

Marek Miara u. a.

# Wärmepumpen

Heizen – Kühlen – Umweltenergie nutzen



BINE-Fachbuch

Constanze Bongs, Danny Günther, Sebastian Helmling, Thomas Kramer,  
Marek Miara, Thore Oltersdorf, Jeannette Wapler

## **Wärmepumpen**



BINE-Fachbuch

# Wärmepumpen

Heizen – Kühlen – Umweltenergie nutzen

Die Autoren:

Constanze Bongs

Danny Günther

Sebastian Helmling

Thomas Kramer

Marek Miara

Thore Oltersdorf

Jeannette Wapler

Herausgeber



Leibniz-Institut für  
Informationsinfrastruktur

Fraunhofer IRB  Verlag



BINE Informationsdienst berichtet über Themen der Energieforschung: Neue Materialien, Systeme und Komponenten, innovative Konzepte und Methoden. BINE-Leser werden so über Erfahrungen und Lerneffekte beim Einsatz neuer Technologien in der Praxis informiert. Denn erstklassige Informationen sind die Grundlage für richtungsweisende Entscheidungen, sei es bei der Planung energetisch optimierter Gebäude, der Effizienzsteigerung industrieller Prozesse oder bei der Integration erneuerbarer Energien in bestehende Systeme.

Weitere Informationen finden Sie unter: [www.bine.info](http://www.bine.info)

Für weitere Fragen steht Ihnen zur Verfügung:

Uwe Milles (Redaktion)

BINE Informationsdienst, FIZ Karlsruhe, Büro Bonn

Kaiserstraße 185–197, 53113 Bonn

Tel. +49 2 28 923 79-0, E-Mail: [bine@fiz-karlsruhe.de](mailto:bine@fiz-karlsruhe.de), [www.bine.info](http://www.bine.info)

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek:

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über [www.dnb.de](http://www.dnb.de) abrufbar.

ISBN (Print): 978-3-8167-9046-4 | ISBN (E-Book): 978-3-8167-9047-1

Layout: Dietmar Zimmermann | Umschlaggestaltung: Martin Kjer | Herstellung: Tim Oliver Pohl

Satz: Mediendesign Späth GmbH, Birenbach | Druck: DZA Druckerei zu Altenburg GmbH, Altenburg

Alle Rechte vorbehalten.

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Fraunhofer IRB Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z. B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert werden, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzuziehen.

Titelbild: © Viessmann Werke GmbH & Co. KG

Umschlagrückseite (v. l.): Bosch Thermotechnik GmbH, Buderus Deutschland. Abgebildete Personen: Ulf Stuckenberg und Buderus-Außendienstmitarbeiter Dirk Sydekum / Bundesverband Wärmepumpen / Schandog HK-Technik GmbH

© by FIZ Karlsruhe

Verlag und Vertrieb:

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB

Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart

Telefon +49 7 11 970-2500

Telefax +49 7 11 970-2508

[irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

Hinweis zu den Abbildungen: Soweit nachfolgend keine anderen Quellen genannt werden, stammen die Abbildungen von den Autoren.

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	9
<b>1 Wärmepumpen – ein effizienter Weg zur Behaglichkeit</b> .....	11
<b>2 Thermodynamisches Heizen mit Wärmepumpen</b> .....	13
2.1 Geschichte .....	13
2.2 Übersicht zur Marktsituation in verschiedenen Ländern und Zukunftsszenarien .....	14
2.2.1 Allgemeine Trends .....	15
2.2.2 Charakteristik der Marktsituation in ausgewählten Ländern .....	16
2.3 Funktion der Wärmepumpe .....	17
2.3.1 Der ideale Wärmepumpenprozess im $\log(p)$ -h-Diagramm .....	19
2.3.2 Der ideale Wärmepumpenprozess im T-s-Diagramm .....	20
2.3.3 Unterschied zwischen realem und idealem Wärmepumpenprozess .....	22
2.3.4 Charakteristik der Wärmepumpe .....	23
2.4 Effizienzkennzahlen .....	24
2.5 Wärmepumpensysteme .....	27
2.5.1 Verdichter, Expansionsventile und periphere Komponenten .....	27
2.5.2 Leistungsregelung .....	35
2.5.3 Möglichkeiten unterschiedlicher Fluidkreise (1-, 2-, 3-Kreis-Systeme) .....	37
2.6 Thermisch angetriebene Wärmepumpen .....	39
2.7 Großwärmepumpen .....	42
2.8 Von Passivhausanwendung bis Altbausanierung – Lösungen für spezifische Anforderungen .....	45
2.8.1 Neubau .....	45
2.8.2 Altbau – Sanierung .....	46
2.9 Kältemittelauswahl .....	48
2.9.1 Die Entwicklung der Kältemittel – ein chronologischer Rückblick .....	48
2.9.2 Einteilung von Kältemitteln in Normen, Richtlinien und Vorschriften .....	50
2.9.3 Bezeichnung von Kältemitteln und chemische Einteilung .....	51
2.9.4 Zusammenfassung .....	55
<b>3 Wärmepumpenheizungen</b> .....	56
3.1 Begriffe und Benennungen .....	56
3.2 Wärmequellen .....	57
3.2.1 Anforderungen und Auswahl .....	57
3.2.2 Wärmequelle Erdreich .....	59
3.2.3 Wärmequelle Grundwasser .....	72
3.2.4 Wärmequelle Außenluft .....	74

3.2.5	Details zum Luftkühler/Verdampfer	77
3.2.6	Anwendungsgebiete von Außenluft-Wärmepumpen	77
3.2.7	Wärmequelle Abluft	77
3.3	Schallproblematik und Lösungsvorschläge	78
3.4	Kombination der Wärmepumpen mit thermischen Solaranlagen	80
3.4.1	»Konventionelles« System	80
3.4.2	Solarwärme als Wärmequelle der Wärmepumpe	81
3.4.3	Solarwärme als Wärmequelle der Wärmepumpe – Anlagenbeispiele	81
3.4.4	Systembewertung	83
3.5	Wärmenutzungsanlage	83
3.5.1	Raumheizung	84
3.5.2	Trinkwassererwärmung	88
3.6	Raumkühlung	90
3.7	Dimensionierung und Betriebsarten von Wärmepumpen	91
3.7.1	Dimensionierung der Wärmepumpe	91
3.7.2	Betriebsarten	93
3.7.3	Dimensionierung, Betriebsart und Anteil an Heizarbeit	98
3.7.4	Auslegungsbeispiele für monovalenten, bivalenten und monoenergetischen Betrieb	99
<b>4</b>	<b>Bewertung der Wärmepumpen</b>	<b>101</b>
4.1	Wirtschaftliche Bewertung	101
4.1.1	Berechnung der Wärmegestehungskosten	101
4.1.2	Annuitätenmethode	102
4.1.3	Kapitalgebundene Kosten	102
4.1.4	Verbrauchsgebundene Kosten	103
4.1.5	Betriebsgebundene Kosten	104
4.1.6	Sonstige Kosten	105
4.1.7	Kostenvergleich verschiedener Heizungssysteme	105
4.2	Energetische Bewertung	109
4.2.1	Energieflussbilder und Primärenergieeinsparung	109
4.2.2	Effizienz und Effektivität (warum die Arbeitszahlen nicht die ganze Wahrheit sagen)	112
4.3	Schadstoffemissionen und Treibhauseffekt	115
4.3.1	Schadstoffemissionen	115
4.3.2	Treibhausgas-Emissionen	116
4.3.3	Einflüsse der Kältemittel	119
<b>5</b>	<b>Ergebnisse und Erkenntnisse aus den Monitoringprojekten</b>	<b>122</b>
5.1	Einführung – Bedeutung von Monitoringprojekten	122

5.2	Vergleichbarkeit der Ergebnisse aus unterschiedlichen Monitoringprojekten . . .	122
5.3	Studien aus unterschiedlichen Ländern (Auszug) . . . . .	123
5.3.1	Schweiz: Feldstudie FAWA . . . . .	123
5.3.2	Großbritannien: »A field trial of heat pumps« . . . . .	123
5.3.3	Europa: »SEPOMO-BUILD« . . . . .	124
5.3.4	Deutschland: Monitoringprojekte des Fraunhofer ISE . . . . .	125
5.4	Best Practice . . . . .	129
<b>6</b>	<b>Wärmepumpen im Smart Grid – Wärmepumpe und PV</b> . . . . .	132
6.1	Herausforderung Energiewende . . . . .	132
6.2	Vision Smart Grid & Smart Market . . . . .	133
6.3	Die Wärmepumpe im intelligenten Versorgungssystem . . . . .	134
6.4	Wärmepumpen und Photovoltaik . . . . .	136
<b>7</b>	<b>Die Effizienz der eigenen Anlage testen</b> . . . . .	137
7.1	Wärmemengenzähler . . . . .	138
7.2	Elektrozähler . . . . .	138
7.3	Anwendungsbeispiele . . . . .	139
7.4	Ermittlung der Arbeitszahl (AZ) . . . . .	140
7.5	Weitere Hinweise . . . . .	141
<b>8</b>	<b>Forschungsausblick</b> . . . . .	142
8.1	Übersicht zur Forschungsförderung von Wärmepumpen in Deutschland . . . . .	142
8.2	Laufende und kürzlich abgeschlossene Forschungsvorhaben . . . . .	143
8.3	Forschungsberichte . . . . .	148
<b>9</b>	<b>Liste der Normen und Richtlinien</b> . . . . .	151
<b>10</b>	<b>Zitierte Literatur und Abbildungsverzeichnis</b> . . . . .	155
10.1	Zitierte Literatur . . . . .	155
10.2	Abbildungsverzeichnis . . . . .	159
10.3	BINE Informationsdienst . . . . .	161
<b>11</b>	<b>Weiterführende Literatur</b> . . . . .	162
<b>12</b>	<b>Organisationen</b> . . . . .	164
<b>13</b>	<b>Autoren</b> . . . . .	165





---

# Vorwort

Heizungsanlagen mit Wärmepumpen werden seit mehr als 60 Jahren zur Beheizung von Wohngebäuden eingesetzt. Die Technik ist heute ausgereift. Fachmännisch verlegte Anlagen können sowohl wirtschaftlich wie ökologisch gegenüber anderen Heizsystemen gut bestehen. Im Laufe des Betriebs gleichen niedrigere laufende Kosten für Energie bei der Wärmepumpe die ursprünglich höheren Investitionskosten im Vergleich zu anderen Systemen aus. Mit dem wachsenden Anteil regenerativ erzeugten Stroms verbessert sich auch die Umweltbilanz der Wärmepumpentechnik fortlaufend.

Auf dem deutschen Heizungsmarkt haben sich elektrisch betriebene Wärmepumpen als feste Größe etabliert. Ihr Marktanteil lag in den letzten Jahren zwischen acht und zehn Prozent. Nahezu jeder dritte Neubau wird mittlerweile mit einer Wärmepumpe beheizt. Dominierten vor einigen Jahren noch die erdgekoppelten Systeme, so verschiebt sich dies aktuell in Richtung der Außenluftwärmepumpen.

Eine Wärmepumpe kann nur dann ihre ökonomischen und ökologischen Stärken ausspielen, wenn Wärmequelle, die eigentliche Wärmepumpe sowie die Wärmeverteilung und Warmwasserversorgung im Haus exakt aufeinander abgestimmt sind. Dieses Buch liefert hierfür die notwendigen Grundlagen. Vorgestellt werden neben den technischen Grundlagen auch die neusten Trends bei Komponenten, die Großwärmepumpen und die Möglichkeiten des Einsatzes in besonders energieeffizienten Gebäuden, wie zum Beispiel dem Passivhaus. Auch der kombinierte Einsatz von Wärmepumpen mit thermischer Solarenergie sowie ein eigener Abschnitt über Raumkühlung runden das Buch ab. Breiten Raum nehmen auch die Erfahrungen aus europäischen Monitoringprojekten und was man hieraus für die Installation von Anlagen lernen kann ein. Interessante neue Perspektiven für die Wärmepumpe eröffnen sich auch durch das sogenannte intelligente Stromnetz der Zukunft (smart grid). Auch in Zukunft wird es bei der Wärmepumpentechnik neue Fortschritte zu verzeichnen geben, die Energieforschung arbeitet bereits daran.

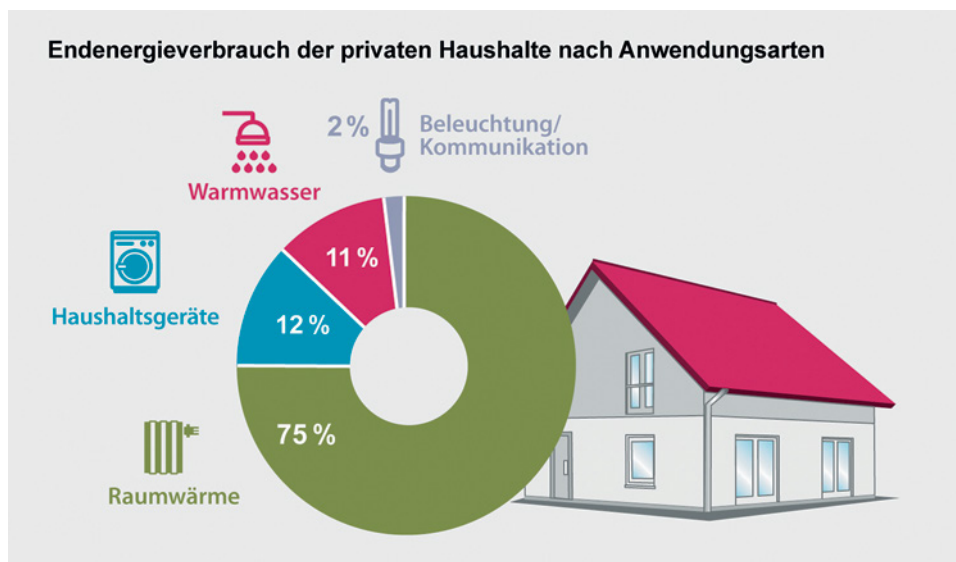
FIZ Karlsruhe GmbH  
BINE Informationsdienst



# 1 Wärmepumpen – ein effizienter Weg zur Behaglichkeit

Das Bedürfnis von Wärme ist ein Grundbedürfnis aller Menschen. So freuen wir uns besonders, wenn wir von anderen eine »menschliche Wärme« spüren. Im Gegensatz dazu fühlen wir uns in der Gesellschaft von »kalten Personen« oft schlecht. Ebenso empfindlich sind wir gegenüber Kälte, die unser Körper spürt. Das Empfinden von Kälte ist für Menschen äußerst unangenehm und wir merken sehr schnell, wenn wir unsere behagliche Komfortzone verlassen. In der westlichen Gesellschaft ist es mittlerweile selbstverständlich, dass wir ganzjährig in unseren Wohnungen, Büros, öffentlichen Gebäuden, Autos und allen anderen geschlossenen Räumen nicht frieren und eine angenehme Wärme spüren. Und zwar unabhängig von den Außentemperaturen. Kurz gesagt, wir empfinden die Temperatur der Luft, die uns umgibt, als angenehm, wenn diese in bestimmten Bereichen liegt. Dies hängt von Aktivitäten, die wir gerade ausüben, unserer Bekleidung, der Luftbewegung und der Luftfeuchte ab. Der Komfortbereich deckt sich in unserer Klimaregion oft nicht mit dem Bereich, in dem die Außentemperaturen liegen. Wir erwarten und verlangen, dass diese Diskrepanz mit technischen Geräten ausgeglichen wird.

Es stehen ausreichend technische Mittel zur Verfügung, um den Ausgleich sicherzustellen. Dies passiert allerdings nicht umsonst. Für die Bereitstellung von Wärme und Kälte werden ca. 40 % des deutschen Endenergieverbrauchs benötigt. Obwohl der Bedarf für die Heizung oftmals unterschätzt wird, entfallen tatsächlich über 85 % des Endenergieverbrauchs in den Haushalten auf die Bereiche Raumwärme und Warmwasser (Abb. 1). Angesichts des fortschreitenden Klimawandels sowie der Ressourcenknappheit ist es dringend notwendig, zuerst den erforderlichen Heizwärmebedarf zu reduzieren und anschließend die notwendige Wärme – und zunehmend auch Kälte – möglichst effizient und ökologisch bereitzustellen. Die Wärmepumpentechnologie ist in der Lage, diesen Anforderungen gerecht zu werden.



■ **Abb. 1:** Energieverbrauch nach Anwendungen im Haushalt

Wärmepumpen haben bereits eine sehr lange Geschichte hinter sich. Als kurz vor dem Beginn des Zweiten Weltkriegs eine Energiekrise in der Schweiz eintrat, kamen Wärmepumpen erstmalig breit zum Einsatz. In Zürich wurden unter anderem das Rathaus (bis dato), das Kongresshaus, ein Hallenbad sowie mehrere Amtshäuser mit einer Wärmepumpe beheizt (vgl. Kap. 2.1). Der Nachweis der Praxistauglichkeit war damit erbracht. In Deutschland sorgte bis zum Ende des letzten Jahrhunderts vor allem ein hoher Wärmepreis dafür, dass hier diese Technologie eine Begleiterscheinung von Energiekrisen blieb und sich nur schleppend weiterentwickeln konnte. Heute ist es eine ausgereifte Technik, die vielerorts eingesetzt und erprobt wurde. Von Einfamilienhäusern bis mehrstöckigen Bürogebäuden, von industriellen Anwendungen bis zur Kälte- und Wärmeversorgung ganzer Stadtteile, sogar zum Beheizen von Brücken und dem Freihalten von Eis und Schnee von Parkplätzen – überall dort arbeiten Wärmepumpen.

Das Besondere an der Wärmepumpentechnologie ist, dass sie zur Bereitstellung von Wärme (und Kälte) auch Umweltenergie nutzt. Dies kann Energie aus dem Erdreich, dem Grundwasser oder der Luft sein, ebenso aus Abwärme oder Abwasser. Die restliche Energie wird meistens in Form von elektrischer Energie zugeführt. Spezielle Wärmepumpen arbeiten mit Wärme aus der Verbrennung von Erdgas oder anderen höherwertigen Energieträgern. Je mehr Umweltenergie und weniger Elektroenergie bzw. fossile Brennstoffe eine Wärmepumpe benötigt, desto effizienter arbeitet sie. Dies bringt sowohl wirtschaftliche als auch ökologische Vorteile mit sich.

## 2 Thermodynamisches Heizen mit Wärmepumpen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Geschichte sowie den Grundlagen und der Funktionsweise der Wärmepumpen. Beschrieben werden die wichtigsten Komponenten sowie neue Trends aus der Entwicklung. Beispielhaft sind leistungsgeregelte Verdichter oder neuartige Expansionsventile zu erwähnen. Anschließend geht es dann um die sogenannten »Großwärmepumpen« sowie die zunehmend wichtiger werdenden thermisch angetriebenen Wärmepumpen. Neu ist auch das Thema »Von Passivhaus bis Altbausanierung – richtige Lösungen für spezifische Anforderungen«. Den Abschluss bildet das Thema Kältemittel.

### 2.1 Geschichte

Der französische Physiker Sadi Carnot hat im Jahr 1824 mit dem Kreisprozess den Nachweis der bestmöglichen thermodynamischen Maschine für die Erzeugung mechanischer Arbeit erbracht und mit dem Begriff der Irreversibilität den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik beschrieben. Die Umkehrung des Carnotschen Kreisprozesses zu einem Linksprozess führte 1834 durch das Patent von Jakob Perkins zur Entwicklung der modernen Kaldampfmaschine. Das Arbeitsprinzip der Wärmepumpe, mithilfe eines thermodynamischen Kreisprozesses Wärme auf ein höheres Temperaturniveau zu »pumpen«, beschrieb im Jahre 1852 der englische Physiker William Thomson (Lord Kelvin) mit seinem mechanischen System zur Beheizung oder Kühlung von Gebäuden [1], [2]. Der Begriff »Wärmepumpe« wurde wahrscheinlich zum ersten Mal von G. Flügel im Jahre 1920 in Deutschland geprägt [3]. Die ersten Anwendungen des Wärmepumpenprinzips für die Gebäudeheizung erfolgten in den 20er und 30er Jahren des letzten Jahrhunderts [4].

Im Gegensatz zur Kälteanlage, bei der es bisher keine konkurrierenden Verfahren für die kontinuierliche Kühlung gibt, steht die Wärmepumpe mit allen üblichen irreversiblen direkten Heizverfahren, also Gas-, Öl-, Holz-, Kohle- und elektrischer Heizung im Wettbewerb. Wesentliche Impulse zum Einsatz der Wärmepumpe für die Gebäudeheizung ergaben sich daher aus

Art/Jahr	Heizleistung kW	Arbeitszahl	Vorlauftemperatur	Wärmequelle	Zusatzheizung	Verwendung
Rathaus 1938	Ges. 175 WP 81	2	Wasser 60 °C	Flusswasser	elektr. 65 kW auf Speicher	Gebäudeheizung
Kongresshaus 1939	58 Kühlen: 31	2,5	Luft 30–40 °C	Luft	keine	Klimatisierung
Hallenbad 1941	1 500	3,5–8	Wasser 23 u. 45 °C	Flusswasser Abwasser Trafoabwärme	elektr. 2 000 kW auf Speicher	Gebäudeheizung Wassererwärmung
Fernheizwerk ETH 1942	7 000	3	Wasser 70 °C	Flusswasser	Heizwerk	Gebäudeheizung
Amtshäuser 1943	1 750	4	Wasser 50 °C	Flusswasser	vorhandene Heizanlage	Gebäudeheizung

■ **Abb. 2:** Auswahl von Wärmepumpen in Zürich während des Zweiten Weltkriegs

der ersten Energiekrise in der Schweiz während des Zweiten Weltkriegs. Weil Kohlelieferungen ausblieben, bauten Schweizer Ingenieure vorbildliche Wärmepumpen. In der Abb. 2 werden Beispiele für solche Installationen in der Stadt Zürich vorgestellt.

Nach dem Krieg erlosch erst einmal in der Schweiz das Interesse, da auf dem Markt wieder ausreichend Kohle und Öl beschafft werden konnten.

In den 1950er Jahren gab es in den USA den ersten Wärmepumpenboom. Mit dem Wunsch nach mehr Wohn- und Bürokomfort waren dort Luft/Luft-Wärmepumpen für den Kühlbetrieb im Sommer und den Heizbetrieb im Winter sehr beliebt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass in den USA der Wärmepumpenmarkt stets mit dem Klimagerätemarkt verbunden war. Wenn die Notwendigkeit zur Klimatisierung von Gebäuden im Sommer gegeben ist, wird der Schritt zur Wärmepumpe im Winter erleichtert.

In Deutschland wurden in den 1950er Jahren bereits interessante Entwicklungen von Kleinwärmepumpen für die Warmwasserbereitung vorgestellt, die aber erst in den 1970er Jahren einen wirtschaftlichen Durchbruch erzielten [5].

Vor 1970 arbeiteten in der Bundesrepublik Deutschland nur kleinere Anlagen in Landwirtschaftsbetrieben zur Milchkühlung und gleichzeitiger Wassererwärmung sowie größere Anlagen zur Erwärmung von Freibädern und zur Wärmerückgewinnung in Großbauten und in der Industrie. Die Wärmepumpe wurde als alternative Heizungstechnologie erst Mitte der 1970er Jahre gefördert und entwickelt. Die Unsicherheit der künftigen Preise für Heizöl war wesentlicher Antrieb für diese Technik. Nach dem zweiten Ölpreisschock 1979/80, der massive Preissteigerungen für fossile Energieträger brachte, stellte sich eine starke Marktbelebung für die Wärmepumpe in Deutschland und Europa ein. Die Auswirkungen waren sehr rasches Wachstum, sehr viele Anbieter und große Erwartungen bezüglich der Marktchancen. Die Wärmepumpe als bivalentes oder monovalentes Heizsystem und die Warmwasserwärmepumpe waren zu dieser Zeit die Lösung für die Probleme der Versorgungsunsicherheit und Preisentwicklung bei Heizöl.

Mit dem drastischen Rückgang der Ölpreise von 1982 bis Ende der 1980er Jahre sank der Bedarf nach Heizungswärmepumpen dramatisch [6]. Seit Mitte der 1990er Jahre stieg jedoch mit dem Ölpreis auch die Nachfrage für Heizungswärmepumpen wieder kontinuierlich an. Aktuell wird vielerorts von einem Wärmepumpenboom gesprochen. In Deutschland haben sich die Wärmepumpen als feste Größe auf dem Heizungsmarkt etabliert.

## 2.2 Übersicht zur Marktsituation in verschiedenen Ländern und Zukunftsszenarien

In den letzten Jahren wurden in Europa jährlich ca. 750 000 Wärmepumpenanlagen verkauft. Die Bedeutung und Popularität der Wärmepumpen ist allerdings in den verschiedenen Ländern sehr unterschiedlich. Es gibt viele Aspekte, die über die Marktstellung dieser Technologie entscheiden. Zu den Wichtigsten gehören der Strompreis sowie der Preis anderer Energieträger, die energetische Infrastruktur des Landes (z. B. gut ausgebaute Erdgasnetze), der Wohlstand sowie das ökologische Bewusstsein der Bevölkerung als auch die geografische Lage und die damit verbundenen klimatischen Bedingungen. Dazu kommen politisch-unterstützende Maßnahmen wie Förderung, gut funktionierende Industrieverbände und Beratungsstellen sowie begleitende Forschung und Entwicklung. Sogar kulturelle Aspekte können eine Rolle spielen.

In Europa lassen sich die Länder mit ähnlicher Marktsituation der Wärmepumpen in drei Gruppen einordnen. Beispiele von einzelnen Ländern werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels beschrieben.

- Die erste Gruppe bilden Länder mit sehr ausgeprägtem Wärmepumpenmarkt, wie die skandinavischen Länder (insbesondere Schweden) und die Schweiz. In beiden Ländern liegt der Anteil von Wärmepumpeninstallationen in neuen Wohngebäuden bei über 80 %.
- Zu der zweiten Gruppe gehören Länder mit (meistens) stabilem aber – im Vergleich mit anderen Wärmeversorgungsanlagen – nicht dominantem Wärmepumpenmarkt. In Ländern wie Frankreich oder Deutschland beträgt der Anteil von Wärmepumpeninstallationen in neuen Wohngebäuden ca. 25 %. In Deutschland variiert der Anteil stark nach Bundesländern. Obwohl Frankreich mit knapp 120 000 verkauften Einheiten im Jahr 2011 den zweiten Platz in Europa belegt hat, entwickelt sich der französische Wärmepumpenmarkt aufgrund unstabiler Förderpolitik äußerst turbulent.
- In der dritten Gruppe von Ländern spielen die Wärmepumpen auf dem Heizungsmarkt zurzeit eine sehr kleine Rolle und liegen bei neuen Wohngebäuden meistens deutlich unter 5 %. Bei einigen Ländern aus dieser Gruppe ist allerdings eine sehr schnelle Entwicklung zu beobachten. Beispielfhaft zu nennen sind Belgien, Großbritannien und Polen.

### 2.2.1 Allgemeine Trends

Ungeachtet der lokalen Unterschiede gibt es auf dem europäischen Wärmepumpenmarkt mehrere gemeinsame technologische Trends und Themen, die in Zukunft noch mehr an Bedeutung gewinnen werden.

- Seit einigen Jahren wächst der Anteil von Anlagen mit der Wärmequelle Außenluft (nachfolgend: Luft-Wärmepumpe) gegenüber denen mit Erdsreich. Die kostengünstigere Erschließung der Wärmequelle ist dabei meistens entscheidend. Ein weiterer Grund für die steigende Popularität der Luft-Wärmepumpen ist die steigende Effizienz dieser Geräte. Unter anderem wird dies begünstigt durch den Trend zu leistungsgeregelten Verdichtern (vgl. Kap. 2.5.2). Diese Technologie ermöglicht eine höhere Effizienz im Teillastbetrieb sowie die bessere Anpassung der Anlagenleistung an den – je nach Außentemperatur – fluktuierenden Heizbedarf des Gebäudes. Noch ein Grund für den steigenden Erfolg der Luft-Wärmepumpen ist der Zuwachs der Wärmepumpenanlagen bei der Sanierung von Wohngebäuden. Dabei ist die Erschließung der Wärmequelle Erdsreich häufig nicht möglich bzw. sehr umständlich.
- Neben der Luft als Wärmequelle wächst die Bedeutung von reversiblen Wärmepumpen, die sowohl Heizen als auch Kühlen können. Diese Entwicklung hat zwei Gründe: Erstens wächst in Ländern, in denen Wärmepumpen bislang für reine Heizzwecke genutzt wurden, auch in privaten Haushalten das Bedürfnis der Kältenutzung. Hohe Außenlufttemperaturen, die auch in nördlichen Ländern im Sommer zunehmend auftreten, werden diesen Trend verstärken. Der zweite Grund ist die Veränderung und Globalisierung des Wärmepumpenmarktes. Asiatische Hersteller, die traditionell Klimaanlage verkauft haben, bieten auf dem europäischen Markt zunehmend reversible Geräte an, die auch für Heizzwecke gedacht sind. Die reinen Heizungsfirmen haben dagegen angefangen, auch die Kälteerzeugung zu berücksichtigen. Als Ergebnis dieses Trends ist auf dem Markt eine interessante Preisentwicklung sowie eine Vermischung und Bereicherung von technologischen Lösungen zu sehen.



- Ein weiteres Thema (ausführlicher: Kap. 6) ist die mögliche Rolle der Wärmepumpenanlagen im Stromnetz der Zukunft (Smart Grid). Dank der Fähigkeit, die elektrische Energie effizient in thermische Energie umzuwandeln und diese für eine bestimmte Zeit zu speichern, können Wärmepumpenanlagen mit einer intelligenten Steuerung stabilisierend hinsichtlich der fluktuierenden Stromerzeugung eingesetzt werden. Damit ist auch zum Teil die zunehmende Popularität der reinen Warmwasserwärmepumpen zu erklären. Solche Systeme können gekoppelt mit einer Photovoltaikanlage eine sehr gute und günstige Lösung für die Erwärmung des Brauchwassers darstellen und die vorteilhafte Nutzung eigenerzeugter elektrischer Energie optimieren.
- Drei weitere Trends sind mit dem Einsatz der Wärmepumpen in Bestandsgebäuden verbunden. Hierbei ist eine höhere Systemtemperatur erforderlich, um den notwendigen Heizenergiebedarf abzudecken. Für diesen Zweck wurden Hochtemperaturwärmepumpen entwickelt, die zunehmend auf dem Markt zu finden sind. Die Anlagen aus dieser Klasse sind in der Lage, Temperaturen von 65 °C und höher bereitzustellen. Für hohe Temperaturniveaus sind (auch) thermisch angetriebene Wärmepumpen gut geeignet (vgl. Kap. 2.6). Diese Technologie spielt auf den Märkten noch keine große Rolle, aber die steigenden Verkaufszahlen in den letzten Jahren deuten auf eine wachsende Relevanz der thermisch angetriebenen Wärmepumpen in der Zukunft hin. Der dritte Trend in dieser Gruppe sind die sogenannten Hybridsysteme, bei denen die meistens fossil betriebenen Kessel mit elektrisch betriebenen Wärmepumpen kombiniert werden. Besonders beim Austausch alter Heizkessel in Bestandsgebäuden kann diese Technologie in den nächsten Jahren an Relevanz gewinnen.

## 2.2.2 Charakteristik der Marktsituation in ausgewählten Ländern

### Deutschland [7]

Die ersten großen Erfolge haben Wärmepumpen in Deutschland Anfang der 1980er Jahre gefeiert. Aufgrund unzureichender Effizienz und mangelnder Zuverlässigkeit damaliger Wärmepumpenanlagen, verbunden mit massiver Kostenabsenkung von fossilen Energieträgern, ist der Markt allerdings sehr schnell zusammengebrochen. Nach der Jahrtausendwende hat wiederum ein Aufwärtstrend eingesetzt. Seit dem Jahr 2006 wurden in Deutschland jährlich mehr als 50 000 Wärmepumpenanlagen verkauft. Der Anteil von Wärmepumpeninstallationen in neuen Wohngebäuden beträgt mittlerweile ca. 25 %. Bis 2010 überwogen bei den Verkaufszahlen die Erdreichanlagen, seither sind es die Luft/Wasser-Wärmepumpen. Gründe dafür sind günstigere Preise für die Wärmequellenerschließung sowie komplizierte und oft aufwendige Genehmigungsprozeduren für Erdwärmesonden. Die reversiblen Luft/Luft-Wärmepumpen spielen in Deutschland bislang eine untergeordnete Rolle. In der Zukunft ist mit einem Zuwachs von leistungsstärkeren (>50 kW) Wärmepumpenanlagen sowie Anlagen für Sanierungsfälle zu rechnen.

### Schweden

Schweden ist ein Land mit langer Tradition in der Nutzung von Wärmepumpen. Relativ niedrige Preise der Installationen, niedrige Strompreise (14 Cent/kWh), gute Akzeptanz der Technologie bei der Bevölkerung, schlecht ausgebaute Erdgasnetze sind Gründe für eine hohe Popularität der Wärmepumpen seit Jahren. Bei neu gebauten Einfamilienhäusern ist diese Technologie konkurrenzlos (ihr Anteil in neuen Einfamilienhäusern liegt bei 95 %). Bei Mehr-

familienhäusern ist die Nahwärme die dominierende Lösung, aber auch in diesem Bereich sind die Absatzzahlen von Wärmepumpen steigend. In Schweden hat sich, entgegen der allgemeinen Entwicklung in Europa, die Luft/Wasser-Wärmepumpe nicht durchgesetzt. Die Gründe für den großen Anteil der Erdrich basierten Anlagen (meistens mit Erdwärmesonden) sind die liberalen Genehmigungsverfahren, für das Bohren günstiger – meistens felsiger – Untergrund sowie relativ niedrige Bohrkosten für Erdwärmesonden. Bei der Altbausanierung und kleinen Geschäften sind die Luft/Luft-Wärmepumpen sehr populär. Kleine Split-Geräte ersetzen oder ergänzen oft eine direktelektrische Heizung.

