.

Dänemark gilt als Vorreiter der solaren Fernwärmeversorgung: Im Februar 2013 waren dort bereits Anlagen mit einer Gesamtfläche von 280.000 m² Kollektorfläche verbaut und weitere Projekte mit mehr als 400.000 m² in Planung [38]. Im Internet sind die Kenndaten von

26 dieser Anlagen online abrufbar.² Dänemark hat sich zum Ziel gesetzt, im Jahr 2050 rund 40 % seines Wärmebedarfs durch Solarthermie bereitzustellen – davon 80 % in Form solarer Nahwärme. Nach [38] können Großanlagen mit mehreren 10.000 m² Kollektorfläche schon heute für 200 bis 250 €/m² bei einem solaren Systemertrag von 400 bis 500 kWh/m²/a realisiert werden. Die solaren Wärmegestehungskosten der in Dänemark betriebenen Anlagen werden mit einer Spanne von 3 bis 6 Cent/kWh angegeben. Diese sehr niedrigen Gestehungskosten sind auf die sehr einfache und kostengünstige Anlagentechnik zurückzuführen, u. a. werden die Saisonspeicher als einfache „water pit“ ausgeführt, wassergefüllte Gruben, die lediglich mit einer 2,5 mm dicken HDPE-Folie abgedichtet, aber nicht isoliert sind.

4.6 Solares Kühlen

Auf den ersten Blick mag „Solares Kühlen“ oder „Solares Klimatisieren“ ein Widerspruch darstellen, aber nach kurzem Nachdenken zeigt sich, dass hier Bedarf und Angebot eng miteinander verknüpft sind: Gerade an Sommertagen mit hoher Sonneneinstrahlung wird vor allem im gewerblichen Bereich (Läden, Kaufhäuser, Restaurants, Bürogebäude) besonders viel Kälte zur Klimatisierung benötigt.

Was ist eigentlich Kälte? In der Thermodynamik, der Wärmelehre, ist der Begriff der Kälte gar nicht definiert. Kälte entsteht vielmehr dann, wenn einem Raum oder einem Medium Wärme entzogen wird. Die Temperatur im Raum bzw. im Medium sinkt und der Mensch empfindet das Fehlen der Wärme als Kälte. Die passende Technik zur Erzeugung von Kälte aus Solarstrahlung gibt es bereits seit vielen Jahren, nachfolgend werden zwei völlig unterschiedliche Ansätze beschrieben, das photovoltaische und das solarthermische Kühlen.

Photovoltaisches Kühlen nutzt die herkömmliche Kühltechnik: Klassische Kältemaschinen mit einem mechanischem Kompressor werden über einen Elektromotor angetrieben, der elektrische Energie benötigt. Diese kann von einer Photovoltaikanlage unmittelbar aus der Solarenergie bereitgestellt werden, wie Abb. 4.10 zeigt.

² www.solvarmedata.dk.

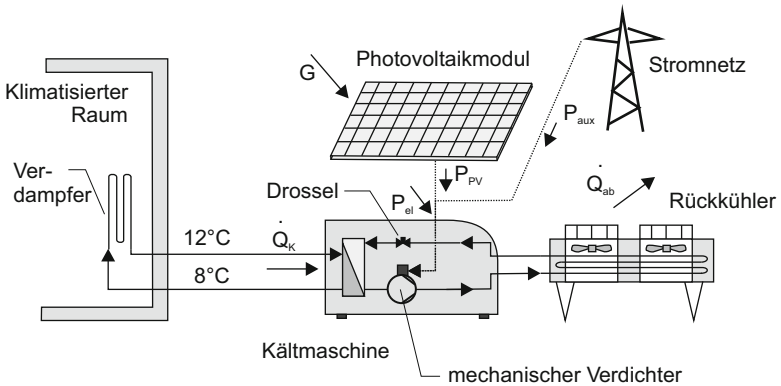


Abb. 4.10 Klimatisierung mit Kompressions-Kältemaschine und Photovoltaikmodul

Wie funktioniert eine Kältemaschine? Eigentlich ganz einfach, denn hier werden zwei physikalische Effekte genutzt, die aus dem Alltag bekannt sind: Reibt man reinen Alkohol auf die Haut, verdampft er, indem er der Haut die dazu nötige Wärmeenergie entzieht – zurück bleibt ein angenehmes Kälteempfinden. Ähnlich arbeitet die Kältemaschine, die in Abb. 4.10 vereinfacht skizziert ist: Die beim Verdampfen des Kältemittels benötigte Energiemenge wird dem Kühlwasser bzw. indirekt dem Kühlraum entnommen. Das Kältemittel wird so ausgewählt, dass es bei passenden Temperaturen (z. B. 0 bis 5 °C bei Klima- oder –25 °C bei Tiefkühlanlagen) und technisch gut beherrschbaren Drücken (z. B. 2 bis 5 bar) verdampft.

Nun muss die bei der Verdampfung vom Kältemittel aufgenommene Energie wieder (an anderer Stelle) aus der Kältemaschine herausgebracht werden. Dazu nutzt man die zweite Alltagserfahrung, die man vom Aufpumpen von Fahrradreifen kennt: Die Umgebungsluft wird in der Luftpumpe zusammengeschoben (verdichtet), um einen Druck von 3 bis 4 bar zu erreichen, dabei erwärmt sie sich. In der Kältemaschine erhöht der meist mechanisch angetriebene Kompressor (auch: Verdichter) den Druck im Kältemitteldampf auf 25 bar und mehr. Die Kältemitteltemperatur steigt dabei weit über die Temperatur der Umgebung an. Und damit ist es dann im nächsten Bauteil (dem Rückkühler) möglich,

die Abwärme an die Umgebung abzugeben (Deshalb steigt hinter dem Kühltisch Warmluft auf, an dessen Rückseite wird nämlich ein Rohrmäander als Kondensator betrieben).

Das Kältemittel wird bei der Wärmeabgabe verflüssigt und gibt dabei die zuvor im Verdampfer und Verdichter aufgenommene Energie wieder vollständig ab. Nun wird das flüssige Kältemittel noch über ein Expansionsventil (Drossel) geführt, um den Druck und damit die Temperatur wieder auf das ursprüngliche Niveau abzusenken. Das Kältemittel ist nun wieder in seinem Ausgangszustand angekommen und kann erneut verdampft werden. Ein solcher Prozess wird deshalb auch als (linksläufiger) Kreisprozess bezeichnet.

In Abb. 4.10 wurde ein Raum mit der Kühlleistung \dot{Q}_K entwärmt. Dazu wird in der Kältemaschine Wasser auf etwa 8°C abgekühlt und durch Kühlplatten im Raum geführt. Das Wasser nimmt aus dem Raum Energie auf und erwärmt sich dabei auf etwa 12°C . Die Kompressionskältemaschine benötigt für den Antrieb des mechanischen Verdichters mit Hilfe eines Elektromotors die elektrische Antriebsleistung P_{el} . Erzeugt das PV-Modul nicht genügend Leistung P_{PV} , muss aus dem Stromnetz zusätzlich P_{aux} bezogen werden. Das Verhältnis der Kälteleistung zur benötigten elektrischen Leistung \dot{Q}_K/P_{el} wird als EER (energy efficiency ratio, früher einfach: Kältezahl) bezeichnet.

Berechnungsbeispiel

Je erzeugte kW Kälteleistung ist bei Annahme einer Kälteleistungszahl EER von 3 eine elektrische Antriebsleistung von etwa 330 W_{el} erforderlich. Bei guter Ausrichtung treffen an einem klaren Sommertag rund 1000 W/m^2 Solarstrahlung auf ein Photovoltaikmodul. Bei einem Wirkungsgrad von (je nach Technologie) 8 % bis 14 % erzeugt das Modul daraus eine elektrische Leistung von 80 bis 140 W/m^2 . Es werden also rund 3 m^2 Modulfläche benötigt, um eine Kälteleistung von 1 kW zu generieren. Anders ausgedrückt: je kW installierter PV-Leistung (entsprechend 7 bis 12 m^2) können 3 kW Kälteleistung erzeugt werden.

Um die Kältemaschine auch bei Bewölkung oder bei heißen, aber strahlungsarmen Tagen zu betreiben, muss entweder ein (teu-

res) Batteriesystem als Stromspeicher installiert werden oder eine Anbindung an das Elektrizitätsnetz bestehen. Die Kosten photovoltaischer Kälte sind von sehr vielen Faktoren abhängig, sodass hier keine Aussagen gemacht werden können.

Beim solarthermischen Kühlen wird ebenfalls altbekannte Technik eingesetzt – die ersten Sorptionskühlanlagen wurden bereits in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts eingesetzt, u. a. zur Kühlung von Brauereierzeugnissen. Bei sog. *Absorptionskältemaschinen*³ ist der in Abb. 4.10 sichtbare mechanische Kompressor durch einen thermisch angetriebenen Kompressor ersetzt, der die Heizleistung \dot{Q}_{th} benötigt (Abb. 4.11). Bei ausreichender Sonneneinstrahlung kann diese ganz oder teilweise von einem Solarkollektor gedeckt werden. Je nach Art des verwendeten Kältemittels sind dazu Kollektorstofftemperaturen von 65 °C bis 140 °C nötig. Zum solaren Kühlen werden daher meist Vakuumröhren eingesetzt, die auch noch bei diesen hohen Kollektortemperaturen einen guten Wirkungsgrad zeigen. Genügt die Leistung des Kollektorfeldes nicht zum Antrieb des thermischen Verdichters, schaltet ein anderer Wärmeerzeuger zu.

Wie funktioniert ein thermischer Verdichter? Dieser nutzt den Effekt, dass sich einige Kältemittel sehr gut in Flüssigkeiten lösen. Zur Verdichtung des gelösten Kältemittels genügt dann eine einfache Pumpe, sodass auf den energieintensiven Kompressionsprozess verzichtet werden kann. Als Arbeitsstoffpaarung wird Ammoniak/Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) oder Wasser/Lithiumbromid ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) eingesetzt, der erstgenannte Stoff bildet dabei das Kältemittel, der zweitgenannte das Lösungs-

³ Es gibt auch Adsorptionskältemaschinen. Bei adsorptiven Prozessen lagert sich das gasförmige Kältemittel (Adsorbat) an einen geeigneten Feststoff (Sorbens) unter Freisetzung von Adsorptionswärme an. Die Art der Anlagerung (Adsorption) erfolgt bei hochporösen Materialien rein physikalisch, bei Salzhydraten chemisch-reaktiv. Häufig wird als Adsorbat einfach Wasser/Wasserdampf verwendet. Als Sorbens wird Silikagel oder Zeolith eingesetzt. Das Sorbens kann regeneriert werden, indem durch Energiezufuhr auf höherem Temperaturniveau die Anlagerung rückgängig gemacht wird (Desorption). Adsorption und Desorption sind prinzipiell beliebig oft wiederholbar.

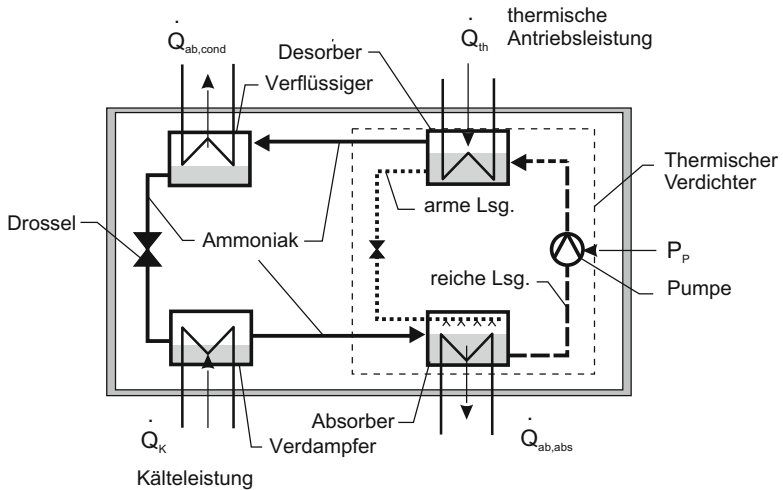


Abb. 4.12 Funktionsweise einer Absorptionskältemaschine

Nach der Expansion in der Drossel steht es im Verdampfer wieder zur Wärmeaufnahme (Kälteerzeugung) zur Verfügung. Auch das Lösungsmittel muss in einer Drossel auf das Verdampferdruckniveau gebracht werden, bevor es im Absorber wieder Ammoniak lösen kann.

Berechnungsbeispiel

Kältemaschinen mit thermischen Verdichtern erreichen einen EER von 0,6 bis 0,7. Je kW Kälteleistung \dot{Q}_K ist also eine thermische Heizleistung \dot{Q}_{th} von 600 bis 700 W erforderlich. Ein CPC-Röhrenkollektor kann bei Vorlauftemperaturen von 95 °C, einer Einstrahlung von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 25 °C eine thermische Leistung von rund 600 W je m² Aperturfläche aufbringen. Es wird also nur rund 1 m² Aperturfläche benötigt, um eine Kälteleistung von 1 kW zu generieren. Im Vergleich zum photovoltaischen Kühlen heißt das: 7 bis 12 m² Photovoltaikfläche können 3 kW Kälteleistung erzeugen, die glei-

che Fläche mit Solarkollektoren dagegen 8–12 kW Kälteleistung. Solarthermisches Kühlen hat also zumindest den Vorteil höherer Flächeneffizienz.

4.7 Solarthermische Kraftwerke

Bereits in Abschn. 2.2 wurde erläutert, dass elektrischer Strom aus Strahlungsenergie nicht nur direkt durch Photovoltaik, sondern auch über den Zwischenschritt thermischer Energieerzeugung gewonnen werden kann. Aus dieser wird dann wie in einem konventionellen Kraftwerksprozess mit Verdampfer, Turbine, Generator und Kondensator elektrische Energie gewonnen. Die international übliche Bezeichnung für diese solarthermische Kraftwerke lautet CSP – Concentrated Solar Power.

Der den thermischen Kraftwerken zugrunde liegende thermodynamische Kreisprozess wurde von Clausius und Rankine bereits im 19. Jahrhundert beschrieben. Man benötigt einen Arbeitsstoff, der im Kreislauf geführt wird, also periodisch immer wieder den gleichen Zustand bezüglich Druck und Temperatur einnimmt. Wasser zeigt dabei die besten Eigenschaften, da es billig, ungiftig sowie thermisch stabil ist. Es verfügt zudem über eine hohe spezifische Wärmekapazität, kann also große Mengen thermischer Energie je Masseneinheit und Grad Temperaturerhöhung speichern.

Abbildung 4.13 (rechts) gibt in vereinfachter Weise den Kreisprozess eines solarthermischen Kraftwerks wieder, der nachfolgend näher beschrieben werden soll. Die Speisewasserpumpe führt das Arbeitsmittel unter hohem Druck in den Dampferzeuger, der hier von einem Solarkollektorfeld gespeist wird. Dort erfolgt die Übertragung der thermischen Energie des Wärmeträgerfluids auf das Arbeitsmittel, das hierdurch verdampft, also vom flüssigen in den gasförmigen Zustand übergeht. Bei der Verdampfung eines Stoffes werden sehr große Energiemengen aufgenommen. Nach einer anschließenden Überhitzung wird der nun als Frischdampf bezeichnete Arbeitsstoff in die Turbine geführt.

Schon Mitte des 19. Jahrhunderts gelangten Carnot und Clausius zu der Erkenntnis, dass der Umwandlungswirkungsgrad des Kraftwerkpro-

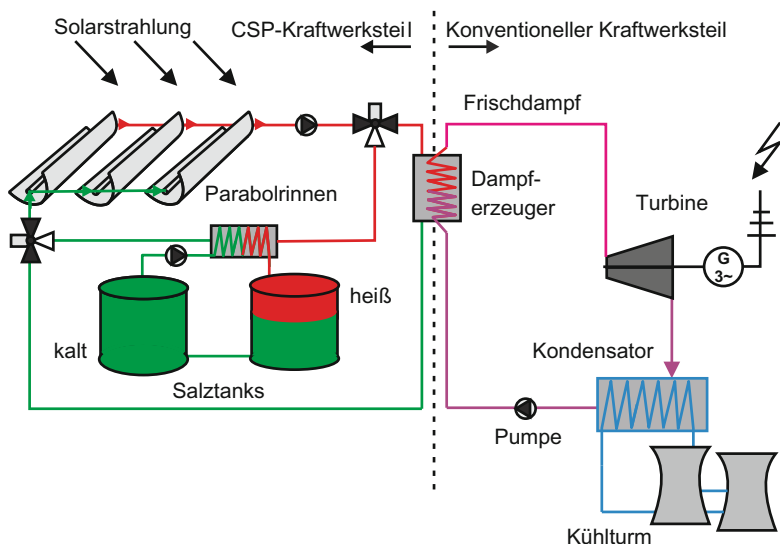


Abb. 4.13 Solarthermisches Kraftwerk mit Salztanks zur Verlängerung der Betriebszeiten

zesses mit der Temperatur des Frischdampfes ansteigt. In modernen Steinkohlekraftwerken werden heute Temperaturen bis 600°C bei Drücken bis etwa 200 bar erreicht, bei Solarkraftwerken erreicht der Frischdampf „nur“ rund 400°C . Der Frischdampfstrom wird im Inneren der Turbine über Leitschaufeln ausgerichtet und beschleunigt, um dann mit hohem Impuls auf die Laufradschaufeln zu treffen. Beim Aufprall auf die Schaufeln erfolgt eine Energieübertragung an das Laufrad, das wiederum die Turbinenwelle in Rotation versetzt. Diese ist mit dem Generator verbunden, der die mechanische Rotationsenergie in elektrische Energie umwandelt.