### Polen

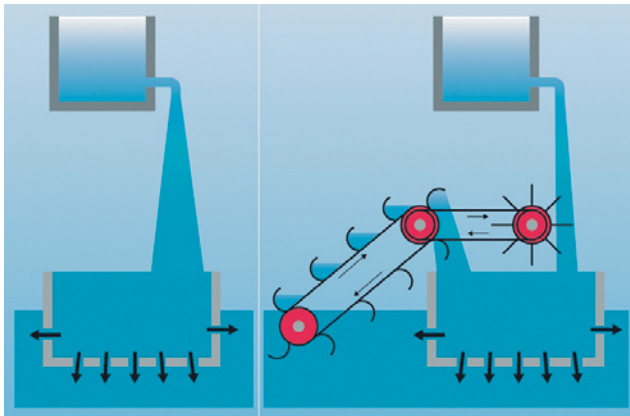
Der polnische Wärmepumpenmarkt ist sehr jung und dynamisch. Im Jahr 2011 wurden in Polen ca. 10 000 Wärmepumpen verkauft, fünf Jahre zuvor waren es noch um die 2 000. In den letzten Jahren ist ein starker Zuwachs bei reinen Brauchwasserwärmepumpen zu beobachten. Oft ersetzen diese Geräte eine direkt elektrische Erwärmung des Brauchwassers. Ähnlich wie in Schweden, dominieren bei den weiteren Wärmepumpentypen die erdgekoppelten Anlagen. Die polnische Energieversorgung basiert nach wie vor auf Stein- und Braunkohle, was zu sehr hohen CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Stromerzeugung führt. Diese Tatsache, zusammen mit den relativ hohen Preisen für Wärmepumpenanlagen im Vergleich zu anderen Heiztechnologien, sowie fehlende staatliche Unterstützung, erschwert eine schnelle Entwicklung der Wärmepumpentechnologie in Polen.

### Japan

In Japan werden mehr Wärmepumpen verkauft als in ganz Europa. Der japanische Wärmepumpenmarkt ist sehr gut entwickelt und fest etabliert. Es handelt sich dabei meistens um reversible Luft/Luft-Wärmepumpen sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen. Die Sole/Wasser-Wärmepumpen kommen in Japan nur selten vor. Die letzte Dekade hat dank konsequenter Förderung durch die Politik (z. B. das »Top Runner Program«) und Anstrengungen der Hersteller eine signifikante Steigerung der Effizienz gebracht. Seit 2003 werden auch immer mehr Wärmepumpen zur Erwärmung des Brauchwassers eingesetzt. Nach dem steilen Anstieg der Verkaufszahlen in den letzten Jahren wurden im Jahr 2011 mehr als 500 000 Warmwasser-Wärmepumpen verkauft. In Japan heißen Geräte dieser Kategorie »EcoCute« und nutzen das natürliche Kältemittel Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>).

## 2.3 Funktion der Wärmepumpe

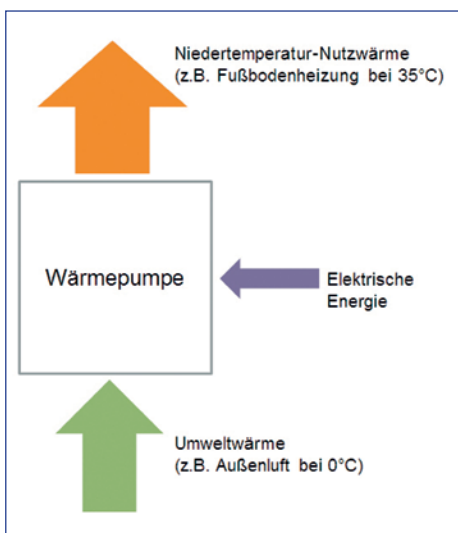
Das Haupteinsatzgebiet von Wärmepumpen und den übrigen Wasserheizsystemen, z. B. Gas- oder Ölkesseln, liegt in der Erzeugung von Heizwärme. Genauer betrachtet, in der Bereitstellung eines Wärmestromes auf einem bestimmten Temperaturniveau. Dieser Wärmestrom wird genutzt, um die Innenraumtemperatur eines Gebäudes aufrechtzuerhalten und/oder Trinkwarmwasser zur Verfügung zu stellen. Für diese Anwendungen wird Heizwärme auf niedrigem Temperaturniveau benötigt. Konventionelle Wärmeerzeuger verbrennen hierfür fossilen Brennstoff bei sehr hohen Temperaturen. Thermodynamisch betrachtet bedeutet die direkte Umwandlung der Verbrennungswärme von bis zu 800 °C in Niedertemperatur-Heizwärme bei ca. 30–80 °C eine starke Entwertung dieser Energie. Wärmepumpen hingegen nutzen höherwertige Energie, wie Strom, Erdgas oder Hochtemperaturwärme, um Wärme, die sie aus der Umgebung aufnehmen, auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben. Ähnlich wie diese häufig verwendete bildhafte Beschreibung für den Wärmepumpenprozess zeigt die Abb. 3 ein



■ **Abb. 3:** Analogiemodell  
links: ohne »Wärmepumpe«  
rechts: mit »Wärmepumpe«

Analogiemodell, das die Funktionsweise einer Wärmepumpe mithilfe eines hydraulischen Modells veranschaulicht.

Ähnlich wie Wasser von allein nur bergab fließt, so »fließt« Wärme von selbst nur in Richtung geringerer Temperatur. Ein Gebäude, das im Winter Wärme an seine Umgebung abgibt und daher beheizt werden muss, wird hier mit einem undichten Behälter abgebildet, der ständig Wasser an seine Umgebung verliert und deshalb nachgefüllt werden muss. Das Wasser fließt aus einem höher gelegenen Reservoir nach, das die hochwertige Energie symbolisiert (linkes Bild). Nutzt man die Höhendifferenz zwischen dem oberen Reservoir und dem Wasserbehälter zum Antrieb eines Schöpfwerkes (rechtes Bild), kann Wasser aus der Umgebung in den unteren Behälter gefördert werden. Der Behälter wird jetzt also sowohl mit dem umgebenden Wasser als auch aus dem Reservoir nachgefüllt. In diesem, die Wärmepumpe beschreibenden Konzept, wird somit weniger Wasser aus dem oberen Reservoir, also weniger höherwertige Energie, benötigt als bei dem Analogiemodell des konventionellen Heizsystems. Diesem Analogiemodell lässt sich ableiten: Mithilfe hochwertiger Energie, z. B. Erdgas, Strom oder Hochtemperaturwärme, kann das Gebäude entweder direkt beheizt oder Umweltwärme auf ein



■ **Abb. 4:** Schematische Energieflüsse bei einer Kompressionswärmepumpe

Temperaturniveau angehoben (gepumpt) werden, das zur Beheizung eines Gebäudes oder zur Trinkwassererwärmung geeignet ist.

Die Abb. 4 zeigt schematisch die Energieflüsse bei einer Kompressionswärmepumpe. Umweltwärme kann beispielsweise der Außenluft, dem Erdreich oder dem Grundwasser entzogen werden (vgl. Kap. 3.2). Als hochwertige Energie zum Antrieb des Kompressors kommen u. a. elektrische Energie oder fossile Brennstoffe in Frage.

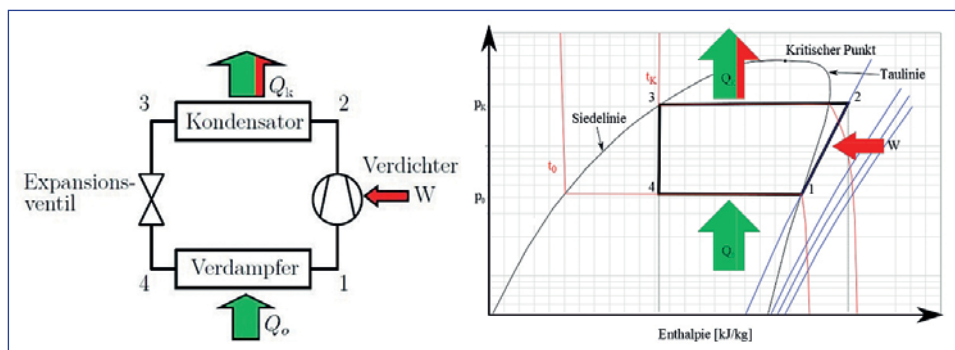
### 2.3.1 Der ideale Wärmepumpenprozess im $\log(p)$ -h-Diagramm

Die Funktionsweise einer Wärmepumpe entspricht thermodynamisch der des allseits für seine Zuverlässigkeit bekannten Kältschranks. Lediglich der Zweck ist ein anderer. Bei einem Kältschrank wird dem Kühlgut über den Verdampfer Wärme entzogen und über den Verflüssiger an der Rückseite des Geräts an die Umgebungsluft im Raum abgegeben. Um diesen Wärmetransport zu ermöglichen, wird ein Arbeitsmittel, welches auch Kältemittel genannt wird und eine bei niedrigen Temperaturen siedende Flüssigkeit ist, in einem Kreislauf geführt.

Bei der Wärmepumpe hingegen wird nicht dem Kühlgut, sondern der Umwelt (bspw. Wasser, Erdreich, Luft) Wärme entzogen und dem Heizsystem zugeführt. Der Nutzen liegt somit auf der warmen, nicht auf der kalten Seite.

Nach dem Zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ist ein Wärmeübergang von einem Körper niedriger Temperatur auf einen Körper höherer Temperatur von selbst nicht möglich. Das Prinzip der Wärmepumpe entspricht dennoch dem Zweiten Hauptsatz, da der Übergang von »kalt« nach »warm« nicht von selbst, sondern unter Zufuhr höherwertiger Energie erfolgt. Bei einer Kompressionswärmepumpe entspricht die zugeführte Energie der mechanischen Antriebsarbeit des Verdichters. Abb. 5 zeigt links den schematischen Aufbau einer Wärmepumpe und rechts für diesen Kreislauf den idealen Wärmepumpenprozess im  $\log(p)$ -h-Diagramm. Dabei beschreibt  $h$  die spezifische Enthalpie bzw. den Wärmegehalt und  $p$  den Druck des Kältemittels im Kreisprozess. Der Druck  $p$  ist im Diagramm logarithmisch aufgetragen, um einen größeren Bereich darstellen zu können.

- 4–1 isotherme Verdampfung (Temperatur bleibt konstant)
- 1–2 isentrope Verdichtung (Entropie bleibt konstant)
- 2–3 isotherme Kondensation (Temperatur bleibt konstant)
- 3–4 isenthalpe Entspannung (Enthalpie bleibt konstant)



■ **Abb. 5:** Schematischer Aufbau der WP / idealer WP-Prozess im  $\log(p)$ -h-Diagramm

**(4–1):** Im Verdampfer liegt das Kältemittel auf dem niedrigen Druckniveau  $p_0$  vor. Die Temperatur des Wärmequellenmediums (z. B. Grundwasser) auf der Sekundärseite des Verdampfers ist höher als die Siedetemperatur des Kältemittels bei dem dort vorherrschenden Druckniveau  $p_0$ . Das Kältemittel beginnt daher zu siedeln und verdampft bei der Temperatur  $t_0$ , ohne dass diese sich dabei ändert (isotherm). Dieser isotherme Phasenwechsel ist ein endothermer Prozess, welcher thermische Energie benötigt, um ablaufen zu können. Die für den Verdampfungsprozess benötigte Energie, auch Verdampfungsenthalpie genannt, wird dem Wärmequellenmedium im Verdampfer in Form von Wärme entzogen.

**(1–2):** Im Anschluss an den Verdampfer gelangt das Kältemittel in den Verdichter. Unter Anwendung der mechanischen Antriebsenergie wird das Kältemittel isentrop, entlang der Isentropen ( $s = \text{konst.}$ ), verdichtet. Das Druckniveau des Kältemittels ist nun höher und wird mit  $p_k$  bezeichnet.

**(2–3):** Danach wird der Kältemitteldampf dem Kondensator zugeführt, dessen Sekundärseite mit dem Wärmesenkenmedium (z. B. Heizungswasser) beaufschlagt ist. Die Temperatur des Wärmesenkenmediums ist niedriger als die Kondensationstemperatur des Kältemittels bei dem im Kondensator vorherrschenden Druckniveau  $p_k$ . Das Kältemittel verflüssigt im Kondensator wieder bei der Temperatur  $t_k$ . Dieser isotherme Phasenwechsel ist ein exothermer Prozess, der thermische Energie freisetzt. Die dabei frei werdende Energie, auch Kondensationseenthalpie genannt, wird dem Wärmesenkenmedium in Form von Wärme zugeführt.

**(3–4):** Eine weitere Komponente sorgt dafür, die Bereiche unterschiedlichen Druckniveaus im Kältemittelkreislauf voneinander abzugrenzen. Nach dem Kondensator wird das Kältemittel durch das Expansionsventil vom Kondensationsdruck  $p_k$  auf den Verdampfungsdruck  $p_0$  isenthalp ( $h = \text{konst.}$ ) entspannt.

Die Wärmemenge, die dem Wärmesenkenmedium im Kondensator zugeführt wird, entspricht der Summe aus der im Verdampfer aufgenommenen thermischen Energie, sowie der im Verdichter zugeführten mechanischen Energie.

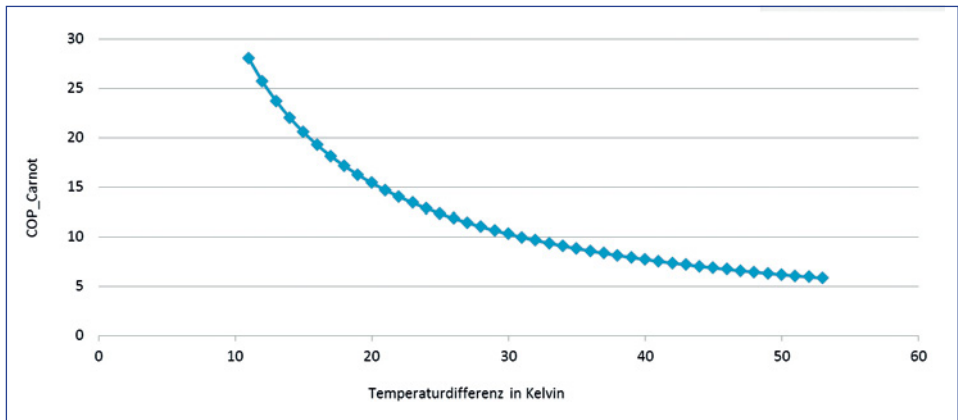
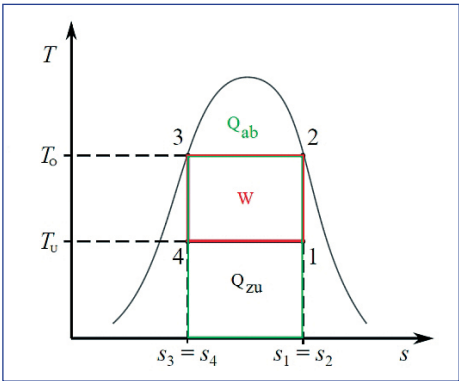
Das Verhältnis von nutzbarer Wärmeleistung zur aufgenommenen Antriebsleistung des Verdichters wird als Leistungszahl  $\varepsilon$  (Epsilon), englisch COP (Coefficient of Performance) bezeichnet.

### 2.3.2 Der ideale Wärmepumpenprozess im T-s-Diagramm

Eine naturgesetzliche Vorgabe gilt für jede Wärmepumpe: Die Leistungszahl von Wärmepumpen hängt primär von der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen der Wärmequelle (Umgebung) und der Wärmenutzungsanlage (Heizungsanlage) ab. Je geringer der Temperaturunterschied  $\Delta T = T_0 - T_U$  ist, umso höher ist die Leistungszahl.

Der ideale thermodynamische Kreisprozess aller Wärmekraftmaschinen und Kälteprozesse ist der vom französischen Physiker Carnot (1796–1832) beschriebene und nach ihm benannte Kreisprozess. Dieser besteht aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen des Mediums im Kreisprozess. Wird der Carnot-Prozess im T-s-Diagramm (Temperatur-Entropie) dargestellt, erhält man immer ein Rechteck. Abb. 6 zeigt den Carnot-Prozess im T-s-Diagramm,  $s$  bezeichnet die spezifische Entropie in (kJ/kg) und  $T$  bezeichnet die absolute Temperatur des Kältemittels in Kelvin.

■ **Abb. 6:** Carnot-Prozess im T-s-Diagramm



■ **Abb. 7:** Abhängigkeit des COP von der Temperaturdifferenz

Im Diagramm lassen sich die technische Arbeit  $W$ , die durch den Verdichter auf das Kältemittel einwirkt, sowie die zugeführte Verdampfungswärme  $Q_{zu}$  und die abgegebene Kondensationswärme  $Q_{ab}$  veranschaulichen. Die aufgenommene Wärmemenge entspricht der Fläche, die von den Eckpunkten 1 und 4 sowie deren Schnittpunkten mit der Abszisse aufgespannt wird. Die technische Arbeit entspricht der Fläche des rot markierten Rechteckes. Die abgegebene Wärmemenge ist die Fläche der Punkte 2 und 3 und deren Schnittpunkte mit der Abszisse, also die Summe aus aufgenommener Wärmemenge und zugeführter technischer Arbeit. Bestimmt man die Leistungszahl für den idealen, praktisch aber nicht erreichbaren Carnot-Prozess, so ist die Leistungszahl  $COP_C$  ausschließlich von den beiden Temperaturen ( $T_o$ ,  $T_u$ ) abhängig.

$$COP_C = \frac{q_{ab}}{q_{ab} - q_{zu}} = \frac{T_o}{T_o - T_u}$$

Abb. 7 stellt den Zusammenhang zwischen  $COP_C$  und der Temperaturdifferenz, die von der Wärmepumpe überwunden werden muss, graphisch dar.

Je höher die von der Wärmepumpe zu überwindende Temperaturdifferenz, umso niedriger ist die Carnot-Leistungszahl, also die theoretisch maximal erreichbare Effizienz des Wärmepumpenprozesses.

### 2.3.3 Unterschied zwischen realem und idealem Wärmepumpenprozess

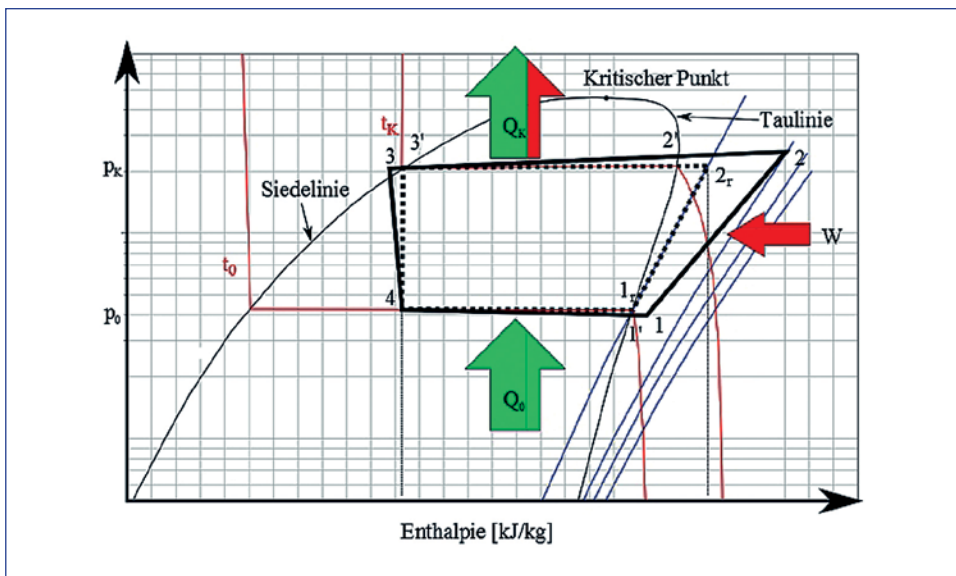
In der Praxis kann der ideale Wärmepumpenprozess nicht realisiert werden. Bedingt durch thermische und mechanische Energieverluste weicht der reale Prozess vom idealen Vergleichsprozess ab. Abb. 8 zeigt den realen WP-Vergleichsprozess im  $\log(p)$ - $h$ -Diagramm.

- 4–1'     Druckverluste in Leitungen, Verdampfung mit Temperaturänderung
- 1'–1     Überhitzung im Verdampfer
- 1–2     polytrope Verdichtung mit zusätzlicher Überhitzung
- 2–2'     Wärmeabgabe im Bereich des überhitzten Dampfes
- 2'–3'     Verluste in Leitungen und Verflüssiger, Kondensation mit Temperaturänderung
- 3'–3     Unterkühlung
- 3–4     Entspannung bei sich geringfügig ändernder Enthalpie

**(4–1'):** Da an den beiden Enden des Verdampfers geringfügig andere Druckverhältnisse vorherrschen, erfolgt die Verdampfung des Kältemittels nicht isotherm. Einen größeren (im Diagramm nicht abgebildeten) Einfluss auf den Unterschied zwischen realem und idealem Prozess hat die Tatsache, dass die Kältemitteltemperatur immer niedriger als die Temperatur der Wärmequelle ist. Nur so ist ein Wärmestrom von der Wärmequelle zum Kältemittel möglich.

**(1'–1):** Im Anschluss an die Verdampfung wird das Kältemittel überhitzt. Die Überhitzung ist notwendig, damit der Kältemitteldampf »trocken«, also frei von Tröpfchen ist. Diese könnten den Verdichter schädigen.

**(1–2):** Die sich anschließende Verdichtung läuft nicht ideal (isentrop) ab, sondern ist verlustbehaftet. Die Enthalpie nimmt stärker zu als bei einem idealen Prozess, es muss mehr Arbeit geleistet werden.



■ **Abb. 8:** Realer WP-Prozess im  $\log(p)$ - $h$ -Diagramm. Hinweis: Die Abweichungen gegenüber dem idealen Wärmepumpen-Prozess sind nicht maßstäblich dargestellt.

**(2–3'):** Aufgrund des Druckverlustes im Verflüssiger erfolgt die Kondensation nicht isotherm, sondern gegen Verflüssigerausgang mit leicht sinkender Temperatur. Darüber hinaus können beim Verflüssiger sowie dessen Anschlussleitungen Wärmeverluste an die Umgebung entstehen. Für den wesentlichen Unterschied zum idealen Prozess sorgt die beim realen Prozess erforderliche Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und der Wärmesenke (z. B. Heizkreis).

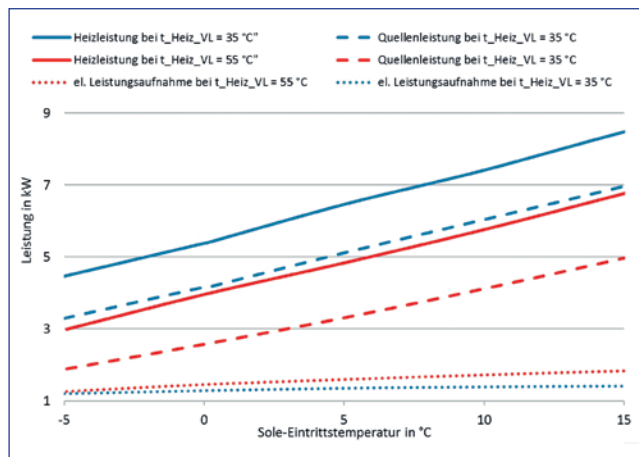
**(3'–3):** Im Gegensatz zum idealen WP-Prozess wird das Kältemittel im Verflüssiger unterkühlt. Eine Unterkühlung ist notwendig, um ein blasenfreies Vorliegen des Kältemittels vor dem Expansionsventil sicherzustellen.

**(3–4):** Die Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil erfolgt bei der realen Wärmepumpe nicht isentrop.

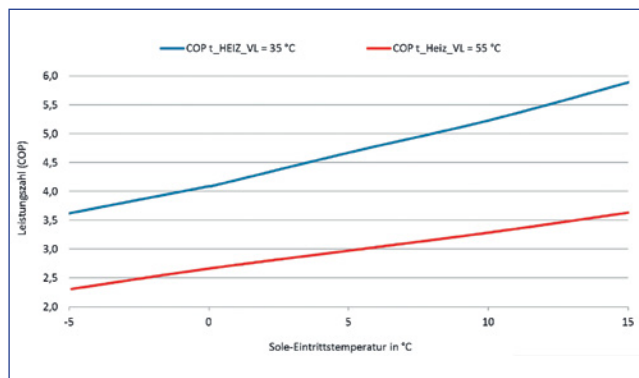
### 2.3.4 Charakteristik der Wärmepumpe

Wie bereits im Kap. 2.3.2 »Der ideale Wärmepumpenprozess im T-s-Diagramm« erwähnt, hängt die Effizienz des Wärmepumpenprozesses maßgeblich von den Temperaturen der am Prozess beteiligten Medien ab. Auch die Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe ist durch die Prozesstemperaturen beeinflusst. In den folgenden beiden Abbildungen ist die Abhängigkeit

■ **Abb. 9:** Charakteristik einer erdgekoppelten Wärmepumpe: Leistungen abhängig von der Wärmequellen-(Sole-) und Wärmesenkenvorlauftemperatur ( $t_{HK\_VL}$ )



■ **Abb. 10:** Charakteristik einer erdgekoppelten Wärmepumpe: Leistungszahl (COP) abhängig von der Wärmequellen-(Sole-) und Wärmesenkenvorlauftemperatur ( $t_{HK\_VL}$ )





sowohl der Leistung als auch der Effizienz der Wärmepumpe von der Eintrittstemperatur der Wärmequelle dargestellt.

Abb. 9 zeigt den Verlauf der von der Wärmepumpe abgegebenen Heizleistung, die der Wärmequelle entzogenen Wärmeleistung und die vom Verdichter der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Leistung. Die Daten wurden für eine exemplarische Sole/Wasser-Wärmepumpe an einem Teststand ermittelt. Die blaue Linie kennzeichnet die Messungen bei einer Heizungswasservorlauftemperatur von 35 °C, die rote Linie die Messungen bei einer Vorlauftemperatur von 55 °C.

Je höher die Eintrittstemperatur der Wärmequelle, in diesem Fall der Sole, umso höher ist die Leistung, die der Wärmequelle über den Verdampfer entzogen werden kann. Ebenso steigt die von der Wärmepumpe erbrachte Heizleistung. Auch die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters nimmt mit höheren Wärmequellentemperaturen zu, wenn auch weniger stark als die Heizleistung.

Wie die Abb. 10 verdeutlicht, ergibt sich damit ein Anstieg der Leistungszahl bei gleicher Wärmesenktemperatur. Dies spiegelt den Zusammenhang zwischen Leistungszahl und Temperaturhub, wie für den idealen Vergleichsprozess (Carnot-Prozess) in Kap. 2.3.2 beschrieben, wider.

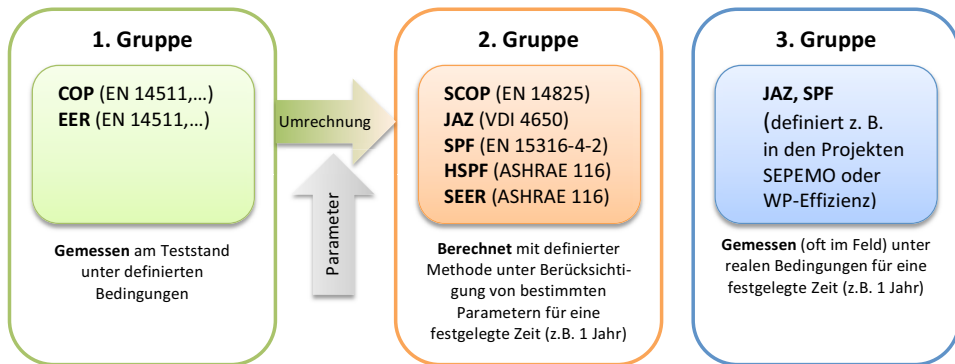
Wird bei gleicher Quellentemperatur die Temperatur der Wärmesenke wie im Beispiel von 35 °C auf 55 °C erhöht, so sinkt die Leistung, die der Wärmequelle entzogen werden kann ebenso wie die Heizleistung, die von der Wärmepumpe in diesem Betriebspunkt am Kondensator abgegeben werden kann. Die vom Verdichter aufgenommene elektrische Leistung ist bei einer Wärmesenktemperatur von 55 °C höher als bei 35 °C, da das Kältemittel in diesem Betriebspunkt auf einen höheren Kondensationsdruck verdichtet werden muss. Als Folge der sinkenden Heizleistung und der steigenden elektrischen Leistungsaufnahme verringert sich die Leistungszahl der Wärmepumpe mit einer Erhöhung der Wärmesenktemperatur (z. B. Heizkreistemperatur).

Diese vorgestellte Charakteristik einer Erdreich-Wärmepumpe verdeutlicht den allgemeinen Zusammenhang: Je geringer die von der Wärmepumpe zu überwindende Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, desto höher ist die Effizienz.

## 2.4 Effizienzkennzahlen

Die Effizienz der Wärmepumpen bzw. Wärmepumpenanlagen spielt eine zentrale Rolle bei deren Beurteilung und/oder Charakterisierung. Um die Effizienz in Zahlen auszudrücken und miteinander zu vergleichen, sind entsprechende Kennzahlen notwendig, von denen es eine Reihe gibt. Leider werden diese oft nicht korrekt angegeben oder fälschlicherweise verwechselt. Solche Irritationen führen dazu, dass der Nutzer eigentlich nicht miteinander vergleichbare Kennzahlen vergleicht. Das folgende Kapitel beschreibt unterschiedliche Typen von Kennzahlen und erklärt ihre Anwendungsbereiche.

### ■ Drei Gruppen von Kennzahlen für die Effizienz von Wärmepumpen (Abb. 11)



■ **Abb. 11:** Gruppierung der Effizienzkennzahlen der Wärmepumpen

**Die erste Gruppe** bilden Kennzahlen, die auf Teststandmessungen unter definierten Bedingungen basieren. Sowohl die Bedingungen als auch die Berechnungsmethode sind in entsprechenden Normen definiert. Das prominenteste Beispiel aus dieser Gruppe ist der **COP**-Wert. Die Abkürzung steht für den englischen Begriff *coefficient of performance*. Im deutschsprachigen Raum wird der Begriff *Leistungszahl* verwendet. Die Ermittlung des COP-Wertes ist (unter anderem) in der Norm EN 14511 beschrieben. Ein weiteres Beispiel aus dieser Gruppe ist die Kennzahl **EER** – *energy efficiency ratio*. Ebenso in der EN 14511 definiert, ist die EER ein Äquivalent der Leistungszahl für Kälteanlagen.

Der COP-Wert ist immer mit der Benennung der Testbedingungen bezüglich der Temperatur der Wärmequelle und der Wärmesenke angegeben. Zum Beispiel ist ein COP-Wert einer Sole/Wasser-Wärmepumpe oft bei dem Betriebspunkt B0/W35 aufgelistet. Der Buchstabe »B« steht für »brine«, also Sole (Wärmequelle), und der Buchstabe »W« für »water« – Wasser (Wärmesenke). Die Zahlen informieren über die Celsius-Temperaturen der beiden Flüssigkeiten. Im Fall der Luft/Wasser-Wärmepumpe wird die Effizienz unter anderem in dem Betriebspunkt A2/W35 angegeben. In diesem Fall steht die Bezeichnung »A« für »air«, also Luft, mit der entsprechenden Temperatur von 2°C. Um die Vergleichbarkeit der COP-Werte für unterschiedliche Wärmepumpen zu gewährleisten, ist darauf zu achten, dass die Werte im gleichen Betriebspunkt sowie nach der gleichen Norm ermittelt wurden.

**Zu der zweiten Gruppe** gehören Kennzahlen, die rechnerisch und nicht messtechnisch ermittelt wurden. Mit einer definierten Methode sind die Effizienzkennzahlen nicht für exemplarische, bestimmte Bedingungen (wie bei den Kennzahlen aus der ersten Gruppe) ermittelt, sondern für eine bestimmte Zeitperiode, meistens ein Jahr. Als Grundlage für die Berechnung, unabhängig von der Methode, dienen die COP- bzw. EER-Werte. Oft werden diese Werte von mehr als einem Betriebspunkt verwendet. Alle Umrechnungsmethoden versuchen, die Klimabedingungen, die Betriebsweise der Wärmepumpen, aber auch in gewissem Rahmen das Nutzerverhalten zu berücksichtigen. Die ermittelten Kennzahlen ermöglichen eine Abschätzung der zu erwartenden Effizienz für die angenommenen Bedingungen über eine gewisse Zeit. Damit ist es zum Beispiel möglich, die zukünftigen Betriebskosten abzuschätzen.

Im deutschsprachigen Raum wird oft der Begriff *Arbeitszahl* bzw. *Jahresarbeitszahl* verwendet, mit der Abkürzung **AZ** bzw. **JAZ**. Eine der Methoden zur Berechnung der Jahresarbeitszahl,

die auch bei der Berechnung der Effizienz für die Förderung aus dem Marktanreizprogramm<sup>1</sup> verwendet wird, ist in der VDI 4650 Blatt 1 (für elektrische Wärmepumpen) beschrieben. Eine andere Methode bietet die Norm EN 14825 an. In diesem Fall ist die berechnete, jährliche Effizienz mit der Kennzahl **SCOP** (seasonal coefficient of performance) gekennzeichnet. Bis jetzt (Stand März 2013) gibt es keine adäquate deutschsprachige Bezeichnung, die sich durchgesetzt hat. Eine weitere Kennzahl mit der Abkürzung **SPF** (seasonal performance factor) lässt sich mit der europäischen Norm EN 15316-4-2 bestimmen. In den Vereinigten Staaten wird für die Berechnung der Kennzahlen **HSPF** (heating seasonal performance factor) und **SEER** (seasonal energy efficiency ratio) die Richtlinie ASHRAE 116 verwendet. Beim Vergleich der amerikanischen mit den europäischen Kennzahlen ist zu beachten, dass diese erstens nicht für das ganze Jahr, sondern nur entsprechend für die Heiz- bzw. Kühlperiode, und zweitens mit anderen Einheiten ermittelt werden. Vor dem Vergleich ist deswegen eine Umrechnung notwendig.

**Die dritte Gruppe** bilden Kennzahlen, die auf Vermessung der Wärmepumpenanlagen unter realen Bedingungen im Feld basieren. Die Kennzahlen sind für beliebige Zeitperioden ermittelbar, allerdings sind sie meist für ein Jahr angegeben. Im deutschsprachigen Raum wird die Kennzahl **AZ** bzw. **JAZ** (Arbeitszahl bzw. Jahresarbeitszahl) verwendet. Die internationale Bezeichnung lautet **SPF** (seasonal performance factor). Da die gleichen Namen bei den Kennzahlen aus der zweiten Gruppe zu finden sind, führt dies oft zu Verwirrungen. Dabei ist zu betonen, dass die Kennzahlen aus der dritten Gruppe immer auf Messung und nicht auf Berechnungen (zweite Gruppe) beruhen.

Allgemein sind die Kennzahlen AZ bzw. SPF als ein Verhältnis zwischen abgegebener Wärmeenergie zu aufgewendeter elektrischer Energie während einer bestimmten Zeitperiode definiert. Diese Definition präzisiert allerdings nicht eindeutig die Bilanzgrenze, also in welchem Punkt der Anlage die Wärmemenge zu vermessen ist und welche Komponenten der Wärmepumpenanlage beim Stromverbrauch zu berücksichtigen sind. Es gibt auch keine Norm, die eine Vermessung im Feld regelt. Dafür gibt es Empfehlungen und definierte Bilanzgrenzen in Berichten aus bereits abgeschlossenen Monitoringprojekten. Ein gutes Beispiel bilden die Definitionen, die im Rahmen des europäischen Projektes »SEPOMO-Build« ausgearbeitet wurden (siehe Kapitel 5.3.3). Ein weiteres Beispiel ist das Monitoringprojekt »WP-Monitor« des Fraunhofer ISE (siehe Kapitel 5.3.4).

Aufgrund der oben genannten Problematik ist beim Vergleich der Kennzahlen aus unterschiedlichen Messungen immer auf die Bilanzgrenzen zu achten. Manchmal ist es nicht möglich, aus technischen oder organisatorischen Gründen alle Bilanzgrenzen im Rahmen eines Projektes abzubilden.

### ■ Vergleichbarkeit der Kennzahlen

Die Kennzahlen aus allen drei Gruppen sind für unterschiedliche Zwecke gedacht (vgl. folgenden Abschnitt) und sind nur eingeschränkt miteinander vergleichbar. Die Kennzahlen aus der ersten Gruppe (teststandbasierte, leistungsbezogene Werte unter bestimmten Bedingungen) sind weder mit den Kennzahlen aus der zweiten noch der dritten Gruppe vergleichbar. Allerdings, je besser die COP-Werte, desto besser die SCOP- oder berechneten JAZ-Werte und desto wahrscheinlicher die besseren gemessenen JAZ- oder SPF-Werte.

<sup>1</sup> Originaltitel: »Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien am Wärmemarkt«

Die Kennzahlen aus der zweiten und der dritten Gruppe sind nur bedingt miteinander vergleichbar. Alle Berechnungsmethoden können reales Betriebsverhalten nur bedingt abbilden. Deswegen kann es zwischen den berechneten Werten der zweiten Gruppe und der tatsächlich erreichten Effizienz der dritten Gruppe zu signifikanten Unterschieden kommen.

Bei dem Vergleich der Kennzahlen innerhalb einer Gruppe ist immer auf die Ermittlungsregeln der Kennzahlen zu achten. Nur nach gleichen Regeln ermittelte Kennzahlen sind vergleichbar. Bei den COP-Werten ist auf die zugrunde liegende Norm und den Betriebspunkt zu achten, bei den Kennzahlen aus der zweiten Gruppe auf die Methode und die eingesetzten Parameter und bei den gemessenen Jahresarbeitszahlen vor allem auf die Bilanzgrenze.

### ■ Die richtige Kennzahl für jede Frage

Die Vielzahl der Kennzahlen führt manchmal zu Missverständnissen. Alle drei Gruppen haben allerdings eine Berechtigung. Entscheidend ist, die richtige Kennzahl für die gestellte Frage auszuwählen.

Die COP-Werte oder Leistungszahlen (erste Gruppe) helfen bei der Beurteilung von einzelnen Wärmepumpen und ermöglichen den Vergleich zwischen Produkten von unterschiedlichen Herstellern. Vorausgesetzt, die COP-Werte wurden auf der Basis der gleichen Norm und dem gleichen Betriebspunkt ermittelt, lässt sich mit diesem Kennwert die Effizienz der einzelnen Wärmepumpen beurteilen.

Die Kennzahlen der zweiten Gruppe (berechnete JAZ-, SPF- oder SCOP-Werte) ermöglichen eine Abschätzung der Effizienz einer konkreten Wärmepumpe in der Zukunft unter der Voraussetzung von bestimmten Betriebsparametern. Je nach Umrechnungsmethode werden unterschiedliche Parameter berücksichtigt. Zum Beispiel sind es die Klimadaten und die geplanten Betriebstemperaturen. Mit diesen Kennzahlen lassen sich auch die zukünftigen Betriebskosten ermitteln. Die Genauigkeit der Vorhersage hängt erstens von der Exaktheit der verwendeten Umrechnungsmethode und zweitens von der Übereinstimmung der realen Betriebsparameter mit den Planungswerten ab.

Die tatsächlich erreichte Effizienz während einer bestimmten Betriebszeit der Wärmepumpenanlage bilden ausschließlich die Kennzahlen der dritten Gruppe (Arbeitszahlen oder SPF-Werte) ab. Diese Kennzahlen basieren auf gemessenen Werten und dienen zur Beurteilung der realen Effizienz der Anlage. Im Kapitel 7 werden wertvolle Ratschläge zur Vermessung der eigenen Wärmepumpenanlage formuliert.

## 2.5 Wärmepumpensysteme

### 2.5.1 Verdichter, Expansionsventile und periphere Komponenten

#### ■ Verdichter

Wie im Abschnitt zur Funktion der elektrisch betriebenen Wärmepumpe beschrieben, dient der Verdichter der Druckerhöhung des Kältemittels. Diese Kaltdampfkompensation ist notwendig, um die latente Wärme der Wärmequelle bei niedriger Temperatur aufzunehmen und auf dem geforderten Temperaturniveau der Wärmesenke (Heizung, Trinkwarmwasser) wieder ab-

geben zu können. Die Verdichtung geschieht im Verdrängungsverdichter durch Änderung des druckdicht umschlossenen Volumens. In Wärmepumpenanlagen trifft man in bestehenden und neuen Anlagen auf drei verschiedene Typen von Verdichtern. In Großanlagen gibt es zwei weitere Typen (Abb. 12).

Verdichter	Wärmequellen	Typischer Leistungsbereich	Geräuschentwicklung	Effizienz	Druckerhöhung
Scroll/Spiral	alle Typen	> 5 kW	gering	hoch	mittel
Hubkolben	alle Typen	< 5 kW	mittel	mittel bis hoch	hoch
Rollkolben	vor allem Luft	< 20 kW	gering	hoch	mittel
Schrauben	Erdreich, Grund-/Abwasser	> 100 kW	gering	hoch	mittel
Turbo	alle Typen	7 kW < X < 20 kW (bisher nur Forschung) > 300 kW	hoch	mittel bis hoch	gering

■ **Abb. 12:** Übersicht über Verdichter, die für Wärmepumpen relevant sind.

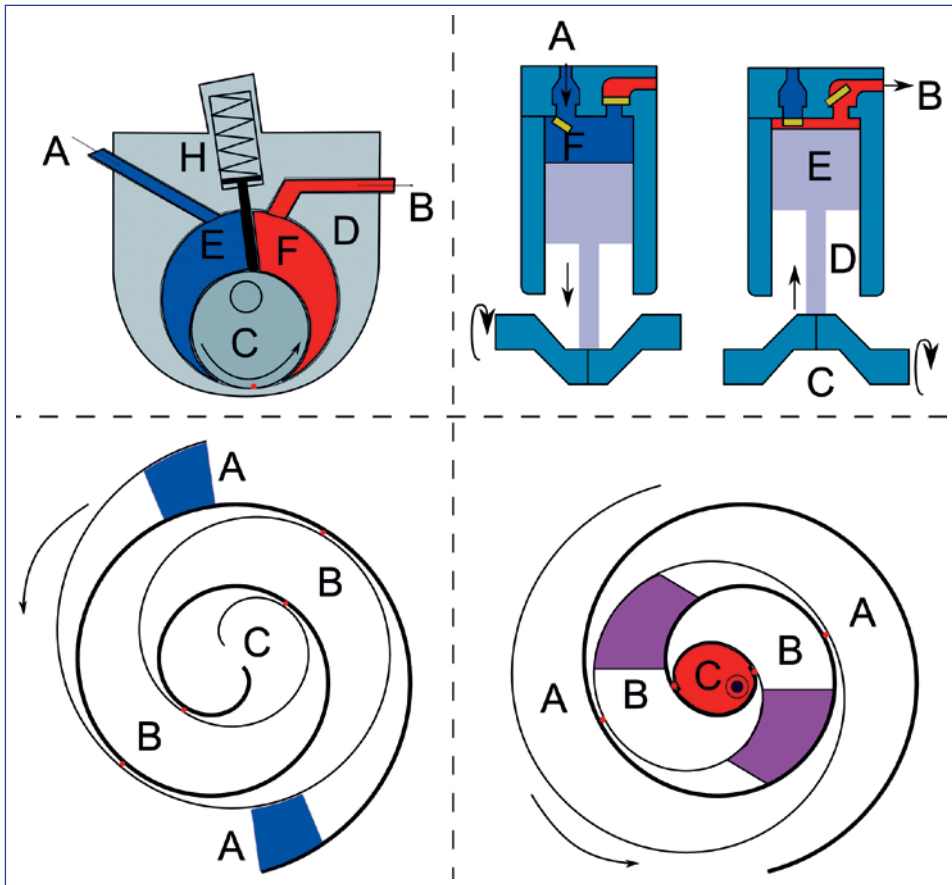
In Abb. 13 sind die gängigen Verdichtertypen dargestellt. Der **Rollkolbenverdichter** (oben links) wird vor allem in Split-Anlagen verwendet. Dieser Typ ist bei asiatischen Herstellern weit verbreitet. Es existiert, anders als bei Hubkolbenverdichtern, kein Schadraum, in dem ein Restanteil des verdichteten Kältemittels verbleibt (siehe rechte obere Abbildung) und – die Effizienz beeinträchtigend – wieder rückexpandiert wird.

Der Rollkolbenverdichter hat einen großen Ölwurf, weswegen eine Ölabscheidung häufig direkt in die fertige Komponente integriert wird. Die Abdichtung durch den Schmierstoff erfolgt linear analog zum Verdichtungsprinzip im Spiralverdichter zwischen dem Gehäuse (D) und dem exzentrisch gelagerten Kolben (C). Die Linie ist in der Ansicht im Querschnitt als roter Punkt dargestellt. Die Saugseite (E) und die Druckseite (F) sind über einen gefederten Trennschieber (H) voneinander getrennt.

**Hubkolbenverdichter** (oben rechts) schließen den umbauten Hohlzylinder mit einem beweglichen Kolben (E) ab. Der Kolben ist dabei auf einer Welle (C) befestigt. Bei der Ansaugung strömt Kältemittel am Eintritt (A) durch den entstehenden Unterdruck ein. Ventilkappen (F) verhindern bei der späteren Verdichtung ein Ausströmen in Richtung Saugleitung. Analog reagiert eine zweite Ventilkappe in Richtung Heißgasleitung. Der Hubkolbenverdichter besitzt, wie in der rechten Abbildung zu sehen ist, einen Schadraum, der sich nie ganz vermeiden lässt. Durch die Bewegungsumkehr kommt es zu weiteren Verlusten und zu einer ausgeprägten Pulsation der Strömung und somit einer diskontinuierlichen Verdichtung und Lieferung. Die Abdichtung erfolgt über den gesamten Spaltbereich zwischen Gehäuse (D) und Kolben und ist damit sehr dicht, weswegen hohe Druckverhältnisse<sup>2</sup> erreicht werden können.

**Spiralverdichter** (unten) bestehen aus einer fixen (die Spirale des Stators ist zur besseren Unterscheidbarkeit dicker gezeichnet) und einer um 180 Grad gedrehten, rotierenden (orbitie-

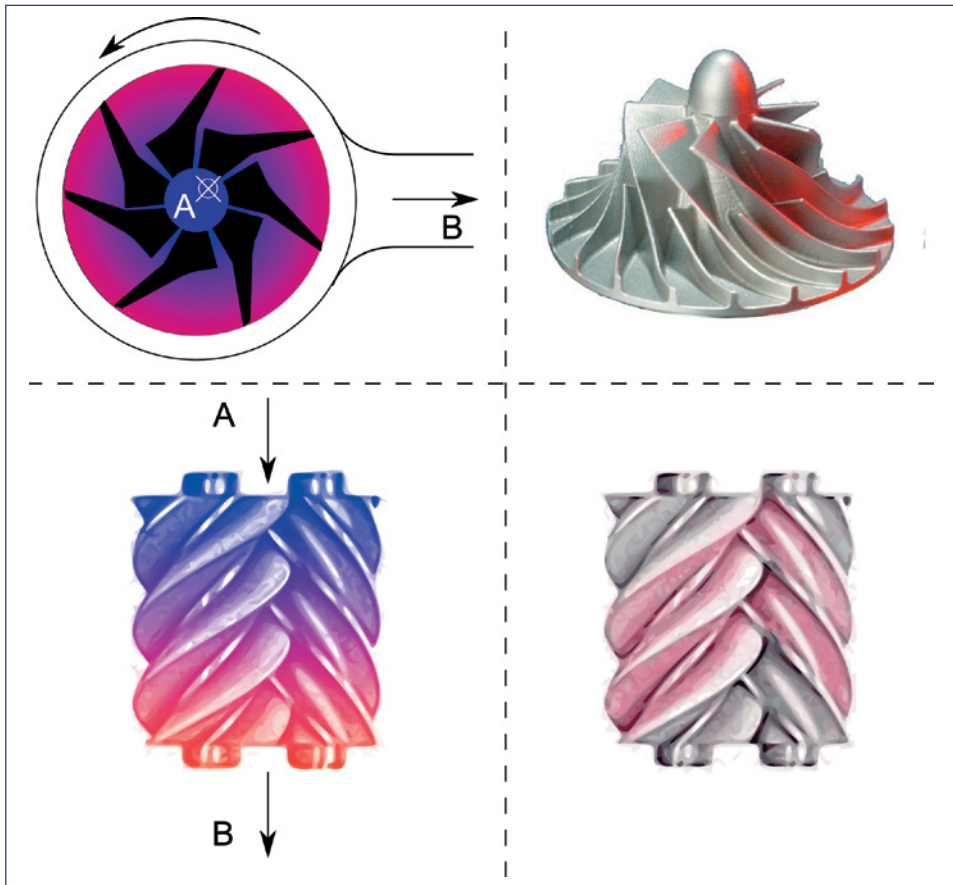
<sup>2</sup> Das Druckverhältnis, das der Verdichter für die Förderung des Kältemittels überwinden muss, ergibt sich aus dem Temperaturniveau der Wärmequelle und der Wärmesenke.



■ **Abb. 13:** Schemata der am häufigsten anzutreffenden Verdrängungsverdichter in Wärmepumpen. Oben links: Rollkolbenverdichter. Oben rechts: Hubkolbenverdichter. Unten: Spiralen eines Spiralverdichters im Ansaugzustand (links) und einer fortgeschrittenen Verdichtung kurz vor dem Auslass (rechts). Der Verdichteraustritt ist dabei senkrecht zur Papierebene in der Sektion C angeordnet.

renden) Hälfte. Der Bereich der Ansaugung (A) ist blau markiert. Der Prozess der Verdichtung findet kontinuierlich und gleichzeitig in unterschiedlichen sichelförmigen Zwischenräumen statt (A, B, C). Die Belastungen für den Motor sind dadurch geringer. Im Inneren (C) wird das Heißgas senkrecht zur Darstellungsebene geliefert, was mit einem Pfeil (Vollkreis in einem Ring) dargestellt ist. Analog zu dem Rollkolbenverdichter liegt eine Liniendichtung vor. Im Gegensatz zu Rollkolbenverdichtern tritt bei Leckagen aber nur eine Rückexpansion in die nächstliegende Kammer auf. Aufgrund der, im Vergleich zum Rollkolbenverdichter, sukzessiv aufeinanderfolgenden Kammern für den Druckaufbau führt das zu geringeren Effizienzeinbußen<sup>3</sup>. Spiralverdichter für Leistungen unter 5 kW zu entwickeln, stellt sehr hohe Anforderungen an die Toleranzen der Spiralen, weswegen dieser Leistungsbereich durch andere Verdichtertypen bedient wird.

<sup>3</sup> In der Skizze sind nur zwei Liniendichtungen bis zur Saugleitung. In realen Verdichtern sind 3 Windungen üblich.



■ **Abb. 14:** Oben: Draufsicht und isometrische Ansicht eines kleinen Turboverdichters, der für Wärmepumpen an der EFPL<sup>4</sup> von Schiffmann entwickelt worden ist [8]. In der linken, oberen Abbildung ist die Einbausituation nachvollziehbar (Achtung: Darstellung in der rechten Abbildung würde im Uhrzeigersinn verdichten). Über den Punkt A wird dabei Kältemittel angesaugt und über den Punkt B verlässt das überhitzte und verdichtete Kältemittelgas den Verdichter. Unten: Draufsicht auf eingefärbte Varianten eines Schraubenverdichters bestehend aus zwei Wellen, die ineinander greifen. In der rechten Abbildung sind zusammengehörige Druckkammern eingefärbt dargestellt. In der linken Abbildung ist die Richtung der Kompression angegeben.

In der Abb. 14 werden weniger typische Vertreter von Verdichtern für Wärmepumpen dargestellt. Der **Turboverdichter** (oben) ist im Gegensatz zum Verdrängungsverdichter eine Strömungsmaschine. Die Bauform kann, wie hier dargestellt, für kleine Leistungsbereiche ausgeführt sein. In Anlagen großer Leistung werden Turbolader wie Turbinen gebaut. Dann können auf einer Welle mehrere Schaufeln montiert werden, was größere Druckverhältnisse ermöglicht. Der dargestellte Turboverdichter ist bisher nur zu Forschungszwecken in Wärmepumpen getestet worden. Er wird mit extrem hohen Frequenzen zwischen 80 000 und 220 000 Umdrehungen pro Minute betrieben. Die Saugleitung ist seitlich angeschlossen (A), das Kältemittel wird radial verdichtet und steigt dabei über die Schaufeln auf. Der Austritt liegt senkrecht zur Darstellungsebene (B).

<sup>4</sup> École Polytechnique Fédérale de Lausanne

Der **Schraubenverdichter** (unten) existiert als Konstruktionsidee seit Anfang des 20. Jahrhunderts, konnte aber wegen fertigungstechnischer Schwierigkeiten erst in den 1960er Jahren erfolgreich gebaut werden. Die Verdichtung findet in axialer Richtung von (A) nach (B) in den sich spiralförmig windenden (schraubenförmigen) Rillen des Verdichters statt, was durch die Rotfärbung für den Druckanstieg angedeutet ist. Schraubenverdichter fördern sehr kontinuierlich und haben von allen Verdichtern die geringste Änderung der Förderrate bei veränderlichem Druckverhältnis.

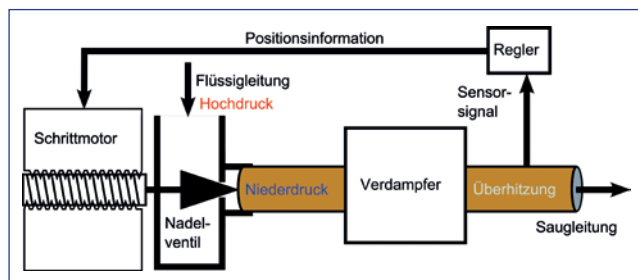
### ■ Verdichtermotoren

In den häufigsten Fällen sind Drehstrom-Asynchronmotoren in Verdichtern verbaut. Die Regelung der Leistung von Verdichtern wird in Kapitel 2.5.2 beschrieben. In den letzten Jahren sind regelbare Gleichstrommotoren entwickelt worden, deren Eigenschaften vielversprechend sind (höherer Wirkungsgrad). Für einen verlässlichen Einsatz im Feld sind hier mehr angewandte Forschung und eine höhere Entwicklungsreife erforderlich.

### ■ Expansionsventile

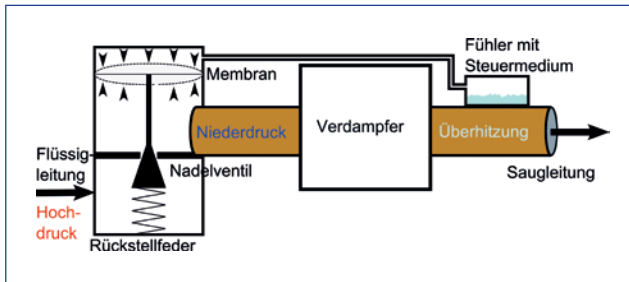
Expansionsventile sind Drosselorgane und regelbare Komponenten im Kältekreis der Wärmepumpe. Die Hauptaufgabe besteht darin, das hohe Druckniveau im Verflüssiger für die Wärmeabgabe an die Wärmesenke auf das Druckniveau im Verdampfer zur Wärmeaufnahme von der Wärmequelle zu senken. Wie im Kapitel 2.3 zur Funktion der Wärmepumpe beschrieben, schließt sich stromaufwärts zum Expansionsventil die Flüssigleitung an. Der Zustand des Kältemittels am Eintritt eines Expansionsventils ist somit auch flüssig. Beim Drosselvorgang erreicht das Kältemittel aus dem flüssigen Zustand einen zweiphasigen Zustand. Über die Einspritzleitung gelangt das gedrosselte Kältemittel in den Verdampfer. Abhängig von den Betriebsbedingungen im Verdampfer stellt sich eine Überhitzung am Austritt ein. Entspricht diese nicht den Vorgaben für eine voreingestellte Überhitzung, kann diese durch eine Regelung des Expansionsventils und die damit verbundene Veränderung der Betriebsbedingungen im Verdampfer beeinflusst werden.

In Abb. 15 ist ein **elektronisches Expansionsventil (EEV)** dargestellt. Es zeigt ein Schrittmotorgesteuertes Ventil, wobei es auch andere Betriebsweisen für EEVs gibt. Ein Temperatursensor in der Saugleitung leitet das Sensorsignal an den Regler. Die hinterlegte Regelungslogik setzt dieses Signal in Abhängigkeit von den Eigenschaften des Kältemittels in eine Positionsinformation für den Schrittmotor um. Die Position wird durch den Schrittmotor eingestellt, was eine Veränderung der Öffnung am Nadelventil und dessen Positionsänderung zur Folge hat.

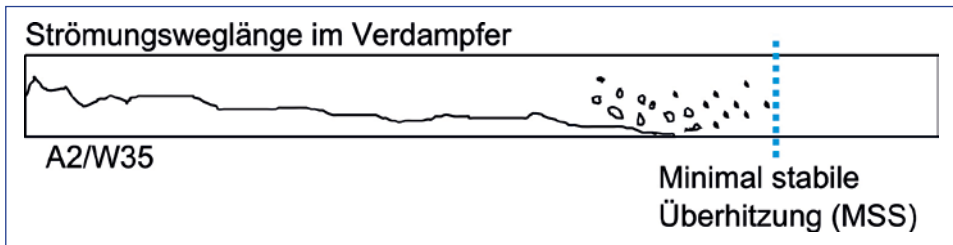


■ **Abb. 15:** Elektronisches Expansionsventil





■ **Abb. 16:** Thermostatisches Expansionsventil



■ **Abb. 17:** Verlauf der Verdampfung über die gesamte Länge des Verdampfers

In Abb. 16 ist ein **thermostatisches Expansionsventil** (TEV) dargestellt. Auch bei TEVs gibt es weitere Varianten. In dieser Art von Ventilen stellt sich der Hub zur Regelung der Drosselung durch drei Kräfte ein:

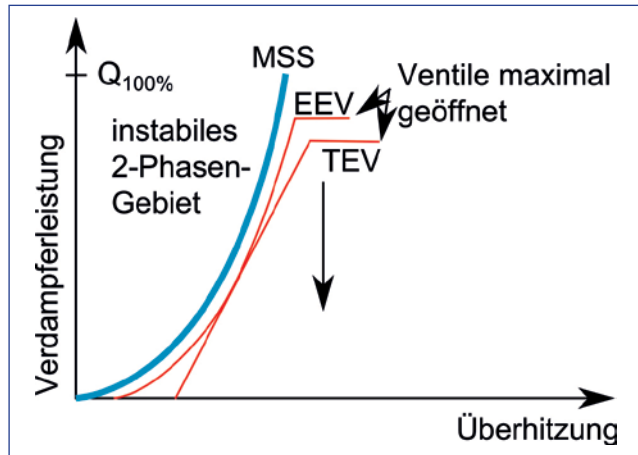
1. Die Druckkraft des Kältemittels (Niederdruck)
2. Die Druckkraft der Gasphase des Steuermediums
3. Die Federkraft der Rückstellfeder

In Abhängigkeit von der Überhitzungstemperatur stellt sich ein bestimmter Dampfdruck des Steuermediums im Steuerkopf ein. Durch eine sehr geringe Menge des Steuermediums ist die Reaktionszeit in der Regel relativ kurz. Zur Anpassung von Reaktionszeit und Druckniveau des Kältemittels werden Einbauten im Fühler oder Inertgase additiv zum Steuermedium eingesetzt.

Die Abb. 17 zeigt den Verlauf der Verdampfung innerhalb eines Wärmeübertragers. Die gesamte Verdampfungsstrecke ist hierbei gestreckt dargestellt. Das Kältemittel tritt zweiphasig in den Verdampfer ein und wird kontinuierlich verdampft. Ab dem Punkt der vollständigen Verdampfung ist eine minimal stabile Überhitzung erreicht. Je höher der Durchsatz an Kältemittel in einem Verdampfer ist, desto schlechter lässt sich die minimal stabile Überhitzung auf einen Abschnitt der Strömungsweglänge im Verdampfer festlegen. Es kommt zu Fluktuationen [9].

In Abb. 18 sind diese als MSS bezeichneten Punkte zu einer MSS-Linie über einen größeren Betriebsbereich dargestellt. Expansionsventile werden mit dem minimal stabilen Signal ausgelegt. Das minimal stabile Signal stellt sich aufgrund der thermischen Leistung des Verdampfers ein. Ändern sich die Übertragungseigenschaften des Verdampfers durch Frost, Korrosion oder Ablagerungen, so ändert sich auch die MSS-Linie. Der Punkt der maximal möglichen Leistung  $Q_{100\%}$  verringert sich. Ebenso wird die Steigung der Linie durch den Massenstrom bestimmt, der maximal durch das Expansionsventil (die Öffnung am Nadelventil) ausströmen kann.

■ **Abb. 18:** Auftragung einer MSS-Linie sowie typische Verläufe eines thermostatischen Expansionsventils sowie eines elektronischen Expansionsventils



TEVs weisen einen linearen Verlauf auf. Die Überhitzung setzt sich zusammen aus einer statischen (Mindest-)Überhitzung<sup>5</sup> und der Überhitzung, die durch die Öffnung des Ventils hinzukommt. Die Öffnung beeinflusst direkt den durchfließenden Kältemittelmassenstrom, wohingegen die thermischen Eigenschaften der Wärmequelle weitgehend unverändert bleiben. Dadurch ist die zusätzliche Überhitzung bei veränderter Öffnung des Expansionsventils zu begründen. Durch den parabelförmigen Verlauf der MSS-Linie und den linearen Verlauf der Kennlinie eines TEV ergibt sich nur für einen Punkt eine minimal mögliche Gesamtüberhitzung.

Das EEV dagegen kann angepasst auf die Zustände am Verdampferaustritt und das minimal stabile Signal betrieben werden. Mithilfe des adaptiven Regelkreises und dem Antrieb wird das Ventil geöffnet und die dargestellte optimale Kennlinie mit minimaler Überhitzung sukzessive erreicht [10].

Die Maxima der roten Kennlinien der Ventile stellen auch tatsächlich die maximal mögliche Verdampferleistung dar, für die diese Ventile zur Überhitzungsregelung genutzt werden können. Diese Leistung korrespondiert mit der größtmöglichen Öffnung am Nadelventil.

### ■ Weitere Komponenten eines Wärmepumpenkältekreis

Neben den bekannten Komponenten besitzen die meisten Wärmepumpen weitere Armaturen, die für den Betrieb und einen geringen Wartungsaufwand wichtig sind. Deren Bezeichnungen und ihre Funktion werden in Abb. 19 kurz aufgeführt.

<sup>5</sup> Die statische Überhitzung wird durch die Rückstellfeder bestimmt. Diese ist in Ventilen einstellbar, wodurch sich die Kennlinie in dem Diagramm nach links oder rechts verschieben lässt. Statische Überhitzung ist ein Mindestwert und entspricht als Konstante dem Wert der Überhitzung auf der Abszisse (x-Achse).

Komponente	Funktion/Aufgabe
Filtertrockner	Durch hygroskopische Schmierstoffe, Einlagerungen, fehlerhafte Befüllvorgänge oder Leckagen des Kältekreislaufes kann es zu Wassereintritt kommen. Die vorhandene Feuchtigkeit muss entfernt werden. Dies geschieht im Filtertrockner. Des Weiteren hält der Filtertrockner Feststoffpartikel zurück, die den Verdichter schädigen und den Regelbetrieb des Expansionsventils beeinträchtigen können.
4-Wege-Ventil	Das 4-Wege-Ventil wird für den reversiblen Betrieb benötigt zur Nutzung der Wärmepumpe als Klimaanlage. Des Weiteren wird für reversible Anlagen der Einbau des 4-Wege-Ventils genutzt, um in Luft/Wasser-Wärmepumpen die Prozessumkehr als effiziente Methode zur Abtauung umzusetzen. Der fixe Einbau führt aber auch zu dauerhaften Verlusten an Enthitzungswärme aus der Heißgasleitung, die dadurch ständig im thermischen Kontakt mit der Saugleitung steht.
Kapillarrohr	Das Kapillarrohr ist ebenfalls ein Drosselorgan wie das Expansionsventil, das durch seinen geringen Preis vor allem in sehr einfachen Kältekreisläufen heute noch zum Einsatz kommt. Es hat fundamentale Nachteile bei der Bewältigung der Überhitzungsregelung. In Wärmepumpen wird es je nach Schwerpunktsetzung der Auslegung noch für den reversiblen Betrieb eingesetzt. Sollte die Prozessumkehr nur zur Abtauung genutzt werden, ist diese Vorgehensweise sinnvoll.
Flüssigleitung	Verbindungsleitung zwischen Verflüssiger und Expansionsventil. Typischerweise hat das Kältemittel noch Temperaturen $>25^{\circ}\text{C}$ . Diese wird oft genutzt in Luft/Wasser-Wärmepumpen zur Beheizung der Kondensatwanne unter dem Verdampfer, um Eisablagerungen zu vermeiden.
Einspritzleitung	Verbindungsleitung zwischen Expansionsventil und Verdampfer
Saugleitung	Verbindungsleitung zwischen Verdampfer und Verdichter
Heißgasleitung	Verbindungsleitung zwischen Verdichter und Verflüssiger
Kältemittelsammler	In Wärmepumpen, in denen der zu leistende Temperaturhub schwankt (z. B. Luft/Wasser-Wärmepumpe) und wo der Liefergrad des Verdichters abhängig ist vom Temperaturhub entsprechendem Druckverhältnis (alle außer Schraubenverdichter), sind Kältemittelsammler notwendig. Der Grund liegt in der ebenfalls schwankenden Kältemittelmenge, die für den regulären Betrieb notwendig ist. Deutlich wird das an sich ändernden Pegelständen in einem Sammler.
Ölabscheider	Bis auf wenige Ausnahmen haben Verdichter einen Ölwurf. Dabei wird am Austritt nicht nur verdichtetes, überhitztes Kältemittel, sondern auch weiterhin flüssiges Öl meist fein verteilt abgegeben. In Ölsammlern werden diese unerwünschten Bestandteile abgeschieden. Der Kältekreis kann aber auch regulär darauf ausgelegt sein, dass eine Ölzirkulation mit der Rückführung zum Verdichter hin stattfindet.
Druckwächter (Pressostat)/ Temperaturwächter (Thermostat)	Diese Komponenten dienen der Überwachung der Anlage. Sollten Betriebszustände erreicht werden, die für Teile im System schädlich oder sonst wie nicht zulässig sind, schalten diese Steuergeräte den Kältekreis ab. Teilweise sind für bestimmte Kältemittel Wächter vorgeschrieben.