In der Turbine gibt der Dampf einen großen Teil seiner thermischen Energie als mechanische Energie (Arbeit) ab, dadurch sinken Temperatur und Druck, erste Flüssigkeitströpfchen entstehen bei der einsetzenden Kondensation. Je niedriger die Temperatur am Turbinenaustritt ist, desto höher ist der erreichbare Wirkungsgrad. Da bei der Kondensation von

Wasser Druck und Temperatur fest miteinander verknüpft sind, muss der Gegendruck am Turbinenaustritt im Bereich von 0,05 bar liegen, um bei der nachfolgenden Kondensation Temperaturen von rund 30 °C zu erreichen.

Bevor das Wasser im Kreislauf wieder in der Speisewasserpumpe auf Hochdruck gebracht werden kann, muss es erst vollständig kondensieren, also zu Flüssigkeit werden. Dazu wird ein sehr großer Wärmeübertrager – ein Kondensator – benötigt, in dem die abzuführende thermische Energie auf einen Kühlkreislauf übertragen wird. Die Temperatur im Kühlkreislauf muss einige Grad unter der Kondensationstemperatur liegen, damit der Wärmestrom übertragen werden kann. Zur Kondensation sind in einem Kraftwerk sehr große Wassermengen erforderlich, die in der Regel einem Fluss entnommen werden. Das Flusswasser darf sich dabei nur um einige Grad erwärmen, da sonst dessen ökologisches Gleichgewicht gestört wird. Die Kondensation wird bei sommerlichem Niedrigwasser durch Kühltürme unterstützt, in denen die thermische Energie durch Verdunstung großer Wassermengen abgeführt wird.

Um Frischdampftemperaturen von zumindest 400 °C zu erreichen, muss die Solarstrahlung vor der Umwandlung aufkonzentriert werden. Dazu werden vor allem Spiegelsysteme, aber auch Linsen eingesetzt. Für Deutschland sind solche Kraftwerkskonzepte wegen des vergleichsweise geringen Anteils direkter – und damit konzentrierbarer – Solarstrahlung nicht sinnvoll. Im Süden Spaniens und in Kalifornien werden Solarkraftwerke dagegen schon heute wirtschaftlich betrieben.

Abbildung 4.14 zeigt schematisch eine Auswahl von Strahlungskonzentratoren. Für solarthermische Kraftwerke werden vorwiegend Parabolrinnenkollektoren und Turmkraftwerke mit Heliostatenfeldern eingesetzt, weil hier Strahlungskonzentrationsfaktoren zwischen 100 und 1000 erreicht werden können.

CSP in Spanien

Auf der Hochebene von Guadix (Granada, Spanien) sind seit einigen Jahren die Parabolrinnen-Solarkraftwerke Andasol 1, 2 und 3 in Betrieb. Die Anlagen verfügen jeweils über eine Nennleistung von 50 MW_{el} und erreichen aufgrund der guten Strahlungsbedin-

gungen Vollbenutzungsstunden von 3500 Stunden im Jahr und mehr. Der elektrische Nettowirkungsgrad der Gesamtanlage, bezogen auf die solare Einstrahlung, beträgt 15 Prozent im Jahresmittel und 28 Prozent zu Spitzenzeiten. Die energetische Amortisationszeit wird vom Hersteller mit rund 5 Monaten angegeben.

Um eine möglichst hohe Auslastung zu erreichen, wird bei den Andasol-Kraftwerken ein Teil der solarthermisch gewonnenen Energie nicht direkt an die Turbine abgegeben, sondern in einem Salzspeicher bei Temperaturen um 390°C zwischengespeichert (vgl. Abb. 4.13). Dazu sind je Kraftwerk etwa 30.000 Tonnen einer speziellen Flüssigsalzmischung nötig, die von 290 auf 390°C erwärmt wird. Mit einem vollen Tank kann jedes Kraftwerk bis zu 7,5 Stunden mit Nennleistung betrieben werden, sodass in den Sommermonaten ein Betrieb teilweise rund um die Uhr möglich ist.

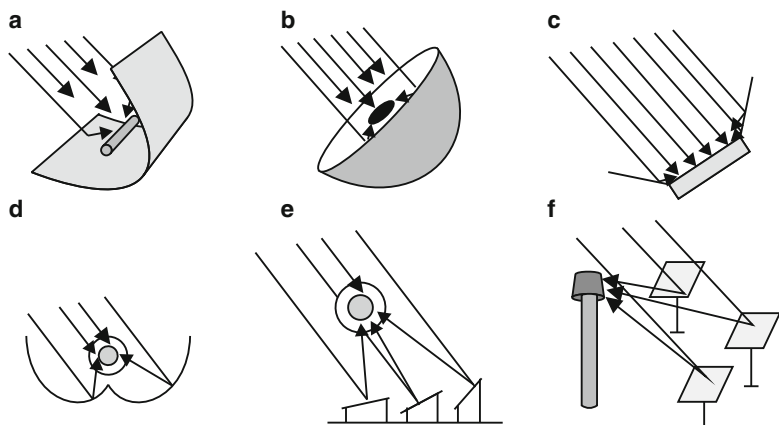


Abb. 4.14 Systeme zur Strahlungskonzentration. **a** Parabolrinne, **b** Paraboloid, **c** Trogkollektor, **d** CPC-Kollektor, **e** Fresnel-Kollektor, **f** Turmkraftwerk mit Heliostatenfeld

Zusammenfassung

Wie teuer ist das Heizen mit Solarwärme? Diese Frage ist nicht so leicht zu beantworten. Viel einfacher dagegen ist der Vergleich konventioneller Wärmeerzeuger: Der Energiegehalt von einem Liter Heizöl entspricht recht gut dem Energieinhalt von einem Kubikmeter Erdgas, Ölkessel sind in der Anschaffung ähnlich teuer wie Gaskessel. Die Erzeugungs- oder „Gestehungskosten“ einer kWh Wärme sind bei Gas oder Öl folglich etwa gleich hoch.

Aber schon der Vergleich mit den Wärmegestehungskosten einer Wärmepumpe ist nicht mehr so einfach, da zwar die jährlichen Kosten für die elektrische Antriebsenergie noch einfach bestimmbar sind, die hohen Anschaffungskosten der Wärmepumpenanlage aber natürlich ebenfalls mitberücksichtigt werden müssen. Solaranlagen verursachen dagegen (fast) überhaupt keine jährlichen Kosten mehr, nachdem die Investition für Kauf und Installation einmalig getätigt wurde.

Wie können die jährlich anfallenden Betriebskosten über die Lebensdauer des Wärmeerzeugers mit den einmaligen Anschaffungskosten sinnvoll „verrechnet“ werden? Dieses Grundproblem jeder Investitionsrechnung und damit die Frage nach den solaren Gestehungskosten soll nachfolgend beantwortet werden.

5.1 Grundlagen der Investitionsrechnung

Abbildung 5.1 soll das in der Einleitung beschriebene Problem des Verrechnens von jährlichen Zahlungen und einmaligen Zahlungen illustrieren. Zu Beginn des ersten Kalenderjahres (in der Abb. mit „0“ gekennzeichnet) werde z. B. für Kauf und Installation einer Solaranlage mit 15 m^2 Kollektorfläche einmalig ein Betrag 10.000 € aufgewendet (im Bild: (A)).

Der Betrieb der Anlage verursacht zudem jährlich (geringe) Kosten (B): Die Solarpumpen benötigen elektrische Hilfsenergie und der Anlagenmonteur erhält für Wartungsarbeiten einen jährlichen Betrag. In der Zeichnung ist angedeutet, dass diese jährlichen Ausgaben mit den

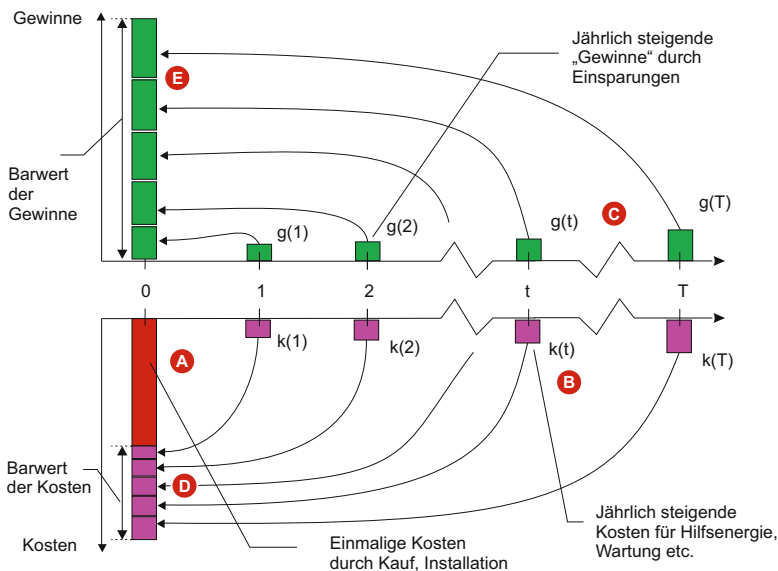


Abb. 5.1 Einmalige (A) und jährliche Kosten (B) einer Solaranlage sowie jährliche Gewinne durch Einsparung fossiler Energie (C) (weitere Erklärungen im Text)

Jahren teurer werden, da davon auszugehen ist, dass sowohl die Strombezugskosten als auch die Arbeitskosten im Laufe der nächsten 20 Jahre steigen werden. Diese Preissteigerungsrate j kann 1,5 % pro Jahr oder auch 5 %/a betragen.

Das Grundproblem der Investitionsrechnung ist die Kapitalverzinsung, die den eigentlichen Wert eines Betrages von seinem Fälligkeitsdatum abhängig macht. Ein Geldbetrag zum heutigen Wert von 1000 € wird nach den Regeln der Zinseszinsrechnung mit einem Zinssatz von z. B. $i = 5\%/a$ nach 20 Jahren auf den Betrag von 2653,30 € angewachsen sein. Umgekehrt ist eine Zahlung von 1000 €, die erst in 20 Jahren zu leisten ist, heute nur 376,89 € „wert“: Legt man diesen Betrag bei einer Bank mit einer Kapitalverzinsung von $i = 5\%/a$ für den genannten Zeitraum an, so hat er bei der Auszahlung durch Aufzinsung den gewünschten Endbetrag erreicht. Zahlungen aus der Zukunft, ob Gewinne durch Einsparungen oder Verluste durch Kosten, müssen also immer um den zeitabhängigen Verzinsungseffekt bereinigt werden, um Investitionsentscheidungen treffen zu können.

In der Finanzmathematik wird der Betragswert einer einmaligen zukünftigen Zahlung zum heutigen Zeitpunkt als *Nominalwert* der Zahlung bezeichnet und der heutige Wert einer langjährigen Zahlungsreihe als *Barwert*. Die dynamische Investitionsrechnung unterscheidet zwei Ansätze zur Zinseffektbereinigung, die Berechnung der Annuität und die Berechnung des Barwertes – hier soll die Barwertmethode angewendet werden.

5.2 Die Barwertmethode

Tabelle 5.1 gibt den sogenannten Barwertfaktor b_r an. Mit diesem kann der heutige Wert (Barwert) einer langjährigen jährlichen Zahlungsreihe in Abhängigkeit der Laufzeit (hier $T = 20$ Jahre), des angenommenen Kalkulationszinssatzes i sowie der unterstellten jährlichen Preissteigerungsrate j ganz einfach bestimmt werden, wie das nachfolgende Beispiel zeigt.

Tab. 5.1 Barwertfaktoren b_r (in Jahren) für eine Anlagenlebensdauer von $T = 20$ Jahren.

	$i = 2\%/a$	$3\%/a$	$4\%/a$	$5\%/a$	$6\%/a$
$j = 0\%/a$	16,351	14,877	13,590	12,462	11,47
$j = 1\%/a$	17,885	16,221	14,771	13,503	12,391
$j = 2\%/a$	19,608	17,727	16,092	14,665	13,417
$j = 3\%/a$	21,546	19,417	17,571	15,965	14,562
$j = 4\%/a$	23,728	21,317	19,231	17,419	15,840
$j = 5\%/a$	26,186	23,453	21,093	19,048	17,269
$j = 6\%/a$	28,958	25,857	23,185	20,874	18,868
$j = 7\%/a$	32,084	28,564	25,536	22,922	20,659
$j = 8\%/a$	35,612	31,613	28,180	25,222	22,665
$j = 9\%/a$	39,594	35,050	31,156	27,806	24,916
$j = 10\%/a$	44,093	38,926	34,506	30,710	27,442

Berechnungsbeispiel

Zu Beginn dieses Kapitels war von einer Solaranlage mit 15 m^2 Kollektorfläche die Rede, die 10.000 € kostete. Die Wartung der Anlage verursacht, angenommen, jährlich gleichbleibende Kosten von 200 €/a . Bei Annahme eines Kapitalverzinsungssatzes i von $5\%/a$ ist aus der Zeile 1 (Preissteigerungsrate $j = 0\%/a$) der Tab. 5.1 ein Wert von $b_r = 12,462\text{ a}$ zu entnehmen. Der Barwert der Wartungskosten aller kommenden 20 Jahre beträgt damit $200\text{ €/a} \cdot 12,462\text{ a} = 2492,40\text{ €}$. Die Gesamtkosten für Kauf, Installation und Betrieb der Anlage betragen damit $12.492,40\text{ €}$, bezogen auf den heutigen Zeitpunkt.

Würden sich die jährlichen Wartungskosten jedoch mit $4\%/a$ verteuern (200 € im ersten Jahr, 208 € im zweiten Jahr, etc.), betrüge bei gleichem Kalkulationszinssatz der Barwert der Wartungskosten $200\text{ €/a} \cdot 17,419\text{ a} = 3483,80\text{ €}$. Der Barwertfaktor wurde b_r aus Zeile $j = 4\%/a$ und Spalte $i = 5\%/a$ entnommen. Gegenüber der Variante ohne Kostensteigerung betragen die Wartungskosten nun rund 40% mehr!

5.3 Solare Wärmekosten und Rendite

Was kostet nun die Energie aus einer Solaranlage? Nehmen wir an, dass die Solaranlage über ihre gesamte Lebensdauer von 20 Jahren jährlich 7000 kWh solare Nutzwärme erzeugt¹. Innerhalb der zugrunde gelegten Lebensdauer produziert die Solaranlage $7000 \text{ kWh/a} \cdot 20 \text{ a} = 140.000 \text{ kWh}$.

Um die über 20 Jahre gemittelten solaren Wärmegestehungskosten zu berechnen, verwendet der Finanzmathematiker nicht diese tatsächliche solare Wärmeproduktion, sondern deren „Barwert“. Statt mit 20 a multipliziert er mit dem Faktor $b_r(i, 0)$ und erhält $7000 \text{ kWh/a} \cdot 12,462 \text{ a} = 87.234 \text{ kWh}$. Bei den im obigen Beispiel berechneten Gesamtkosten von 12.492,40 € betragen die über 20 Jahre gemittelten solaren Gestehungskosten damit 0,143 €/kWh, bei Berücksichtigung steigender Wartungskosten 0,155 €/kWh. Man wird schnell feststellen, dass mit der „richtigen“ Wahl des Kapitalzinssatzes i und der Vorgabe der Preissteigerungsrate j die Solarwärme teuer oder günstig gerechnet werden kann – sowohl die Aussage „Solarthermie ist teuer“ als auch die Aussage „Solarthermie ist günstig“ ist damit zweifelsfrei „beweisbar“.

In Abb. 5.1 waren nicht nur die jährlichen Kosten und die Investition dargestellt, sondern auch die jährlichen Gewinne (C). Eine Solaranlage kann „Gewinne“ produzieren, indem sie den Brennstoffeinsatz des Wärmeerzeugers reduziert. Diese Einsparungen sind natürlich abhängig von der Größe, Leistungsfähigkeit und Auslegung der Solaranlage, aber auch von dem Nutzungsgrad des Wärmeerzeugers: Wenn in unserem Beispiel die Solarthermieanlage in Kombination mit einem Öl-Brennwertkessel arbeitet, muss dieser im Jahr 7000 kWh weniger Nutzenergie bereitstellen, da diese von der Solaranlage erzeugt wurden. Bei einem Kessel-Nutzungsgrad von 85 % können jährlich 7000 kWh/0,85, also rund 8250 kWh Endenergie, entsprechend 825 Liter Heizöl, eingespart werden. Bei einem Bezugspreis von 0,80 €/l betragen die Einsparungen im ersten Jahr folglich 660 €/a.

Natürlich werden auch die Bezugskosten für Heizöl oder Erdgas über die Nutzungsdauer der Solaranlage hinweg ansteigen. Nach den Zahlen

¹ Der hier unterstellte solare Systemertrag von 467 kWh/m² ist mit solaren Vorwärm-anlagen problemlos erzielbar.

Tab. 5.2 Zahlen des Statistischen Bundesamts zu Energiepreisen nach [46] und daraus errechnete jährliche Preissteigerungsraten

Endenergie	2005	2010 ¹	2013	2005–2013	2010–2013
Erdgas	84,1	100	111,7	3,6 %/a	3,8 %/a
Heizöl leicht	83,0	100	136,7	6,4 %/a	11,0 %/a
Fernwärme	80,2	100	118,9	5,0 %/a	5,9 %/a
Strom	76,8	100	123,4	6,1 %/a	7,3 %/a
Superbenzin	86,4	100	112,4	3,3 %/a	4,0 %/a
Dieselmotorkraftstoff	86,9	100	116,5	3,7 %/a	5,2 %/a

¹ Preise des Basisjahres 2010 = Index 100

des Statistischen Bundesamts (Tab. 5.2) betrugen die Energiepreissteigerungen für Erdgas und Heizöl seit 2005 durchschnittlich 3,6 bzw. 6,4 % pro Jahr. Zwischen 2010 und 2013 wurde Heizöl sogar um 11 % jährlich teurer! Das lag daran, dass im Jahr 2009 der Heizölpreis als Folge der Weltwirtschaftskrise auf ein Rekordtief gesunken war und sich danach innerhalb weniger Jahre wieder erholte. Geht man davon aus, dass der Heizölbezugspreis in den kommenden 20 Jahren weiterhin um durchschnittlich 6 %/a ansteigen wird, betragen die Einsparungen in unserem Beispiel damit im zweiten Jahr bereits 699,60 €.