■ **Abb. 19:** Weitere wichtige Komponenten des Kältekreislaufes einer Wärmepumpe

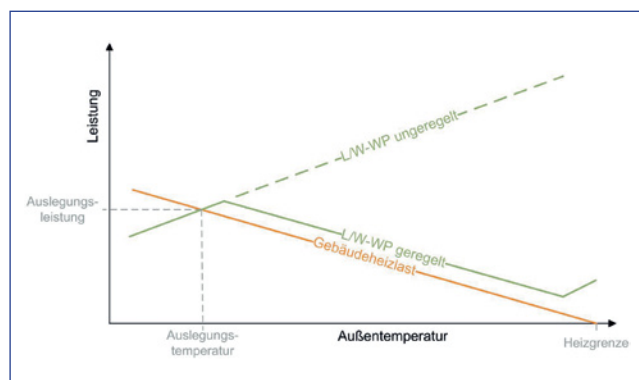
## 2.5.2 Leistungsregelung

Zum Antrieb des Kreisprozesses und zum Erreichen des gewünschten Druck- bzw. Temperaturniveaus wird ein Verdichter eingesetzt. Die Bauarten und Funktionsweisen elektrisch angetriebener Verdichter werden im Kapitel 2.5.1 beschrieben. Jeder Verdichter hat eine Förderleistung, die je nach Verdichterbauart unterschiedliche Abhängigkeiten vom Temperaturhub (bzw. der Druckdifferenz oder dem Druckverhältnis zwischen Verdampfer und Kondensator) der Wärmepumpe und der eingestellten Drehzahl aufweist. Diese Förderleistung steht im direkten Zusammenhang mit der thermischen Leistung, da sie ein Ausdruck für den Massenstrom ist, den der Verdichter fördern kann. In Wärmepumpen werden noch überwiegend solche Maschinen eingesetzt, deren Drehzahl konstant ist, weswegen die Förderleistung de facto nur vom Druckverhältnis abhängig ist. Vor allem für Wärmepumpen mit der Wärmequelle Außenluft folgt daraus, dass hohe Heizleistungen genau dann erreicht werden, wenn diese gar nicht notwendig sind. Diesen Zusammenhang veranschaulicht die Abb. 20 durch eine prinzipielle Darstellung der außentemperaturabhängigen Gebäudeheizlast und der Heizleistung einer Luft-Wärmepumpe. Nur im Auslegungspunkt entsprechen sich beide Größen. Mit zunehmender Außentemperatur steigt deren Differenz beim Einsatz einer unregelmäßig arbeitenden Wärmepumpe an, während eine geregelte Wärmepumpe ihre Heizleistung an die Gebäudeheizlast anpasst.

Eine zunehmende Außentemperatur führt somit zu häufigem Anfahren des Verdichters (Takten). Hierdurch wird zum einen dessen Lebensdauer verringert, zum anderen führt der häufige Betrieb unter Anfahrbedingungen zu einer Effizienzmindering. Um einen kontinuierlicheren Betrieb zu gewährleisten, können Heizungspufferspeicher eingesetzt oder Mindestlauf- bzw. Mindestpausenzeiten für den Verdichter in der Regelung eingestellt werden.

Weiterhin ist die monovalente Auslegung der Wärmepumpe, d. h. die Wärmepumpe ist alleiniger Wärmeerzeuger – vor allem mit Außenluft als Wärmequelle – nachteiliger als bei anderen Systemen. In solchen Fällen bietet sich eine Spitzenlastdeckung an, die bei Wärmepumpen in der Regel durch energetisch ineffiziente Heizstäbe realisiert wird. Eine Annäherung der Heizleistung an den momentanen Bedarf durch Wärmepumpen ohne leistungsregelmäßig arbeitenden Verdichter kann – in großen Anlagen – mittels Verschaltung mehrerer Leistungsstufen oder mehrerer Verdichter erreicht werden.

■ **Abb. 20:** Prinzipielle Abhängigkeit der Gebäudeheizlast sowie der Heizleistung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit und ohne Leistungsregelung von der Außentemperatur nach [11]



Zur aktiven Anpassung der Verdichterleistung an die Heizlast besteht eine Vielzahl von Möglichkeiten. Regelungen für Wärmepumpen, die einen Eingriff in den Kältekreis erfordern und verlustbehaftet sind (bspw. Saugdruck- oder Heißgasbypass-Regelung), haben in der Praxis eine eher geringe Bedeutung. Tatsächlich werden im Gebäudebereich zur Leistungsanpassung die *Drehzahlregelung* oder das sogenannte *Rapid Cycling*<sup>6</sup> eingesetzt.

Die hierbei fast ausschließlich verwendete *Drehzahlregelung* wird auch als Inverter-Technologie bezeichnet und bereits seit vielen Jahren in der Klimatechnik eingesetzt. Um die Heizleistung dem aktuellen Wärmebedarf anzupassen, wird im Antriebsmotor die hierfür notwendige Drehzahl eingestellt. Wie sich die Drehzahl prinzipiell auf die Effizienz und Heizleistung auswirkt, illustriert die Abb. 21. Demnach zeichnet sich die Inverter-Technologie durch hohe Leistungszahlen im Teillastbereich aus, worin auch der wesentliche Vorteil gegenüber dem *Rapid Cycling* besteht. Ein Nachteil dieser Technologie ist der geringere, jedoch kontinuierliche, Energiebedarf der zur Leistungsregelung notwendigen Elektronik. Eine Schweizer Studie [12] zum theoretischen Potenzial der kontinuierlichen Leistungsregelung berichtet von einer Steigerung der Jahresarbeitszahl für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe von 3,11 auf 5,88. Bei zusätzlicher Leistungsregelung des Ventilators stiege das Potenzial weiter auf 6,3. Auf ein geringeres Potenzial für Erdreich-Wärmepumpen sowie die Bedeutung der Dimensionierung eines monoenergetisch betriebenen Referenzsystems weist eine weitere Studie hin [13]. Demnach sind leistungsgeregelte Wärmepumpen vorteilhaft, wenn das Referenzsystem auf unter 55 % der Normheizlast ausgelegt wird. In diesen Fällen verursacht der Heizstabbetrieb die geringere Jahresarbeitszahl der unregelmäßig betriebenen Wärmepumpenanlage. Wird das unregelmäßige Referenzsystem auf über 65 % der Normheizlast ausgelegt, ergeben sich nach dieser Simulationsstudie keine Vorteile mehr für die leistungsgeregelte Wärmepumpe.

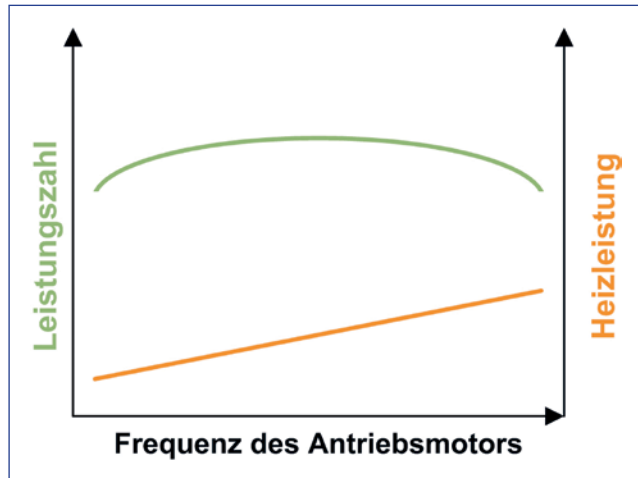
Das *Rapid Cycling* wird für Standard Spiralverdichter (Scroll) angewendet. Der Unterschied besteht jedoch darin, dass der Verdichter auch im sogenannten ungeladenen Zustand betrieben werden kann. Hierbei wird durch die Ansteuerung eines Magnetventils die obere von der unteren Spirale um 1 mm getrennt. Der sich einstellende Druckausgleich verhindert die weitere Verdichtung des Fluids. Der Motor arbeitet bei konstanter Drehzahl im Leerlauf weiter. Die Verdichterleistung ergibt sich durch den Anteil der Laufzeit im ungeladenen Zustand bezogen auf die Dauer eines Zyklus. Die Abb. 22 veranschaulicht dieses Prinzip für Leistungsstufen von 30 und 60 %. Nachteil dieser Technologie ist die Tatsache, dass die Leistungsanpassung nur unter Effizienzeinbußen erreicht werden kann.

Eine weitere Schweizer Studie [14] hatte die Bestätigung des Potenzials der Leistungsregelung für Luft/Wasser-Wärmepumpen unter Verwendung verschiedener Technologien im Fokus. Es kam sowohl das *Rapid Cycling* als auch die Inverter-Technologie zum Einsatz, wobei Kompressor und Ventilator simultan leistungsgeregelte wurden. Dabei konnte mit *Rapid Cycling* keine signifikante Verbesserung der Effizienz festgestellt werden. Durch Einsatz der Inverter-Technologie konnten bspw. im sanierten Altbau Steigerungen der Jahresarbeitszahl von 10 bis 40 % erzielt werden. Die Vergleichsmessungen der unterschiedlichen Wärmepumpentypen wurden unter idealen Bedingungen durchgeführt. Berücksichtigt man die Tatsache, dass Wärmepumpenanlagen häufig nicht perfekt dimensioniert sind und nicht den idealen Bedingungen entsprechen, wie sie in den Schweizer Studien angewandt worden sind, ergeben sich für leistungsgeregelte Wärmepumpen eher noch höhere Effizienzsteigerungspotenziale gegenüber Ein/Aus-getakteten Wärmepumpen.

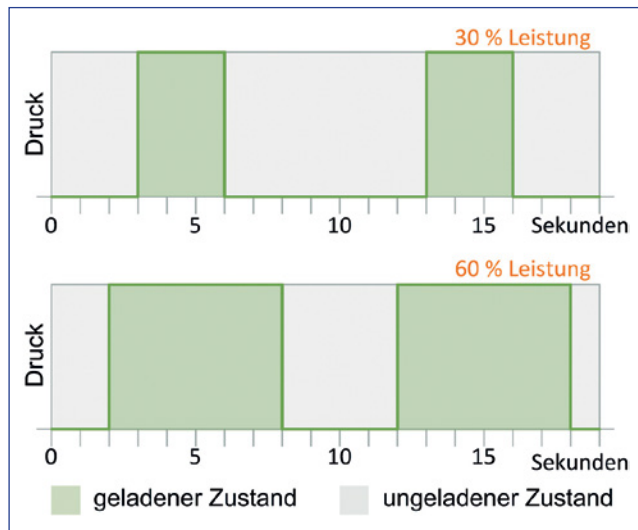
---

<sup>6</sup> Auch als Digital Scroll nach dem Markennamen »Copeland Scroll Digital™« der Firma Emerson bekannt.

■ **Abb. 21:** Prinzipielle Darstellung der Abhängigkeit von Leistungszahl und Heizleistung von der Drehzahl des Antriebsmotors



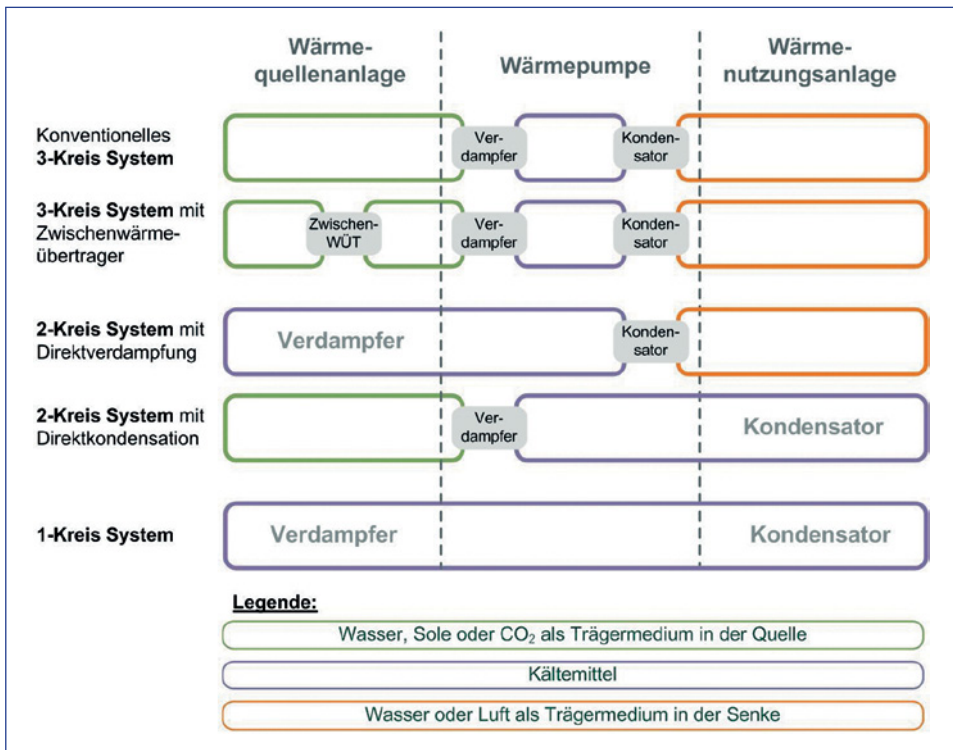
■ **Abb. 22:** Funktion der Leistungsregelung mittels Rapid Cycling Technologie nach [11]



### 2.5.3 Möglichkeiten unterschiedlicher Fluidkreise (1-, 2-, 3-Kreis-Systeme)

Hintergrund des Wärmepumpenprozesses ist die Abkühlung einer Wärmequelle und die Nutzung von elektrischer Energie zur Bereitstellung von Nutzwärme für die Raumheizung und dem Trinkwarmwasser. Realisiert wird diese Wärmeübertragung mit einem Kältemittel, das einen thermodynamischen Kreisprozess durchläuft. Die Anwendung kann durch verschiedene Konfigurationen unterschiedlicher Fluidkreise erfolgen. Mithilfe der Abb. 23 wird nachfolgend eine Möglichkeit zur Einordnung dieser Varianten beschrieben.

Beim sogenannten 3-Kreis-System erfolgen der Wärmeentzug aus der Quelle sowie die Wärmeverteilung in der Wärmenutzungsanlage (Senke) über je einen separaten Kreis. Die Wärmepumpe beinhaltet zudem den Kältekreis mit den beiden Wärmeübertragern zur Quelle (Ver-



■ **Abb. 23:** Darstellung verschiedener Möglichkeiten der Fluidkreise einer Wärmepumpenheizungsanlage

dampfer) sowie zur Senke (Kondensator). Diese Konfiguration kann zusätzlich über einen Zwischenkreis verfügen. Dieser kommt bspw. zum Einsatz, um den Verdampfer vor Verunreinigungen oder Beschädigungen (bspw. schlechte Qualität des Grundwassers) zu schützen und/oder den Frostschutz (Einsatz eines Frostschutz-Wasser-Gemisches [Sole]) zu gewährleisten. Die 2-Kreis-Systeme können als Direktverdampfungs- oder Direktkondensationsanlagen ausgeführt sein. Bei erstgenannten übernimmt der Kältemittelkreis auch die Aufgabe der Wärmequellenanlage, bei letztgenannten auch die der Warmesenke. Direktverdampfungssysteme werden vergleichsweise häufig in Österreich installiert. Eine Anwendung für Direktkondensation ist die Trinkwassererwärmung durch den Kondensator innerhalb des Speichers. Bei den 1-Kreis-Systemen entsprechen Verdampfer und Kondensator gleichzeitig dem Quellen- und dem Senkenkreis.

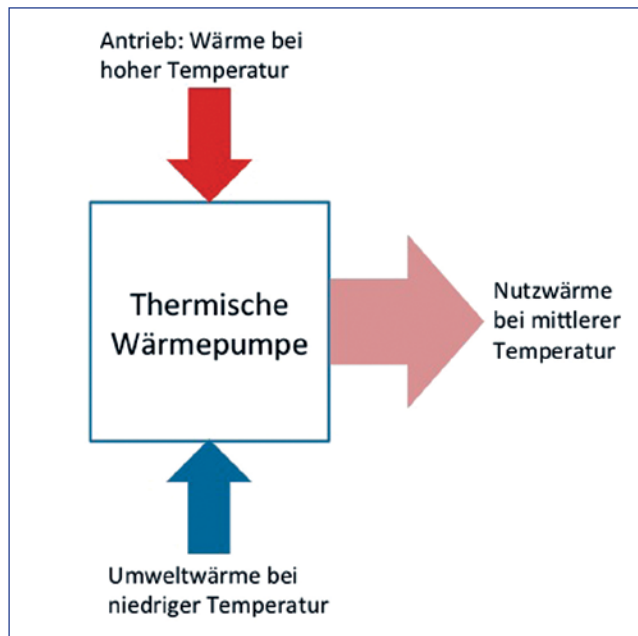
Luft/Wasser-Wärmepumpen können je nach Definition dem 3-Kreis-System sowie dem 2-Kreis-System mit Direktverdampfung zugeordnet werden. Einerseits befindet sich der Verdampfer im Wärmequellenmedium (2-Kreis-System), andererseits wird in manchen Fällen die Außenluft mittels entsprechender Kanäle dem Verdampfer zugeführt.

Durch eine Verringerung der Fluidkreise kann auf Wärmeübertrager verzichtet werden, die infolge der Grädigkeit die Anlageneffizienz mindern. Ebenso wird der Aufwand an Pumpenenergie verringert. Gleichzeitig erhöhen sich die Kältemittelmenge und die Wahrscheinlichkeit von Leckagen im Kältekreis. Im Gegensatz zu dem 3-Kreis-System muss bei 2- bzw. 1-Kreis-Systemen die Auslegung des Kältekreises anlagenspezifisch erfolgen.

## 2.6 Thermisch angetriebene Wärmepumpen

Thermisch angetriebene Wärmepumpen verwenden Wärme anstelle von elektrischer Energie, um einen Wärmepumpen-Prozess zu betreiben. Abb. 24 stellt das Funktionsprinzip in allgemeiner Form dar. Zusätzlich zur Wärme bei hoher Temperatur (z. B. Brenner oder Abwärme) wird frei verfügbare Umweltwärme auf niedrigem Temperaturniveau zugeführt. Diese Umweltwärme (aus Luft, Erdrich, Wasser, Solarwärme) kann erst durch den Wärmepumpenprozess nutzbar gemacht werden. Beim Heizen wird die Nutzwärme auf mittlerem Temperaturniveau abgeführt. Da zusätzlich zur Antriebswärme auch Umweltwärme eingesammelt wurde, wird mehr Heizwärme zur Verfügung gestellt als bei einem gewöhnlichen brennstoffbasierten Heizgerät.

■ **Abb. 24:** Prinzipschema der Wärmeflüsse in einer thermischen Wärmepumpe zum Heizeinsatz



Die Wärme zum Antrieb kann auf unterschiedliche Weise bereitgestellt werden. Besonders vorteilhaft, und im industriellen Sektor für große Leistungen oft angewendet, ist die Nutzung von Abwärme. In Gaswärmepumpen wird die Antriebswärme durch die Verbrennung von Erdgas frei. Gaswärmepumpen kleiner Leistung zur Anwendung im privaten Wohnbereich sind in den letzten Jahren (Stand 2013) neu auf dem Markt eingeführt worden. Führende Hersteller haben zusammen mit Vertretern der Gasindustrie die Initiative Gaswärmepumpe gegründet, die die Markteinführung und Weiterentwicklung von 2008 bis 2012 begleitet hat. Thermische Wärmepumpen werden in die zwei Technologiekategorien Absorptions-Wärmepumpen und Adsorptions-Wärmepumpen unterteilt. Diese werden im Folgenden beschrieben.

### ■ Absorptionswärmepumpen

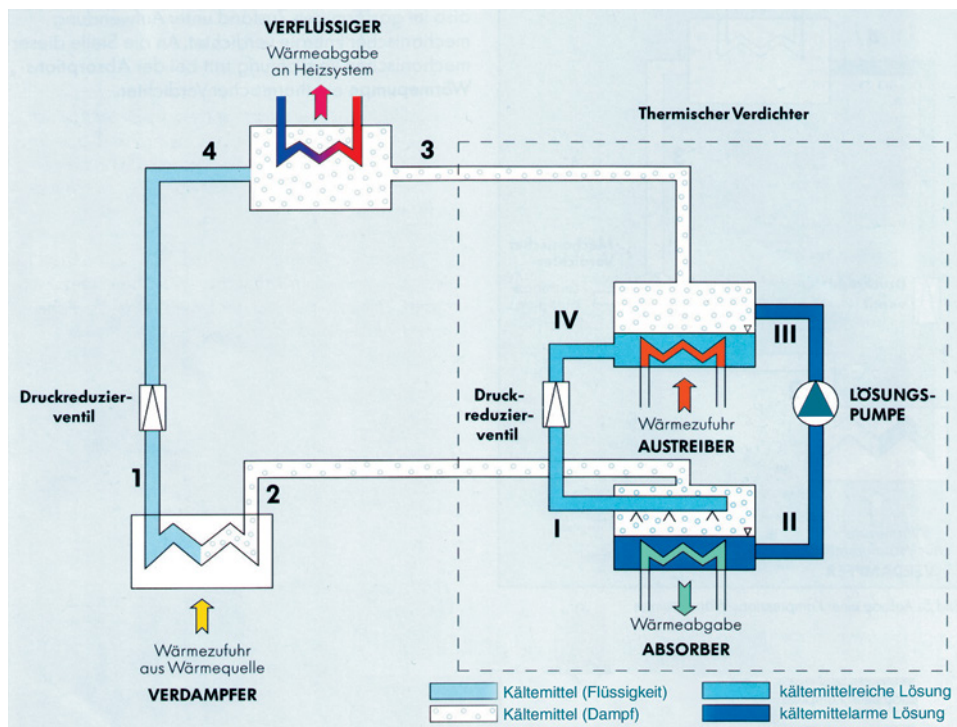
Die Funktionsweise der Absorptionswärmepumpe ist in Abb. 25 dargestellt. Wie bei Kompressionswärmepumpen wird der physikalische Effekt der Verdampfung eines Stoffes bei niedrigem Druck und dessen Kondensation bei höherem Druck genutzt. Dieser Stoff wird im folgen-



den Kältemittel genannt. Dabei wird die Umweltwärme zur Verdampfung – für den Übergang vom flüssigen in den gasförmigen Zustand – eingesetzt (1–2). Die zum Heizen genutzte Wärme wird durch den gegensätzlichen Effekt frei. Das Kältemittel wird im Kondensator verflüssigt und gibt die dabei frei werdende Wärme an das Heizungswasser ab (3–4). Im Druckreduzierventil (Expansionsventil) des Kältemittelkreises wird das flüssige Kältemittel wieder auf den Verdampfendruck verringert (4–1).

Während in Kompressionswärmepumpen die Druckerhöhung durch einen Verdichter (Kompressor) geleistet wird (Kaldampf-Kompression), wird in Absorptionswärmepumpen ein »thermischer Verdichter« eingesetzt. In diesem wird ein Lösungsmittel verwendet, das in der Lage ist, das Kältemittel zu absorbieren (Kaldampf-Absorption). Eine typische Stoffpaarung ist Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel.

Der Lösungsmittelkreislauf (thermischer Verdichter) besteht aus dem Absorber, der Lösungsmittelpumpe, dem Austreiber und dem Lösungsmittelventil. Der Kältemitteldampf wird im Absorber durch das Lösungsmittel aufgenommen (I–II). Dabei wird Wärme frei, die zusätzlich zur Kondensationswärme nutzbringend zur Deckung des Wärmebedarfs beiträgt. Das nun kältemittelreiche Lösungsmittel wird in der Lösungsmittelpumpe in den Austreiber gepumpt (II–III). Die mechanische Antriebsleistung der Lösungsmittelpumpe ist wesentlich geringer, als sie für den Verdichter einer Kompressionswärmepumpe gleicher Heizleistung wäre. Im Austreiber (Kocher, Generator) wird das Kältemittel wieder aus dem Lösungsmittel verdampft (III–IV). Dazu wird die Antriebswärme benötigt. Das nun kältemittelarme Lösungsmittel wird entspannt und tritt wieder in den Absorber ein (IV–I). Im Gegensatz zum Kältemittel bleibt das Lösungsmittel immer im flüssigen Zustand.



■ **Abb. 25:** Funktion der Absorptionswärmepumpe

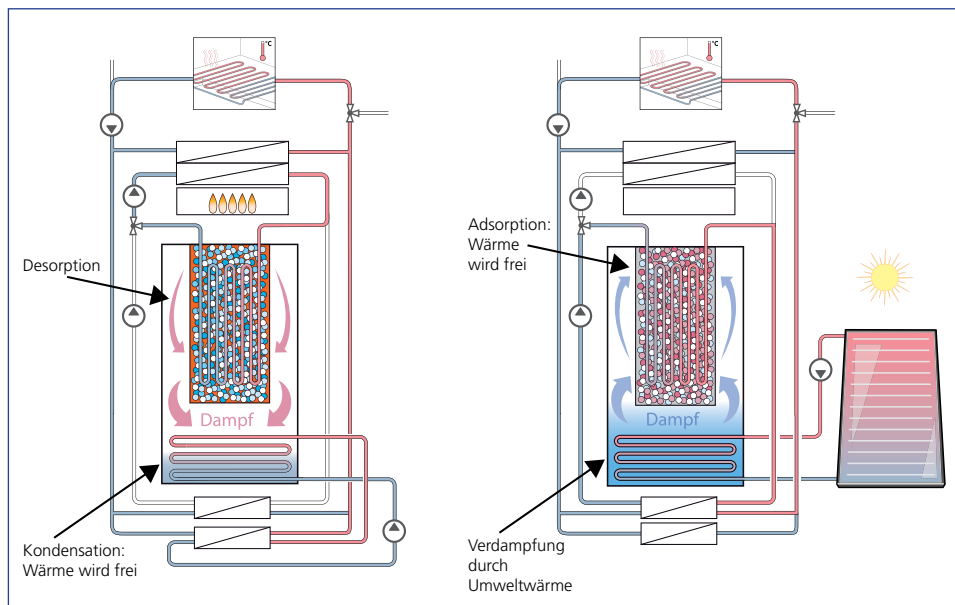
Die Absorptionswärmepumpe zeichnet sich durch einen wartungsarmen Betrieb aus, da außer der Lösungsmittelpumpe keine bewegten Teile eingesetzt werden. Eine besondere Bauform der Absorptionswärmepumpe ist die Diffusions-Absorptions-Wärmepumpe (DAWP). Die DAWP wird ebenfalls mit Erdgas beheizt, nutzt die freie Konvektion mittels eines Hilfsgases und kommt ganz ohne bewegte Teile aus. Absorptionswärmepumpen sind in der Lage auch hohe Vorlauftemperaturen (z. B. 60 °C) bereitzustellen und eignen sich daher auch zur Anwendung mit Radiatoren.

### ■ Adsorptionswärmepumpen

Adsorptionswärmepumpen setzen feste Adsorptionsmaterialien ein. Dies sind Feststoffe, die eine sehr hohe innere Oberfläche aufweisen und in der Lage sind, Moleküle an dieser Oberfläche anzulagern. Als typische Stoffpaarung für Adsorptionswärmepumpen wird Zeolith als Adsorbens und Wasser als Kältemittel verwendet.

Bei der Adsorption wird zunächst Wasser bei Niederdruck ( $p < 20$  mbar) durch die Zufuhr von Umweltwärme (5–20 °C) verdampft (vgl. Abb. 26, rechts). Der so erzeugte Wasserdampf wird an der Oberfläche des Sorptionsmaterials adsorbiert. Durch diesen Übergang von der Gas- zur Adsorbatphase wird Wärme frei. Diese wird dem Heizkreis als Nutzwärme zugeführt (30–50 °C).

Die Aufnahmekapazität des Adsorbens ist jedoch begrenzt. Nähert sich dieses der Sättigung, d. h. dem Zustand, in dem kein weiterer Wasserdampf mehr aufgenommen werden kann, erfolgt eine Umschaltung zur Desorption (vgl. Abb. 26, links). In der Desorption wird das Adsorbens durch Wärmezufuhr auf hohem Temperaturniveau (80–120 °C) regeneriert, das adsorbierte Wasser geht wieder in den gasförmigen Zustand über. Der Wasserdampf wird nun auf mittlerem Temperaturniveau (30–50 °C) kondensiert. Die dabei frei werdende Wärme wird ebenfalls dem Heizsystem zugeführt.



■ **Abb. 26:** Funktion der Adsorptionswärmepumpe: links Desorption und rechts Adsorption

Für Adsorptionswärmepumpen werden Heizungsvorlauftemperaturen von 40 °C oder weniger empfohlen, sodass diese besonders effizient in Kombination mit einer Fußbodenheizung eingesetzt werden können [15]. Derzeit marktverfügbare oder weit entwickelte Geräte arbeiten mit nur einem Zeolithmodul. Der Adsorber und die Verdampfer/Kondensator-Einheit sind dabei in einem Niederdruckbehälter untergebracht (s. Abb. 26). In diesem befinden sich keine beweglichen Teile, sodass das Gerät wartungsarm betrieben werden kann. Durch den Gasbrenner kann zusätzlich zum Wärmepumpenprozess Heizwärme bereitgestellt werden.

### ■ Kennzahlen

Die für den Einsatz in kleineren Wohneinheiten entwickelten Gaswärmepumpen werden als die nächste Generation brennstoffbasierter Heizsysteme gehandelt. Vermessungen im Labor und erste Feldtests real installierter Anlagen lassen eine hohe Effizienz erwarten. Als Kenngröße wird der Jahresnutzungsgrad definiert. Dieser setzt die über ein Jahr vom Gerät gelieferte Heizwärme ins Verhältnis zur Energie des eingesetzten Brennstoffes (Berechnung meist mit Heizwert  $H_{\text{u}}$ ). Aus Laborwerten ermittelte Jahresnutzungsgrade (bezogen auf den Heizwert  $H_{\text{u}}$ ) liegen für unterschiedliche Geräte und Bedingungen zwischen 125 % und 149 %. In ersten Feldtests konnten Jahresnutzungsgrade von 135 % gemessen werden. Im Vergleich dazu liegen Systeme mit Gas-Brennwert-Heizgerät und solar unterstützter Warmwasserbereitung bei Jahresnutzungsgraden zwischen 95 % und 105 %, in seltenen Fällen bei 115 % [16].

Ein Vergleich mit Elektrowärmepumpen ist aufgrund unterschiedlicher Definition der Kennzahlen nicht direkt möglich. Orientierung bietet eine Betrachtung nach Primäraufwand. Wird beispielsweise eine Jahresarbeitszahl von 3,5 (Wärme/Strom) für Elektrowärmepumpen angesetzt, so kann mit einem Primärenergiefaktor für Strom von 2,6 (Strom/Primärenergie; für Deutschland nach EnEV 2009) ein primärenergetischer Jahresnutzungsgrad von  $3,5/2,6 = 1,35$  oder 135 % (Wärme/Primärenergie) errechnet werden. Es wird erwartet, dass Gaswärmepumpen ähnlich effizient wie Elektrowärmepumpen eingesetzt werden können. In der Realität wird dies wie auch bei den elektrischen Wärmepumpen vom Gesamtsystem und der konkreten Umsetzung abhängen.

## 2.7 Großwärmepumpen

In Deutschland werden die meisten Wärmepumpen zur Bereitstellung von Wärme für Ein- bzw. kleine Mehrfamilienhäuser eingesetzt. Es handelt sich hierbei meist um Standardprodukte mit seriengefertigten Aggregaten. Eine andere Gruppe bilden die sogenannten Großwärmepumpen oder Industriewärmepumpen. In der Literatur gibt es keine umfassend gültige Definition von Großwärmepumpen. Eine Möglichkeit besteht in der Einordnung von Wärmepumpen in Leistungsklassen. Nach dieser Definition sind Kleinwärmepumpen Anlagen mit einer thermischen Leistung bis ca. 100 kW, die mittlere Leistungsgröße erstreckt sich von etwa 50 kW bis 150 kW; Anlagen mit mehr als 150 kW Heizleistung werden als Großwärmepumpen betrachtet. Das maßgebende Kriterium ist allerdings nicht die Leistung, sondern der Weg bis zum Einsatz und die Anwendung [17]. Bei Kleinwärmepumpen (Wärmepumpen mit geringerer Leistung) wird ein Serienprodukt entsprechend dem jeweiligen Wärmebedarf ausgewählt. Bei kleinen Anlagen werden die Auslegung der Wärmepumpe und die Planungsleistung für die Gesamtanlage häufig von der Installationsfirma oder ggf. der Wärmepumpenfirma übernommen. Bei größeren Anlagen (z. B. Mehrfamilienhäusern) wird teilweise ein Planungsbüro beauftragt. Die Anlagenauslegung orientiert sich häufig (insbesondere bei Einfamilien-

häusern) an Standardkonzepten. Beim Einsatz von Wärmepumpen mit mittlerer Leistungsgröße können Serienprodukte verwendet werden, jedoch verlangen diese aufgrund ihrer komplexeren Anforderungen und Einbindungen in das jeweilige Objekt oft eine detaillierte Planung. Großwärmepumpen sind dagegen speziell für den jeweiligen Einsatzort gebaute Anlagen (Einzelausführungen). Sie erfordern Planung, Berechnungen, echte Ingenieursarbeit und oft auch Simulationen. Die Großwärmepumpen zeichnen sich außerdem durch verschiedene Bauarten und variable Einsatzmöglichkeiten aus.

### Wärmequellen und Bauarten

Im Gegensatz zu Kleinwärmepumpen werden bei Großwärmepumpen neben Erdwärme und Grundwasser oft industrielle Abwärme oder Abwasser als Wärmequelle benutzt. Die Nutzung der Außenluft als Wärmequelle entfällt beim Einsatz im industriellen Bereich, da hier keine ausreichende Leistung erreicht werden kann. Ein besonderes Augenmerk sollte auf die Abwassernutzung gelegt werden, denn im Kanalisationsnetz liegt ein großes, und bis jetzt weitgehend ungenutztes Potenzial. Die Temperatur des Abwassers wird von den jeweils angeschlossenen Objekten (Privathaushalte, Gewerbe, Industrie, Oberflächen) bestimmt. Dadurch werden auch im Winter Temperaturen von 10 °C bis 15 °C erreicht und damit ein effizienterer Betrieb im Vergleich zu Wärmepumpensystemen mit den Wärmequellen Luft und Erdreich. Die Nutzung von Abwasser als Wärmequelle ist in der Schweiz besonders weit fortgeschritten. Zum Beispiel versorgt eine Anlage mit 140 m langem Wärmeübertrager in der Kanalisationsleitung eines Vorortes von Basel etwa 300 Wohnungen mit Wärme für Raumheizung und Warmwasser.

### Anwendungsgebiete der Großwärmepumpen

Die Bandbreite der Anwendung der Großwärmepumpen lässt sich mit konkreten Beispielen darstellen.

In einer Reihe von Städten werden Großwärmepumpen für die Versorgung von großen Wärme- und Kältenetzen eingesetzt. Dazu drei Beispiele aus Skandinavien:

- Die schwedische Anlage »Värtan Ropsten« ist die weltgrößte Anlage mit Meerwasser-Wärmepumpen. Die sechs Wärmepumpen dieser Anlage wurden zwischen 1984 und 1986 installiert und haben eine Gesamtkapazität von 180 MW. Die Wärmepumpen liefern eine Temperatur von 80 °C und versorgen das Fernwärmesystem der Stadt Ropsten in der Nähe von Stockholm.
- Die Anlage »Katri Vala« in Helsinki, Finnland, versorgt seit 2006 ein Fernwärme- und Fernkältesystem mit 90 MW Wärme von 88 °C und 60 MW Kälte von 4 °C. Die fünf Wärmepumpen dieser Anlage nutzen als Wärmequelle im Heizbetrieb bzw. Wärmesenke im Kühlbetrieb das Abwassersystem sowie das Meerwasser.
- Die größte Wärmepumpen-Fernwärmeanlage in Norwegen heißt »Skoyen Vest«, hat eine Gesamtkapazität von 18,4 MW und produziert pro Jahr 90 Millionen kWh Wärme. Dies ist eine Wärmemenge, die umgerechnet für ca. 6 000 Einfamilienhäuser ausreicht. Gleichzeitig ist es die weltgrößte Anlage, die ungereinigtes Abwasser als Wärmequelle nutzt.

Großwärmepumpen werden außerdem für die Versorgung von einzelnen, großen Gebäuden mit Wärme und Kälte eingesetzt. Es können sowohl industrielle wie auch gewerbliche Gebäude oder Mehrfamilienhäuser versorgt werden:

- Das Projekt »Power Tower« in Linz ist das weltweit erste Hochhaus, das den Passivhausstandard erreicht. Für die Bereitstellung von Kälte und Wärme wurden dort zwei Wärmepumpen mit einer maximalen Gesamtleistung von 722 kW installiert. Als Wärmequelle im Heizbetrieb bzw. Wärmesenke im Kühlbetrieb wurde eine ausgeklügelte Mischung aus Abwärme, Grundwasser und insgesamt 46 Erdsonden mit einer Gesamtlänge von 6 900 m realisiert.
- Ein sehr gutes Beispiel für die Warmwasserbereitstellung durch Wärmepumpentechnologie im großen Stil stellt die Anlage im Hotel Carlton, St. Moritz, dar. Sehr hohe Komfortansprüche der Gäste sowie die vielfältigen Therapie- und Bäderangebote führen zu einem hohen Trinkwasserverbrauch und einem hohen Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung. Beide Gegebenheiten wurden geschickt kombiniert. Eine 3-stufige Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 150 kW nutzt als Wärmequelle das reichlich zur Verfügung stehende Abwasser des Hotels und erwärmt das Trinkwasser mit hoher Effizienz (gemessene Jahresarbeitszahl von 4,2) auf 60 °C. Seit der Inbetriebnahme im Jahr 2007 läuft die Anlage problemlos und die Betriebserfahrungen fallen positiv aus.
- Ein sehr »prominentes« Beispiel einer Anlage für Wärme- und Kälteversorgung in einem großen Gebäude ist der Reichstag in Berlin. Eine Absorptionswärmepumpe (vgl. Kap. 2.6) arbeitet dort zusammen mit einem Blockheizkraftwerk (BHKW), das die notwendige Antriebsenergie für die Wärmepumpe bereitstellt. Ein besonderes Merkmal dieser Anlage sind zwei Aquiferspeicher. In 300 Meter Tiefe befindet sich ein Aquifer-Wärmespeicher, der 65 °C warmes Wasser aus dem Sommerbetrieb für den Winter zwischenspeichert. 50 Meter unter dem Parlamentsviertel befindet sich ein Aquifer-Kältespeicher. Dort wird 6 °C kaltes Wasser für die Sommerkühlung gespeichert.

Neben der Bereitstellung von Wärme und Kälte sowohl für ganze Stadtteile als auch für einzelne Großgebäude gibt es auch mehrere Möglichkeiten, Wärmepumpenanlagen in Industrie und Gewerbe einzusetzen. Aussichtsreiche Branchen stellen z. B. die Ernährungsindustrie, die Chemieindustrie, die Kunststoffindustrie, die Papierindustrie oder die Fahrzeugindustrie dar. Bei der Papierherstellung sind zum Beispiel Trocknungsprozesse sowie der Veredelungsprozess für den Einsatz von Wärmepumpen interessant. Andere Gebiete, in denen die Trocknungsprozesse eine wichtige Rolle spielen, sind: Salzproduktion, Müllereien, Schlamm-trocknung, Holz-trocknung und Textilindustrie. In der Ernährungsindustrie sind im Bereich der Brauereien zum Beispiel die Prozesse Maischebearbeitung, Würzebereitung sowie die Reinigung von Flaschen interessant. Mit der Weiterentwicklung der aktuellen Wärmepumpentechnologie und der damit verbundenen Anhebung der Temperaturen von 70 °C auf 100 °C steigt auch das technische Potenzial der Einsatzbereiche. Gute Beispiele hierfür sind die Branchen Ernährung und



■ **Abb. 27:** Beispiele der Großwärmepumpe im Einsatz: A2A in Mailand, »Power Tower« in Linz, Hotel Carlton in St. Moritz

Chemie, in denen bereits ab einer Ausgangstemperatur von 80°C ein großer Anteil durch Wärmepumpen abgedeckt werden könnte.

## 2.8 Von Passivhausanwendung bis Altbausanierung – Lösungen für spezifische Anforderungen

Die Planung einer Wärmepumpenheizungsanlage ist vergleichsweise komplex. Unter anderem ist der Einsatzbereich für Wärmepumpen enger gesteckt als bspw. für fossil betriebene Wärmeerzeuger. So muss darauf geachtet werden, dass die für den Anwendungsfall notwendige Heizkreistemperatur von der Wärmepumpe erreicht werden kann. Dem schließt sich eine Prognose der ebenso wichtigen Effizienz – z. B. nach VDI 4650 – an, die wesentlich von der notwendigen Heizkreistemperatur sowie der Temperatur der Wärmequelle abhängt. Die Effizienz hat letztlich maßgeblichen Einfluss auf die wirtschaftlichen und ökologischen Ergebnisse. Hinsichtlich beider Aspekte – Einsatzbereich und Effizienz – sind bei Neubauten und bei zu sanierenden Gebäuden unterschiedliche Voraussetzungen zu erfüllen, die nachfolgend beschrieben werden.

### 2.8.1 Neubau

Die energetische Qualität von Neubauten wird durch die Energieeinsparverordnung (aktuell: EnEV 2009, nächste Fassung voraussichtlich: EnEV 2014) geregelt. Hintergrund dieser Richtlinie ist, dass für ein vergleichbares Referenzgebäude ein bestimmter Transmissionswärmeverlust sowie Primärenergiebedarf nicht überschritten werden darf. Zur Einhaltung dieses Grenzwertes dürfen sowohl das Gebäude als auch die Anlagentechnik beitragen. Wird eine Wärmepumpe bereits in der Bauplanungsphase berücksichtigt, ergeben sich zwei wesentliche Vorteile: Zum einen kann auf Komponenten verzichtet werden, die z. B. für fossil betriebene Wärmeerzeuger notwendig wären (u. a. Schornstein, Gasanschluss, Heizöltank). Zum anderen können in einem gewissen Rahmen (u. a. Wirtschaftlichkeit, Standortfaktoren) optimale Voraussetzungen für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb geschaffen werden. So besteht in der Regel beim Neubau eine größere Freiheit hinsichtlich der Wahl der Wärmequelle. Ebenso können von vornherein Flächenheizungen eingeplant werden, um möglichst geringe Heizkreistemperaturen zu erzielen. Im Rahmen der gesetzlichen Vorschriften zur energetischen Qualität von Neubauten gibt es unterschiedliche Gebäudetypen, die sich bspw. hinsichtlich ihres Heizenergiebedarfs unterscheiden. Nachfolgend wird auf die wichtigsten Aspekte zur Installation von Wärmepumpen in diesen Gebäudetypen hingewiesen.

### Niedrigenergiehaus

Das Niedrigenergiehaus entspricht dem klassischen Neubau. Der jährliche Heizwärmebedarf ist nicht genau definiert, wird jedoch häufig – auch in Abgrenzung zum sogenannten Drei-Liter-Haus – zwischen 40 und 79 kWh/(m²a) angegeben. Mit diesem Bedarf liegt das Niedrigenergiehaus noch in einem Bereich, in dem sich die vergleichsweise hohen Investitionskosten für eine konventionelle Wärmepumpe amortisieren können. Die Wärmequelle kann entsprechend den Standortbedingungen frei gewählt werden.

### Passivhaus

Ein Passivhaus verfügt über ein ausgeklügeltes Dämm- und Lüftungskonzept, welches – unter Berücksichtigung solarer und interner Gewinne – nur einen geringen Heizwärmebedarf übrig



lässt. Dieser darf nach [18] einen Wert von 15 kWh/(m<sup>2</sup>a) nicht übersteigen. Dieser Bedarf kann mit beliebigen Quellen gedeckt werden. Aufgrund des geringen Heizwärmbedarfs kommen jedoch keine investitionsintensiven Anlagen infrage. Prinzipiell würde ein elektrischer Nachheizer im Lüftungssystem ausreichen, was jedoch die Primärenergiebilanz des Gebäudes negativ beeinflusst. Eine klassische und energetisch zweckmäßigere Lösung stellt das Lüftungskompaktgerät dar. Das Passivhaus verfügt über eine kontrollierte Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Die Fortluft wird als Wärmequelle für eine kleine Wärmepumpe genutzt. Damit können die Zuluft und das Trinkwasser erwärmt werden.

### Null- oder Plusenergiehaus

Ein Null- oder Plusenergiehaus zeichnet sich dadurch aus, dass es in der Jahresbilanz mindestens die Energiemenge erzeugt, die es verbraucht. Dies geschieht bspw. durch die aktive Nutzung der Solarenergie (thermisch oder elektrisch). Der Einsatz einer Wärmepumpe in diesen Gebäuden kann zusätzlich positiven Einfluss auf diese Bilanz haben. Ebenso können sich verschiedene zweckmäßige Möglichkeiten zur Kopplung mit der solarthermischen Anlage (vgl. Kapitel 3.4.2) oder der Photovoltaikanlage ergeben.

## 2.8.2 Altbau – Sanierung

Für eine Gebäudesanierung sind meist steigende Brennstoffkosten der Auslöser, in eine neue Wärmeversorgung zu investieren. Aber auch gesetzliche Vorschriften können zur Sanierung zwingen, einen Mindestumfang festlegen oder bereits ankündigen, dass zukünftig eine diesbezügliche Verpflichtung ins Haus steht. Folgende Vorschriften hält die aktuelle EnEV 2009 im Bereich der Gebäude- und Anlagensanierung bereit:

- Ein Besitzerwechsel nach dem 01.02.2002 führt dazu, dass eine Dämmung von Dach oder oberster Geschossdecke mit einem Minimaldämmwert von 0,24 W/(m<sup>2</sup>K) vorzunehmen ist.
- Eine Dämmung der Außenwand muss immer nach den Vorschriften der EnEV 2009 erfolgen.
- In Ein- oder Zweifamilienhäusern sind Heizungsrohre zu isolieren und Heizkessel, die vor dem 1. Oktober 1978 eingebaut oder aufgestellt wurden, zu erneuern. Dies wird vom Schornsteinfeger kontrolliert.

Das in der EnEV 2009 formulierte Verbot von elektrischen Speicherheizsystemen nach 2019 wurde mit der Novelle des Energieeinspargesetzes (EnEG 2013) zurückgenommen.

Altbauten haben – auch nach einer Sanierung – eine große energetische Bandbreite. Sie werden in der Regel von einem fossil betriebenen Kessel oder Fernwärme über kleinflächige Radiatorheizkörper mit Temperaturen beheizt, die für konventionelle Wärmepumpen nicht erreichbar sind. Ist angedacht, eine Wärmepumpe im Rahmen der Gebäudesanierung einzusetzen, muss zuerst die maximale benötigte Heizkreistemperatur mit den Einsatzgrenzen der Wärmepumpe abgeglichen werden. Konventionelle Wärmepumpen erreichen eine Heizkreisvorlauftemperatur von rund 55 °C. Sollte die maximal erforderliche Heizkreistemperatur höher liegen, so gibt es zwei Möglichkeiten: die Heizkreistemperatur senken oder den Einsatz sogenannter Hochtemperatur-Wärmepumpen.

## Senkung der Heizkreistemperatur

Die Senkung der maximal notwendigen Heizkreistemperatur bedeutet meistens eine energetische Verbesserung der Gebäudehülle. Das Dämmen von Außenwänden und der Austausch von Fenstern verringern die Transmissionswärmeverluste und ggf. auch die Lüftungsverluste über Leckagen und damit die Heizlast. Die kombinierte Sanierung von Gebäude und Anlagentechnik führt somit zu sich gegenseitig positiv beeinflussenden Ergebnissen. Eine weitere Möglichkeit zur Senkung der Heizkreistemperatur besteht durch eine veränderte Wärmeübertragung an den Raum. Nur mit großem Aufwand könnten die kleinflächigen Radiatoren durch großflächige Fußboden- oder Wandheizungen ausgetauscht werden. Wesentlich unkomplizierter, wenn auch nicht so wirkungsvoll, ist der Einsatz von Niedertemperatur-Radiatoren. Das Prinzip der Wärmeübertragung bleibt gleich. Andere Materialien sowie verbesserte Geometrien erlauben jedoch gleiche Leistung bei geringeren Heizwassertemperaturen. Einem anderen Prinzip folgen die sogenannten konvektiven Heizkörper. Durch den Einsatz kleiner Ventilatoren entsteht ein Luftstrom an der Heizfläche, was zu einem besseren konvektiven Wärmeübergang führt. Nachteilig ist, dass der Luftstrom die Behaglichkeit beeinträchtigen kann und die Ventilatoren einen höheren Strombedarf verursachen.

## Hochtemperatur-Wärmepumpen und Hybridsysteme

Die prinzipielle Einsatzfähigkeit im Altbau kann auch durch den Einsatz spezieller Hochtemperatur-Wärmepumpen erreicht werden. Diese werden bspw. mit zweistufigen Kältekreisläufen betrieben. Hierbei wird die Umweltwärme im Verdampfer vom Kältemittel des ersten Kreises aufgenommen und anschließend verdichtet. Der darauf folgende Kondensator ist gleichzeitig Verdampfer des zweiten Kältekreises. Die Einzelkreisläufe werden, dem jeweiligen Temperaturniveau entsprechend, mit den zweckmäßigen Kältemitteln betrieben. Hersteller geben die erreichbaren Vorlauftemperaturen mit 80 °C an. Einstufige Kältekreisläufe begrenzen die maximale Vorlauftemperatur im Heizkreis durch die zulässige Temperatur im Verdichter. An dieser Stelle kommt zur Temperaturerhöhung die Dampfeinspritzung, auch EVI-Zyklus (engl., Enhanced Vapour Injection) genannt, zum Einsatz. Hierbei wird nach dem Kondensator flüssiges Kältemittel über ein Magnetventil abgezweigt, auf Einspritzdruck entspannt, nochmals verdampft und letztlich direkt in den Verdichtungsprozess eingespritzt. Das Ergebnis besteht in der Kühlung des bereits vorhandenen Kältemittels, ohne den Druck zu vermindern: Das Kältemittel kann weiter verdichtet und somit Vorlauftemperaturen bis 65 °C erreicht werden. Die jüngste Lösung für den Altbaubereich sind sogenannte Hybridsysteme. Dabei handelt es sich um die Kombination von zwei Wärmeerzeugern – Wärmepumpe und Gaskessel. Im bivalenten Betrieb deckt die Wärmepumpe die Heizungsgrundlast. Spitzenlast und Trinkwassererwärmung übernimmt der Gaskessel. Auf dem Markt werden bereits Anlagen für alle üblichen Wärmequellen sowie Pakete mit Solarthermie angeboten. Beim Hybridsystem sollte auf die Leistungen beider Wärmeerzeuger geachtet werden, um die tatsächliche Heizarbeit der Wärmepumpe abschätzen zu können.

## Betriebsart und Effizienz

Besonders im Altbau kann es sich unter gewissen Voraussetzungen anbieten, bereits vorhandene Wärmeerzeuger zusätzlich weiter zu nutzen. Hierfür müssen jedoch die Effizienz und – mit Blick auf die Austauschpflicht – das Alter der Anlage berücksichtigt werden. Standortbedingungen sowie ein limitiertes Investitionsbudget führen häufig dazu, dass im Altbau die Wärmequelle Außenluft zum Einsatz kommt. Bei dieser Wärmequelle kann es auch trotz Verminderung der notwendigen Temperaturen, etwa durch Dämmung und Austausch der Fens-



ter, zu großen Temperaturhüben kommen. Der negative Einfluss auf die Effizienz schlägt sich wiederum in höheren Betriebskosten sowie schlechteren ökologisch-energetischen Kennwerten nieder. Eine Verbesserung der Ergebnisse kann durch die bivalente Kombination der Wärmepumpe mit dem bereits vorhandenen Kessel erreicht werden (vgl. Betriebsarten in Kap. 3.7.2). Gleichzeitig wird die Wärmepumpe kleiner ausgelegt, wodurch sich das Betriebsverhalten bei nicht leistungsgeregelten Wärmepumpen verbessert. Ein weiterer Grund für die bivalente Betriebsweise kann das Erzielen der bereits angesprochenen maximalen Heizkreistemperatur sein.

Über ökologisch-energetische Kennwerte von Anlagen im Gebäudebestand auf Basis von Feldtestdaten wird im Kapitel 5.3 berichtet. Ein Beispiel für die erfolgreiche Sanierung unter Einbeziehung der Wärmepumpentechnologie wird in Kapitel 5.4 vorgestellt.

## 2.9 Kältemittelauswahl

Kältemittel werden seit fast 150 Jahren in Kälteanlagen und immer häufiger in Wärmepumpen eingesetzt. Jeder links gerichtete thermodynamische Kreisprozess zur Erzeugung von Wärme oder Kälte benötigt ein Fluid oder Arbeitsmittel, welches den Energietransport übernimmt. Dieses Arbeitsmittel nennt man Kältemittel. Kältemittel haben unterschiedliche Eigenschaften und ihre Auswahl für eine Wärmepumpe richtet sich nach verschiedenen Anforderungen. Die Auswahl basiert vor allem auf der Betrachtung von sicherheitstechnischen, energetischen, ökologischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Vieles davon lässt sich von der Thermodynamik her beurteilen.

Darüber hinaus ist eine nähere Betrachtung der wechselseitigen Einflüsse zwischen dem Kältemittel und den verwendeten Komponenten unerlässlich für eine umfassende Beurteilung der Auswahl des Kältemittels sowie der verwendeten Bauteile. Viele der Eigenschaften beeinflussen sich gegenseitig negativ, was bei der Auslegung eine sorgfältige Optimierung erfordert. Weitere Angaben hierzu finden sich in [4], [19], [20] und [21].

### 2.9.1 Die Entwicklung der Kältemittel – ein chronologischer Rückblick

#### ■ Einsatz von Kältemitteln bis zur Einführung von FCKW

Bis Anfang der 1930er Jahre waren die Kältemittel Methylchlorid, Schwefeldioxid und Ammoniak dominierend in der Kälteerzeugung, aber auch Kohlenwasserstoffe kamen in vielen Anwendungen zum Einsatz. Eine erste Installation einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Ammoniak ist aus dem Jahr 1928 in London bekannt. Kommerzielle Kaldampf-Kompressionsanlagen als Wärmepumpen kamen Anfang der 1930er Jahren erstmals in den USA auf den Markt. In Europa gab es Wärmepumpen erstmals Ende der 1930er Jahre, als der Einsatz von FCKW (R12) bereits etabliert war [22], [23].

#### ■ Der Zeitraum bis zur Entdeckung der Ozonschädigung von FCKW

Die Entwicklung von hermetischen Verdichtern kleiner Leistung ermöglichten Anfang der 1970er Jahre den Durchbruch von Kaldampf-Kompressionsanlagen gegenüber Kaldampf-

Absorptionsanlagen. Aus diesem Grund basieren Wärmepumpen heutzutage auf dem Prinzip der Kaltdampf-Kompression. Das Kältemittel R22 wurde de facto zum Standard-Kältemittel in Klimaanlage und Wärmepumpen. Nennenswerte Anlageninstallationen von Wärmepumpen fanden in Deutschland erst nach dieser Zeit statt (Ende der 1970er Jahre waren in Deutschland ca. 500 Anlagen installiert). Hierbei wurden meist R12, R502 und R22 als Kältemittel verwendet [22]. Letzteres teilweise auch schon als Ersatz für R12 und R502. Aus diesem Grund sind Wärmepumpen als Verursacher an der zeitgleich entdeckten Schädigung der natürlichen Ozonschicht der Erde durch freigesetzte FCKW nur im geringen Ausmaß beteiligt.

### ■ Das Verbot ozonschädigender Kältemittel

Seit den 1930er Jahren waren FCKW für die Kälte- und Wärmepumpentechnik aufgrund ihrer Reaktionsträgheit ideale, nicht brennbare und ungiftige Kältemittel. In die Atmosphäre emittierte langlebige Moleküle dieser Mittel erreichen jedoch nach rund einem Jahrzehnt die Stratosphäre und zerstören dort durch ihren Chlorgehalt in einem bedrohlichen Ausmaß die Ozonschicht der Erde. Ebenso wie Kohlendioxid tragen sie aufgrund ihres hohen Treibhauspotenzials (GWP – Global Warming Potenzial) zum Klimawandel bei.

Das Montreal Protokoll von 1987 sah wegen des Ozonzerstörungspotenzials (ODP) ein schrittweises Verbot für den Einsatz von FCKW vor. Deutschland verabschiedete 1991 eine FCKW-Halon-Verbot-Verordnung, die ab 1996 zu einem Komplettverbot der vollhalogenierten FCKW in Neuanlagen führte.

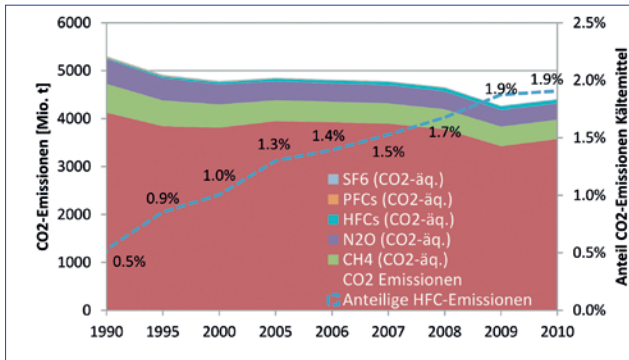
Im Jahr 1992 wurde in Kopenhagen eine Änderung des Montreal-Protokolls beschlossen, um auch die teilhalogenierten Fluorchlorkohlenwasserstoffe HFCKW weltweit und durch europäische sowie nationale Regelungen in ihrer Verwendung zu begrenzen<sup>7</sup>. In der Bundesrepublik Deutschland führte dies zu einem Komplettverbot für R22 und andere HFCKW ab 2000. Seit 2006 wurde die FCKW-Halon-Verbot-Verordnung durch die Chemikalien-Ozonschicht-Verordnung abgelöst. Seit 2010 steht R22 auch für Servicezwecke an bestehenden Anlagen nicht mehr als Neuware zur Verfügung.

Die Kältemittel R12, R22, R502 und R114 waren in der Vergangenheit die wichtigsten Kältemittel für Wärmepumpenanlagen. Die Situation der Ersatzkältemittel wird in den Kapiteln 2.9.3 und 2.9.4 erläutert.

### ■ Auswirkungen von Kältemitteln auf den Klimawandel

Die weitläufig als F-Gase-Verordnung bekannte Richtlinie (EG) Nr. 842/2006 [24a] zur Kontrolle von Anlagen mit treibhausschädigenden Arbeitsstoffen trat 2006 in Kraft, um dem Einfluss von Kältemitteln auf den Klimawandel zu begegnen. Im Jahr 2008 erfolgte mit der Chemikalien-Klimaschutzverordnung [24b] die Umsetzung in deutsches Recht. Die Verordnung ist die Umsetzung des am 25.04.2002 ratifizierten Protokolls von Kyoto durch die Europäische Union über bestimmte fluorierte Treibhausgase. Beide Verordnungen regeln u. a. die Reduzierung von Emissionen, Rückgewinnung, Ausbildung und Zertifizierung sowie die Kennzeichnung von Anlagen. Die Anlagen werden dabei eingeteilt nach ihrer Füllmenge und je nach deren Höhe sind anlagenbezogene Vorkommnisse sowie Service-, Reparatur- und Wartungsarbeiten

<sup>7</sup> Das Kältemittel R22 ist aufgrund des Wasserstoffanteils im Molekül nicht so reaktionsträge wie die vollhalogenierten FCKW. Dies führt zu einer geringeren Lebensdauer in der Atmosphäre, die zu einem ODP führen, dass 90–95% geringer ist als das ODP von FCKW.



■ **Abb. 28:** Darstellung der Emissionen von Treibhausgasen in Mio. t. CO<sub>2</sub>-Äquivalenten sowie der Anteile, die die Emissionen der Kältemittel ausmachen [25]. Erklärung der Abkürzungen<sup>8</sup>: [26], [27].

pro Anlage zu dokumentieren. Die F-Gase-Verordnung ist derzeit unter Einbindung von Experten und Industrie in Überarbeitung durch die EU-Kommission (Stand Mai 2012). Derzeit gilt, dass hermetische Anlagen unter 3 kg Füllmenge frei von der Dokumentationspflicht sind und für Anlagen unter 6 kg Füllmenge keine jährlichen Wartungsintervalle zur Dichtheitskontrolle notwendig sind. Durch diese Mindest-Füllmenge ist die Mehrzahl heutiger hermetischer Anlagen mit Klimaanlage, Kühlschränken und Wärmepumpen von einer Wartung ausgenommen.

In Abb. 28 sind die Emissionen dargestellt, die die EU-27 Länder in den letzten Jahren emittiert haben. Der Anteil an Emissionen von Kältemitteln in Europa macht mit knapp 2 % einen relativ geringen Anteil gegenüber Emissionen von Methan, Stickoxiden und direkten CO<sub>2</sub>-Emissionen aus Verbrennungsprozessen aus. Laut der im November 2011 veröffentlichten Review-Studie zur F-Gas-Verordnung wird angenommen, dass der Anteil der Wärmepumpen an diesen Emissionen in 2030 ca. 3 % der Gesamtemissionen für Kältemittel ausmachen wird [28], was dem dargestellten Trend ungefähr entsprechen würde. Eine weitergehende Betrachtung der Emissionen in Deutschland wird im Kapitel 4.3 aufgegriffen.

## 2.9.2 Einteilung von Kältemitteln in Normen, Richtlinien und Vorschriften

Für die sicherheitstechnische Klassifikation von Kältemitteln ist vor allem die DIN EN 378 [29] relevant. Die EN 378-1 enthält dabei unterschiedliche Klassifikationen für Kältemittel, Aufstellungsbereiche und Anlagen, die mit diesen Kältemitteln betrieben werden. Es werden Gruppen für die Brennbarkeit und die Giftigkeit definiert, die zusammen eine Einteilung der Kältemittel in unterschiedliche Sicherheitsgruppen darstellen. Die Gruppen der Brennbarkeit sind:

- Gruppe 1:** Keine Brennbarkeit
- Gruppe 2:** Geringe Brennbarkeit bei einer unteren Explosionsgrenze (mind. 3,5 Vol.-%)
- Gruppe 3:** Größere Brennbarkeit bei einer unteren Explosionsgrenze (kleiner 3,5 Vol.-%)

<sup>8</sup> Hauptverursacher der dargestellten Emissionen von Treibhausgasen: PFCs (perfluorierte Kohlenstoffverbindungen, Verwendung: Halbleiter-/Aluminiumindustrie), N<sub>2</sub>O/Lachgas (Verwendung: Landwirtschaft, Industrieprozesse, Verbrennungsprozesse fossile Brennstoffe), SF<sub>6</sub> (Schwefelhexafluorid, Verwendung: elektrische Betriebsmittel, Schallschutzscheiben, Autoreifen), CH<sub>4</sub> (Methan, Vorkommen: Tierhaltung, Brennstoffverteilung, Deponieemissionen)

Die Gruppen mit Toxizität sind A und B. Es wird gemäß der maximalen Arbeitsplatzkonzentration ein Schwellenwert festgelegt, dem diese Gruppen zugeordnet werden können:

**Gruppe A:** Die erlaubte Konzentration am Arbeitsplatz<sup>9</sup> ist größer als 400 ml/m<sup>3</sup>.

**Gruppe B:** Die erlaubte Konzentration am Arbeitsplatz ist kleiner als 400 ml/m<sup>3</sup>.

Die Sicherheitsgruppen sind somit A1-3 sowie B1-3. Für die bessere Handhabung im direkten Gebrauch wurden L-Gruppen definiert, die diese Sicherheitsgruppen nochmals vereinfachen. Dies sind:

**L1:** A1

**L2:** B1, A2, B2

**L3:** A3, B3

In den letzten Jahren wurden weitere FKW mit sehr niedrigem Treibhauspotenzial auf Basis halogenerter, ungesättigter Kohlenwasserstoffe<sup>10</sup> entwickelt. Für diese wurde eine weitere Klassifikation vorgeschlagen, die vor allem das Maß der laminaren Verbrennungsgeschwindigkeit als Kriterium berücksichtigen, aber auch die generelle Unterscheidbarkeit gegenüber A3-Kältemitteln ermöglichen soll<sup>11</sup>. Diese Neueinführung und Unterscheidung weiterer Klassen konnte bisher weder in die Normen ISO 817 [30], ISO 5149 [31] noch in die DIN EN 378 [29] übernommen werden<sup>12</sup> [32], [33].

## 2.9.3 Bezeichnung von Kältemitteln und chemische Einteilung

Zur Bezeichnung von halogenierten Kältemitteln gibt es eine allgemeine Kennzeichnung der Kältemittelklassen auf Basis der Kohlenwasserstoffverbindungen, die der DIN EN 378-1 entstammt (vgl. Abb. 29). Die Kennzeichnung einzelner Kältemittel ist in der ISO 817 bzw. der DIN 8960 definiert, die auch die Kennzeichnung von natürlichen Kältemitteln wie Kohlendioxid und Ammoniak erfasst (z. B. R134a, R407C, R290, R717 usw.).

Akronym	Bemerkung
FCKW	Halogenerter Kohlenwasserstoff, bestehend aus Chlor und Fluor sowie Kohlenstoff
HFCKW	Halogenerter Kohlenwasserstoff, bestehend aus Chlor und Fluor sowie Wasser- und Kohlenstoff
FKW	Halogenerter Kohlenwasserstoff, bestehend aus Fluor und Kohlenstoff
HFKW	Halogenerter Kohlenwasserstoff, bestehend aus Fluor, Wasser- und Kohlenstoff
KW	Kohlenwasserstoff, bestehend aus Kohlen- und Wasserstoff

■ **Abb. 29:** Allgemeine Kennzeichnung von Kältemitteln auf Basis von Kohlenwasserstoffverbindungen [29]

<sup>9</sup> Die DIN EN 378-1 arbeitet bei der Darstellung der Toxizität von Kältemitteln mit einer Definition, die äquivalent ist zur heute gültigen Definition des Arbeitsplatzgrenzwertes. Weiteres dazu ist in den Technischen Regeln Gefahrstoffe (TRGS) [39] nachzulesen.

<sup>10</sup> Von den Herstellern werden diese Kältemittel häufig auch halogenierte Olefine genannt.

<sup>11</sup> Die Bezeichnung für die jeweilige Sicherheitsgruppe eines Kältemittels wird dafür um ein »L« als Suffix ergänzt. Die laminare Flammgeschwindigkeit muss dabei unter einem Wert von 0,1 m/s bleiben.

<sup>12</sup> Die Historie und Gründe dafür lassen sich aufgrund des aktuell (Stand: 01/2013) nicht abgeschlossenen Vorgangs nur schwer zusammenfassen. Einschlägige Nachrichtenportale und Gremieninformationen lassen ein besseres Verständnis des bei weitem nicht nur technisch motivierten Diskurses zu.