Mit Hilfe der Barwertfaktoren können auch die mittleren Wärmegestehungskosten für das konventionelle Heizöl-Brennwertgerät berechnet werden. Hierzu sind die Brennstoffkosten des ersten Jahres (hier 600 €/a) mit dem Verhältnis der Barwerte $b_r(i,j)$ zu $b_r(i,0)$ zu multiplizieren. Bei Heizölbezugskosten von 0,08 €/kWh, einem Kessel-Nutzungsgrad von 85 % und den Barwerten $b_r(5\%, 6\%) = 20,874$ a bzw. $b_r(5\%, 0\%) = 12,462$ a betragen die konventionellen Wärmegestehungskosten damit 0,1576 €/kWh. Die solare Wärme ist mit 0,155 €/kWh dagegen günstiger und die Anschaffungskosten für den Kessel wurden nicht einmal mitgerechnet!

Der Barwert der Einsparungen über die ganzen 20 Jahre wird mit dem Barwertfaktor $b_r = 20,874$ a berechnet zu 13.776,84 € (Abb. 5.1, (E)) – und damit mehr als die Summe aus der einmaligen Investition (A) und dem Barwert der Betriebskosten der Solaranlage (D). Der Finanzmathematiker bezeichnet die Summe der Barwerte aller Kosten (negativ!) und Gewinne (positiv!) und den Investitionskosten als Kapitalwert (K) der Investition (Abb. 5.2).

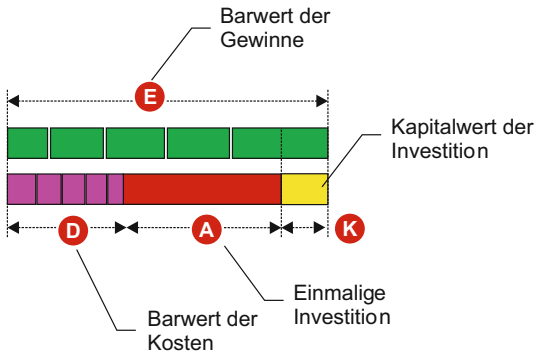


Abb. 5.2 Der Kapitalwert einer Investition (**K**) ist der Differenzbetrag des Barwertes der Gewinne (**E**) gegenüber der Summe aus dem Barwert aller jährlichen Kosten (**D**) und der einmaligen Investition (**A**). Ist der Kapitalwert positiv, so ist die Investition lohnend

Abbildung 5.3 zeigt die solaren Wärmegestehungskosten in Abhängigkeit vom Systemertrag. Es wird deutlich sichtbar, dass Solaranlagen nur dann wirtschaftlich betrieben werden können, wenn im Betrieb ein hoher spezifischer Systemertrag erreicht wird.

Rendite einer Solaranlage

In unserem Beispiel (bei Berücksichtigung der Preissteigerungen beim Heizölbezug und bei den Wartungskosten) beträgt der Kapitalwert $C = 13.752,00 \text{ €} - 13.483,80 \text{ €} = 268,20 \text{ €}$. Durch mehrfaches Ausprobieren ist ein Kapitalzinssatz i_{int} zu ermitteln, bei dem der Kapitalwert zu null wird (das mathematische Werkzeug der Iteration ersetzt das langwierige Ausprobieren). Der Kapitalzinssatz wird auch als „interner Zinsfuß“ oder „Rendite“ bezeichnet. Im Beispiel beträgt die Rendite der Investition in die Solaranlage $5,25 \text{ %/a}$ – mit diesem Satz verzinst sich die Investitionssumme also über die Laufzeit von 20 Jahren. Ein Vergleich mit den aktuellen Zinssätzen für langfristige Geldanlagen zeigt, dass diese Art des Geldanlegens durchaus lukrativ ist.

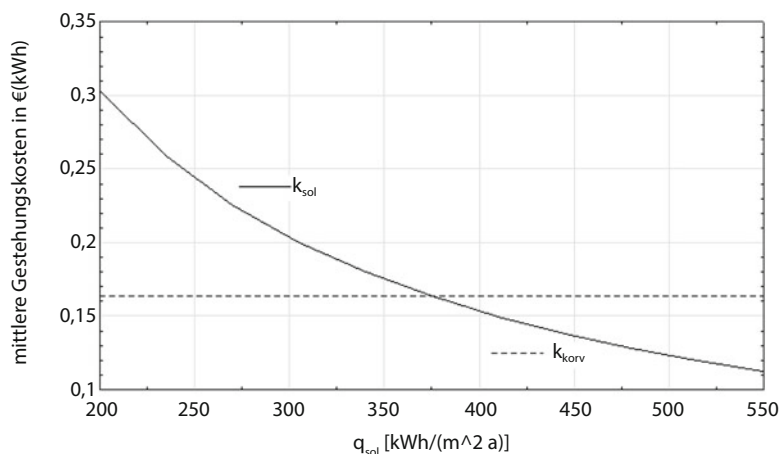


Abb. 5.3 Solare Wärmegestehungskosten in Abhängigkeit vom Systemertrag (Systemkosten: 700 €/m², Zinssatz 3,5 %/a, Preissteigerung 6 %/a, fossile Erdgasbezugskosten im ersten Jahr: 0,80 €/m³, Kesselnutzungsgrad 70 %)

5.4 Fördergelder

Das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) dient der Förderung des Marktanteils erneuerbarer Energien an der Stromversorgung. Die Diskussionen um dessen Zukunft und die Fördersätze für Solarstrom sorgten in den vergangenen Jahren regelmäßig für Schlagzeilen. Anders schaut es bei den Programmen zur Förderung erneuerbarer Energien bei der Wärmebereitstellung aus.

Es gibt mehrere gesetzgeberische Maßnahmen im Gebäudebereich, die u. a. eine Nutzungspflicht für erneuerbare Energien vorgeben. Dazu zählt die Energieeinsparungsverordnung (EnEV), die für Neubauten den fossilen Primärenergieeinsatz begrenzt und das Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz (EEWärmeG), dass ebenfalls nur für Neubauten den Einsatz erneuerbarer Energien vorschreibt.

EEWärmeG

Zweck des 2008 verabschiedeten und im Mai 2011 novellierten Gesetzes [28] ist die Förderung erneuerbarer Energien mit dem Ziel, deren Anteil am Endenergiebedarf zur Wärmebereitstellung bis zum Jahr 2020 auf 14 % zu erhöhen. Eine der möglichen Maßnahmen besteht im Einsatz von Solarthermie:

- Jedes Gebäude, das nach dem 31. Dezember 2008 errichtet wurde, muss seinen Wärmeenergiebedarf, je nach eingesetzter Technologie, zwischen 15 und 50 Prozent aus erneuerbaren Energien decken.
- Bei Einsatz von Solarenergie müssen z. B. mindestens 15 Prozent des Wärmeenergiebedarfs gedeckt werden, dazu genügen nach dem EEWärmeG z. B. bei Wohngebäuden mit max. zwei Wohnungen bereits 4 m^2 Kollektorfläche je 100 m^2 Nutzungsfläche.
- Bei Wohngebäuden mit mehr als zwei Wohnungen sind solarthermische Anlagen mit einer Fläche von mindestens 3 m^2 Kollektorfläche je 100 m^2 Nutzungsfläche zu installieren. Die Bundesländer können höhere Mindestflächen festlegen.

Die Einhaltung des EEWärmeG ist vom Hausbesitzer durch spezielle Bescheinigungen oder Brennstoffrechnungen nachzuweisen.

Darüber hinaus existiert das Marktanreizprogramm (MAP) der Bundesregierung [14] mit Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt. Rechtsgrundlage bildet der § 13 des EEWärmeG, der ein Fördervolumen von bis zu 500 Mio. € pro Jahr festlegt. Das MAP wurde bisher mindestens einmal jährlich aktualisiert, da die bereitgestellten Fördergelder häufig bereits vor Jahresfrist ausgeschöpft waren. Kritiker machen das MAP für die starken

Schwankungen und Unsicherheiten im Solarthermiemarkt verantwortlich.

Nach der aktuellen Fassung vom Juli 2012 werden mit dem MAP Solarkollektoranlagen, Biomasseanlagen, effiziente Wärmepumpen und effizientere Heiztechnik (Brennwertkessel) gefördert. So erhalten heizungsunterstützende Solaranlagen einen (nicht rückzahlbaren) Zuschuss in Höhe von 90 €/m² Kollektorbruttofläche, mindestens jedoch 1500 €. Einfache Anlagen zur Trinkwassererwärmung für Ein- und Zweifamilienhäuser sind seit Inkrafttreten des EEWärmeG nicht mehr förderfähig. Für Mehrfamilienhäuser mit mindestens 3 Wohneinheiten werden jedoch die o. g. Sätze gezahlt. Eine besondere „Innovationsförderung“ erhalten Solaranlagen zur Kälteerzeugung, Klimatisierung und Prozesswärmebereitstellung. Darüber hinaus bietet die staatliche KfW-Förderbank für große Solarwärmeanlagen zinsvergünstigte Finanzierungsmöglichkeiten.

Voraussetzung für eine Förderung ist das Vorliegen des europäischen Zertifizierungszeichens Solarkeymark, das bereits in Abschn. 3.1.2 beschrieben wurde. Die wesentlichen Eckdaten zum Marktanreizprogramm können beim Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) abgerufen werden. Über die Website des BAFA [12] sind auch die förderfähigen Kollektoren einsehbar.

Auslegung und Anwendungsbeispiele 6

Zusammenfassung

Solarthermieranlagen können nur dann mit hoher Effizienz und damit wirtschaftlich betrieben werden, wenn die Anlage fachgerecht geplant und installiert wurde. Eine falsche Auslegung der Kollektorfeldgröße und auch schon scheinbar kleine „Fehler“ bei der Einstellung der Regelung oder Positionierung eines Temperatursensors führen schnell zu hohen Ertragseinbußen. Um dies zu zeigen, wurden für Solaranlagen im Ein-/Zweifamilienhaus Simulationsuntersuchungen vorgenommen. Die nachfolgenden Beschreibungen ausgeführter Solaranlagen – für Mehrfamilienhäuser, Krankenhäuser, Industrie und Gewerbe, zum solaren Kühlen sowie in Nah- und Fernwärmenetzen – machen deutlich, wie vielfältig die Einsatzmöglichkeiten für Solarthermie sind.

6.1 Auslegungshinweise

Die falsche Dimensionierung der gesamten Anlage oder eines Bauteils kann schnell zu erheblichen Ertragseinbußen führen. Dies soll anhand von Simulationsrechnungen an der verbreitetsten Art der Solarthermienutzung – der solaren Trinkwassererwärmung im Ein- und Zweifamilienhaus – gezeigt werden. Die beiden Bundesindustrieverbände der Solarbranche, BDH und BSW, haben gemeinsam für Vergleichszwecke eine Referenzsolaranlage für ein Standard-Einfamilienhaus definiert [8]. Diese Anlage wird nachfolgend genutzt, um die Auswirkungen von

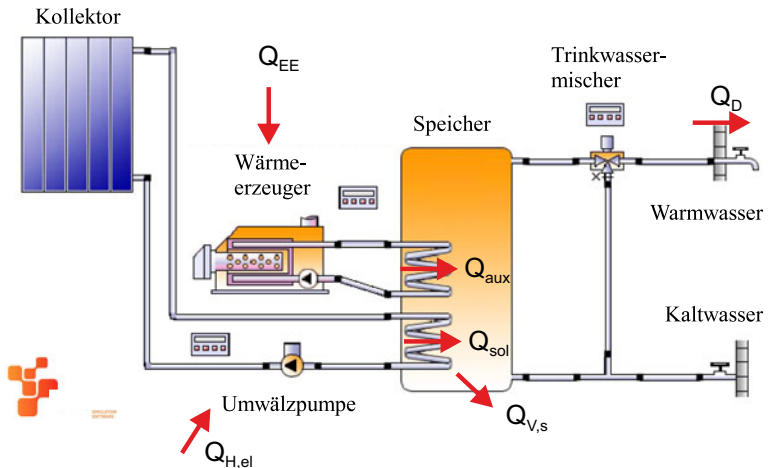


Abb. 6.1 Systemaufbau der Referenzanlage in der Simulationssoftware POLYSUN

abweichenden Bauteildimensionierungen oder Änderungen in den Reglereinstellungen darzustellen. Dazu wurde die Referenz-Solaranlage in der Simulationssoftware POLYSUN [41] nachgebildet und dann in verschiedenen Varianten berechnet. Abbildung 6.1 zeigt den beschriebenen Systemaufbau der Solaranlage in der Simulationssoftware.

6.1.1 Ausgangssituation

Die Referenzanlage ist auf einem (gedachten) Haus in Würzburg installiert, das von 4 Personen bewohnt wird. Diese verbrauchen gemeinsam täglich 200 Liter Warmwasser mit einer Zapftemperatur von 45 °C, die Kaltwassertemperatur ist mit 10 °C festgelegt. Vereinfachend wird angenommen, dass 80 Liter des Tagesbedarfs gleich morgens um 7⁰⁰ Uhr, 40 Liter mittags um 12⁰⁰ und abends erneut 80 Liter um 19⁰⁰ Uhr verbraucht werden. Das Kollektorfeld besteht aus 2 guten Flachkollektoren mit 4 m² Aperturfläche (4,2 m² Bruttofläche), die mit einer optimalen Neigung von 45° nach Süden ausgerichtet sind. Die Kollektorkreisroh-

re mit einer Gesamtlänge von 20 m sind komplett im Haus verlegt. Die Kollektoren werden in Zwangsumwälzung mit einem Wasser-Glycol-Gemisch (40 %) betrieben. Der Speicher hat ein Volumen von 200 Litern (Standarddämmung mit 80 mm PU-Weichschaum). Die Nachheizung übernimmt ein Niedertemperatur-Gaskessel mit 10 kW Heizleistung.

Um eine solare Vollversorgung im Sommer zu erreichen, sollte die Solaranlage nach den Auslegungsempfehlungen aus Kap. 4 mit einer eher geringen Auslastung geplant werden. Der Tagesverbrauch von 200 Litern bei 45 °C entspricht einem Tagesverbrauch von 140 Litern bei 60 °C Warmwasserzapftemperatur.¹ Bezogen auf die gewählte Aperturfläche von 4 m² hat die Referenzanlage tatsächlich eine mit 35 l/d/m² eher geringe Auslastung.

Um das benötigte Trinkwasser im gesamten Jahr auf die Nutztemperatur von 45 °C zu erwärmen, werden pro Jahr 2970 kWh Nutzenergie (in Abb. 6.1 als Q_D gekennzeichnet) benötigt. Zur Berechnung dieser Energiemenge ist die Tageswarmwassermenge (hier 0,200 m³) mit der volumetrischen Wärmekapazität von Wasser (1,163 kWh/m³/K), der Temperaturdifferenz (45 – 10) K und den 365 Tagen des Jahres zu multiplizieren. Die dazu erforderliche Endenergiemenge, hier in Form von Erdgas, ist noch um einiges höher, da der Gaskessel bei ausschließlicher Trinkwassererwärmung nur einen relativ geringen Nutzungsgrad im Jahresverlauf erreicht und zusätzlich die Wärmeverluste des Speichers und der Warmwasserleitungen zu decken sind. Dazu kommt noch der (elektrische) Hilfsenergieeinsatz $Q_{H,el}$ für die Umwälzpumpen und den Regler.

Der simulierte Nutzenergiebedarf Q_D beträgt 2974 kWh/a, also etwa so viel wie die Handrechnung erbrachte. Der Solarspeicher verliert pro Jahr 416 kWh durch Wärmeverluste an die Umgebung ($Q_{V,s}$). In der Summe werden also 3390 kWh benötigt, um das Wasser zu erwärmen und die Verluste zu decken. Diese Energiemenge muss durch die Solaranlage und den Gaskessel bereitgestellt werden. Der Ertragssimulation ist zu entnehmen, dass über den Solar-Wärmeübertrager insgesamt 1483 kWh (solarer Systemertrag Q_{sol}) eingespeist wurden, der Gaskessel bringt die zusätzliche Energiemenge Q_{aux} von 1903 kWh auf, um den

¹ Zur Umrechnung multipliziert man einfach mit dem Verhältnis der Temperaturdifferenzen $\frac{45-10}{60-10}$.

verbleibenden Bedarf zu decken. Dazu benötigt er 3593 kWh Endenergie (Q_{EE}) im Jahr, entsprechend einem Erdgasverbrauch von etwa 360 m^3 pro Jahr². Der in Abschn. 4.1 definierte solare Deckungsgrad f_{sol} beträgt damit $1483 \text{ kWh} / 2974 \text{ kWh}$, also etwa 50 %.

Der Kessel wurde in dieser Simulation ausschließlich zur Trinkwassererwärmung eingesetzt: Er wird täglich nur für kurze Zeit zum Nachheizen des Speichers benötigt, muss dazu aber jedes Mal auf eine Kesseltemperatur von etwa 60°C vorgewärmt werden. Nach der Speicherbeladung verliert er eine nicht unerhebliche Energiemenge an die Umgebung, wenn er wieder auf Umgebungstemperatur auskühlt. Entsprechend niedrig ist in der Simulation der Kesselnutzungsgrad, der sich aus dem Verhältnis der gelieferten Energie Q_{aux} zur benötigten Brennstoffenergie Q_{EE} ($1903/3593$) zu 53 % berechnet.

Welche Erdgasmenge würde der Heizkessel ohne Solaranlage benötigen? Für diese Simulationsrechnung wurde der bivalente 200-Liter-Speicher durch ein kleineres Modell mit 140 Liter Inhalt ersetzt. Der Gaskessel benötigt nun 600 m^3 Erdgas, genau 6030 kWh! Bezogen auf die Nutzenergie beträgt der Nutzungsgrad des Systems ohne Solarspeicher nur noch $2974/6030$, also 50 %. Durch Vergleich der beiden Simulationsrechnungen ohne/mit Solaranlage ist nun auch die *anteilige solare Energieeinsparung* f_{sav} zu bestimmen, die in Abschn. 4.1 eingeführt wurde: f_{sav} beträgt hier $(6030 - 3593)/6030$, also 40 %. Der Vergleich mit dem höheren Deckungsgrad f_{sol} zeigt, dass der präzisere Wert f_{sav} die Wärmeverluste des für die Solaranlage benötigten größeren Speichers (korrekt) der Solaranlage „anlastet“.

Abbildung 6.2 zeigt die von der Solaranlage und dem Wärmeerzeuger monatlich gelieferten Energiemengen. Der Kessel muss – und das ist nicht überraschend – in den Wintermonaten den Großteil der benötigten Energie aufbringen. Dennoch kann die Solaranlage selbst im Dezember und im Januar noch einen Anteil von etwa 15 % liefern.

Bezieht man den solaren Systemertrag auf die Aperturfläche des Kollektorfeldes, ergibt sich ein Wert von $370 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ (Definition in Abschn. 4.1), die Solarstrahlung in die Kollektorebene summiert sich auf $1267 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ und der Kollektorfeldertrag (in den Kollektorkreis abgegebene Energie) beträgt $519 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Abbildung 6.3 zeigt den Ver-

² Der Heizwert von Erdgas beträgt rund 10 kWh je Normkubikmeter.

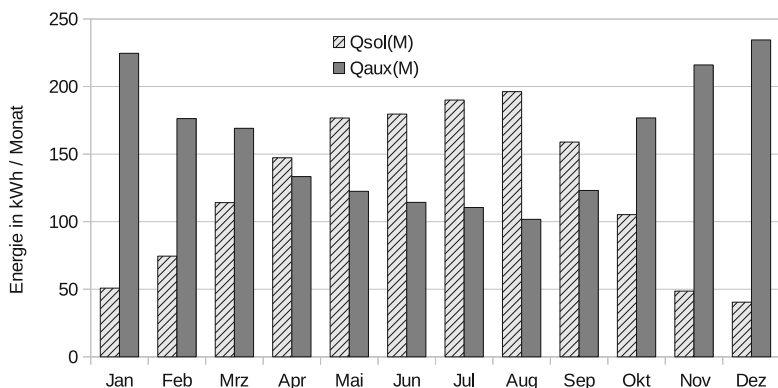


Abb. 6.2 Von der Solaranlage ($Q_{sol}(M)$) und vom Gaskessel ($Q_{aux}(M)$) monatlich an den Speicher gelieferte Energiemengen in kWh/a. Die Jahressummen betragen 1482 kWh bzw. 1903 kWh

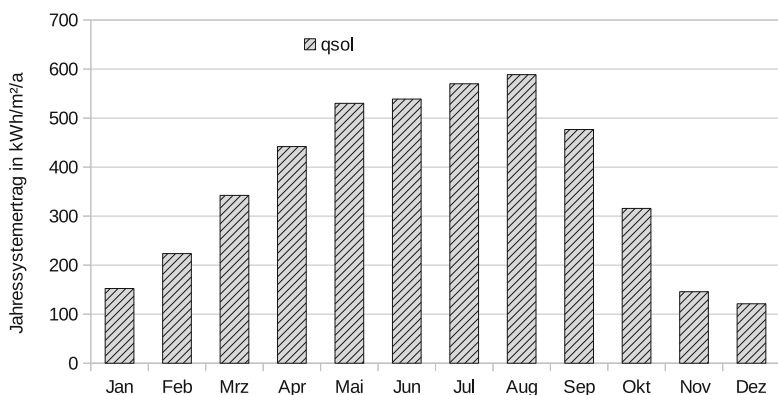


Abb. 6.3 Flächenbezogener Systemertrag q_{sol} in kWh/m²/a für die einzelnen Monate des Jahres, hochgerechnet auf ein Jahr

lauf des Systemertrags über die einzelnen Monate. Das Diagramm zeigt deutlich, dass die Solaranlage in den Sommermonaten aufgrund der hohen Einstrahlung die meiste Energie pro Quadratmeter Kollektorfläche liefert.

6.1.2 Ausrichtung des Kollektorfelds

Die Kollektoren bei der Referenzanlage waren mit einem Neigungswinkel von 45° ganzjährig verschattungsfrei nach Süden ausgerichtet. Diese optimalen Bedingungen finden sich natürlich nicht bei jedem Haus, Dachneigung und -ausrichtung können davon stark abweichen. Hin und wieder sieht man Häuser, auf denen ein Heizungsmonteur mittels einer aufwändigen (und vermutlich sehr teuren) Konstruktion die Kollektoren in die 45° -Neigung gebracht hat. Ist das nötig? Um den Einfluss der Kollektorfeldausrichtung auszuloten, wurden weitere Ertragssimulationen gemacht und dabei Neigung bzw. Ausrichtung der Referenzanlage verändert. Abbildung 6.4 zeigt den auf die Referenzanlage ($370 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$) normierten flächenspezifischen Systemertrag q_{sol} bei unterschiedlicher Ausrichtung.

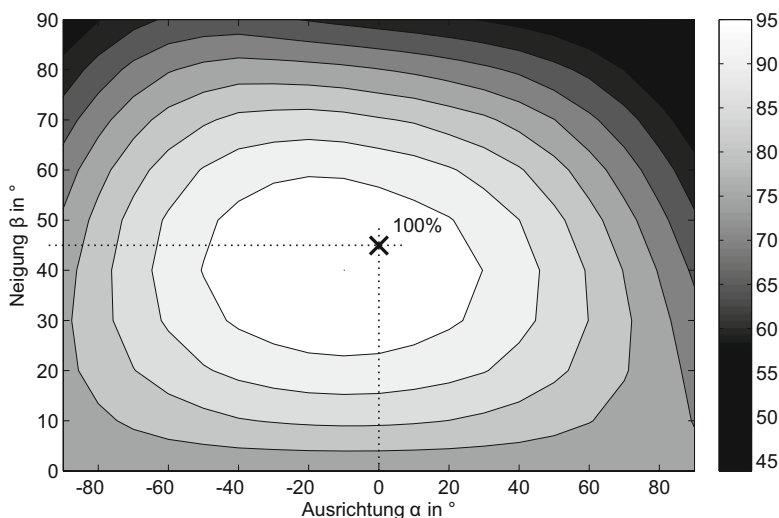


Abb. 6.4 Flächenspezifischer Systemertrag q_{sol} in Relativdarstellung bei Variation der Kollektorfeldausrichtung (Süd: $\alpha = 0^\circ$, West: $\alpha = 90^\circ$) und Neigung (Fassade/Wand: $\beta = 90^\circ$, Horizontale: $\beta = 0^\circ$)

Auch bei einer Ausrichtung des Daches nach Südwest oder Südost ($\alpha = \pm 45^\circ$) und einer Neigung von 20° bis 65° befindet sich der erzielte Systemertrag noch im Bereich von $> 85\%$ des maximal möglichen Wertes. Die Ergebnisse zeigen, dass Solaranlagen auch bei nicht optimaler Ausrichtung noch hohe Erträge erreichen und die Mehrkosten für eine „bessere“ Ausrichtung in der Regel nicht gerechtfertigt sind. Bei größeren Solaranlagen ist es meist kostengünstiger, die geringen Ertragseinbußen durch eine ungünstige Dachausrichtung durch einen zusätzlichen Kollektor auszugleichen.

6.1.3 Kollektorfeldgröße

Wie ändert sich der solare Systemertrag und der Deckungsanteil, wenn bei gleichbleibendem Warmwasserbedarf die Kollektorfläche variiert wird? Dazu wurde in der Simulation die Kollektorfläche der Referenzanlage zwischen 1 und 10 m^2 variiert, das Speichervolumen blieb dabei unverändert bei 200 Liter.

Wird die Kollektorfläche gegenüber der Referenzanlage (4 m^2) auf 8 m^2 verdoppelt, steigt der Systemertrag von 1483 kWh/a um lediglich 47% auf 2175 kWh/a an, wie Abb. 6.5 zeigt. Bezogen auf den Nutzenergiebedarf Q_D wird ein Deckungsanteil f_{sol} von 73% erreicht. Eine Halbierung auf 2 m^2 mindert den solaren Systemertrag dagegen nur um 40% auf 888 kWh/a , der Deckungsanteil f_{sol} beträgt nun nur noch 30% – offenbar sinkt die Effizienz der Anlage mit größerer Kollektorfläche.

Abbildung 6.6 zeigt die bei Änderung der Kollektorfläche tatsächlich realisierte Auslastung sowie den flächenspezifischen Systemertrag q_{sol} in kWh/a . Hier zeigt sich deutlich, dass der auf die Kollektorfläche bezogene Systemertrag mit verminderter Auslastung deutlich absinkt. Betrug dieser bei 4 m^2 Kollektorfläche noch $370\text{ kWh/m}^2/\text{a}$, steigt er bei 2 m^2 um 20% auf $444\text{ kWh/m}^2/\text{a}$, sinkt aber bei 8 m^2 um 27% auf $272\text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Aus Abschn. 5.3 wissen wir, dass ein geringer Ertrag die Wärmegestellungskosten erhöht.

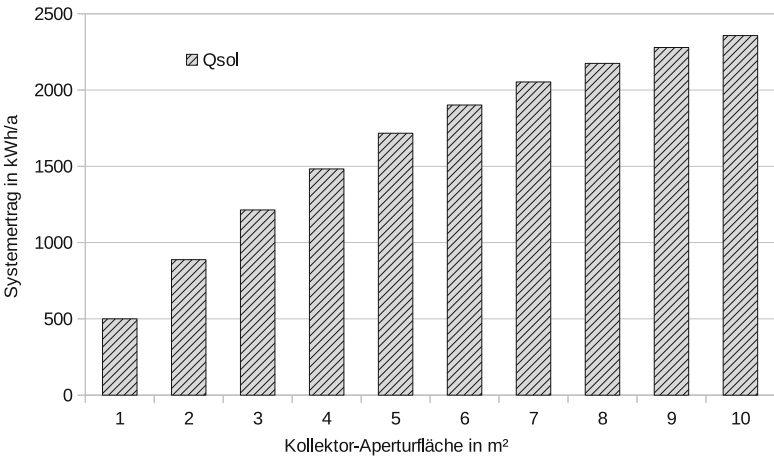


Abb. 6.5 Systemertrag Q_{sol} bei Variation der Kollektorfeldgröße

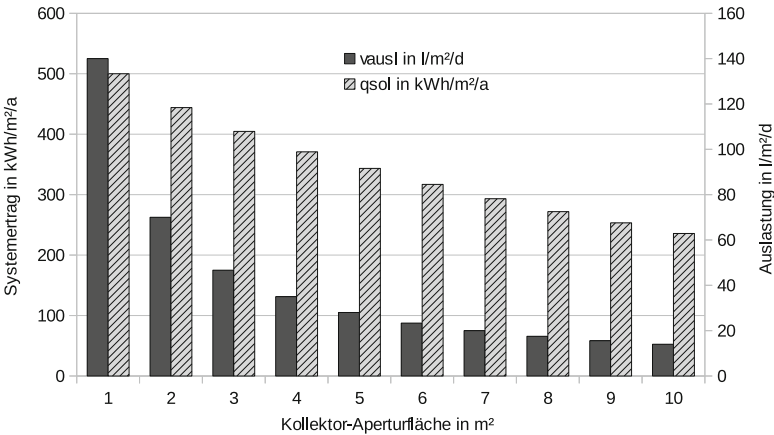


Abb. 6.6 Spezifischer Systemertrag q_{sol} und Auslastung v_{ausl} bei Variation der Kollektorfeldgröße

6.1.4 Einfluss der Speichergöße

Der Speicher einer großen Solaranlage zur Trinkwassererwärmung sollte gemäß den Empfehlungen aus Abschn. 3.3.2 mit rund $501/\text{m}^2$ dimensioniert werden, bei 4 m^2 also 200 Liter. Wird das Speichervolumen bei unveränderter Kollektorfläche von 200 auf 300 Liter ($751/\text{m}^2$) erhöht, steigt der erzielbare spezifische Systemertrag noch etwas an, wie Abb. 6.7 zeigt: An sonnenreichen Tagen kann der Kollektor länger Wärme an den größeren Speicher liefern, bis dieser seine Maximaltemperatur erreicht hat. Eine weitere Erhöhung des Speichervolumens auf 500 oder gar 800 Liter ($2001/\text{m}^2$) führt zu keinem nennenswerten Mehrertrag (rund 17 %), würde die Investitionskosten aber drastisch um über 150 % erhöhen. Entgegen dem landläufigen Sprichwort „Viel hilft viel!“ sollte das Speichervolumen bei Solaranlagen also nach den Empfehlungen eher knapp dimensioniert werden.

Die für den Ein-/Zweifamilienhausbereich angebotenen Komplettpakete enthalten bei einer Kollektorfläche von 4 bis 6 m^2 zumeist Speicher von 250 bis 400 Liter Volumen – das ist nach den obigen Ergebnissen eine durchaus sinnvolle Zusammenstellung.

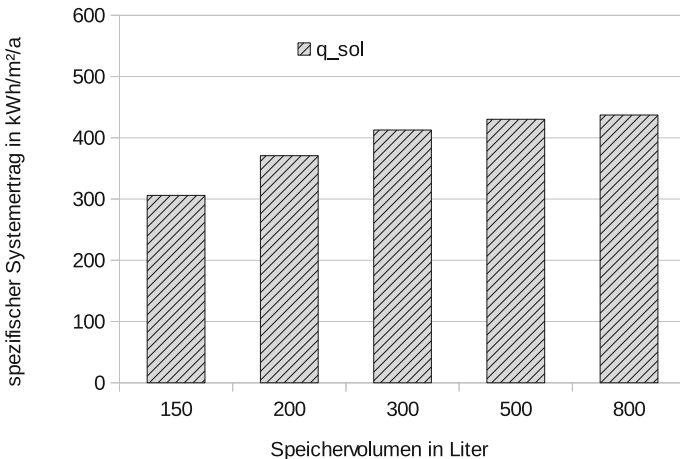


Abb. 6.7 Spezifischer Systemertrag q_{sol} bei Variation des Speichervolumens

6.1.5 Regler und Temperaturfühler

Nicht nur die Wahl von Kollektorfläche und Speichergröße zeigen einen großen Einfluss auf den Ertrag der Solaranlage. Auch Änderungen an den Einstellungen des Solarreglers oder auch nur ein falsch gesetzter Temperaturfühler können ungünstige Folgen haben.

Die wichtigsten Funktionen der Regelung wurden bereits eingehend in Abschn. 3.4 erläutert: Im Solarregler werden die Ein- und Ausschalttemperaturdifferenzen ΔT_{EIN} bzw. ΔT_{AUS} vorgegeben, die mit der aktuellen Differenz ΔT aus Kollektor- T_K und Speichertemperatur T_S verglichen werden.

Abbildung 6.8 zeigt den Solarregler mit seinen Einstellwerten ΔT_{EIN} und ΔT_{AUS} sowie den Temperaturfühler für T_S am Speicher, der in der Höhe h_S angebracht ist – bei einer Speichergesamthöhe von H_{ges} .

Was passiert, wenn die Sollwerte zum Ein- und Ausschalten verändert werden? Das zeigt Tab. 6.1. Im Referenzfall betrug $\Delta T_{\text{EIN}} = 8 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{AUS}} = 3 \text{ K}$. Wird ΔT_{EIN} auf 16 oder gar 32 K erhöht, schaltet die Solaranlage später ein und ihr entgehen damit bei jedem Einschalten einige Minuten, in der sie Nutzenergie hätte sammeln können. Aufsummiert über das gesamte Jahr führt dies zu einer Ertragsminderung um 5 bis

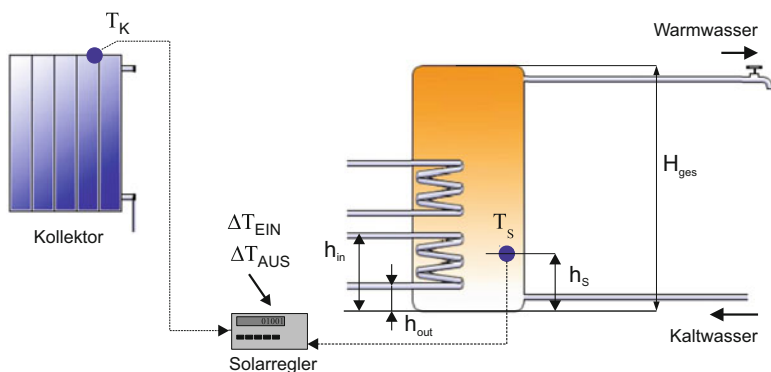


Abb. 6.8 Im Solarregler werden die Ein- und Ausschalttemperaturdifferenzen ΔT_{EIN} und ΔT_{AUS} vorgegeben. Die Speichertemperatur T_S wird in der Höhe h_S gemessen

Tab. 6.1 Einfluss der Ein-/Ausschaltbedingungen auf den Systemertrag (normiert)

ΔT_{EIN}	ΔT_{AUS}	Änderung q_{sol}
8	3	100 %
16	3	96,4 %
32	3	88,5 %
16	8	92,0 %

10 %. Auch das vorzeitige Ausschalten der Solaranlage ($\Delta T_{\text{AUS}} = 8 \text{ K}$) mindert den Jahresertrag.