## ■ Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW)

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, kann man bei den FKW zwischen Einstoffkältemitteln und Kältemittelgemischen unterscheiden. Während Einstoffkältemittel die Stoffeigenschaften der zugrunde liegenden chemischen Verbindung aufweisen, verhält es sich bei Gemischen anders. Man unterscheidet zwischen zeotropen und azeotropen Gemischen.

**Zeotrope Kältemittelgemische** verdampfen und kondensieren in einem Temperaturbereich (Temperaturgleit) infolge der dabei stattfindenden Konzentrationsverschiebungen und der unterschiedlichen Siedepunkte der Kältemittel. Dies ist insbesondere bei der Auslegung von Wärmeübertragern zu berücksichtigen. Bei Leckagen können Konzentrationsänderungen des verbleibenden Gemisches dauerhafte Änderungen der thermodynamischen Eigenschaften verursachen. Dies kann den Anlagenbetrieb stark beeinflussen. Oft hat ein zeotropes Gemisch auch weniger gute Wärmeübertragungseigenschaften gegenüber Einstoffkältemitteln [34]. Es wurden verschiedene zeotrope bzw. azeotrope HFKW-Kältemittelgemische als geeignete Kältemittel für Wärmepumpen identifiziert, nämlich R407C und R410A als Gemische aus R32 ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ ), R125 ( $\text{CH}_2\text{HF}_5$ ) und R134a sowie aus R143a ( $\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$ ), R125 und R134a die Gemische R404A und R507A.

**Azeotrope Gemische** verhalten sich quasi wie Einstoffkältemittel, das heißt, dass die Zusammensetzung der Mischung sowohl in der Flüssig- wie auch in der Gasphase gleich ist. Physikalische und Transporteigenschaften verhalten sich auch grundsätzlich verschieden gegenüber denen der Reinstoffe.

Das FCKW **R22** ist in der Vergangenheit das dominierende Kältemittel gewesen. Als Ersatz wurde das teilfluorierte R134a ( $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ ) entwickelt. R22 selbst war bereits ein Ersatzstoff für R12 und R502 [34]. Gemäß dem aktuellen Bericht der UNEP [35] sind 2008 allerdings immer noch weit mehr als 550 Mio. Anlagen mit R22 im Einsatz und mehr als 10 Mio. Neuanlagen installiert worden. Die **häufigsten Kältemittel** für Wärmepumpen sind in neuerer Zeit R134a und vor allem R407A gewesen. Bei Neuanlagen begann in den letzten Jahren R410A zu dominieren. Für **Hochtemperaturanwendungen** wurde R114, mit verschiedenen teilfluorierten Propan- und Butanabkömmlingen wie R236fa, R245fa sowie R365 entwickelt.

In den letzten Jahren haben die Hersteller von Kältemitteln viel Aufwand in die Identifikation und Synthese geeigneter **ungesättigter, fluorierter Kohlenwasserstoffe** als Antwort auf den nach wie vor hohen GWP von FKW gesteckt. Vertreter dieser Kältemittel sind R1234yf oder R1234ze. Die Entwicklung von R1234yf orientierte sich weitgehend an den rechtlichen Anforderungen für mobile Klimaanlage. Gemäß der MAC-Richtlinie Verordnung (EG) Nr. 2006/40 [36] müssen Kältemittel für eine Zulassung einen GWP kleiner 150 erreichen. Aktuell werden diese Kältemittel durch diverse Forschungsgruppen für stationäre Anwendungen getestet. R1234ze findet bereits Anwendung in der Gewerbekälte.

Dabei ist es aus mehreren Gründen unsicher, ob sich diese Kältemittel in stationären Wärmepumpen etablieren können. Die thermodynamischen Eigenschaften sind etwas schlechter als bei den etablierten Kältemitteln für Wärmepumpen oder anderen Alternativen. Es gibt nur wenige Hersteller, was in der jüngeren Vergangenheit zu großen Engpässen geführt hat und wieder führen kann. Gegenüber anderen Kältemitteln wird der Preis höher sein. Die Hersteller von Kältemitteln verfolgen, um den GWP insgesamt abzusenken, deswegen auch die Entwicklung von Gemischen, die solche Kältemittel enthalten.

## ■ Kohlenwasserstoffe (KW)

Aufgrund ähnlicher thermodynamischer Eigenschaften kann R290 (Propan) in Anlagen, die für R22 ausgelegt sind, eingesetzt werden. Ein weiteres geeignetes Kältemittel für Wärmepumpen ist R1270 (Propen). Dieses Einstoffkältemittel weist gegenüber R22 oder auch R502 eine ähnliche Drucklage auf. Bei der Auswahl löslicher Schmieröle wird aufgrund der hervorragenden Löslichkeit oft eine höhere Viskosität zur Sicherstellung der Schmierstoffeigenschaften benötigt. In der Doktorarbeit von Klingner [37] wurde nachgewiesen, dass unter dem Gesichtspunkt der Anlageneffizienz R1270 sogar das geeignetste Kältemittel für Wärmepumpen im Vergleich zu R744, R407c, R290 und R1270 ist. Der entscheidende Grund, der eine Verwendung von Kohlenwasserstoffen einschränkt, ist ihre Brennbarkeit. Dadurch weisen sie im Vergleich zu anderen Kältemitteln ein höheres Gefährdungspotenzial auf.

Für Bau und Ausrüstung sind vor allem die DIN EN 378-3 und die EG-Maschinenrichtlinie [38] relevant. Zur Betriebssicherheit und Unfallverhütung kommen die BGR 500<sup>13</sup> [39] sowie die TRBS<sup>14</sup> [39] ins Spiel. Eine gute Darstellung der Anforderungen zu Ausfuhr, Aufstellung, Installation, Wartung und Betrieb von Anlagen sowie der dazugehörigen Normen in Europa ist in vielen technischen Dokumentationen von Herstellern zu finden. Außerdem ist auf die Handbücher des GIZ ProKlima Programms hinzuweisen, die zur Verbreitung des Einsatzes von Kohlenwasserstoffen als Kälte- und Treibmittel erstellt wurden [40].

## ■ Ammoniak (R717)

R717 (NH<sub>3</sub>) ist ein traditionelles Kältemittel. Es kommt zur Anwendung in Kaltdampfkompres-sions- und -absorptionsanlagen. Aufgrund seiner energetischen Vorteile und dem damit verbundenen Anlagenaufwand wird Ammoniak vor allem in Großanlagen eingesetzt und erreicht mit neuen Hochdruckverdichtern Heiztemperaturen von ca. 70 °C, womit auch die Möglichkeit zur Einspeisung von Abwärme in Fernheiznetze besteht.

Bei der Freisetzung in die Atmosphäre ist Ammoniak jedoch für die unmittelbare Umwelt ein Risikostoff, da es hochgiftig und brennbar ist. Der Arbeitsplatzgrenzwert beträgt 20 ppm. Die Geruchsschwelle liegt bei 5 ppm. Einatmen von R717 löst Erstickungserscheinungen und Panikreaktionen aus. Die niedrige Geruchsschwelle ermöglicht es jedoch, etwaige Leckagen frühzeitig zu identifizieren.

Alle Anlagen mit R717 müssen buntmetallfrei ausgeführt sein, da Ammoniak bei Anwesenheit von Wasser mit Kupfer reagiert. Deshalb werden in der Regel auch keine hermetischen Motorverdichter mit Kupferwicklungen verwendet, sondern sogenannte »offene« Verdichter mit Gleitring-Wellendichtung. Diese haben den Nachteil geringer Leckagen, was den Einsatz von R717 nur bei großen, gut gewarteten Wärmepumpenanlagen erlaubt. Weiterhin wird R717 im Stoffpaar NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O bei Absorptionswärmepumpen als bevorzugtes Kältemittel eingesetzt.

## ■ Kohlendioxid – CO<sub>2</sub> (R744)

R744 ist aus ökologischer und sicherheitstechnischer Sicht ein nahezu ideales Kältemittel. Es ist preiswert, chemisch inaktiv und daher weder giftig noch brennbar. Im Vergleich zu HFKW-

<sup>13</sup> BGR sind die Berufsgenossenschaftlichen Regeln [39]

<sup>14</sup> TRBS sind die »Technischen Regeln Betriebssicherheit« [39]

Kältemitteln ist bei R744 angesichts der geringen Füllmengen das Treibhauspotenzial vernachlässigbar. Es gibt daher keine Notwendigkeit zur Rückgewinnung oder Entsorgung.

Nachteilig für den Einsatz sind die erforderlichen hohen Drücke und der transkritische Betrieb, die besondere Anforderungen an technische Komponenten wie Verdichter und Wärmeübertrager stellen. Andererseits kann die Anlage aufgrund der hohen volumetrischen Kälteleistung und der geringen Viskositäten mit kleineren Verdichtern und geringeren Rohrquerschnitten auch sehr kompakt gebaut werden.

Setzt man R744 als Kältemittel in Wärmepumpen ein, so ist mit Blick auf die Prozessführung die kritische Temperatur entscheidend. Sie liegt für R744 bei 31 °C. Oberhalb dieser Temperatur ist R744 auch unter Anwendung höchster Drücke nicht mehr zu verflüssigen. Daraus ergeben sich für die als transkritisch bezeichnete Prozessführung einige Besonderheiten.

Zum einen erreicht man schon aufgrund der Stoffeigenschaften des CO<sub>2</sub> nach der Verdichtung hohe Endtemperaturen, die bei vielen Anwendungen ungenutzt bleiben. Zum anderen tritt nach der Verdichtung bei der Wärmeabgabe nicht wie bei anderen Kältemitteln die Kondensation des Kältemittels bei konstanter Temperatur ein. Im Wärmeübertrager findet vielmehr nach der Verdichtung eine isobare Abkühlung bei »stark gleitender« Temperatur statt. Der Wärmeübertrager wird als Gaskühler bezeichnet.

Wenn Wasser im Gegenstrom auf das Temperaturniveau des CO<sub>2</sub> erwärmt werden kann, verringert dies die Verluste des Wärmeübertragers stark. Hierdurch erreicht man eine höhere Leistungszahl. R744 ist daher besonders für Wassererwärmung mit großen Temperaturdifferenzen, z. B. bei Trinkwassererwärmung oder der Beheizung mit Luft geeignet.

Weltweit sind seit mehreren Jahren Wärmepumpen mit R744 am Markt verfügbar. Insbesondere in Japan haben sich derartige Wärmepumpen im Hausbereich zur Warmwassererzeugung etabliert. In Deutschland sind diese Wärmepumpen sowohl im Leistungsbereich für Wohnhäuser als auch für Anlagen sehr großer Leistung und explizit hoher Temperaturskopplung verfügbar.

### ■ Wasser (R718)

Das Kältemittel bzw. Arbeitsmittel Wasser ist für Temperaturen oberhalb des Gefrierpunktes einsetzbar, das heißt bei entsprechender Wärmequelle und meist in wärmeren Klimazonen. Da Kältemittel und Kälteträger<sup>15</sup> nicht getrennt werden müssen, können übliche Wärmeübertrager eingespart werden. Dadurch sind auch Zwei-Kreis- oder Ein-Kreis-Systeme möglich. Die Folge ist, dass eine höhere energetische Effizienz auch bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfungstemperatur und gewünschter Kälteträgertemperatur erreicht wird.

Die geringe volumetrische Wärmeleistung erfordert die Verdichtung größerer Volumenströme, z. B. durch Turboverdichter, die nur bei sehr großen Heizleistungen eingesetzt werden. Obwohl die Wasser-Kompressionsanlagen eine neue Entwicklung darstellen, sind schon einige wenige Anlagen mit sehr großen Leistungen erfolgreich im Einsatz. Des Weiteren kommt Wasser in Adsorptionswärmepumpen zum Einsatz. In Absorptionswärmepumpen wird es häufig als Mischung aus Ammoniak-Wasser (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) oder Lithiumbromid-Wasser (LiBr-H<sub>2</sub>O) verwendet.

---

<sup>15</sup> Kälteträger sind Fluide, die wie Kältemittel dem Transport von Energie (Abtransport von Wärme) dienen. Im Gegensatz zu Kältemitteln handelt es sich aber nicht um Arbeitsstoffe eines Kreisprozesses.

## 2.9.4 Zusammenfassung

Bei den FKW, die ursprünglich Ersatzkältemittel waren, haben sich Kältemittel mit vorteilhaften Eigenschaften inzwischen durchgesetzt. Komponenten und Anlagen werden für FKW, aber auch alternative Kältemittel, kontinuierlich verbessert. Inzwischen erreichen Wärmepumpen eine höhere Effizienz, die diesen Fortschritt widerspiegelt. Für eine neue Generation an FKW mit geringem Treibhauspotenzial fehlen noch ausreichende Erfahrungen, Kenntnisse über die Möglichkeiten des Einsatzes sowie insbesondere über die Effizienz derartiger Anlagen und die Verfügbarkeit.

Natürliche Kältemittel für Wärmepumpen haben nach wie vor in einer Gesamtbetrachtung der Marktsituation eine geringe wirtschaftliche Bedeutung. Nichtsdestotrotz erreichen sie in bestimmten Bereichen (z. B. Großanlagen) große Marktanteile. Unabhängig davon müssen verschiedene Anforderungen umgesetzt werden, bevor mit einem substantziellen Anstieg von Anlagen mit diesen Kältemitteln zu rechnen ist. Dazu gehören:

- Reduktion der Füllmengen,
- Optimierung von Komponenten,
- Einführung robuster und Akzeptanz von Sicherheitstechnologien,
- Staatliche Förderung zur vermehrten Verwendung natürlicher Kältemittel,
- Besserstellung in Normen und Richtlinien.

Kältemittel	Chemische Formel / Zusammensetzung <sup>16</sup>	GWP <sup>17</sup> [35]	Brennbarkeit / Gruppe	Toxizität <sup>18</sup>	Siedepunkt (Temperaturleit <sup>19</sup> )
R134a	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	1430	Nein/1	gering	–26,1
R404A	R125:44, R134a:4, R143a:52 CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> / CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	3922	Nein/1	gering	–46,2
R407C	R32:23, R125:25, R134a:52 CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> / CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1774	Nein/1	gering	–43,6 (Gleit 7,2 K)
R410A	R32:50, R125:50 CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	2088	Nein/1	gering	–51,4 (Gleit 0,2 K)
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3	Ja/3	gering	–42,1
R1270	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3	Ja/3	gering	–47,6
R717	NH <sub>3</sub>	0	Ja/3	ja	–33,3
R718	H <sub>2</sub> O	0	Nein/1	nein	100
R744	CO <sub>2</sub>	1	Nein/1	gering	–

■ **Abb. 30:** Übersicht wichtiger Eigenschaften von gängigen Kältemitteln in Wärmepumpen

<sup>16</sup> Zusammensetzung in Massen-%

<sup>17</sup> GWP Treibhauspotenzial – Wert bezogen auf CO<sub>2</sub> (100 Jahre)

<sup>18</sup> In vielen Fällen beruht die Toxizität auf der Verdrängung von Atemluft, wodurch Erstickungsgefahren drohen.

<sup>19</sup> Temperaturzu- oder -abnahme während der Verdampfung bzw. der Verflüssigung des Kältemittels.



### 3 Wärmepumpenheizungen

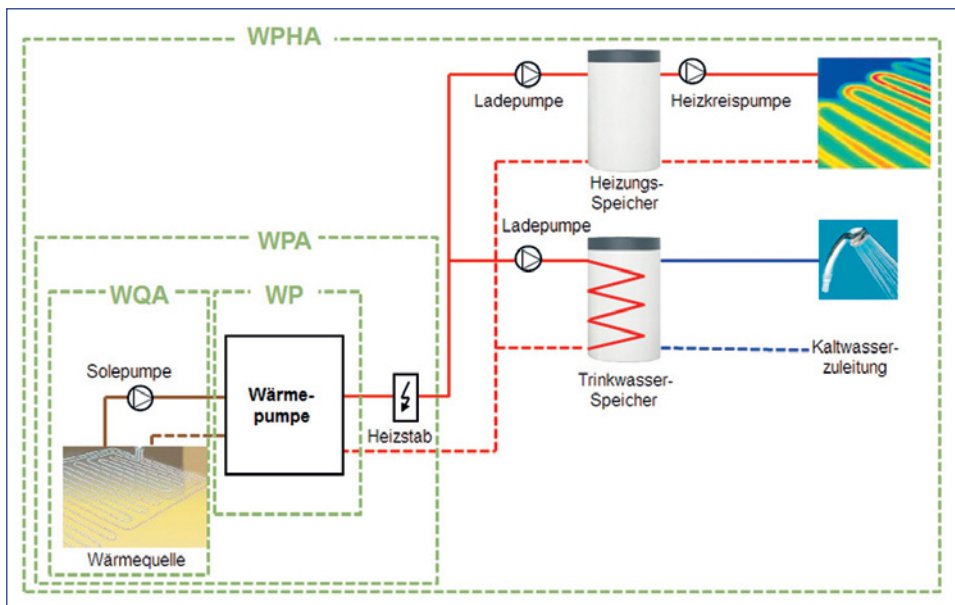
Wärmepumpen eignen sich als eine Technik für die Bereitstellung von Wärme und Kälte in Wohngebäuden. Beginnend mit einer ausführlichen Darstellung möglicher Wärmequellen, über unterschiedliche Betriebsarten der Wärmepumpen bis zur Beschreibung des Wärmeverteilungssystems, wird die gesamte Wärmepumpenheizungsanlage charakterisiert. Abgerundet wird das Kapitel mit den Themen Raumkühlung und der Kombination von Wärmepumpen mit thermischen Solaranlagen.

#### 3.1 Begriffe und Benennungen

In der öffentlichen Wahrnehmung ist der Begriff Wärmepumpe mit unterschiedlichen Komponenten einer Heizungsanlage verbunden. Vor allem eine energetische Bilanzierung verlangt nach genauen Grenzen bei der Definition einzelner Anlagenteile. Hierbei ist zu beachten, dass sich in den Gehäusen marktüblicher Wärmepumpengeräte oftmals zusätzliche Komponenten wie Ladepumpen, elektrische Zusatzheizer oder Wärmespeicher befinden. Die folgende Beschreibung und Zuordnung von einzelnen Komponenten ist vor allem für die energetische Bilanzierung notwendig.

Als **Wärmepumpe (WP)** bezeichnet man das Gerät, das den thermodynamischen Kreislauf mit seinen vier Hauptkomponenten – Verdampfer (Wärmeübertrager auf der kalten Seite – Wärmequelle), Verdichter, Verflüssiger (Wärmeübertrager auf der warmen Seite – Wärmesenke) und Expansionsorgan enthält.

Bei monovalenten Anlagen zählt zur **Wärmepumpenanlage (WPA)** die Wärmepumpe (WP) und die Wärmequellenanlage (WQA). Eine monoenergetische Anlage beinhaltet zusätzlich eine elektrische Zusatzheizung (s. »Heizstab« in Abb. 31). In beiden Fällen zählen zur WPA



■ Abb. 31: Systembild einer Wärmepumpenheizungsanlage

auch die notwendige Regelung, ggf. eine Ölsumpfbeheizung des Verdichters, eine Vorrichtung zum Sanftanlauf und andere, für den Betrieb notwendige Komponenten.

Die **Wärmequellenanlage (WQA)** besteht, je nach genutzter Wärmequelle, aus Rohrsystemen, Brunnenanlage, Pumpe(n) oder Ventilator(en), zusätzlich sind ggf. Sicherheitsorgane und Auffangbehälter notwendig. Energetisch relevant sind Pumpe(n) und/oder Ventilator(en).

Die **Wärmepumpenheizungsanlage (WPHA)** umfasst das komplette System, bestehend aus Wärmepumpenanlage (WPA) und **Wärmeverteilung** (oft als Wärmesenke oder Sekundärkreis bezeichnet). Hervorzuheben ist hierbei, wie Abb. 31 entnommen werden kann, dass nicht nur die Raumheizung, sondern auch die Warmwasserbereitung berücksichtigt wird. Die Raumheizung setzt sich aus allen hierfür notwendigen Komponenten, wie den Rohrleitungen, ggf. einem Wärmespeicher, den Wärmeübergabesystemen an die Räume des Gebäudes und in bivalenten Systemen, dem Kessel oder sonstigen Verbrauchern zusammen. Beim dargestellten System der Warmwasserbereitung wird das Trinkwasser durch die Heizungswärmepumpe erwärmt. Weiterhin gehören die Ladepumpen dazu, die Energie benötigen, sowie der Speicher, dessen Wärmeverluste zu decken sind. Bei anderen Lösungen sind ggf. weitere Komponenten notwendig.

## 3.2 Wärmequellen

### 3.2.1 Anforderungen und Auswahl

Eine Wärmepumpe benötigt zum Betrieb eine Wärmequelle, der sie Wärme entziehen kann. Betrachtet man die gesamte Bandbreite der Anwendungsfelder von Wärmepumpen, so lässt sich eine Vielzahl an Wärmequellen festmachen. Zum einen sind dies sogenannte natürliche Wärmequellen, die in der Umwelt zur Verfügung stehen. Sie werden daher teilweise auch als Umweltwärme oder Umweltenergie bezeichnet. Hierzu zählen:

- Erdreich, Grundwasser,
- Außenluft,
- solarthermische Niedertemperaturwärme,
- Fluss-, See-, Meerwasser.

Zum anderen kann Abwärme aus diversen Prozessen genutzt werden, wie z.B.:

- Abluft der Wohnungslüftung,
- Abwasser,
- Kühlwasser in industriellen Anwendungen,
- Abluft aus industriellen Anwendungen,
- Abgas von Kesseln, Blockheizkraftwerken.

Wie in Kapitel 2.3.4 erläutert, ist die Leistungszahl der Wärmepumpe entscheidend von der jeweils vorhandenen Temperaturdifferenz zwischen Kältemittelverdampfung und -kondensation bestimmt. Sie steigt, je geringer die Temperaturdifferenz ausfällt. Hohe Betriebstemperaturen auf der Wärmequellenseite wirken sich somit positiv auf die Jahresarbeitszahl und damit den Bezug elektrischer Energie aus. Das Temperaturniveau der Wärmequelle, das der Wärme-

pumpe während des Betriebes zur Verfügung steht, ist zum einen von der »ungestörten« Temperatur der Wärmequelle im Jahresverlauf bestimmt. Zum anderen ist von Bedeutung, inwieweit der Wärmeentzug (bzw. -eintrag) durch die Wärmepumpe die Wärmequelle beeinflusst. Dies lässt sich mit zwei Beispielen erläutern. Bei einer Erdreich/Wasser-Wärmepumpe wird die Temperatur des umgebenen Erdreiches, also der Wärmequelle, durch den Wärmeentzug im Heizbetrieb (bzw. die Wärmezufuhr im Kühlbetrieb) – abhängig von den Erdreichseigenschaften – verändert. Die jeweils vorherrschende Temperatur ist somit immer auch vom vorherigen Betrieb abhängig. Bei Außenluftwärmepumpen verhält es sich anders. Die wärmequellenseitige Eintrittstemperatur ist – unter der Voraussetzung, dass es keinen Kurzschluss zwischen Luftansaugung und Luftauslass gibt – unabhängig vom Wärmepumpenbetrieb. Ein dritter Aspekt, der sich auf die erreichbare Verdampfungstemperatur auswirkt, ist die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Kältemittel. Ist der Verdampfer direkt mit der Wärmequelle verbunden (z. B. bei Luft-Wärmepumpen) oder durch einen Zwischenkreis gekoppelt (z. B. bei Erdreich-Wärmepumpen)? Wie groß ist die Grädigkeit am Verdampfer zwischen Wärmeträgerfluid und Kältemittel (z. B. ist diese bei Lamellen-Wärmeübertragern (Luft-Wärmepumpen) größer als bei Platten-Wärmeübertragern (Erdreich-Wärmepumpen))?

Die Art der Wärmequelle und die Dimensionierung der Wärmequellenanlage beeinflussen neben dem Primärenergiebedarf bzw. den CO<sub>2</sub>-Emissionen (vgl. Kapitel 4.2 bzw. 4.3) auch entscheidend die Wirtschaftlichkeit (vgl. Kapitel 4.1 und 4.2). Zum einen ergeben sich abhängig von den jeweiligen Jahresarbeitszahlen unterschiedliche Kosten für den Bezug elektrischer Energie und zum anderen fallen teilweise hohe Investitionskosten für die Erschließung der Wärmequelle an.

Die Auswahl und Dimensionierung der Wärmequelle erfolgt auf Basis des Wärme- und ggf. Kühlbedarfs der Wärmepumpenanwendung im Jahresverlauf und der örtlichen Gegebenheiten. Dabei sind folgende Aspekte von Bedeutung:

- Verfügbarkeit,
- gesetzliche Rahmenbedingungen (Zulässigkeit, bauliche und betriebliche Auflagen),
- chemische, physikalische und technische Schwierigkeiten,
- Umweltbeeinflussung (Grundwasserbeeinflussung, Schallemission u. a.),
- Platzbedarf,
- Erschließungskosten,
- Temperaturniveau während des Betriebs,
- Energiebedarf für Wärmequellenantrieb (Pumpe bzw. Ventilator),
- Betriebssicherheit,
- Wartungsaufwand.

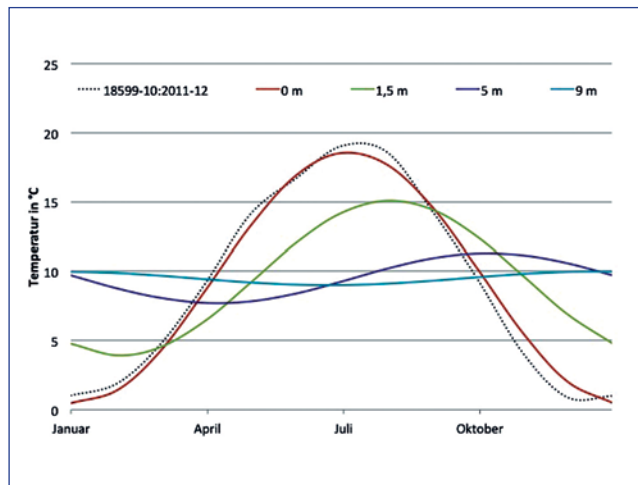
In den folgenden Kapiteln werden die Eigenschaften derjenigen Wärmequellen beschrieben, welche bei Heizungs- und Brauchwasserwärmepumpen im Wohnungsbau in Deutschland üblicherweise genutzt werden. Dies sind insbesondere die Außenluft, das Erdreich und in geringerem Umfang auch das Grundwasser. Außerdem werden auch Abluft-Wärmepumpen eingesetzt und aktuelle technische Entwicklungen deuten darauf hin, dass zunehmend die Nutzung der Solareinstrahlung als Wärmequelle eine breitere Anwendung findet.

## 3.2.2 Wärmequelle Erdreich

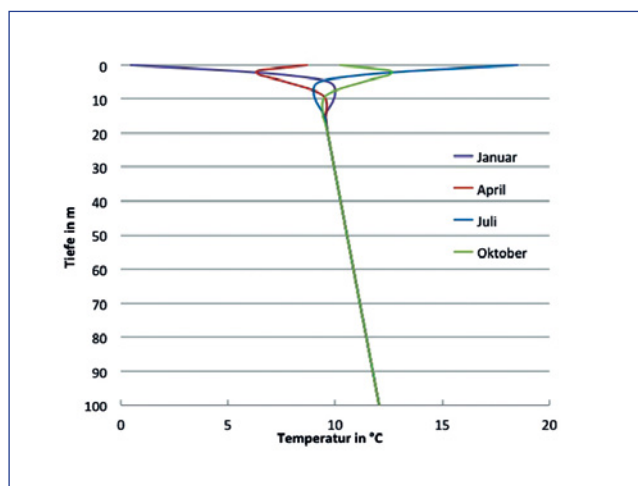
### 3.2.2.1 Eigenschaften des Erdreiches

Die Temperatur des Erdreichs wird im oberflächennahen Bereich von der angrenzenden Erdatmosphäre (Solarstrahlung, Lufttemperatur und Niederschlag), möglicherweise einer Bebauung oder Versiegelung sowie den lokalen hydro-geologischen Verhältnissen (Erdreichzusammensetzung und Grundwasserverhältnissen) bestimmt. Abb. 32 zeigt exemplarisch den Jahresgang der Erdreichtemperatur in unterschiedlichen Tiefen für unbebautes Erdreich mit homogener Erdzusammensetzung und ohne Einfluss von Grund- oder Niederschlagswasser. Die Temperatur der Oberfläche kann in erster Näherung der Monatsmittel-Temperatur der Umgebungsluft gleichgesetzt werden; hier mit einer Jahresmitteltemperatur von  $9,5^{\circ}\text{C}$  (Berechnung: vgl. Bildunterschrift Abb. 32) und einer Schwankungsbreite zwischen den höchsten und niedrigsten Monatsmittelwerten von  $18,1\text{ K}$ . Mit der Tiefe nimmt die jahreszeitliche Schwankung der Erdreichtemperatur stark ab und die Phasenverschiebung nimmt zu. So liegt die

■ **Abb. 32:** Oberflächen-naher Temperaturverlauf im ungestörten Erdreich im Jahresgang für unbebautes Erdreich mit homogener Erdreichzusammensetzung ohne Einfluss von Niederschlag und Grundwasser, berechnet nach [42] mit Jahresmitteltemperatur  $9,5^{\circ}\text{C}$ , Temperaturamplitude  $9,1\text{ K}$  (Referenzklimadaten nach [43]), Temperaturleitfähigkeit des Erdreichs  $1 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ .



■ **Abb. 33:** Tiefentemperaturprofil im ungestörten Erdreich; Berechnungsgrundlage identisch mit Abb. 32; in Tiefen 15–100 m: konstanter Temperaturgradient von  $3\text{ K}/100\text{ m}$



Erdreichtemperatur in 1,5 m Tiefe im dargestellten Beispiel zwischen 3,9°C und 15,1°C und die Zeitpunkte minimaler und maximaler Temperatur sind um einen Monat gegenüber der Erdoberfläche verschoben. Unterhalb der sogenannten neutralen Zone, die in Deutschland meist in Tiefen von 10 m bis 20 m liegt, weist die Erdreichtemperatur keine jahreszeitlichen Schwankungen mehr auf. Mit zunehmender Tiefe steigt die Erdreichtemperatur entsprechend dem sogenannten geothermischen Temperaturgradienten. Die Temperaturzunahme mit der Tiefe ist abhängig von der lokalen geologischen Situation und beträgt in Deutschland durchschnittlich 3 K je 100 m, mit einer Streuung von unter 2 K bis über 4 K je 100 m [41]. Abb. 33 zeigt idealisiert den Verlauf der Erdreichtemperatur entlang der Tiefe. Während sich im oberen Bereich die jahreszeitlichen Schwankungen der Witterung abzeichnen, ist in größerer Tiefe der idealisiert lineare Verlauf des sogenannten geothermischen Temperaturgradienten sichtbar.

Infolge des Wärmeentzuges, z. B. über eine Erdsonde, kühlt sich das Erdreich ab. Das sich um die Erdsonde ausbildende Temperaturgefälle bewirkt einen Wärmestrom hin zur Erdsonde. Dabei wird das Verhalten des Untergrundes von den physikalischen Stoffeigenschaften des Erdreichs bestimmt. Maßgeblich sind dabei die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die volumenbezogene Speicherkapazität ( $\rho \cdot c_p$ ). Diese Stoffeigenschaften weisen eine große Bandbreite auf und variieren nicht nur abhängig von der Bodenart, sondern auch innerhalb einzelner Gesteinstypen. Außerdem hat der Feuchtegehalt in Poren und Klufträumen einen großen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit und die Speicherkapazität. Feuchte Böden weisen eine höhere Wärmeleitfähigkeit auf als trockene Böden.

Neben den thermischen Eigenschaften des Erdreichs haben auch die lokalen Grundwasserverhältnisse einen Einfluss auf die geothermische Nutzung. Grundwasserströme können den Wärmestrom und damit die Temperaturen des genutzten Erdreiches maßgeblich beeinflussen.

Die große Varianz der »Wärmequellenqualität« unterschiedlicher Böden ist zu beachten.

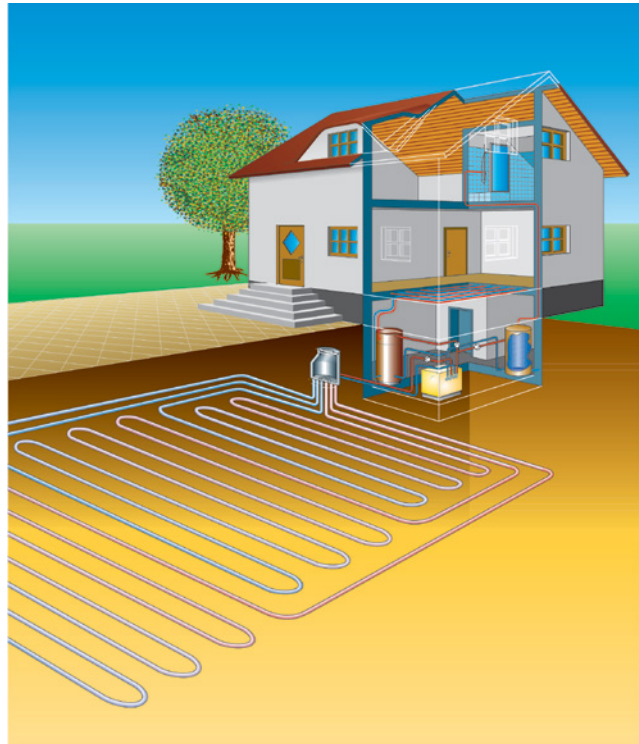
### 3.2.2.2 Horizontale Wärmeübertrager: Erdkollektoren als indirektes System

Erdkollektoren sind Wärmeübertrager, die horizontal oder schräg in den oberen fünf Metern des Untergrunds eingebaut werden. Dabei zirkuliert in einem geschlossenen Rohrsystem ein Wärmeträgermedium, das im Heizbetrieb dem Erdreich Wärme entzieht und diese Wärme dann über den Verdampfer an die Wärmepumpe überträgt. Als Wärmeträgerfluid werden Frostschutz-Wasser-Gemische verwendet. Diese werden häufig (fälschlicherweise) als Sole bezeichnet, obwohl bei den meisten Anlagen nicht Sole, also ein Wasser-Salz-Gemisch, sondern ein Glykol-Wasser-Gemisch zum Einsatz kommt.