Noch gravierender sind die Auswirkungen, wenn z. B. der Temperaturfühler am Kollektor T_K nicht nach Herstellervorgaben angebracht wurde. Dies kann dazu führen, dass die Anlage überhaupt keinen Ertrag liefert. Im schlimmsten Fall wird diese Fehlfunktion gar nicht bemerkt, da die Nachheizung ja weiterhin die obere Speicherhälfte auf Solltemperatur hält. Der erhöhte Brennstoffverbrauch macht sich – wenn überhaupt – erst bei der nächsten Jahresrechnung bemerkbar.

Auch die richtige Position des Temperatursensors für T_s hat einen Einfluss auf den Systemertrag. Der Speichertemperaturfühler soll dabei etwa in der mittleren Höhe zwischen Ein- und Austritt des Solarwärmeübertragers angebracht sein, bei der Referenzanlage in 25 % der Speichergesamthöhe H_{ges} .

Wird der Speicherfühler tiefer angebracht, ändert sich der spezifische Systemertrag nicht, wie Abb. 6.9 zeigt. Allerdings darf der Fühler keinesfalls unter der Austrittshöhe des Wärmeübertragerrücklaufs angebracht werden (vgl. Markierung h_{out} in Abb. 6.8), da dann keine Regelung mehr möglich ist: Der Speicherinhalt unterhalb des Wärmeübertrager-Rücklaufs kann durch den Wärmeübertrager nicht erwärmt werden, entsprechend wird eine falsche (zu hohe) Temperaturdifferenz zum Kollektor gemessen. In diesem Fall würde nach dem Einschalten der Umwälzpumpe sogar Energie aus dem Speicher in den Kollektor verbraucht werden.

Auch wenn der Speichertemperaturfühler zu hoch angebracht wird, sinkt der Systemertrag merklich ab. Abbildung 6.10 zeigt die aus der Simulation erhaltenen Speichertemperaturen $T_s(h)$ in den unteren Schichten. Hier zeigt sich, dass die Temperatur in 33 % der Speichergesamthöhe

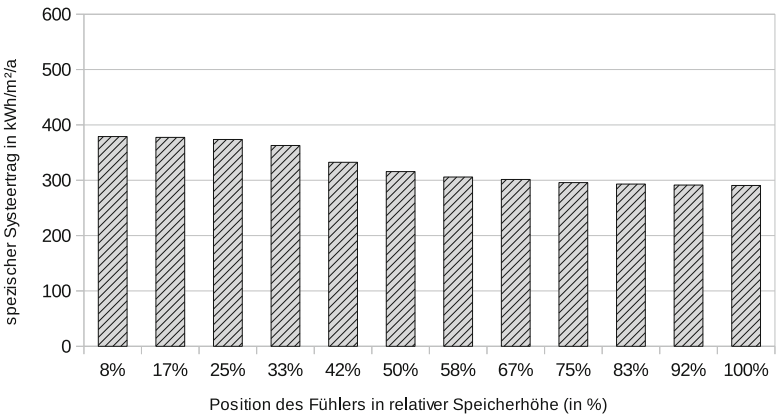


Abb. 6.9 Solarer Ertrag in kWh/m²/a bei Variation der relativen Position des Speichertemperaturfühlers T_s zur Speichergesamthöhe H_{ges}

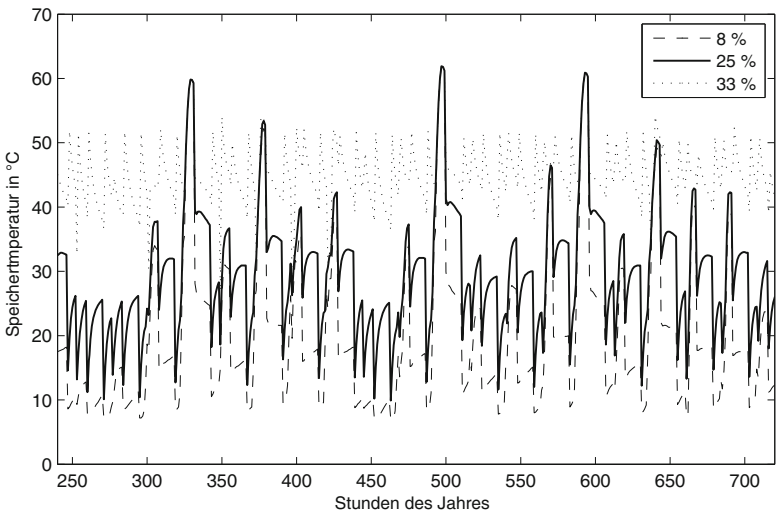


Abb. 6.10 Speichertemperatur T_s in den unteren Schichten in 8 %, 25 % und 33 % der Speichergesamthöhe H_{ges}

deutlich höher ist als in 25 %, entsprechend wird eine geringere Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Speicher berechnet. Der Solarregler schaltet deshalb die Umwälzpumpe im Kollektorkreis verspätet ein, der Systemertrag sinkt. Die Wirkung ist mit einer zu hoch gewählten Einschalttemperaturdifferenz ΔT_{EIN} vergleichbar.

6.1.6 Systemertrag bei Kombianlagen

Im Abschn. 4.3 wurde die Anlagentechnik von heizungsunterstützenden Solaranlagen beschrieben, die das Trinkwasser erwärmen und zusätzlich einen Beitrag zur Raumheizung liefern. Auch für diese Kombianlagen gibt es zu Vergleichszwecken eine Referenzanlage [8]. Abbildung 6.11 zeigt die Nachbildung der Anlage mit Heizkreisrücklaufanhebung und Trinkwassererwärmung über eine Frischwasserstation in der Simulationssoftware.

Hierbei erwärmt der Gaskessel nicht nur das Trinkwasser, sondern versorgt auch die Raumheizung des gut gedämmten Einfamilienhauses mit 128 m² Nutzfläche. Der Heizwärmebedarf Q_H der Referenzan-

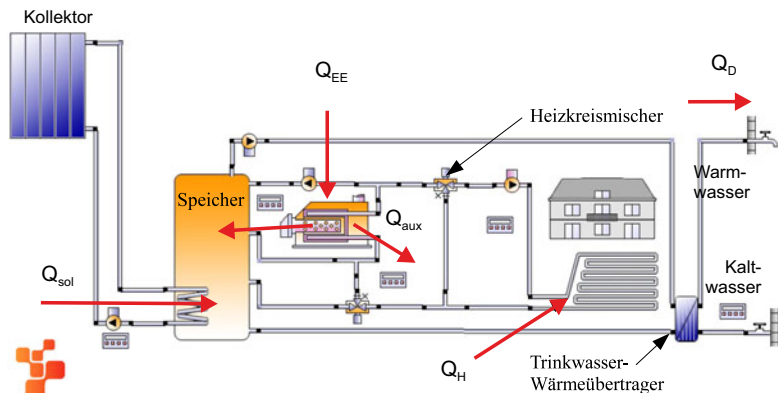


Abb. 6.11 Systemaufbau der Referenzanlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung in POLYSUN

lage beträgt 9090 kWh/a, der Nutzwärmebedarf der Trinkwassererwärmung weiterhin Q_D 2974 kWh/a, der gesamte Nutzwärmebedarf Q_{H+D} damit 12.064 kWh/a. Die Heizwärme wird über ein Nieder-temperatur-Fußbodenheizsystem (35/28 °C) an die Räume abgegeben. Ein Nieder-temperatur-Gaskessel allein ohne Solaranlage benötigt 16.704 kWh Endenergie (1670 m³ Erdgas) zur Deckung des gesamten Energiebedarfs.

In mehreren Jahressimulationsläufen wurde ermittelt, was eine Solaranlage bei unterschiedlicher Dimensionierung zur Energieeinsparung beitragen kann. Bei gleichbleibendem Nutzwärmebedarf für Trinkwasser Q_D und Raumheizung Q_H wurde dazu die Kollektoraperturfläche A_{KF} variiert und dabei das Speichervolumen V_{Sp} entsprechend den Auslegungsempfehlungen in Abschn. 4.3 (etwa 70 l/m²) angepasst (und natürlich auch die Wärmeübertragerfläche $A_{hx,sol}$ im Kollektorkreis).

Tabelle 6.2 zeigt die Ergebnisse der Simulationsrechnungen. Der Absolutwert Q_{sol} des solaren Systemertrags nimmt mit zunehmender Kollektorfeldgröße zu, der spezifische Systemertrag q_{sol} sinkt jedoch – wie in Abschn. 4.3 beschrieben – ab. Eine Wirtschaftlichkeit wird bei diesen Werten nur noch schwerlich zu erreichen sein.

Der verbleibende Endenergiebedarf für den Gaskessel Q_{aux} mindert sich mit Zunahme der Kollektorfläche. Der Deckungsanteil f_{sol} wurde als Verhältnis des Systemertrags Q_{sol} zum gesamten Nutzwärmebedarf Q_{H+D} berechnet, die anteilige solare Energieeinsparung f_{sav} bezieht sich auf das Heizungssystem ohne Solaranlage.

Tab. 6.2 Systemerträge und Deckungsgrade einer solaren Kombianlage bei unterschiedlicher Dimensionierung

A_{KF} In m ²	V_{Sp} l	$A_{hx,sol}$ m ²	Q_{sol} kWh/a	q_{sol} kWh/m ² /a	Q_{aux} kWh/a	f_{sol} %	f_{sav} %
10	700	2,0	3670	367	9442	30,4 %	19,0 %
15	1000	2,4	4951	330	8391	41,0 %	27,2 %
20	1500	4,0	6200	310	7393	51,4 %	34,8 %
30	3000	6,0	8233	274	5866	68,3 %	46,4 %

Erkenntnisse

Die Ergebnisse der Simulationsuntersuchungen lassen sich in einer Aussage zusammenfassen, die auch schon am Beginn dieses Abschn. 6.1 stand: Solarthermieanlagen können nur dann mit hoher Effizienz und damit wirtschaftlich betrieben werden, wenn die Anlage fachgerecht geplant und installiert wurde.

6.2 Mehrfamilienhaus

Die Wohnungsbaugenossenschaft Südharz (WBG Südharz) betreibt in Nordhausen/Thüringen in mehreren Mehrfamilienhäusern Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung. Einige dieser Anlagen wurden von den Autoren vor einiger Zeit hinsichtlich Auslegung und Wirtschaftlichkeit untersucht, die Ergebnisse einer Anlage sollen hier vorgestellt werden.

Die hier beschriebene Anlage (Abb. 6.12) verfügt über ein Kollektorfeld aus 20 Kollektoren mit je $2,25 \text{ m}^2$ Aperturfläche. Die Aperturfläche



Abb. 6.12 Kollektorfeld einer solaren Trinkwassererwärmung im Mehrfamilienhaus

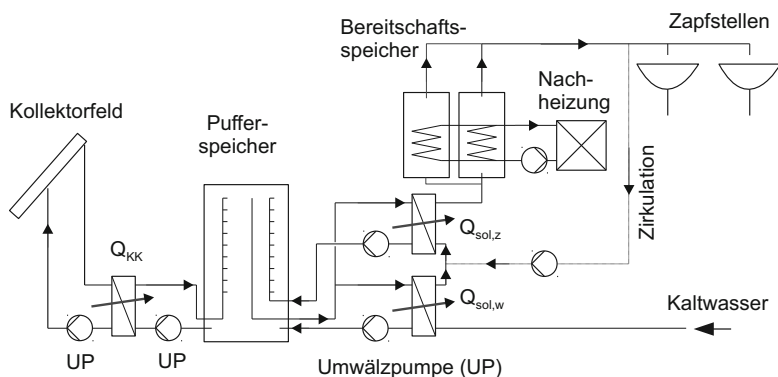


Abb. 6.13 Hydraulikschema einer solaren Trinkwassererwärmung im Mehrfamilienhaus. Der Pufferspeicher ist mit sogenannten Schichtlanzen ausgestattet, die den Rücklauf in den Speicherbereich mit gleicher Temperatur einschichten sollen

beträgt damit in der Summe 45 m^2 , die Bruttofläche 51 m^2 . Das Kollektorfeld ist aus der Südrichtung um rund 10° nach Westen gedreht, die Neigung beträgt 40° . Nach den Erkenntnissen aus Abschn. 6.1.2 wissen wir, dass diese leichte Abweichung von der optimalen Ausrichtung den Ertrag nur um wenige Prozent mindern wird.

Der Aufbau der Solarthermieanlage ist im Hydraulikplan nach Abb. 6.13 erkennbar und entspricht weitgehend dem in Abb. 4.4 beschriebenen Anlagenschema. Das im Kollektorfeld erwärmte Solarfluid gibt die Energiemenge Q_{KK} über einen Plattenwärmeübertrager an einen Pufferspeicher (2500l) ab, das spezifische Speichervolumen beträgt hier $551/\text{m}^2$. Das kalte Trinkwasser wird bei jeder Zapfung über den Entlade-Plattenwärmeübertrager im Gegenstrom solar vorgewärmt und dabei die Energie $Q_{sol,w}$ übertragen. Zusätzlich wird über einen zweiten Entlade-Plattenwärmeübertrager der Zirkulationsrücklauf mit der Energie $Q_{sol,z}$ solar vorgewärmt, sofern im Pufferspeicher Wasser mit einer Temperatur größer 65°C vorhanden ist. In Abschn. 4.2 wurde beschrieben, dass das Zirkulationssystem zur Erhaltung der Trinkwasserhygiene benötigt wird. Der Rücklauf aus dem Zirkulations-Wärmeübertrager wird im oberen Teil des Pufferspeicher eingeschichtet.

Das solar vorgewärmte Trinkwasser wird von zwei in der Dachzentrale installierten Gas-Brennwertgeräten in zwei parallelgeschalteten Bereitschaftsspeichern mit je 500 Litern nachgeheizt. Bei der gezeigten Einbindung der solarthermischen Anlage ohne solaren Vorwärmerspeicher ist die tägliche thermische Desinfektion auf die beiden Pufferentlade-Wärmeübertrager und den Bereitschaftsspeicher beschränkt.

Bei der Planung der Anlage wurde ein Trinkwassertagesbedarf von 2300 l/d (bei 60 °C) angenommen. Bezogen auf die installierte Kollektorfeldfläche von 45 m² ergibt sich damit eine Auslastung von 51 l/m²/d. Die Analyse der Messdaten zeigte, dass die tatsächliche Auslastung durchschnittlich 64 l/m²/d beträgt – offenbar wurde der Warmwasserbedarf bei der Planung unterschätzt oder er stieg nach Inbetriebnahme um 25 % an. Bei der Untersuchung wurde ein spezifischer Kollektorkreislertrag q_{KK} von 522 kWh/m²/a ermittelt und anhand dessen der solare Systemertrag q_{sol} zu 485 kWh/m²/a geschätzt. Aufgrund der professionellen Auslegungsplanung, der sinnvollen Systemauswahl und einer recht üppigen Förderung erreicht die untersuchte Solaranlage mittlere Wärmegestehungskosten von 0,055 €/kWh und kann damit Wärme günstiger produzieren als die zur Nachheizung eingesetzten Gaskessel, deren mittlere konventionellen Gestehungskosten 0,110 €/kWh betragen.

6.3 Krankenhaus

Das 1980 eröffnete Südharzkrankenhaus liegt am Nordrand der Stadt Nordhausen. Das Krankenhaus mit (damals) 850 Betten verfügt über eine an das Fernwärmenetz angeschlossene zentrale Trinkwassererwärmung.

Als Planungsgrundlage für die 1999 installierte Solaranlage zur Trinkwassererwärmung wurde in Verbrauchsmessungen ein Warmwassertagesverbrauch von 731 je Belegungsbett und Wochentag ermittelt. Das Kollektorfeld wurde auf zwei Flachdächern des Krankenhauses (Apotheke und Technikbau) installiert, wie in Abb. 6.14 zu sehen ist. Eine Forschergruppe der TU Ilmenau überwacht die Anlage seit der Inbetriebnahme messtechnisch [6].



Abb. 6.14 Kollektorfeld auf der Apotheke und dem Technikbau des Südharzkrankums

Die beiden Kollektorfelder sind um 17° aus der Südachse nach Westen gedreht und mit einem Neigungswinkel von 30° auf den Flachdächern aufgeständert. Insgesamt sind 280 Kollektoren mit einer Aperturfläche von 717 m^2 installiert, die in zwei Pufferspeicher mit 35 m^3 Gesamtinhalt einspeisen. Das spezifische Speichervolumen beträgt hier $491/\text{m}^2$.