Die häufigste Ausführung ist ein horizontaler Erdwärme-Flächenkollektor aus parallel verlegten Rohrschlangen (vgl. Abb. 34). Die Verlegung erfolgt im ausgehobenen Erdreich in einer Tiefe unterhalb der natürlichen Frostgrenze, i. d. R. im Bereich zwischen 1,2 und 1,5 m. Die ungestörte Erdreichtemperatur ist in dieser Tiefe – in gedämpfter Form – noch von den jahreszeitlichen Schwankungen des Außenklimas geprägt (vgl. Kap. 3.2.2.1). Die Regeneration des Erdreichs nach Wärmeentzug im Winter erfolgt zum großen Teil durch den Wärmeeintrag über die Erdoberfläche (Außenluft, solare Einstrahlung, Niederschlagswasser). Daher sollte ein Erdkollektor nicht überbaut oder die Erdoberfläche versiegelt werden.

Daneben existieren andere Bauformen, die exemplarisch in Kapitel 3.2.2.6 vorgestellt werden.

■ **Abb. 34:** Wärmepumpe mit Erdreich-Flächenkollektor

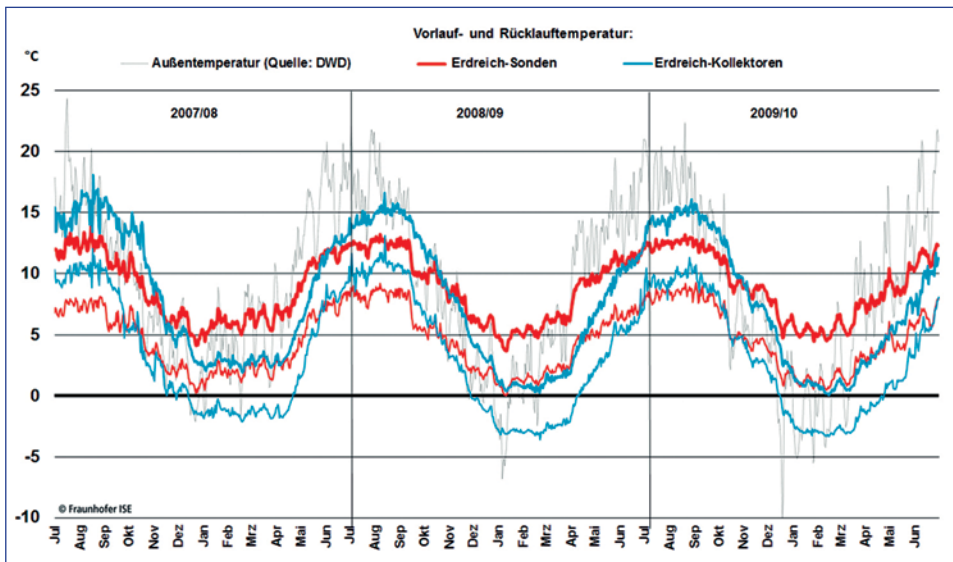


Im Vergleich mit Erdwärmesonden steht einem Erdkollektor in der Kernheizperiode ein geringeres Temperaturniveau im umgebenden Erdreich zur Verfügung (vgl. Kap. 3.2.2.1 und 3.2.2.4). Dies kann tendenziell zu geringeren Soletemperaturen und geringeren Jahresarbeitszahlen führen. Abb. 35 zeigt Soletemperaturen von Erdkollektor- und Erdsondenanlagen im Jahresgang, die im Feldmonitoring-Projekt »WP Effizienz« (vgl. Kap. 5.3.4) gemessen wurden. Im Sommer bieten Anlagen mit Erdkollektoren aufgrund der höheren Erdreichtemperaturen schlechtere Bedingungen für eine Nutzung zur Raumkühlung. Eine passive Kühlung (also ohne Wärmepumpenbetrieb; vgl. Kap. 3.6) ist nur eingeschränkt möglich. Der Vorteil von Erdkollektoren gegenüber Erdsonden liegt in den geringeren Investitionskosten.

Der Bau eines Erdkollektors kann – abhängig vom jeweiligen Bundesland – genehmigungspflichtig sein und aus Gründen des Wasserschutzes in einigen Gebieten verboten werden.

Erdkollektoren entziehen dem Erdreich Wärme, sodass es sich daraufhin unter das Temperaturniveau des ungestörten Erdreiches abkühlt. Damit die Betriebstemperatur im Winter nicht von Jahr zu Jahr (deutlich) absinkt, darf dem Erdkollektor nur so viel Wärme entzogen werden, wie aus dem Erdreich und der Erdatmosphäre nachströmt. Daher sollten Erdreichkollektoren auch nicht in größeren Tiefen verlegt werden, da dort weniger Wärme von der Oberfläche nachfließen kann.

Außerdem ist bei der Auslegung die Auswirkung auf die Umwelt in Folge der Beeinflussung der Erdreichtemperatur zu beachten. Durch den Wärmeentzug kühlt sich das Erdreich – auch bei richtiger Auslegung – unter  $0^{\circ}\text{C}$  ab, es kommt zur Eisbildung um die einzelnen Kollektorrohre. Dies ist durchaus erwünscht, da bei der Frostbildung die freiwerdende Latentwärme



■ **Abb. 35:** Solevorlauf- und Solerücklauftemperaturen (Tagesmittelwerte) jeweils als Mittelwert von 40 Anlagen mit Erdsonden bzw. 12 Anlagen mit Erdreichkollektoren, gemessen im Projekt »WP Effizienz« des Fraunhofer ISE (vgl. Kap. 5.3.4), sowie die Außenlufttemperatur

genutzt werden kann und damit die Erdreich- und Betriebstemperatur langsamer absinkt. Nur sollte sich die Eisbildung um die Rohre nicht bis an die natürliche Eisschicht unter der Erdoberfläche ausdehnen, um Frostschäden durch Hebungen der Erdoberfläche zu vermeiden. Auch muss gewährleistet sein, dass evtl. zusammengewachsene Eisschichten in der Kollektorebene im Frühjahr wieder soweit aufgetaut sind, damit der Boden Niederschlag- und Schmelzwasser durchsickern lassen kann. Andernfalls bildet sich Schlamm an der Oberfläche. Eine richtige Auslegung kann derartige Auswirkungen vermeiden. Auch haben Untersuchungen gezeigt, dass bei richtiger Auslegung die Bepflanzung über den Erdreichkollektoren nur gering beeinflusst wird; die Entwicklung im Frühjahr verzögert sich nur geringfügig [44].

Zu den wichtigsten Einflussfaktoren auf die Regeneration, die Wärmeträgerfluidtemperatur im Betrieb, den Druckverlust und damit den Strombedarf der Pumpe sowie die Wirtschaftlichkeit zählen zum einen orts- und anwendungsabhängige Randbedingungen, insbesondere

- Wärmeentzug im Jahresgang,
- Außenklima im Jahresgang,
- Untergrundeigenschaften

und zum anderen Parameter, die durch die Auslegung bestimmt werden:

- Verlegetiefe,
- Rohrdurchmesser,
- Rohrabstand,
- Gesamtverlegefläche,
- Wärmeträgerfluid (thermodynamische Eigenschaften, Strömungsform).



Für die Auslegung von Erdreichkollektoren werden Auslegungsrichtlinien in der in Deutschland maßgeblichen Richtlinie VDI 4640 aufgeführt. In der 2012 gültigen Fassung [42] wird eine Auslegungsmethode verwendet, die abhängig vom Erdreich (unterteilt in drei Gruppen) und der jährlichen Betriebsdauer (unterteilt in zwei Gruppen) jeweils Maximalwerte für flächenspezifische Entzugsleistungen angibt.

Diese Auslegungsrichtlinie wird hier an einem Beispiel vorgestellt. In einem Wohngebäude ( $150 \text{ m}^2$ ; spez. Wärmebedarf für Raumheizung  $70 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$  und für Trinkwassererwärmung  $20 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ) erzeugt eine Wärmepumpenanlage insgesamt  $13,5 \text{ MWh/a}$  Wärme. Die Heizleistung der Wärmepumpe (ohne drehzahlregelmten Kompressor) liegt bei den geplanten Betriebsbedingungen im Mittel bei  $6 \text{ kW}$  und als Jahresarbeitszahl des Wärmepumpengerätes wird ein Wert von  $3,9$ , z. B. nach VDI 4650 berechnet, prognostiziert. Damit ist eine jährliche Wärmepumpen-Laufzeit von  $2250 \text{ h/a}$  und eine mittlere Verdampfer-Leistung und somit Entzugsleistung von  $4,5 \text{ kW}$  anzusetzen. Für ein Gebiet mit bindigem, feuchtem Boden (Auslegungswert der spezifischen Entzugsleistung nach VDI 4640:  $16\text{--}24 \text{ W/m}^2$ ) ergibt sich eine erforderliche Fläche von  $190$  bis  $280 \text{ m}^2$ .

Untergrund	Spezifische Entzugsleistung	
	Bis $1800 \text{ h/a}$	Bis $2400 \text{ h/a}$
Trockener, nichtbindiger Boden	$10 \text{ W/m}^2$	$8 \text{ W/m}^2$
Bindiger Boden, feucht	$20\text{--}30 \text{ W/m}^2$	$16\text{--}24 \text{ W/m}^2$
Wassergesättigter Sand / Kies	$40 \text{ W/m}^2$	$32 \text{ W/m}^2$

■ **Abb. 36:** Auslegungswerte für Erdwärmekollektoren in Anlagen mit reinem Heizbetrieb (Raumheizung und ggf. Trinkwassererwärmung), Verlegetiefe  $1,2$  bis  $1,5 \text{ m}$ , Verlegeabstand  $0,3$  bis  $0,8 \text{ m}$  nach [42]; Hinweis: Die Richtlinie wird derzeit überarbeitet.

Ein Zusammenhang von Verlegeabstand und maximaler Entzugsleistung wird in der VDI 4640 ebenso wenig berücksichtigt wie das Außenklima. Laut [44] sind in verschiedenen Regionen in Deutschland recht unterschiedliche Maximalwerte für die spezifische Entzugsleistung möglich: z. B. kann im Südwesten Deutschlands (Klimazone 12 nach DIN 4710) die Kollektorfläche mehr als  $30\%$  kleiner ausfallen als im Südosten Deutschlands (Klimazone 13 nach DIN 4710). Ursächlich hierfür sind einerseits unterschiedliche Jahresmitteltemperaturen, die Unterschiede der ungestörten Erdreichtemperaturen, der Regenerationszeiten und der Wärmepumpenlaufzeiten mit sich bringen. Andererseits bewirken unterschiedliche Niederschlagsmengen einen unterschiedlichen Wassergehalt und damit andere thermische Bodeneigenschaften bei gleichen Bodentypen. In [44] wird auch der Einfluss von Rohrdurchmesser und Rohrabstand aufgezeigt.

Für die Auslegung von Erdwärmekollektoren existieren auch Simulationsprogramme, die gegenüber der VDI-Richtlinie differenzierte Auslegungen ermöglichen.

### 3.2.2.3 Horizontale Wärmeübertrager: Erdkollektoren mit Direktverdampfung

Bei dem sogenannten direkten System wird der Erdkollektor direkt als Verdampfer der Wärmepumpe genutzt. Das Kältemittel der Wärmepumpe strömt hierbei durch die im Erdreich verlegten Rohre und nimmt Wärme direkt aus dem Erdreich auf. Gegenüber einer Sole/Wasser-Wärmepumpe entfallen somit der Wärmeübertrager zwischen Wärmequellenkreis und



Kältemittelkreis und die Wärmequellenkreis-Umwälzpumpe. Die Strömung des Kältemittels durch die Kollektorrohre wird von dem Verdichter der Wärmepumpe angetrieben. Die Rohre der direktverdampfenden Erdkollektoren bestehen meist aus mit Polyethylen ummanteltem Kupfer und haben einen Durchmesser von 10–12 mm. Sie werden etwa 1,2 m tief unter der Erde in Schleifen verlegt.

Da der Erdkollektor hierbei Bestandteil des Kältekreislaufes ist, muss die Gesamtanlage (der Erdkollektor und die restlichen Bestandteile des Kältekreislaufes in der Wärmepumpe) jeweils vom Hersteller ausgelegt und vor Ort befüllt werden. Die Installation dieser Anlage stellt höhere Anforderungen als eine Sole/Wasser-Wärmepumpe.

Zu den Herausforderungen, die Direktverdampfersysteme in Planung und Installation mit sich bringen, zählen u. a.:

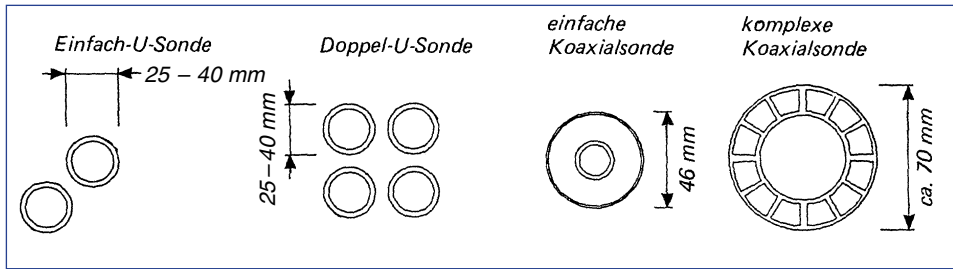
- Schwierigkeiten bei der Auslegung des Kältemittelkreislaufs, weil der Verdampfer im Erdreich wesentlich voluminöser ist und sich damit die erforderliche Menge an Kältemittel und die Durchlaufzeit vergrößern;
- Optimale Beaufschlagung des Verdampfers mit Kältemittel und Gewährleistung der Ölmitführung zum Verdichter im erforderlichen Maße;
- Zweiphasenströmung mit unterschiedlichem Benetzungsgrad;
- Verrohrung ist wegen erhöhter Anforderungen teurer und muss exakter auf der Baustelle außen verlegt werden;
- Bei einer Leckage treten u. U. deutlich höhere Kältemittelmengen aus als bei Wärmepumpen mit einem kompakten Kältekreis.

Während in Deutschland die Verbreitung von Wärmepumpenheizanlagen mit Direktverdampfungssystem sehr gering ist, sind diese Systeme in Österreich deutlich häufiger installiert. Hier hatten diese Systeme bis Anfang des 21. Jahrhunderts einen höheren Marktanteil als Sole/Wasser-Wärmepumpen, verloren jedoch immer mehr an Bedeutung.

### 3.2.2.4 Vertikale Wärmeübertrager: konventionelle Erdwärmesonden

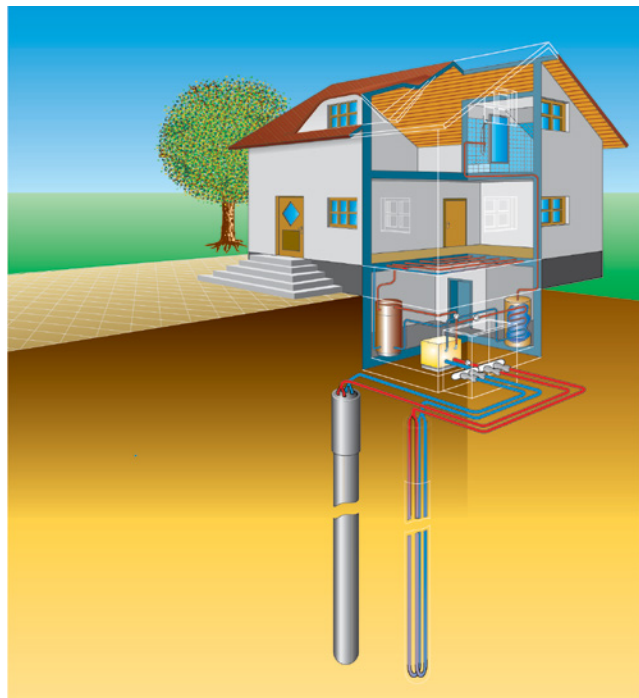
Erdwärmesonden sind Wärmeübertrager, die vertikal oder schräg in den Untergrund eingebracht werden. Oberflächennahe Erdwärmesonden werden in Tiefen von 10 bis 400 m ausgeführt, in Deutschland überwiegend zwischen 50 und 100 m. Genau wie Erdkollektoren sind dies geschlossene Systeme, bei denen ein Wärmeträgermedium in einem geschlossenen Rohrkreislauf zirkuliert und nicht direkt mit dem Erdreich in Kontakt kommt. Es existieren verschiedene Bauformen für Erdwärmesonden, wobei Erdwärmesonden mit zwei gekreuzten U-Rohrschleifen (Doppel-U-Sonde genannt) aus Kunststoff die am weitesten verbreitete Bauform ist (vgl. Abb. 37 und Abb. 38), seltener werden Einfach-U-Sonden oder Koaxialsonden verwendet.

Die Erdwärmesonden werden meist in Bohrlöcher (Durchmesser i. d. R. 120–220 mm) eingebaut, die nach deutschem Recht dicht zu verfüllen sind. Das Verfüllmaterial übernimmt die Abdichtung des Bohrloches, um die Grundwasserverhältnisse durch die Bohrung nicht zu verändern, z. B. werden evtl. durchstoßene Grundwasserleiter untereinander abgedichtet. Zudem ist eine lückenlose Verfüllung wichtig für die thermische Ankopplung der Erdwärmesonde an den Untergrund.



■ **Abb. 37:** Verschiedene Bauarten von Erdwärmesonden im Querschnitt, Bemaßung nur typische Beispiele [42]

■ **Abb. 38:** Zusammenge-  
rollte Doppel-U-Rohrsonde  
mit Sondenfuß



■ **Abb. 39:** Wärmepumpe  
mit Erdwärmesonden

Neben dem Einbringen in Bohrlöcher kommt bei geeignetem Untergrund und nicht zu großen Tiefen vereinzelt auch eine Technik zum Einsatz, bei der Erdsonden in den Untergrund gerammt werden. Dies ist nur bei vergleichsweise weichen und plastischen Böden möglich; die erreichbare Tiefe liegt unter 50 m.

Sind mehrere Sonden in einer Anlage vorhanden, dann sollte der Abstand zwischen den Sonden wenigstens 5 m betragen, um gegenseitige Beeinflussungen klein zu halten.

Erdwärmesondenanlagen können das umgebende Erdreich nicht nur als Wärmequelle im Heizbetrieb, sondern auch gut als Wärmesenke im Kühlbetrieb nutzen. In Kapitel 3.6 werden die Möglichkeiten der passiven Kühlung (ohne Wärmepumpenbetrieb) und der aktiven Kühlung (mit Wärmepumpenbetrieb) näher erläutert.

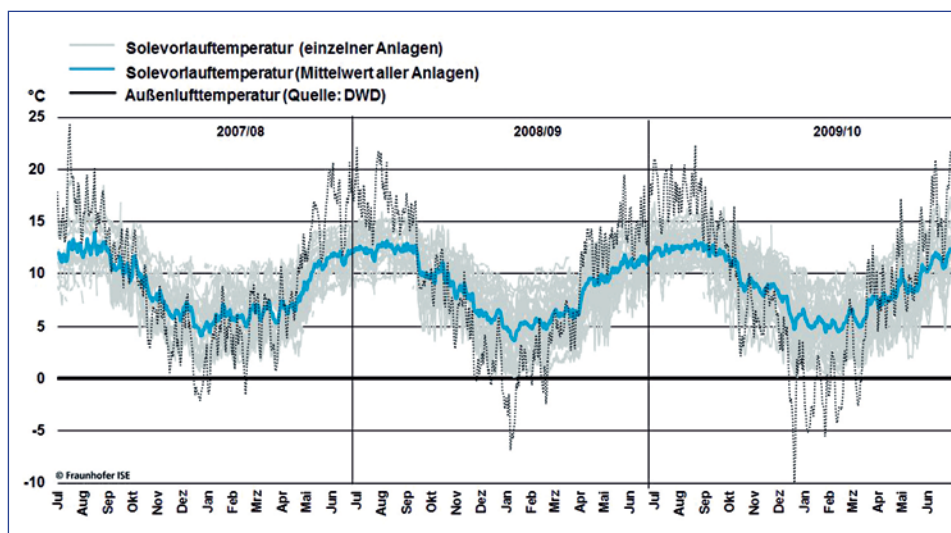
Voraussetzung für den Bau einer Erdwärmesondenanlage ist neben einem geeigneten Untergrund am geplanten Standort die Genehmigungsfähigkeit der Anlage. In Deutschland variieren die Gesetze und Vorschriften zur Genehmigung (geringfügig) von Bundesland zu Bundesland. Die jeweiligen Anforderungen und der Ablauf des Anzeige- und Genehmigungsverfahrens sind den Leitfäden der einzelnen Bundesländer zu entnehmen. Die geologischen Landesanstalten bieten meist auch Karten, in denen für Erdsonden günstige, ungünstige und unzulässige Gebiete sowie teilweise mögliche Auflagen verzeichnet sind. Mitunter enthalten diese Karten auch weitere Ausführungen zu den Eigenschaften des Untergrundes. Diese Angaben sind für eine erste Einschätzung hilfreich, ersetzen jedoch nicht die konkrete Fachplanung.

Eine möglichst gute Kenntnis der geologischen und hydrologischen Verhältnisse des Untergrundes ist wichtig für eine angepasste Auslegung der Sonde und zur Einstufung möglicher geologischer Risiken. Während bei Großprojekten geologische Vorerkundungen mittels einer Probebohrung und Messungen an einer Probesonde vorgenommen werden, wird bei kleinen Anlagen (z. B. für Einfamilienhäuser) auf die Auskünfte der zuständigen Behörden und Kenntnis lokaler erfahrener Fachfirmen zurückgegriffen.

Die thermische Auslegung einer Erdwärmesondenanlage sollte so erfolgen, dass eine vorgegebene minimale Temperatur des Wärmeträgerfluids innerhalb der gesamten Betriebsjahre der Anlage nicht unterschritten wird. Die deutsche Richtlinie VDI 4640-2 gibt in der 2012 gültigen Fassung (VDI 4640 Blatt 2:2001) vor, dass die Temperatur des zu der/den Erdwärmesonde(n) zurückkehrenden Wärmeträgermediums im Dauerbetrieb (Wochenmittel) den Bereich von  $\pm 11$  K gegenüber der ungestörten Erdreichtemperatur (vgl. Kap. 3.2.2.1) nicht überschreitet. Wie weit die Temperatur während des Betriebes sinkt, wird von verschiedenen Randbedingungen beeinflusst. Die wichtigsten Faktoren sind:

- Untergrundeigenschaften (Wärmeleitfähigkeit und Speicherkapazität des umgebenen Erdreiches, Grundwasserverhältnisse),
- Wärmeentzug (Jahresentzugsenergie, maximale Entzugsleistung, jahreszeitlicher Verlauf des Wärmeentzuges) und ggf. Wärmeeintrag,
- Eigenschaften der Erdwärmesonde (Wärmeleitfähigkeit der Verfüllung, Bohrlochdurchmesser, Rohrdurchmesser, -anordnung und -material, Länge der Sonde),
- Abstand zu benachbarten Sonden,
- Wärmeträgerfluid (thermodynamische Eigenschaften, Strömungsform).

Abb. 40 zeigt den jährlichen Verlauf der Solevorlauftemperaturen von 40 Anlagen vor dem Eintritt in die Wärmepumpe, die im Rahmen des Monitoringprojektes »WP Effizienz« (vgl.



■ **Abb. 40:** Solevorlauftemperaturen (Tagesmittelwerte) von 40 Anlagen mit Erdsonden, gemessen im Projekt »WP Effizienz« des Fraunhofer ISE (vgl. Kap. 5.3.4), sowie die Außenlufttemperatur

Kap. 5.3.4) vermessen wurden. Es zeigt sich eine große Bandbreite der einzelnen Anlagen. Während bei einigen Anlagen die Temperatur im Winter nur knapp unter 10°C fällt, liegen die niedrigsten Solevorlauftemperaturen anderer Anlagen bei nur knapp über 0°C.

Die Auslegung von Erdsondenanlagen von Standard-Kleinanlagen, wie in Einfamilienhäusern, erfolgt in der Regel nach einfachen Auslegungsmethoden. Hierbei werden nur einige Einflussparameter als variable Parameter berücksichtigt und hinsichtlich weiterer Einflussparameter Geltungsbereiche genannt. Die VDI 4640 gibt in der 2012 gültigen Fassung [42] – abhängig vom Untergrund – Maximalwerte für die spezifischen Entzugsleistungen der Erdwärmesondenanlage an (vgl. Abb. 41). Diese Auslegungsempfehlungen werden im Folgenden an einem Beispiel vorgestellt. Für die in Kapitel 3.2.2.2 beschriebene Wärmepumpenanlage (Wärmepumpen-Laufzeit: 2 250 h/a; mittlere Entzugsleistung: 4,5 kW) wird anstelle von einem Erdkollektor eine Erdsondenanlage geplant. Für ein Gebiet mit normalem Festgestein (Wärmeleitfähigkeit von 1,5–3,0 W/(m · K)) ergibt sich mit dem entsprechenden VDI-Auslegungsrichtwert für die spezifische Entzugsleistung von 50 W/m eine erforderliche Sondenlänge von 90 m.

Untergrund	Spezifische Entzugsleistung	
Allgemeine Richtwerte	Für 1 800h/a	Für 2 400h/a
Schlechter Untergrund (trockenes Sediment) ( $\lambda < 1,5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ )	25 W/m	20 W/m
Normaler Festgesteins-Untergrund und wassergesättigtes Sediment ( $\lambda = 1,5–3,0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ )	60 W/m	50 W/m
	84 W/m	70 W/m

■ **Abb. 41:** Auslegungswerte für Erdwärmesonden in Anlagen mit einer Heizleistung < 30 kW und reinem Heizbetrieb (Raumheizung und ggf. Warmwasser): Allgemeine Richtwerte der spezifischen Entzugsleistungen nach [42]. Die VDI 4640 enthält zusätzlich auch Richtwerte für einzelne Gesteinsarten; Hinweis: Die Richtlinie wird zur Zeit der Erstellung des Buches überarbeitet.

Die Methode der VDI 4640 kann nur für kleine Anlagen (Heizleistung < 30 kW) in Standardfällen als Auslegungskriterium herangezogen werden. Bei anderen Anwendungsfällen – seien es besondere Sondenbauformen, eine größere Anzahl von Anlagen in einem begrenzten Gebiet, Anlagen mit Heiz- und Kühlbetrieb oder die Vorgabe von anderen Grenzwerten für die minimale Betriebstemperatur – sind genauere Berechnungen erforderlich. Es existieren mehrere Simulationsprogramme für Erdwärmesondenanlagen, deren Bedienungsaufwand für den erfahrenen Anlagenplaner auch bei kleineren Anlagen praktikabel ist.

Als Wärmeträgerfluid wird meist ein Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch (z. B. Ethylenglykol) eingesetzt. Sollte die Anlage, z. B. aufgrund wasserrechtlicher Auflagen der Behörden, nur mit Wasser betrieben werden, dürfen die Verdampferaustritts-Temperaturen 3 bis 4 °C nicht unterschreiten, um eine Frostbildung auszuschließen. Dafür ist eine deutlich größere Erdsondenlänge erforderlich, als es eine Auslegung nach VDI 4640 vorgibt und bei Nutzung von einem Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch möglich wäre. Eine Beispielrechnung hierzu hat Koenigsdorff veröffentlicht [41].

In der Schweiz gibt die Norm SIA 384/6 (auf die hier nicht weiter eingegangen werden kann) Vorgaben für die Auslegung von Erdwärmesonden und ebenfalls einfache Auslegungsrichtlinie für kleine Standardanlagen [45].

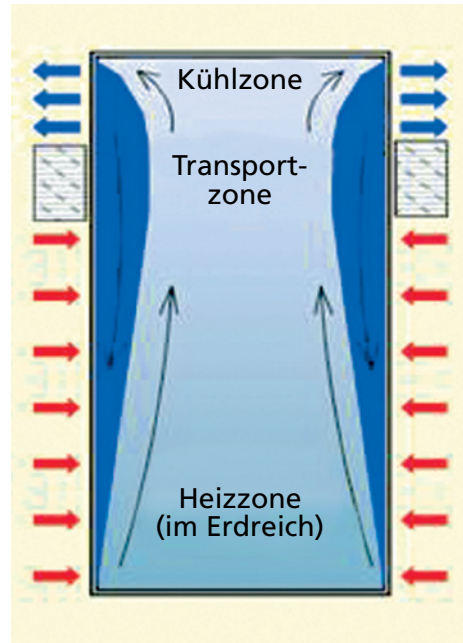
### 3.2.2.5 Vertikale Wärmeübertrager: CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohr

Im Gegensatz zu einer konventionellen Erdwärmesonde ist bei einem sogenannten CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohr keine Umwälzpumpe erforderlich. Diese Art der Erdwärmesonde besteht aus einem geschlossenen Rohr, in dem CO<sub>2</sub> als Wärmeträgermedium verwendet wird (vgl. Abb. 42). Die Zirkulation des CO<sub>2</sub> erfolgt selbsttätig nach dem Thermosiphonprinzip. Flüssiges CO<sub>2</sub> fließt aufgrund der Schwerkraft an der Rohrwand herab. Dabei nimmt es Wärme aus dem Erdreich auf, verdampft und steigt aufgrund seiner geringeren Dichte im Zentrum des Rohres auf. Am Sondenkopf ist ein Wärmeübertrager, der Verdampfer der Wärmepumpe, angeordnet. Dort gibt das CO<sub>2</sub> die zuvor vom Erdreich aufgenommene Wärme an das Kältemittel der Wärmepumpe ab, kondensiert dabei wieder und strömt in das Wärmerohr zurück.

Damit weist das CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohr zwei zentrale Unterschiede gegenüber der klassischen Erdwärmesondenanlage auf, die sich positiv auf die Arbeitszahl auswirken können. Dies ist zum einen der Wegfall der Umwälzpumpe und damit des Hilfsenergiebedarfs. Zum anderen ist der Wärmeübergangswiderstand bei der Kondensation des CO<sub>2</sub> geringer als bei einer Strömung ohne Phasenwechsel. Diese verbesserte Wärmeübertragung bewirkt, dass bei gleicher Verdampferleistung der Wärmepumpe eine geringere Grädigkeit am Verdampfer der Wärmepumpe erforderlich ist. Zudem ist CO<sub>2</sub> ein nicht-grundwassergefährdendes Wärmeträgermedium.

Der Einsatz des CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohres ist auf den Heizbetrieb beschränkt, da das Arbeitsprinzip im Kühlbetrieb nicht funktioniert. Nachteile des CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohres liegen in den derzeit deutlich höheren Investitionskosten und der Tatsache, dass bei unsachgemäßer Auslegung Einschränkungen im Betrieb auftreten können. Die höheren Investitionsausgaben beziehen sich auf höhere Kosten für den Sondenkopf (inkl. Verdampfer) wie insbesondere auch die höheren Materialkosten des Sondenrohres. Das Rohrmaterial muss wickelbar, druckfest und sehr diffusionsdicht sein, um CO<sub>2</sub>-Verluste zu vermeiden. Daher werden derzeit entweder Kupferrohre oder Edelstahl-Spiralwellrohre eingesetzt, da herkömmliche Kunststoffrohre diese Anforderungen nicht erfüllen.

■ **Abb. 42:** Prinzip des Wärmerohres



Bisher ist der Markt für CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohre noch recht jung und die Technologie nicht etabliert. Betriebserfahrungen einiger Anlagen und Forschungsergebnisse sind veröffentlicht aber es fehlt noch an umfassenden Studien. Einen vertiefenden Einstieg in das Thema bietet die Literatur ([46] und [47]).

### 3.2.2.6 Sonderbauformen

Neben den bisher vorgestellten Typen der vertikalen und horizontalen Wärmeübertrager existieren auf dem Markt noch diverse Sonderbauformen<sup>20</sup>. Die in Deutschland maßgebende Richtlinie für die thermische Nutzung des Untergrundes durch erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen VDI 4640 gibt in der 2012 gültigen Fassung [42] hierfür keine Auslegungsrichtlinien an. Daher sind bei der Planung dieser Anlagen die jeweiligen Angaben von Herstellern und Erfahrungen von Betreibern heranzuziehen.

#### Grabenkollektor, Spiralkollektor und Erdkörbe

Grabenkollektor, Spiralkollektor und Erdkörbe unterscheiden sich vom horizontal verlegten Erdreichkollektor im Wesentlichen durch die andersartige, lokal verdichtete Verlegungsform der Wärmeübertragerrohre.