Im ersten Betriebsjahr 1999/2000 wurde bei einem Trinkwassertagesbedarf von durchschnittlich $55 \text{ m}^3/\text{d}$ eine tatsächliche Auslastung von $761/\text{m}^2/\text{d}$ erreicht, der solare Systemertrag q_{sol} betrug $551 \text{ kWh}/\text{m}^2/\text{a}$. Im zweiten Betriebsjahr sank der Trinkwassertagesbedarf auf $43 \text{ m}^3/\text{d}$, im dritten Betriebsjahr weiter auf $41 \text{ m}^3/\text{d}$. Die Auslastung sank entsprechend auf $601/\text{m}^2/\text{d}$ bzw. nur noch $571/\text{m}^2/\text{d}$. Der Systemertrag q_{sol} minderte sich dadurch im zweiten Jahr auf $516 \text{ kWh}/\text{m}^2/\text{a}$, im dritten auf noch $433 \text{ kWh}/\text{m}^2/\text{a}$.

Die Wärmegestehungskosten werden von den Ilmenauer Forschern mit $0,103 \text{ €/kWh}$ bis $0,1303 \text{ €/kWh}$ (Zahlen des dritten Jahres) angegeben.

6.4 Industrie und Gewerbe

Die Hütt-Brauerei in Baunatal/Nordhessen betreibt seit 2011 eine solare Prozesswärmanlage. Als Planungsgrundlage diente ein Energiekonzept der Universität Kassel, das auch Wärmerückgewinnungsmaßnahmen innerhalb des Brauprozesses mit einschloss. Die Forscher aus Kassel überwachten Installation und Inbetriebnahme der Pilotanlage [48] und erfassen seitdem den Anlagenbetrieb messtechnisch, um Optimierungsmöglichkeiten zu finden und allgemein wissenschaftliche Kenntnisse zu Prozesswärmanlagen zu sammeln.

Der Brauprozess benötigt sehr viel Warmwasser auf einem Temperaturniveau zwischen 58 und 90 °C und ist daher grundsätzlich sehr gut für den Betrieb einer Solarthermieanlage geeignet. Vor der Installation der Solaranlage sollte der Brauprozess jedoch immer gründlich analysiert und hinsichtlich möglicher Energieeffizienzmaßnahmen untersucht werden. Oft ist der Energieverbrauch schon durch einfache Wärmerückgewinnungsmaßnahmen deutlich zu reduzieren. Abbildung 6.15 zeigt den Brauprozess in einer stark vereinfachten Hydraulikskizze nach den Umbaumaßnahmen. Für das Maischen, Läuern und das Kochen wird sehr viel Energie benötigt, die vor den Umbaumaßnahmen zum größten Teil durch direktes Erhitzen bereitgestellt wurde. Das beim Ein-

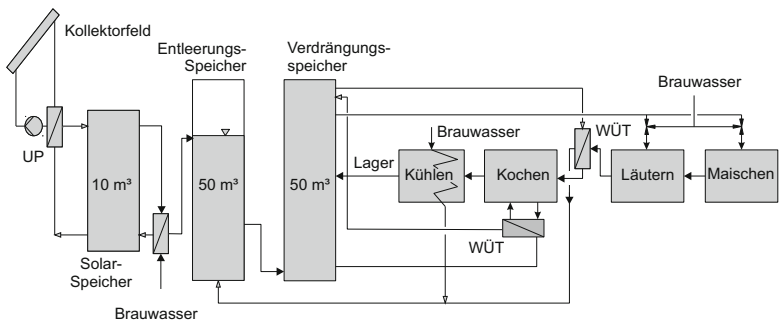


Abb. 6.15 Umsetzung einer solaren Prozesswärmanlage in der Würzebereitung einer Brauerei, nach [48]



Abb. 6.16 Kollektorfeld der Hütt-Brauerei (*links*) und Solarspeicher (*rechts*) [48]

kochen der Würze in der Sudpfanne verdampfende Wasser dient dazu, den sog. Verdrängungsspeicher mit der Brauwasserreserve über einen Rohrbündel-Wärmeübertrager vorzuheizen. Aus dem Verdrängungsspeicher wird oben heißes Brauwasser entnommen, um die Würze vor dem Kochen vorzuwärmen und um kaltes Brauwasser zum Maischen und Läutern vorzuwärmen.

Die neu installierte Solaranlage mit 155 m^2 Kollektor und 10 m^3 solarem Pufferspeicher (63 l/m^2) erwärmt über einen Entlade-Wärmeübertrager das dem Entleerungsspeicher zugeführte kalte Brauwasser. Dieser Speicher mit variablem Füllstand bildet den zweiten Teil der Brauwasserreserve. Wenn der Füllstand auf ein Mindestniveau gesunken ist, kann solar vorgewärmtes Brauwasser nachgefüllt werden.

Abbildung 6.16 zeigt das Kollektorfeld, das mit einem Neigungswinkel von 28° in Südausrichtung montiert ist sowie den solaren Puffer mit Ausdehnungsgefäßen im Vordergrund. Die Anlage konnte zu Systemkosten von 645 €/m^2 errichtet werden, zur Hälfte wurde die Investition im Rahmen des Programms *Solarthermie2000plus* vom Bundesumweltministerium gefördert.

Aus den Voruntersuchungen ergab sich ein spezifischer Systemertrag q_{sol} von $476 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$. Tatsächlich wurden im ersten und zweiten Betriebsjahr jedoch nur 238 bzw. $272 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ erreicht. Ursache für das unbefriedigende Betriebsergebnis waren technische Fehler an der An-

lage, die (nur) durch die messtechnische Begleituntersuchung erkannt werden konnten (u. a. ein mangelhafter Wärmeübertrager) sowie manuelle Eingriffe des Betriebspersonals in den Prozess. Nach Fehlerbehebung konnte die Solaranlage die erwarteten Systemerträge erreichen.

6.5 Solares Kühlen

Das Prinzip des solaren Kühlens wurde in Abschn. 4.6 ausführlich beschrieben. Dazu soll hier eine in Deutschland realisierte Anlage vorgestellt werden.

Die FESTO AG & CO. KG betreibt für ihr Büro- und Verwaltungsgebäude in Esslingen eine große Anlage zur Kälteversorgung. Hierbei werden drei Adsorptionskältemaschinen mit jeweils 350 kW Nennleistung eingesetzt, die 26.760 m² Bürofläche sowie drei Atrien mit einer Fläche von 2790 m² kühlen. Die Kältemaschinen wurden bisher mit Gas-Brennwert-Kesseln sowie der Abwärme von Kompressoren (Temperaturniveau 65 bis 75 °C) betrieben. Als dritte Wärmequelle wurde 2008 eine Vakuumröhrenkollektor-Solaranlage mit 1218 m² Aperturfläche hinzugefügt, die den Erdgasbedarf weiter senken sollte. Die Vakuumröhrenkollektoren sind auf einem Sheddach mit 30° Neigung installiert und zeigen eine Südabweichung von 17° nach Westen. Zwei Pufferspeicher mit je 8500 l Volumen speichern die Solarwärme [44].

Abbildung 6.17 zeigt das Kollektorfeld. Als Besonderheit ist zu nennen, dass die Kollektoren mit reinem Wasser ohne Frostschutzmittel als Solarflüssigkeit betrieben werden, das sog. „AquaSystem“ ist eine Entwicklung des Unternehmens PARADIGMA aus Karlsbad.

In den Übergangszeiten und im Winter, wenn keine Kühlung der Gebäude notwendig ist, wird die solare Wärme unterstützend für die Gebäudebeheizung genutzt. Durch die Kombination von Kühlung und Heizung können niedrigere Wärmegestehungskosten erzielt werden als bei alleiniger Nutzung zur Klimatisierung. Für die solare Kühlung im Sommer stehen Temperaturen zwischen 75 und 95 °C, zur Heizungsunterstützung im Winter von 50 bis 70 °C zur Verfügung [44].

Im ersten Betriebsjahr 2008/2009 erreichte die Solaranlage einen spezifischen Systemertrag q_{sol} von 377 kWh/m²/a, der im zweiten Jahr



Abb. 6.17 Solarkollektorfeld auf dem Dach der FESTO AG & Co. KG in Esslingen aus [44]

durch Optimierungsmaßnahmen auf $434 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ gesteigert werden konnte. Die Solaranlage lieferte damit rund 9 % des Gesamtenergiebedarfs der Unternehmenszentrale für Heizen und Kühlen.

6.6 Solare Fernwärme

Bereits in Abschn. 4.5 wurde auf die besondere Stellung Dänemarks bei der Entwicklung solarer Fernwärme hingewiesen. Schon seit dem Jahr 1962 wird die Kleinstadt Marstal auf der dänischen Insel Aerö mit Fernwärme versorgt. Im Jahr 1996 wurde die Fernwärmanlage um ein solarthermisches Kollektorfeld (8000 m^2) und einen Stahltank-Wärmespeicher mit 2100 m^3 erweitert. Im Rahmen eines EU-Projektes wurde 2003 das Kollektorfeld auf 18.300 m^2 vergrößert und ein erster Erdbecken-Wasserspeicher („water pit“) mit 10.000 m^3 errichtet. Schon damals lag der solare Deckungsgrad der Anlage bei 30 %, bei einem jährlichen solaren Systemertrag von 28 GWh.

Im Rahmen des Vorhabens „SUNSTORE 4“ wurde die Anlage 2012 erneut erweitert, nun stehen in der Summe 33.300 m^2 Kollektorfläche mit einer Nennleistung von $23,4 \text{ MW}_{\text{th}}$ und ein weiterer Erdbeckenspeicher mit 75.000 m^3 zur Verfügung [45]. Abbildung 6.18 zeigt die Stadt Marstal und die beschriebene Fernwärmeversorgung.

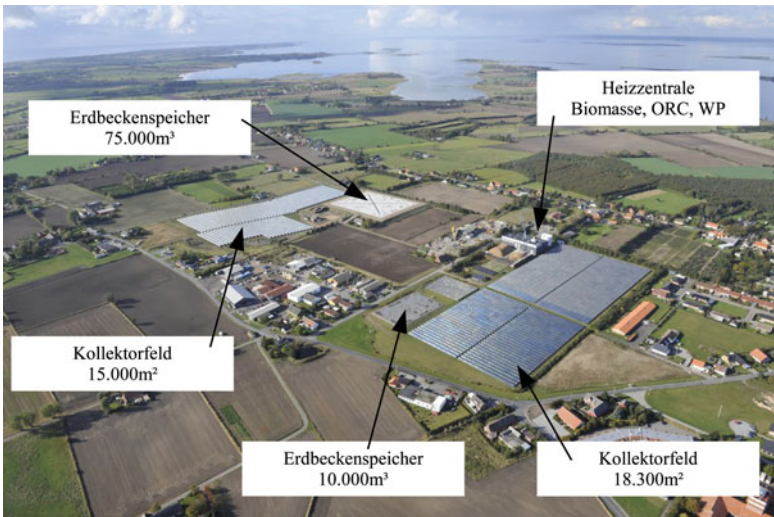


Abb. 6.18 Übersicht der Fernwärmanlage in Marstal, DK [35]

Das Gesamtsystem ermöglicht eine nahezu 100-prozentige Deckung mit nachhaltigen Energieträgern. Dazu tragen neben der Solaranlage eine in Kraft-Wärme-Kopplung geführte ORC-Anlage mit $750 \text{ kW}_{\text{el}}$, eine Wärmepumpe ($1,5 \text{ MW}$) und ein Biomassekessel (4 MW_{th}) bei. Selbst die Spitzenlastwärmeerzeuger zur Lastdeckung in Zeiten hoher Nachfrage arbeiten regenerativ ($18,3 \text{ MW}_{\text{th}}$ Bio-Öl-Kessel).

Die spezifischen Investitionskosten des zuletzt in Betrieb genommenen Kollektorfeldes betrugen nur rund 175 €/m^2 (bodenaufgeständert, inkl. Feldverrohrung, ohne MwSt.). Der elektrische Hilfsenergiebedarf zum Betrieb der solarthermischen Anlage wird vom Betreiber mit lediglich $3\text{--}4 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{MWh}_{\text{th}}$ (Arbeitszahl 250 bis 330), die Wartungskosten werden mit $0,50 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ angegeben. Die Anlage liefert insgesamt solare Wärme zu Gestehungskosten von $0,03$ bis $0,04 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$ (ohne Förderung und ohne MwSt.) [45].

Der Erdbeckenspeicher mit einem Speichervolumen von 75.000 m^3 ist eine dänische Besonderheit: Das Erdbecken wird ausgehoben, nur mit einer HDPE-Folie ausgekleidet und dann mit Wasser befüllt. Nur die Was-

seroberfläche des Beckens ist mit einer Wärmedämmung ausgestattet, auf einer schwimmenden Auskleidefolie sind dazu 240 mm PU-Schaum in mehreren Lagen verlegt. Wand und Boden sind nicht gedämmt. Die Baukosten für den Speicher betrugen 3 Mio. €, die spezifischen Investitionskosten entsprechend 39 €/m^3 (inkl. Planungskosten und Anlagentechnik, ohne MwSt.) [45]. Wie bei saisonalen Speichern üblich ist das spezifische Speichervolumen mit $25501/\text{m}^2$ sehr groß gewählt.

Die Solaranlage soll lt. Planung jährlich 13.400 MWh Wärme liefern, rund 40 % des Energiebedarfs des gesamten Fernwärmenetzes. Dies würde einem spezifischen Systemertrag q_{sol} von etwa $400 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ entsprechen.

6.7 Solare Nahwärme

Nicht nur in Dänemark werden solare Fernwärmeanlagen gebaut. In Büsingen – im Landkreis Konstanz am Hochrhein gelegen – wurde bundesweit erstmalig das Konzept eines Bioenergiedorfs mit einer großen solarthermischen Anlage realisiert. Auf einem gepachteten kommunalen Grundstück am Ortsrand entstand eine Heizzentrale mit Hackschnitzelkesseln ($1450 \text{ kW}_{\text{th}}$) und zwei Vakuumröhren-Kollektorfeldern mit zusammen über 1000 m^2 Bruttofläche. Wie in Abb. 6.19 zu sehen ist die Heizzentrale an ihrer steil geneigten Südfassade mit einem Teil der Kollektoren belegt, so kann die tiefstehende Wintersonne gut genutzt werden. Ein weiterer Teil des Kollektorfeldes ist im Bildhintergrund bzw. in Abb. 6.20 erkennbar.

Die Solaranlage soll als zusätzliche regenerative Energiequelle dienen, da die Biomassepotentiale weitestgehend ausgeschöpft sind und nicht erweitert werden konnten. Wenn die Solarthermieanlage im Sommer in Betrieb ist, bleiben die Holzheizkessel ausgeschaltet, in der Übergangszeit werden sie solar unterstützt.

Auf dem flach geneigten Dachteil der Heizzentrale (im Bild nicht sichtbar) ist zudem eine Photovoltaikanlage mit 22 kW_p Leistung und rund 20.000 kWh Jahresstromertrag installiert. Da die PV-Stromgestehungskosten deutlich geringer sind als die Netzbezugskosten, wird der Solarstrom zur Eigenstromversorgung der Heizzentrale verwendet.



Abb. 6.19 Kollektorfeld Nord mit Heizzentrale, aus [43]



Abb. 6.20 Kollektorfeld Süd mit Heizzentrale im Hintergrund, aus [43]

Ein 6 km langes Wärmenetz versorgt über 100 Gebäude mit regenerativ erzeugter Wärme, darunter auch alle kommunalen Einrichtungen wie Schule, Rathaus, Kindergarten. Pro Jahr werden in der Summe 4200 MWh Wärmeenergie erzeugt, die Vorlauftemperatur im Netz beträgt 80 bis 85 °C, der solare Deckungsanteil soll etwa 13 % betragen. Das Investitionsvolumen für Heizzentrale, Wärmenetz, alle Wärmeübergabestationen sowie die beiden Kollektorfelder (Kollektorfeld Süd in Abb. 6.20) betrug rund 3,75 Mio. € [43].

Historie und Zukunft der Solarthermie 7

Zusammenfassung

Schon in der Einführung wurde darauf hingewiesen, dass die Solarthermie ein sehr wichtiger Baustein (wenn auch nicht ein sehr großer) in der zukünftigen Wärmeversorgung ist. Die Anwendungsbeispiele aus Kap. 6 haben gezeigt, dass es eine Vielzahl an Möglichkeiten zum sinnvollen Einsatz von Solarthermie gibt, nicht nur im Einfamilienhaus zur Trinkwassererwärmung. Auch Industrie und Gewerbe zeigen einen hohen Wärmebedarf, der teilweise regenerativ gedeckt werden kann.

Das Kap. 5 zur Wirtschaftlichkeit hat die Einflussfaktoren auf die Kosten einer solaren Wärmeversorgung offengelegt: Vor allem die Investitionskosten bestimmen den Wärmepreis – und natürlich muss die Solaranlage sinnvoll ausgelegt sein. Wie können die Herstellkosten gesenkt werden? Was bringt die Zukunft an technischen Neuerungen? Mit welchen Konzepten werden die Hersteller versuchen, an die Erfolgsgeschichte der Photovoltaik anzuknüpfen?

Diese Fragen versucht dieses Kapitel zu beantworten, zuvor jedoch soll ein Blick zurück auf die Anfänge der solarthermischen Nutzung geworfen werden.

7.1 Die Anfänge

Das solare Zeitalter beginnt schon etwa 1500 v. u. Z. in Ägypten mit der Entwicklung der Techniken zur Glas- und Spiegelherstellung. Sehr schnell gelang es, mit Hilfe von Brennsiegeln und -linsen das Sonnenlicht zu konzentrieren und höhere Temperaturen zu erzeugen. Aus der Antike ist bekannt, dass Priester mit konzentrierter Solarstrahlung heilige Feuer entzündeten, nach Aristoteles sollen Seeleute sogar Meerwasser zur Trinkwassergewinnung destilliert haben. Bei ihm und bei Euklid finden sich bereits wissenschaftliche Abhandlungen zu Brennsiegeln. Nach einer historischen Legende soll Archimedes bei der Belagerung von Syrakus im Jahre 212 v. u. Z. die dort vor Anker liegende römische Flotte mit Hilfe eines Brennsiegels in Brand gesetzt und vernichtet haben.

Im Jahr 1615 wurde die erste Konstruktion einer solarbetriebenen Wasserpumpe veröffentlicht. Die Idee dazu ist vermutlich auf die Schriften Herons von Alexandrien aus dem 2. Jahrhundert n. u. Z. zurückzuführen, die 1575 wiederveröffentlicht wurden. Abbildung 7.1, links, zeigt

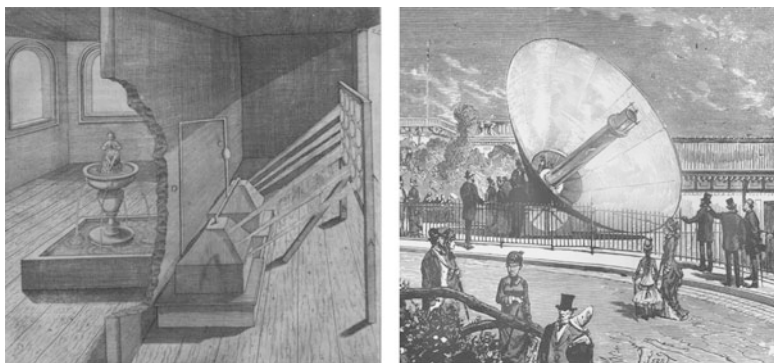


Abb. 7.1 Links: Zeichnung des französischen Architekten und Ingenieurs Salomon de Caus aus dem Jahr 1615 [18]. Rechts: Historischer Stich der solaren Dampfmaschine des französischen Erfinders Augustin Mouchot (1825–1912), vorgestellt bei der Weltausstellung in Paris im Jahr 1878 [2]

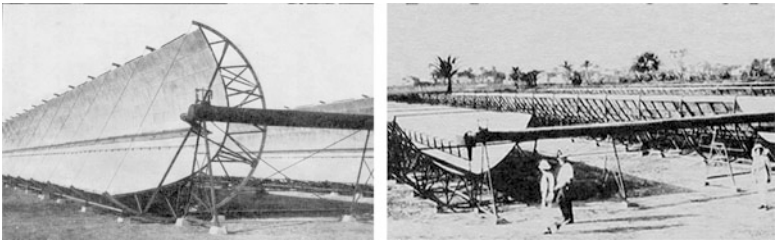


Abb. 7.2 Demonstrationskraftwerk mit Parabolrinnen-Spiegeln und Verdampferrohr, 1912 bei Kairo gebaut. Wasserspeicher dienten zur Verlängerung der Betriebsdauer [2]

eine Zeichnung des französischen Architekten und Ingenieurs Salomon de Caus, in der zu erkennen ist, wie über mehrere Brennlinsen Wasser in zwei Kupferkesseln erhitzt wird. Die Volumenausdehnung des Wassers sollte offenbar zum Betrieb des Springbrunnens verwendet werden.

Der Franzose Augustin Mouchot stellte zur Weltausstellung 1878 in Paris die erste solar betriebene Dampfmaschine mit einer Leistung von rund 50 kW vor (Abb. 7.1, rechts). Sie sollte universell einsetzbare Antriebsenergie zum Aufbau der damaligen französischen Kolonie Algerien liefern. Die Reflexionsfläche des konischen, mit Silber bedampften Spiegels betrug 20 m².

Auch in den USA wurde die Entwicklung an solarthermischen Kraftwerken vorangetrieben. Frank Shuman aus Philadelphia errichtete 1912 bei Kairo am Nil ein Demonstrationskraftwerk mit Parabolrinnen-Spiegeln und Verdampferrohr, dessen Leistung bereits rund 88 kW betrug (Abb. 7.2). Dieses und andere ähnliche Projekte dieser Zeit scheiterten aber an Materialproblemen unter praktischen Bedingungen: Die von Shuman verwendeten Verdampferrohre aus Zink waren nicht ausreichend temperaturbeständig, die polierten Metallspiegel verloren durch Sandstürme ihre Reflexionseigenschaften, die Glas-Metall-Konstruktionen brachen aufgrund unberücksichtigter unterschiedlicher Temperatúrausdehnungskoeffizienten.

Parallel zur solaren Kraftwerkstechnik entwickelte und fertigte man in den USA ab 1890 bis in die Mitte des Zweiten Weltkriegs solar-



Abb. 7.3 Studentische Umweltgruppe in Marburg beim Bau eines dachintegrierten Solarkollektors (1979) und eines Solarwärmeübertragers. Aus der Umweltgruppe ging das Unternehmen Wagner & Co hervor, ein Pionier der Solarthermie [51]

thermische Trinkwassererwärmungsanlagen. Allein in Florida wurden zwischen 1935 und 1941 rund 25.000 Anlagen installiert. Die Solarthermie galt als etablierte, komfortable und kostengünstige Heiztechnik, bis ab 1942 kriegsbedingte Lieferprobleme bei Kupfer und das Angebot billigen Erdgases dem Markt ein vorläufiges Ende setzten.

In Deutschland beschäftigte man sich erst ab dem Beginn der 1970er Jahre wieder intensiv mit der Solarthermie. Schon vor der Ölpreiskrise 1973 hatte die Bundesregierung ein Ausbauprogramm zur Verringerung der Ölabhängigkeit gestartet und sich dabei auf die Kernkraft konzentriert. Eine zeitgleiche Krise in der Raumfahrtindustrie brachte bundesdeutsche Unternehmen wie AEG, Siemens, MBB, Dornier und Stiebel Eltron dazu, in die Solarforschung zu investieren und marktfähige Produkte zu entwickeln. Wie schon Jahrzehnte zuvor in den USA führten Materialprobleme zu einem schnellen Zusammenbruch des Solarkollektormarktes innerhalb weniger Jahre. Die etablierte Heiztechnikindustrie setzte nun auf die Entwicklung der Wärmepumpe, während aus der Umweltbewegung entstandene Kleinstunternehmen die Fortentwicklung der Kollektortechnik vorantrieben (Abb. 7.3). Die Erfahrungen der Reaktor-katastrophe von Tschernobyl im Jahr 1986 und die Erkenntnisse zum Klimawandel durch Nutzung fossiler Energien haben in der Folge bewirkt, dass sich die Solarthermie inzwischen als unverzichtbarer Baustein der thermischen Energieversorgung etabliert hat.

7.2 Solarthermie auf dem Mars?

Der deutsche Naturwissenschaftlicher und sehr frühe Science-Fiction-Autor Kurd Lasswitz behauptete in seinem 1897 erschienenen Werk „Auf zwei Planeten“ [33] genau dies: Die Marsianer betreiben auf ihrem Planeten riesige solarthermische Kraftwerke und leben deshalb in einer Überfülle an Elektrizität. Dieser Energiereichtum befähigt sie dann auch, die Erde zu unterwerfen und ein Protektorat zu errichten. Abbildung 7.4 zeigt das Titelbild einer späteren Ausgabe dieses Klassikers. Nach der Beschreibung des Autors sind die Marsbewohner durchweg intelligenter, vernünftiger und moralischer als die Erdlinge. Trotzdem (oder vielleicht: deshalb) gelingt es den Außerirdischen nicht, die Erde zu befrieden; zu Ende des Romans ziehen sich die Marsbewohner – gepeinigt auch von der irdischen Schwerkraft – wieder auf ihren Planeten zurück. Wie kam Lasswitz am Ende des 19. Jahrhunderts auf die Idee, Marsianer mit Solarenergie auszustatten? Zum einen gab es in den 1890er Jahren einen „Hype“ in den Massenmedien (ja, beides gab es damals schon) um die 1877 erstmals beobachteten „Rinnen“ auf der Marsoberfläche, die bald zu künstlich geschaffenen Bewässerungskanälen umgedeutet

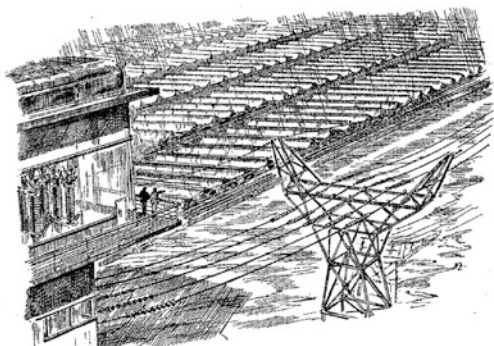
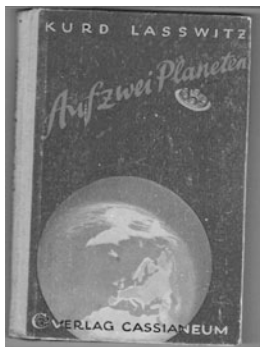


Abb. 7.4 Titelbild des Buches „Auf zwei Planeten“ des Autors Kurd Lasswitz und die Illustration eines Solarkraftwerks von Walter Zeeden aus einer Ausgabe von 1948 [33]

wurden. Zum anderen waren dem Naturwissenschaftler Lasswitz sicher die Arbeiten des Franzosen Mouchot bekannt.

Lasswitz war übrigens nicht der Einzige, der den thermischen Solar-kraftwerken eine überragende Bedeutung bei der zukünftigen Energieversorgung zumaß. Auch August Bebel beschrieb im Jahr 1909 in seinem Werk „Die Frau und der Sozialismus“ eine (im Rückblick utopische) Welt: „Einen Reichtum an Energie, der allen Bedarf weit übersteigt, bieten die Teile der Erdoberfläche dar, denen die Sonnenwärme (...) so regelmäßig zufließt, dass mit ihr auch ein regelmäßiger technischer Betrieb durchgeführt werden kann“ [3].

7.3 Die Zukunft

Der Bundesverband Solarwirtschaft (BSW) sieht ein erhebliches Entwicklungspotential für die Solarthermie, sofern eine massive Kostenreduktion bei den solarthermischen Komponenten gelingt; Ansatzpunkte bieten Montagevereinfachung, Systemoptimierung und vor allem Technologiesprünge im Kollektor- und Speicherbereich. Eine Studie des BSW zeigt, dass das Kollektorfeld (einschl. Unterbau und Verrohrung) rund die Hälfte der Kosten einer großen Solarthermieanlage zur Trinkwassererwärmung ausmacht [11]. Die Kosten von Großanlagen können folglich nur dann drastisch reduziert werden, wenn die Kosten für Solar-kollektoren gesenkt werden.

Sehr viel anders schaut die Kostenstruktur bei Kleinanlagen aus. Für eine marktübliche Anlage zur solaren Heizungsunterstützung mit z. B. 11 m^2 Flachkollektor muss der Verbraucher rund 8200 € (ohne Mwst.) bezahlen. Davon „verbleiben“ beim Hersteller der Anlage 38 %, beim Fachgroßhandel 12 % und beim Handwerksbetrieb rund 50 %. Bei kleinen Solaranlagen machen die Installationskosten einen sehr viel höheren Anteil aus, Kostenreduktionen sind hier also eher durch eine Änderung des Vertriebsweges und durch Montagevereinfachung zu erreichen.

Was kann getan werden, um zukünftig die Kosten zu senken? Die eigentlichen Herstellkosten von Flachkollektoren werden branchenintern mit 60 bis 80 €/m² angegeben. Darin sind die Fertigungs- und Materialkosten sowie Lohnkosten enthalten, die Gemeinkosten des Unternehmens für Entwicklung, Vertrieb etc. können damit aber nicht gedeckt

werden. Der Materialanteil liegt inzwischen bei 80 bis 90 %, da die Personalkosten in den letzten Jahren durch fertigungsgerechte Konstruktionen und Produktionsautomatisierung drastisch reduziert werden konnten.

Eine Kostenreduktion wurde in den vergangenen Jahren erreicht, indem die Kupferbleche des Absorbers durch das günstigere Aluminium ersetzt wurden. Weitere wichtige Ansätze zur Reduktion der Fertigungskosten sieht der BSW bei der Materialeinsparung, der Entwicklung spezieller einsatzoptimierter Kollektoren (Fassaden, Hochtemperatur etc.), durch Materialsubstitution und schließlich in einer vollständig neuen Kollektortechnologie auf Kunststoffbasis.

Aus Kunststoff könnte nicht nur der Absorber, sondern auch das Gehäuse und die transparente Abdeckung bestehen. Allerdings sind hochtemperaturbeständige Kunststoffe ($> 150\text{ }^{\circ}\text{C}$) derzeit noch erheblich teurer als die Metalle Kupfer und Aluminium und auch die Produktionskosten sind nur bei sehr hohen Stückzahlen geringer als derzeit. Vor allem die beim Spritzgussverfahren erforderlichen Werkzeuge gelten als Kostentreiber. Daher ist es fraglich, ob dieser Ansatz zielführend ist.

Die Forschung bemüht sich seit einigen Jahren auch verstärkt um den Einsatz von Glas in der Kollektorproduktion. So gibt es bereits Prototypen von Isolierglaskollektoren (auch die Autoren dieses Buchs arbeiten an einem Nurglaskollektor).

Die thermischen Speicher machen bei solaren Großanlagen zwar nur einen geringen Anteil an den Anlagensystemkosten aus. Dennoch müssen nach Ansicht des Bundesverbands Solarwirtschaft auch hier Technologiesprünge erreicht werden, um das Zukunftspotential der Solarthermie nutzen zu können. Nach Meinung der Autoren werden dies aber eher kostengünstige drucklose Speicher (vgl. Abb. 3.17) als Latentwärmespeicher sein.

Literaturauswahl

Duffie, J.; Beckman, W.: Solar engineering of thermal processes – 2nd ed. Wiley, New York 1991 Der „Duffie-Beckman“, wie er in Fachkreisen schlicht genannt wird, wird auch gerne als die „Bibel“ der Solarthermiker bezeichnet. Im Jahr 1978 erschien das englischsprachige Fachbuch in der Erstauflage, im Mai 2013 in der nun vierten Edition. Die beiden Autoren arbeiteten am Solar Energy Laboratory (SEL) der University of Wisconsin in Madison, eines der ersten Forschungsinstitute für Solarthermie (gegründet 1954).

Das Buch behandelt auf über 900 Seiten ausführlich die Solarstrahlung, das Strahlungsangebot, die Grundlagen der Wärmeübertragung, die Modellierung aller Vorgänge im Solarkollektor sowie solare Anwendungen. Aufgrund seiner sehr wissenschaftlichen Ausrichtung eignet es sich nur für ausgebildete Ingenieure und Physiker, die sich vertiefend mit der Solarthermie beschäftigen möchten.

Schreier, N.; Wagner, A.; Orths, R.: Solarwärme optimal nutzen. Handbuch für Technik, Planung und Montage. Wagner-Verlag, Cölbe 2007 Ebenfalls ein Klassiker ist dieses Handbuch, das bereits 1980 in seiner ersten Auflage erschien. Die Autoren zählen zu den Pionieren der Solarthermie in Deutschland und zu den Gründern des Unternehmens Wagner & Co, das bereits im Kap. 7 erwähnt wurde.

Das Buch richtete sich in seinen ersten Auflagen v. a. an interessierte Laien und Selbstbauer, damals noch unter dem Titel „So baue ich eine Solaranlage“. Mit dem Heranwachsen der solarthermischen Industrie wurde das Handbuch später auch auf das (professionelle) Interesse von Installateuren und Planern ausgerichtet. In zahlreichen Bildern, Graphi-

ken und anschaulichen Skizzen wird die Technik der Solaranlagen, die Planung und schließlich deren Montage praxisnah und kenntnisreich erläutert.

Wesselak, V.; Schabbach, T.; Link, T.; Fischer, J.: Regenerative Energietechnik. Springer, Heidelberg 2013 Das 2013 in der zweiten Auflage erschienene Lehrbuch behandelt auf über 850 Seiten Photovoltaik, Solar- und Geothermie, Biomasse, Wind- und Wasserkraft. Damit werden sowohl Systeme zur Elektrizitäts- als auch zur Wärmebereitstellung berücksichtigt. In den einzelnen Kapiteln werden – ausgehend von den natur- und ingenieurwissenschaftlichen Grundlagen – die Funktionsweise der zentralen Komponenten sowie deren Verknüpfung zu Systemen dargestellt. Konkrete Planungs- und Auslegungsbeispiele verbinden die theoretischen Grundlagen mit einer handlungsorientierten Lehre. Der Integration regenerativer Energieanlagen in die bereits vorhandenen Systeme für Elektrizität, Wärme und Transport ist jeweils ein eigenes Kapitel gewidmet.

Das Buch richtet sich an Studierende und Ingenieure der Energietechnik sowie an Praktiker auf dem Gebiet der erneuerbaren Energien.

Literatur

1. AGFW (Hg.): Branchenreport 2007, Frankfurt/M. (2009)
2. Bachmann, S.: Die frühe Geschichte der thermischen Nutzung der Sonnenenergie. Vortrag am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW). Stuttgart (2004)
3. Bebel, August: Die Frau und der Sozialismus. 66. Auflage, Dietz-Verlag, Berlin 1990
4. Benner, M. et al.: Forschungsbericht zum BMBF/BMWA-Vorhaben: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher (November 1998 bis Januar 2003). Förderkennzeichen 0329606 S. ISBN-Nr. 3-9805274-2-5 Stuttgart (2004)
5. Bodmann, M., Fisch, N.: Solarthermische Langzeit-Wärmespeicherung. Euro-solar 2003, Wuppertal (2003)
6. Bühl, Müller: Förderprogramm „Solarthermie 2000“ Teilprogramm 2 – Zwischenbericht der 3. Messperiode 04.04.2001–05.04.2002 (Südharzkrankenhaus Nordhausen), Ilmenau (2004)
7. Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik (BDH), Bundesverband Solarwirtschaft (Hg.): Arbeitsblatt zur Ermittlung von Schneelasten an Solarthermischen Anlagen. Stand 16. April 2012. Informationsblatt Nr. 49. Mai 2012. Köln/Berlin (2012)
8. Bundesverband Solarwirtschaft (BSW-Solar), BDH (Hg.): Empfehlung zur Verwendung einheitlicher Kenndaten für thermische Solaranlagen. Handreichung. Berlin (2013)
9. Bundesverband Solarwirtschaft (BSW-Solar) (Hg.): Statistische Zahlen der deutschen Solarwärmebranche (Solarthermie). Berlin (2014)
10. Bundesverband Solarwirtschaft (BSW-Solar) (Hg.): Statistische Zahlen der deutschen Solarwärmebranche (Solarthermie)., Berlin (Februar 2013)

11. Bundesverband Solarwirtschaft (Hg.): Fahrplan Solarwärme. Strategie und Maßnahmen der Solarwärme-Branche für ein beschleunigtes Marktwachstum bis 2030. Juli 2012. Berlin (2012)
12. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) (Hg.): Erneuerbare Energien. Solarthermie, Publikationen, Förderbare Kollektoren und Solaranlagen, Stand: 31.07.2014, Eschborn (2014)
13. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) (Hg.): Merkblatt Solare Prozesswärme zum Antrag auf Förderung einer thermischen Solaranlage zur Prozesswärmeerzeugung, Stand: 15.08.2012. Eschborn (2012)
14. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Reaktorsicherheit (Hg.): Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt vom 20. Juli 2012.
15. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Reaktorsicherheit (Hg.): Zeitreihen zur Entwicklung der Erneuerbaren Energien in Deutschland. Unter Verwendung von Daten der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat). Berlin (2012)
16. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Reaktorsicherheit (Hg.): Evaluierung des Marktanreizprogramms für erneuerbare Energien: Ergebnisse der Förderung für das Jahr 2010. Berlin (2011)
17. Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (Hg.): Zahlen und Fakten. Energiedaten. <http://www.bmwi.de/DE/Themen/Energie/energiedaten.html> (Abruf: 03.03.2014)
18. de Caus, S.: Von Gewaltstamen Bewegungen (Band 1). Franckfurt (1615), <http://digital.slub-dresden.de/ppn276984048/51>
19. DIN 4753: Wassererwärmer und Wassererwärmungsanlagen für Trink- und Betriebswasser. Teil 1: Behälter mit einem Volumen über 1000 l (2011-11), Teil 3: Wasserseitiger Korrosionsschutz durch Emaillierung und kathodischer Korrosionsschutz – Anforderungen und Prüfung (Entwurf 2013-02), Teil 4: Wasserseitiger Korrosionsschutz durch wärmehärtende, kunstharzgebundene Beschichtungsstoffe (2011-11), Teil 5: Wasserseitiger Korrosionsschutz durch Auskleidungen mit Folien aus natürlichem oder synthetischem Kautschuk (2011-11), Teil 7: Behälter mit einem Volumen bis 1000 l, Anforderungen an die Herstellung, Wärmedämmung und den Korrosionsschutz (2011-11) Beuth Verlag, Düsseldorf (2011–2013)
20. DIN EN 12897: Wasserversorgung – Bestimmung für mittelbar beheizte, unbelüftete (geschlossene) Speicher-Wassererwärmer. Beuth Verlag, Düsseldorf (2006-09)
21. DIN ENV 12977 Teil 1: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile. Kundenspezifisch gefertigte Anlagen Teil 1: Allgemeine Anforderungen für solare Trinkwassererwärmer und Kombisysteme. Vornorm. Beuth Verlag, Düsseldorf (2010-06)

22. DIN V 18599-5:2011-12: Energetische Bewertung von Gebäuden. Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung. Teil 5: Endenergiebedarf von Heizsystemen. Beuth Verlag, Berlin (2011)
23. Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by energy-related products. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:153:0001:-0012:en:PDF> (Abrufdatum 24.01.2013)
24. Duffie, J., Beckman, W.: Solar engineering of thermal processes. Wiley, New York (1991)
25. EOS – Institut für Energieoptimierte Systeme, FH Braunschweig/Wolfenbüttel et al.: Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme mit großen Solaranlagen; Laufzeit des Vorhabens: 01.06.2009–31.05.2012. Abschlussbericht zum Projekt 0325958A. TIB Hannover (2012)
26. European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP) (Hg.): Solares Heizen und Kühlen für eine nachhaltige Energiezukunft in Europa. Vision, Potenzial, Entwicklungsplan, Strategische Forschungsagenda. Berlin (2008)
27. FSAVE GmbH, Kassel (2012)
28. Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz – EEWärmeG), zuletzt durch Artikel 7 des Gesetzes vom 28. Juli 2011 (BGBl. I S. 1634) geändert
29. Grammer Solar (Hg.): Produktunterlagen, Amberg (2012)
30. Hiebler, S.: Kalorimetrische Methoden zur Bestimmung der Enthalpie von Latentwärmespeichermaterialien während des Phasenübergangs. Dissertation, München (2007)
31. Jäger, H.; Terschüren, K.-H.: Produktionsverfahren für Solarkollektoren – von der Manufaktur zur Automatisierung. In: Produktionsthemen für die Solarenergie, Hannover, Berlin: ForschungsVerbund Sonnenenergie (2007)
32. Kerkes, H., Drück, H., Bachmann, S.: Kombianlagen. Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung. Abschlussbericht. Stuttgart (2001)
33. Lasswitz, Kurd: Auf zwei Welten. 66. Auflage, Verlag Cassianeum, Donauwörth 1948
34. Lauterbach, C. et al. Das Potential solarer Prozesswärme in Deutschland. Teil 1 des Abschlussberichtes zum Forschungsvorhaben „SOPREN – Solare Prozesswärme und Energieeffizienz“. Förderkennzeichen: 0329601T. Institut für Thermische Energietechnik, Universität Kassel. Kassel (2011)
35. Marstal Fjernvarme (Hg.): Übersicht Projekt Fernwärme Marstal DK, Marstal Fjernvarme (2014)

36. Mener, G.: Geschichte der Sonnenenergienutzung in Deutschland und den USA 1860–1986. LK-Verlag, München (2001)
37. Mouchot, Augustin: Die Sonnenwärme und ihre industriellen Anwendungen. Nachdruck der Ausgabe von 1879 in dt. Sprache. Olypnthus-Verlag, Oberbözing (1987)
38. Nielson, Jan Erik: Masterplan Dänemark. In: 23. Symposium Thermische Solar-energie, Regensburg (2013)
39. Nitsch, J., et al.: Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien in Deutschland bei Berücksichtigung der Entwicklung in Europa und global. Schlussbericht, Stuttgart (2011)
40. Núñez, Tomas; Nienborg, Björn; Tiedtke, York: Solare Kühlung kleiner Leistung mit Rückkühlung über Erdsonden. 18. OTTI Symposium Solarthermie, Bad Staffelstein (2008)
41. POLYSUN Simulation Software, Version 7.0.7.19365, VelaSolaris, Winterthur/CH (2014)
42. RAL gGmbH (Hg.): Vergabegrundlage für Umweltzeichen. Energiesparende Warmwasserspeicher. RAL-UZ 124. Ausgabe Mai 2008. Sankt Augustin (2008)
43. Solarkomplex (Hg.): Bioenergiedorf Büsingen, Bewerbungsunterlagen zum Georg-Salvamoser-Preis 2014, Singen (2014)
44. Solar Server (Hg.): Solarwärme zur Heizung und Klimatisierung: Weltgrößte Vakuumröhrenkollektoranlage versorgt größte Adsorptionskälteanlage der Welt. <http://www.solarserver.de/solarmagazin/anlagemaerz2008.html>. Abruf am 17.07.14, 16:20 Uhr
45. Schmidt; Mangold: Solar unterstützte Kraft-Wärme-Kopplung mit saisonalem Wärmespeicher – das dänische Projekt „SUNSTORE 4“. 23. OTTI Symposium Solarthermie, Bad Staffelstein (2013)
46. Statistisches Bundesamt: Preise. Daten zur Energiepreisentwicklung – Lange Reihen von Januar 2000 bis April 2014. Wiesbaden (2014)
47. Solar Millenium AG (Hg.): Die Parabolrinnen-Kraftwerke Andasol 1 bis 3. Erlangen (2011)
48. Universität Kassel (Hg.): Pilotanlage zur Bereitstellung solarer Prozesswärme bei der Hütt-Brauerei. Abschlussbericht Förderkennzeichen 0329609E (Solarthermie2000plus), Kassel (2011)
49. VDI 6002 Blatt 1: Solare Trinkwassererwärmung. Allgemeine Grundlagen, Systemtechnik und Anwendung im Wohnungsbau. Beuth Verlag, Düsseldorf (2012).
50. VDI 6002 Blatt 2: Solare Trinkwassererwärmung. Anwendungen in Studentenwohnheimen, Seniorenheimen, Krankenhäusern, Hallenbädern und auf Campingplätzen. Beuth Verlag, Düsseldorf (2007)
51. Wagner & Co Solartechnik GmbH Bildarchiv, Cölbe (2009)

Sachverzeichnis

A

Absorber

Harfen-, 32

Mäander-, 32

Rollbond-, 32

Absorberfläche, 38

Absorptionskältemaschine, 86

Adsorptionskältemaschine, 85, 123

Anteilige solare Energieeinsparung f_{sav} ,
106

Aperturfläche, 38

Arbeitszahl, 45, 125

Archimedes, 130

Atmosphäre, 19

Aufdachmontage, 42

Auslastung, 64

Heizungsunterstützung, 74

Systemertrag, 110

Trinkwassererwärmung, 64

B

BAFA (Bundesamt für Wirtschaft und
Ausfuhrkontrolle), 102

Barwert, 95

Bebel, August, 134

Berechnungsbeispiel

Investitionsrechnung, 96

Kälte aus Photovoltaik, 84

Kälte aus Solarthermie, 87

Rendite, 99

solare Energieeinsparung, 106

solare Kosten, 99

Speicherwärmeverluste, 56

Bereitschaftswärmeaufwand, 55

Blauer Engel

Kollektoren, 36

Brauchwassermischer, 67

Brauerei, 121

Bruttofläche, 38

Bundesverband

Bundesindustrieverband

Deutschland (BDH), 103

Solarwirtschaft (BSW), 11

C

Collector Annual Output (CAO), 40

CSP – Concentrated Solar Power, *siehe*
Solarkraftwerk

D

Dänemark

Fernwärme, 82, 124

Kollektoren, 33

Wärmeversorgung, 11

Deckungsanteil

Heizungsunterstützung, 116

Trinkwasser, 66

Diffusstrahlung, 19
 Direktstrahlung, 19
 Drainback, 47

E

EEG (Erneuerbare-Energien-Gesetz), 12
 EEWärmeG (Erneuerbare-Energien-
 Wärmegegesetz), 78,
 101

Eigensicherheit, 47

Energie

Definition, 16

Einheiten, 16

End-, 5

erneuerbare, 5

fossile, 5

Nutz-, 5

Primär-, 5

Qualität, 7

Verbrauch, 4

Energieeinsparung

anteilige solare, 67

Energiekosten, 98

Energielabel, 56

Energiewende, 2, 4

EnEV (Energieeinsparungsverordnung),
 100

Erdbeckenspeicher (water pit), 125

Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG), 12

Exergie

Definition, 7

der Wärme, 9

Nutzungsgrad, 8

F

f_{sav} (anteilige solare Energieeinsparung),
 67

f_{sol} (solarer Deckungsanteil), 66

Fassadenkollektor, 42

Fernwärme, 78, 124

Förderung, 78, 100, 122

Frischwasserstation, 68

G

Gestehungskosten, 93

Globalstrahlung, 19

H

heatpipe-Röhre, 35

Heizungsunterstützung, 72

highflow, 44

Historie

Solarthermie, 130

I

Investitionsrechnung, 94

K

Kältemaschine, 82

Kollektorertrag, 44

Kollektorfeld

Dimensionierung, 109

Kollektorkreis

Betriebsarten, 45

Drainback, 47

Durchströmung, 43, 44

Regelung, 59

Thermosyphon, 48

Zwangsumwälzung, 45

Kombianlagen, *siehe*

Heizungsunterstützung

Kombispeicher, 51

Kosten

Brennstoff-, 98

solare, 97

Kraftwerk, 88

Krankenhaus, 119

Kreisprozess, 84, 88

Kühlen, 82

Anwendung, 123

Photovoltaik, 82

Solarthermie, 85

L

Langzeitspeicher, 51
Lasswitz, Kurd, 133
Latentwärmespeicher, 53, 135
Legionellen, 68
Legionellenschaltung, 70
Leitszenario, 10
lowflow, 44
Luftkollektor, 34

M

Marktanreizprogramm (MAP), 12, 100, 101
Marktentwicklung, 12
Marsianer, *siehe* Historie
Mehrfamilienhaus, 117
Membranausdehnungsgefäß, 45
Mouchot, Augustin, 131

N

Nahwärme, 78, 126
Nutzwärmeertrag, *siehe* Systemertrag

P

Parabolrinnenkollektoren, 90
Paraffin, 54
PCM (phase change materials), *siehe* Latentwärmespeicher
Photovoltaik, 22–24
Potenzial
 Solarthermie, 11
Praxiswerte
 Großanlagen, 72
 Heizungsunterstützung, 75
 Kleinanlage, 70
 Photovoltaik, 24
Prozesswärme, 75, 121
Pufferspeicher, 50

Q

q_{sol} (solarer Systemertrag), 64
Qualität, 36

R

Regelung, 59
Rendite, 97
Rohrleitungen, 49
Rücklaufemperaturanhebung, 73

S

Saisonalspeicher, 51
Salzhydrat, 54
Schichtlanze, 118
Schmelzwärme, *siehe* Latentwärmespeicher
Schneelast, 42
Schwarzer Körper, *siehe* Strahlung
Schwimmbadabsorber, 30
Shuman, Frank, 131
Simulationssoftware, 104
Solaraktiv-Häuser, 3
Solarertrag, *siehe* Systemertrag
Solarflüssigkeit, 48
Solarkeymark, 36, 102
Solarkollektor
 Absorber, 32
 Aufbau, 31
 Ausrichtung, 108
 Bauarten, 30
 Blauer Engel, 36
 CPC-Vakuumröhre, 35
 Flächendefinition, 38
 Flachkollektor, 31
 Funktionsweise, 25
 Kenndaten, 36
 Kondensatbildung, 33
 Konversionsfaktor, 27
 Kosten, 34
 Kunststoff-, 135
 Leistung, 39
 Luft-, 34

Markt, 12
 Montage, 42
 Nurglas-, 135
 Qualität, 36
 Schwimmbadabsorber, 30
 Strahlungsabsorption, 25
 Sydney-Vakuumröhre, 35
 Temperatur im, 39, 40, 58
 Vakuumröhre, 34
 Wärmeverluste, 26
 Wirkungsgrad, 27, 28
 Zertifizierung, 36
 Zukunft, 135
 Solarkraftwerk, 22, 25, 88
 Solarkreis, *siehe* Kollektorkreis
 Solarregler, *siehe* Regelung
 Solarspeicher, *siehe* Speicher
 Solarzelle, *siehe* Photovoltaik
 Sonne, 19
 Speicher
 Bauarten, 50
 bivalenter, 67
 Dämmung, 55
 Dimensionierung, 52
 Latentwärme-, 53
 Saisonal-, 78, 126
 Systemertrag, 111
 Temperatur im, 40, 58, 114
 Volumen, 52
 Vorwärm-, 71
 Wärmeverluste, 54
 Stagnation, 46–49, 64, 65, 75
 Strahlung
 Absorption, 18
 Angebot, 21
 Atmosphäre, 19
 Diffus-, 19
 Direkt-, 19
 Emission, 18
 Gamma-, 16
 Global-, 19
 IR-, 16
 Konzentration, 89, 90
 Licht, 16

Materie, 17
 Reflexion, 18
 Röntgen-, 16
 Schwarzer Körper, 18
 Solar-, 16
 solares Spektrum, 19
 Sonne, 19
 Spektrum, 17
 Transmission-, 18
 UV-, 16
 Wechselwirkung, 17
 Systemertrag
 Auslastung, 110
 Dimensionierung, 65, 109
 Fühlerposition, 113
 Heizungsunterstützung, 115
 Kollektorfeldgröße, 108
 Regelung, 112
 Speichervolumen, 111
 Systemkennwerte, 63

T

Thermodynamik, 7
 Thermosyphon, 48
 Trinkwassererwärmung, 67, 117, 119
 Trinkwasserhygiene, 68
 Trinkwasserspeicher, 50
 Turmkraftwerk, 90

V

v_{ausl} (Auslastung), 64
 Verglasungsrichtlinien, 42
 Vorlauftemperatur, 73

W

Wagner & Co, 132, 137, *siehe* Historie
 Wärmebereitschaftsaufwand, 55
 Wärmegestehungskosten, 93
 Wärmekapazität, 88
 Wärmeleitfähigkeit, 55
 Wärmeübertrager

Endlade-, 71
Platten-, 59
Rohrwendel-, 57
Wärmeverluststrom, 55
Wartungskosten, 125
Windlast, 42
Wirtschaftlichkeit, 93

Z
Zinssatz, 95
Zirkulationssystem, 68, 118
Zukunft
 Nurglaskollektor, 135
 Solarthermie, 129, 134
 Wärmeversorgung, 10
Zwangsumwälzung, 45