- **Grabenkollektoren:**  
Rohre sind parallel entlang der vertikalen oder schrägen Seitenwände eines Grabens verlegt, der mehr als 3 m tief sein kann.
- **Künnettenkollektor (auch SLINKY-Kollektor genannt):**  
Spiralförmige Rohrstränge sind horizontal verlegt, dafür werden handelsübliche Rollen

<sup>20</sup> Zur oberflächennahen Geothermie mit erdberührenden Bauteilen gibt es ein BINE-Fachbuch »Erdwärme für Bürogebäude nutzen«





■ **Abb. 43:** Ausführungsbeispiele für verschiedene Sonderbauformen von Erdkollektoren: Grabenkollektor, Künnettenkollektor, Erdkorb (von links nach rechts)

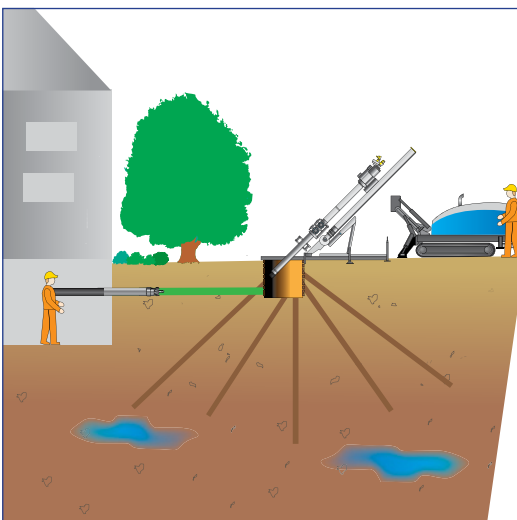
Kunststoffrohr auf den Boden eines breiten Grabens gelegt und seitlich (senkrecht zur Wickelachse) auseinandergezogen.

■ **Erdkörbe:**

Rohre sind um zylindrische oder kegelstumpfförmige Drahtkörbe gewickelt, die in einen entsprechenden Erdaushub eingesetzt werden.

### Radiale Erdwärmeübertrager

Bei dieser Form des Wärmeübertragers werden ausgehend von einem zentralen Bohrloch Erdsonden schräg ( $30^\circ$  bis  $65^\circ$  zur Oberfläche) ins Erdreich eingebracht, entweder in Bohrlöcher eingebaut oder direkt ins Erdreich gedrückt. Von Vorteil ist, dass das Bohrgerät nur einmal platziert werden muss und dass alle Rohrausgänge dicht beieinanderliegen, sodass das Sammelssystem einfach, billig und der Platzbedarf sehr gering ist.

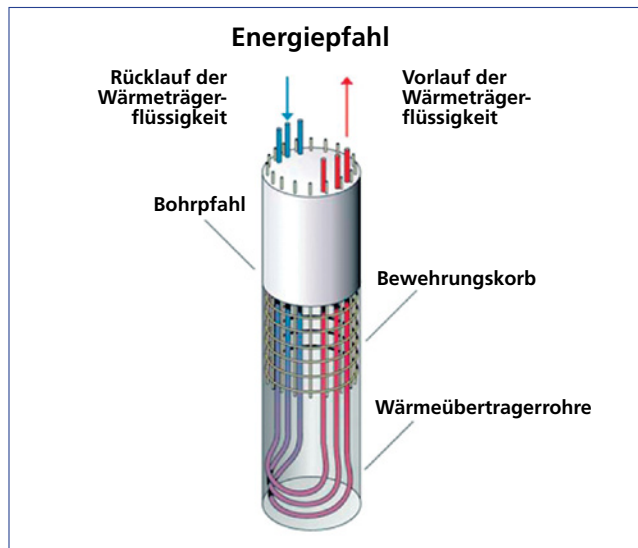


■ **Abb. 44:** Radiale Erdwärmeübertrager

## Energiepfähle

Bei »weichem« Untergrund muss die Gebäudelast in vielen Fällen von Fundamentpfählen getragen werden. Werden in Gründungspfähle Wärmeübertragerrohre eingegossen, bezeichnet man diese als thermisch aktivierte Gründungspfähle bzw. als Energiepfähle. Ebenso lassen sich auch andere Erreich-berührende Bauteile, z. B. Spund- und Schlitzwände mit Wärmeübertragern versehen. Thermisch aktivierte Gründungselemente müssen vorsichtig und exakt geplant und betrieben werden, um die statische Funktion nicht zu beeinträchtigen. Die Betriebstemperaturen dürfen daher 0 °C nicht unterschreiten.

■ **Abb. 45:** Ausführungsbeispiele für Energiepfähle



## Energiezaun

Der Energiezaun ist ein oberirdischer Wärmeübertrager, bestehend aus übereinander verlaufenden, schwarzen Kunststoffrohren, die wie bei einem Flechtzaun montiert sind. Dieser Kollektor entzieht Wärme aus der Umgebung (Außenluft, Niederschlag) und absorbiert zusätzlich Solarenergie. Die Temperaturen des Wärmeträgerfluids im Energiezaun sind abhängig von den jeweiligen Witterungsbedingungen. Sonnenreiche und windstarke Aufstellungsorte sind zu bevorzugen. Jedoch stellen sich auch dabei an kalten Tagen ohne Sonnenschein bzw. in kalten Nächten nur sehr geringe Verdampfungsstemperaturen ein.





■ **Abb. 46:** Ausführungsbeispiel für einen Energiezaun

Oberirdische Energiezäune sollten daher nicht allein, sondern z. B. in Kombination mit einem unterirdischen Kollektor eingesetzt werden. Der Erdboden dient als Wärmequelle für sonnen-scheinarme kalte Tage bzw. kalte Nächte. An sonnenreichen Tagen kann vom Energiezaun absorbierte Energie ins Erdreich abgegeben werden und damit die Regeneration u. U. unterstützen. So können die Erdreichkollektoren dann kleiner ausgelegt werden als wenn ausschließlich Erdreichkollektoren als Wärmequellenanlage eingesetzt würden. Als Bauformen bieten sich z. B. Grabenkollektoren an, die parallel zum Zaun verlegt werden. In der einfachsten Form wird der Zaun im unteren Bereich im Boden vergraben.

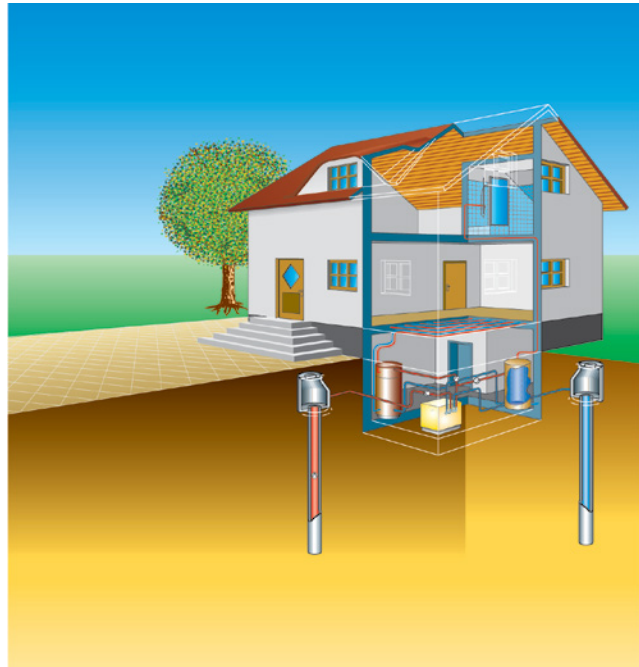
### 3.2.3 Wärmequelle Grundwasser

Anders als bei Erdkollektoren und Erdsonden handelt es sich bei Grundwassernutzung um ein offenes System. Das Grundwasser wird durch einen Förderbrunnen hoch gepumpt, in der Wärmepumpe abgekühlt und an anderer Stelle über einen Schluckbrunnen wieder der gleichen Grundwasserschicht zugeführt (vgl. Abb. 47). Dabei wird der Schluckbrunnen in Grundwasserfließrichtung in ausreichend Abstand zum Entnahmebrunnen gebohrt (bei Einfamilienhäusern gilt 10 bis 15 m als Richtwert [48]), um einen Kurzschluss zu vermeiden und somit die Wassertemperatur an der Förderstelle nicht zu beeinflussen.

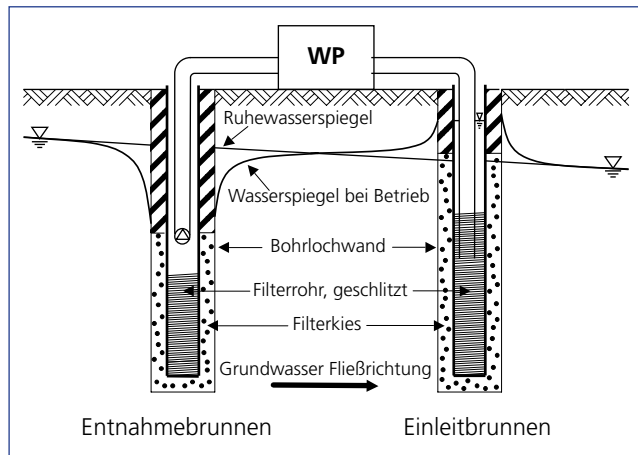
In Abb. 48 ist der Aufbau einer Grundwasserbrunnenanlage schematisch dargestellt. Das Entnahme- bzw. Einleitrohr ist in dem Tiefenbereich, in dem das Grundwasser entnommen bzw. eingeleitet wird, mit Schlitzfenstern versehen. Um dieses sogenannte Filterrohr ist der Ringraum zwischen Rohr- und Bohrlochwand mit Filterkies gefüllt. Bei dem Betrieb wird der Grundwasserspiegel am Förderbrunnen abgesenkt und beim Schluckbrunnen erhöht.

Grundwasser bietet günstige Wärmequellentemperaturen für Wärmepumpen, da die Grundwassertemperaturen meist im Bereich von 7 bis 12 °C liegen [41], im Jahresverlauf nur unwesentlich schwanken und – bei korrekter Auslegung und Betrieb – die Grundwassertemperatur an der Entnahmestelle nicht vom Wärmepumpenbetrieb beeinflusst wird. Damit die guten Voraussetzungen auch zu einer höheren Arbeitszahl als bei Nutzung anderer Wärmequellen, aber vergleichbaren Wärmesenkentemperaturen führen, muss der Energieaufwand für die

■ **Abb. 47:** Wärmepumpe mit Grundwasser-Wärmequelle



■ **Abb. 48:** Grundwasserbrunnenanlage: schematischer Aufbau und hydraulische Verhältnisse



Förderpumpe im Blick behalten werden. Außerdem ist zu beachten, dass die Brunnen – anders als bei anderen Wärmequellen – gewartet und im Bedarfsfall regeneriert werden müssen.

Nicht in allen Gegenden steht Grundwasser für die Wärmepumpennutzung zur Verfügung. Zu den wichtigsten Faktoren für eine mögliche Nutzung und die Auslegung einer Grundwasserbrunnenanlage zählen:

- Wasserrechtliche Genehmigung,
- Höhe des Ruhewasserspiegels und Mächtigkeit des Grundwasserleiters,

- Durchlässigkeit des Grundwasserleiters,
- Grundwasserbeschaffenheit,
- Temperatur.

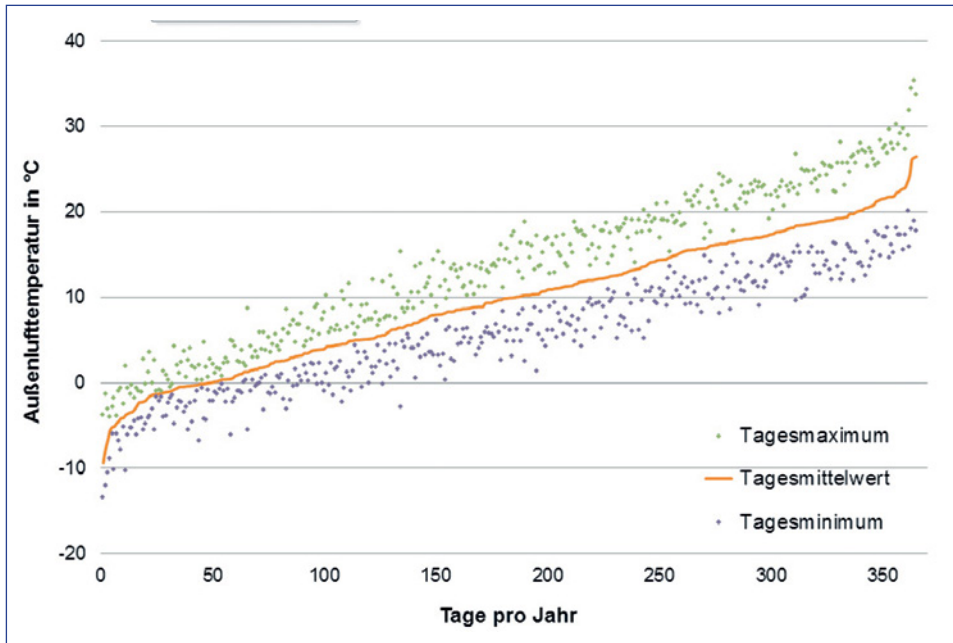
Ein möglichst hoher Grundwasserspiegel ist hinsichtlich der Herstellungskosten und des Energiebedarfs der Förderpumpe von Vorteil. Jedoch muss der Ruhespiegel ausreichend tief unter der Geländeoberkante liegen, um am Schluckbrunnen eine ausreichende Aufstauhöhe zu ermöglichen. Bei der Brunnendimensionierung sind neben dem erforderlichen Fördervolumen und der hydrogeologischen Eigenschaften des Grundwasserleiters auch die unvermeidbaren Alterungserscheinungen (Nachlassen der hydraulischen Leistungsfähigkeit) zu berücksichtigen. Leistungsreserven, die sich z. B. durch längere Filterstrecken ergeben, erhöhen die Zeitabstände für notwendige Regenerierungsmaßnahmen. Die Brunnenalterung ist von der Wasserbeschaffenheit (Inhaltsstoffe, physikalisch-chemische Parameter) abhängig und wird hauptsächlich durch Ausfällungen und Ablagerungen verursacht. Ein weiterer Aspekt, für den die Kenntnis der Wasserbeschaffenheit wichtig ist, besteht hinsichtlich der Korrosion von Anlagenkomponenten. Wärmepumpenhersteller geben im Hinblick auf die Werkstoffverträglichkeit Grenzwerte für bestimmte Kennwerte der Wasserbeschaffenheit an. Zudem existieren zwei unterschiedliche Konzepte der Anbindung der Wärmequelle Grundwasser an die Wärmepumpe. Einige Hersteller bieten spezielle Wärmepumpen für den Einsatz mit Grundwasser an, bei denen als Verdampfer angepasste Wärmeübertrager eingebaut sind. Bei anderen Herstellern kommen Erdreich/Wasser-Wärmepumpen zum Einsatz, die durch einen mit einem Wasser-Frostschutz-Gemisch gefüllten Zwischenkreis vom Grundwasser getrennt sind.

### 3.2.4 Wärmequelle Außenluft

Neben den Wärmequellen Erdreich und Grundwasser ist Außenluft die dritte und auch in Deutschland zunehmend an Bedeutung gewinnende Wärmequelle. Die Außenluft steht als Wärmequelle an jedem Ort zur Verfügung und verursacht bei ihrer Erschließung die geringsten Kosten. Andererseits erbringt sie geringere Wirkungsgrade gegenüber Wärmepumpen, die mit einer der beiden anderen Quellen betrieben werden.

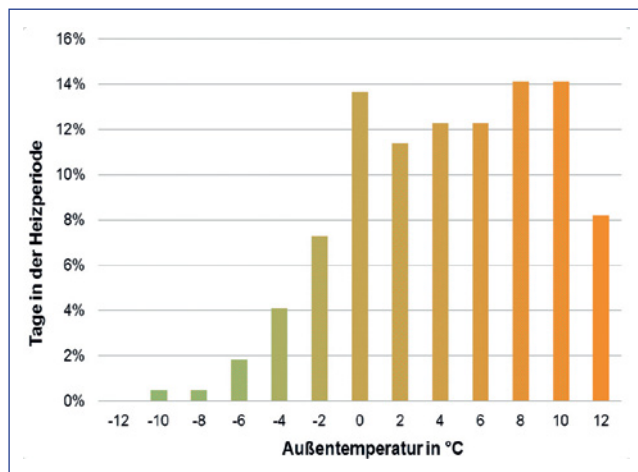
Die Außenbedingungen unterliegen dabei starken jahreszeitlichen Schwankungen, siehe Abb. 49 und Abb. 50. Die Planung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe als monovalentes Heizungssystem ist dadurch aufwendiger. Wärmepumpenanlagen müssten als monovalentes System für den Nennbetrieb überdimensioniert werden, was bei den derzeit noch dominierenden getakteten Wärmepumpen zu Leistungseinbußen durch zu kurze Taktzeiten führt, dies kann die Anschaffung verteuern. (vgl. Kap. 4.1). Dieser Aufwand wird in erster Linie vom maximalen Temperaturhub der Wärmepumpe an sehr kalten Tagen verursacht. Die Liefermenge des Kompressors und damit die Heizleistung der Wärmepumpe verläuft antiproportional zum Bedarf. Diese Divergenz zwischen Heizlast und Heizleistung der Wärmepumpe ist sehr stark ausgeprägt (vgl. Abb. 20).

Es entspricht dem Stand der Technik, dass man stattdessen monoenergetische Systeme auslegt, die bei saisonal-bedingten Maximallasten zusätzlich mit einem Heizstab betrieben werden. Bei korrekter Auslegung und Betrieb macht der Energiebedarf für den Heizstabbetrieb aber nur wenige Prozent pro Jahr aus, wie die Ergebnisse des WP-Effizienz-Projektes zeigen [49]. Zunehmend etablieren sich auch bivalente Systeme auf dem Markt (vgl. Kap. 3.4.), deren Möglichkeiten der Wärmeerzeugung die Betriebszeiten eines Heizstabes weiter reduzieren.



■ **Abb. 49:** Geordnete Jahresdauerlinie des Tagesmittelwertes der Außenlufttemperatur, sowie die jeweiligen Tagesminimum- und Tagesmaximumtemperaturen für Potsdam (TRY4)

■ **Abb. 50:** Verlauf der Außenlufttemperatur (Tagesmittelwerte) in Potsdam (TRY 4) innerhalb der Heizperiode (Heizgrenztemperatur mit 12 °C gewählt). Nach: Testreferenzjahr (TRY) des Deutschen Wetterdienstes für die Klimaregion 4 ermittelt aus Mess- und Beobachtungsreihen der Periode 1988 bis 2007.



Bei Wärmepumpenanlagen mit Luft als Wärmequelle lassen sich drei gängige Formen identifizieren, alle in Abb. 51 [50].

1. Außenaufstellung der Wärmepumpe
2. Innenaufstellung der Wärmepumpe
3. Splitbauweise nur mit Außenaufstellung des Verdampfers

Wichtige Eigenschaften der Außenluft-Wärmepumpe sind am Ende dieses Abschnitts zusammengestellt.



■ **Abb. 51:** Varianten verschiedener Aufstellungen von Luft/Wasser-Wärmepumpen. Links: außen aufgestelltes Gerät mit integriertem Heizungsanschluss. Mitte: Split-Wärmepumpe mit vertikal durchströmtem Verdampfer. Rechts: Innenaufstellung eines Lüftungsgerätes mit integrierter Wärmepumpe zur Trinkwarmwassererzeugung.

## ■ Auswirkungen von Außenluft als Wärmequelle

### Nachteile

- Geringere Effizienz durch hohen Temperaturhub und saisonale Temperaturschwankungen (sehr häufig sind  $-3$  bis  $+11$  °C)
- Hohe Volumenströme der Luft verursacht durch die geringe Wärmekapazität  

$$\left( \frac{c_{\text{Wasser}}}{c_{\text{Luft}}} = 4,2 \right) \text{ und Dichte (Volumenstrom ca. } 400 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ je kW Heizleistung)}$$
- Dadurch bedingt auch höhere Schallemissionen als andere Wärmepumpentypen
- Kondensat- (ab ca.  $7$  °C Außenlufttemperatur) und Frostbildung verursachen Stillstandszeiten (ca. alle  $4-8$  h bei unter  $7$  °C und bis ca.  $-5$  °C) und zusätzlichen Energieaufwand (ca.  $2-4$  % des Gesamtenergieaufwands)
- Verschmutzung und damit ein geringer Aufwand zur Reinigung bzw. Effizienzeinbußen

### Vorteile

- Geringe Erschließungskosten
- Gesamtbetriebskosten trotz geringerer Effizienz häufig niedriger

Bauart	Anzahl Gewerke bei Installation	Grad der Vorfertigung	Anbindung an das Heizungssystem	Schall
Außenaufstellung	1 (Heizung)	Hoch	Gut gedämmter nach außen erweiterter Hydraulikkreis	Mittel
Innenaufstellung	2 (Lüftung, Heizung)	Mittel	Durchbruch von Luftkanal durch die Hauswand	Mittel
Split-Bauweise	2 (Heizung, Kälte)	Mittel		Mittel

■ **Abb. 52:** Übersicht über verschiedene, spezifische Aspekte der Luft-Wärmepumpenanlagen

### ■ Geeignete Maßnahmen der Optimierung beim heutigen Stand der Technik

Durch folgende Maßnahmen lässt sich die niedrigere Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen gegenüber anderen Wärmepumpentypen kompensieren:

- die Einführung von Niedertemperaturanwendungen für die Brauchwassernutzung sowie die Gebäudebeheizung in Neu- und Altbauten,
- geeignete, leistungsgeregelte und effizientere Verdichter,
- den Einsatz geeigneter Kältemittel,
- kompaktere Verdampfer mit größeren Oberflächen und verbessertem Wärmefluss von der Quelle hin zum Kältemittel,
- einer optimierten und robusten Überhitzungsregelung, die niedrigere Überhitzungen und damit geringere Temperaturhübe der Wärmepumpe ermöglicht,
- den Einsatz energetisch optimierter Abtauverfahren.

### 3.2.5 Details zum Luftkühler/Verdampfer

Der Durchtrittsquerschnitt eines Luftkühlers/Verdampfers für eine Wärmepumpe mit 10 kW Heizleistung sollte mindestens  $1 \text{ m}^2$  bei etwa  $1,5 \text{ m/s}$  Luftgeschwindigkeit betragen. Für 10 kW Heizleistung sind also  $1\text{--}1,5 \text{ m}^3/\text{s}$  oder ungefähr  $3\,600\text{--}5\,400 \text{ m}^3/\text{h}$  nötig. Dies ist ein Anhaltswert, der abhängig von der Temperaturdifferenz am Luftkühler, dem Temperaturhub bzw. der Leistungszahl der eingesetzten Wärmepumpe sowie der Grädigkeit des eingesetzten Verdampfers ist. Die Bemessung der Luftkühler ist eine ingenieurmäßige Optimierungsaufgabe, die vor allem folgendes berücksichtigen muss:

- Die Größe und Masse des Verdampfers als Hauptkostenfaktor,
- Die Grädigkeit als wichtigem Parameter zur Auslegung des Temperaturhubs,
- Die Stabilität gegenüber Frostbildungsprozessen,
- Die Fehlverteilung anströmender Luft
- sowie einen robusten Betrieb bei geringer Überhitzung des Kältemittels.

### 3.2.6 Anwendungsgebiete von Außenluft-Wärmepumpen

Die Anforderungen an den Aufstellungsort sind bei Luft/Wasser-Wärmepumpen am geringsten und gut kompatibel selbst beim Einsatz in Altbauten. Mit dem heutigen Stand von Luft/Wasser-Wärmepumpen wird ein Deckungsgrad zur Wärmeherzeugung erreicht, der eine Bedarfsdeckung nur über die Wärmepumpe (monoenergetisch, vgl. Kapitel 3.7.2) bei ca. 90 % der Heiztage einer Saison erlaubt.

### 3.2.7 Wärmequelle Abluft

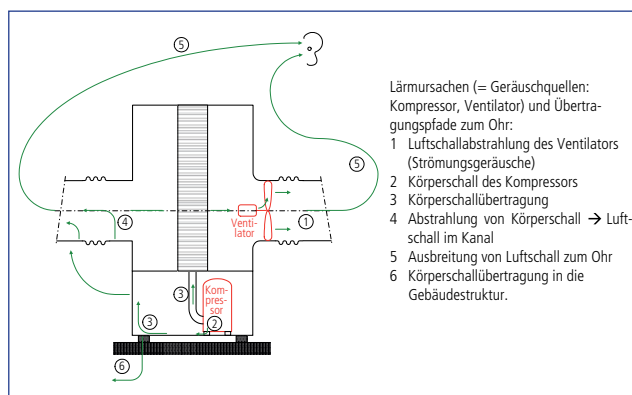
In zentralen Lüftungsanlagen kann eine Wärmepumpe integriert werden, welche die Abluft als Wärmequelle nutzt. Bei reinen Abluft-Lüftungssystemen steht die Wärmequelle mit einer Lufttemperatur in Höhe der Raumtemperatur zur Verfügung. Die aus den Räumen abgesaugte Luft wird über den Verdampfer der Wärmepumpe geführt, dort abgekühlt – wobei teilweise auch die Luftfeuchte kondensiert – und als Fortluft über Dach oder an der Außenwand ausgeblasen. Dies findet bei reinen Brauchwasser-Wärmepumpen Anwendung.

Ein anderer Anwendungsfall ergibt sich bei zentralen Zu- und Abluftsystemen. Hier kann die Zuluft von der Wärmepumpe erwärmt werden (vgl. Kap. 3.5.1). Dies findet in Europa fast ausschließlich in Passivhäusern Anwendung, da der Raumheizbedarf von Passivhäusern so gering ist, dass er allein mit der erwärmten Außenluft abgedeckt werden kann. In einem sogenannten Lüftungskompaktgerät, das sowohl die Raumheizung als auch die Trinkwassererwärmung gewährleistet, sind ein Luft-Luft-Wärmeübertrager und eine Wärmepumpe integriert. Ein Warmwasserspeicher ist – je nach Hersteller – auch in dem gleichen Gehäuse eingebaut oder wird daneben aufgestellt. Die Abluft wird – im Winter und je nach Fabrikat auch im Sommer – zunächst über die Wärmerückgewinnung und anschließend über den Verdampfer geführt. Die Aufheizung der Zuluft hinter der Wärmerückgewinnung erfolgt dabei entweder direkt, also über einen in der Zuluft eingebauten Kondensator, oder indirekt über einen Wasser-Luft-Wärmeübertrager, der an den Heizkreis der Wärmepumpe angeschlossen ist. Im erstgenannten Fall wird zur Trinkwassererwärmung ein zweiter Kondensator eingesetzt.

## 3.3 Schallproblematik und Lösungsvorschläge

Von jedem Wärmepumpengerät gehen Schallemissionen aus, die durch geeignete Maßnahmen soweit reduziert werden müssen, dass eine Geräuschbelästigung von Bewohnern und Nachbarn vermieden wird. Dies ist sowohl bei der Entwicklung und Herstellung von Wärmepumpen als auch bei der Wahl des Aufstellortes und der Installation zu beachten. Die von Wärmepumpengeräten ausgehenden Geräusche werden u. a. durch Schallemissionen des Ventilators, des Kompressors und elektrischer Geräte sowie Strömungsgeräuschen, Unwuchterregungen und Umschaltgeräuschen beim Abtauen verursacht. Bei derzeitigen Luft/Wasser-Wärmepumpen verursacht der Ventilator in der überwiegenden Anzahl der Anlagen über 90 % des nach außen abgestrahlten Schalls [51].

Bei der Ausbreitung des Schalls ist zwischen Übertragung von Luftschall und von Körperschall zu unterscheiden (siehe Abb. 53). Körperschall breitet sich in Festkörpern aus. So werden die Schwingungen des Kompressors und von den Kompressorleitungen auf weitere Gerätekomponenten (Gehäuse, Rohrleitungen, Kanäle u. a.) übertragen und breitet sich von dort über Boden und Wände in anderen Gebäudeteilen aus. Über die Oberflächen der Bauteile wird der Körperschall als Luftschall abgegeben und damit hörbar. Luftschall entsteht auch direkt in der Wärmepumpe, z. B. durch die Strömungsgeräusche des Ventilators, und breitet sich von dort über die Luftkanäle ins Freie und in die Räume aus.



■ **Abb. 53:** Lärmursachen und Übertragungspfade einer Luft-Wärmepumpe



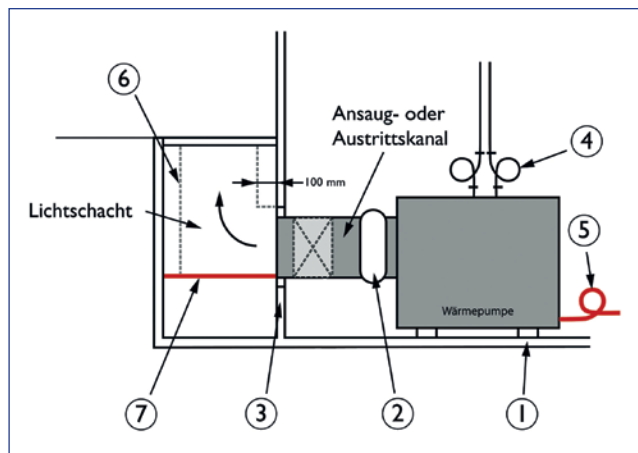
Zentrale Begriffe im Zusammenhang mit der Bewertung von Schall sind der Schalldruckpegel und der Schalleistungspegel. Der Schalleistungspegel beschreibt die Summe der Leistung, welche von der Schallquelle in alle Richtungen als Geräusch abgegeben wird. Der Wert ist damit eine Eigenschaft der Lärmquelle. Dahingegen beschreibt der Schalldruckpegel die Stärke des Schalls am jeweiligen Messort und ist somit – außer von dem Schalleistungspegel der Schallquelle – von dem Abstand zur Schallquelle und der Gestaltung der Umgebung abhängig.

In Deutschland wird die Beurteilung von Lärmimmissionen in der TA Lärm (Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm) geregelt [52]. Es sind gebiets- und tageszeitabhängig Immissionsrichtwerte angegeben, die durch die Gesamtbelastung aller Anlagen nicht überschritten werden dürfen. Außerdem sind die Mess- und Berechnungsverfahren in der Verordnung geregelt.

Die Schalleistungspegel verschiedener Fabrikate unterscheiden sich deutlich. Prüfstandmessungen vom Wärmepumpen-Testzentrum Buchs der letzten Jahre zeigen eine Bandbreite von 50 bis 70 dB(A) [53]. Da insbesondere die niederfrequenten Geräusche der Wärmepumpe sich gut ausbreiten und schwer zu mindern sind, sollte auf die Auswahl eines leisen Gerätes geachtet werden. Außerdem sind bei der Wahl des Aufstellorts und der Installation die Schallausbreitung zu beachten und entsprechende Schallschutzmaßnahmen frühzeitig einzuplanen. Dazu zählen insbesondere lt. [51] und [54]:

- Körperschallisolierte Geräteaufstellung und entkoppelte Kanal- bzw. Rohrleitungsanschlüsse,
- ausreichende Entfernung von außenaufgestellten Wärmepumpen und Ab-/Zuluftschächten zu schutzbedürftigen Räumen sowie Vermeidung von Reflexionen (z. B. an Hauswänden),
- strömungsgünstige Ausführung von Luftkanälen und deren Einbauten,
- Ausnutzung der Schalldämmung durch eckige Kanalumlenkungen, ggf. mit zusätzlicher Auskleidung,
- Resonanz-Schalldämpfer in Lichtschächte einbauen,
- absorbierende Verkleidung von Luftkanälen,
- Einbau von Schalldämpfern in Luftkanälen.

■ **Abb. 54:** Schallminderungsmaßnahmen: Körperschalltrennungen (1–5), absorbierende ausgekleidete Umlenkung (6) und Tiefenschalldämpfer (7) in Lichtschacht





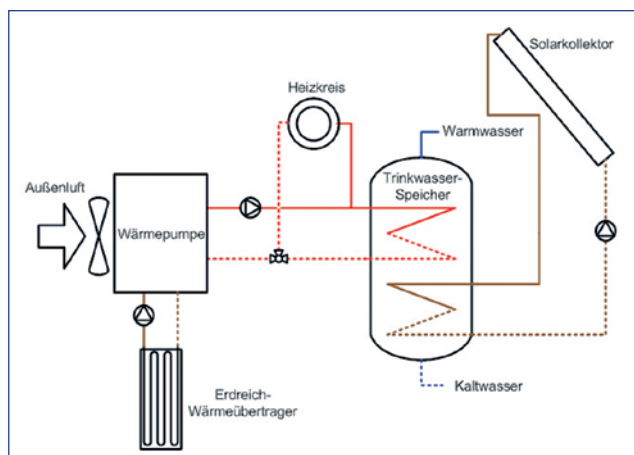
An dem Thema der Lärminderung bei Luft/Wasser-Wärmepumpen wird auch weiterhin geforscht. In Kapitel 8.1 wird ein bis 12/2013 laufendes BMU-Forschungsprojekt kurz vorgestellt, in dessen Rahmen Geräuschemissionen von Luft/Wasser-Wärmepumpen untersucht und Strategien zur Lärminderung (weiter-)entwickelt werden.

## 3.4 Kombination der Wärmepumpen mit thermischen Solaranlagen

### 3.4.1 »Konventionelles« System

Solarthermische Systeme werden seit vielen Jahren in Wohngebäuden – insbesondere zur Trinkwassererwärmung – eingesetzt. Hierbei ist ein Solarkollektor über einen mit einem Frostschutz-Wasser-Gemisch gefüllten Kreislauf an einen Speicher angebunden. Mit einem Flachkollektor werden rund 250–500 kWh/ (m<sup>2</sup> · a) Wärme vom Kollektor erzeugt. Die Auslegung der Kollektorfläche und des Speichers erfolgt häufig so, dass rund 60 % des jährlichen Warmwasserbedarfs solar gedeckt werden. Für einen Vierpersonenhaushalt in Deutschland werden dafür rund 6 m<sup>2</sup> Kollektorfläche – unter Berücksichtigung von Rohrleitungs- und Speicherverlusten – benötigt. Bei einer größeren Dimensionierung des Systems kann die Solarthermie auch zur Heizungsunterstützung eingesetzt werden. Der verbleibende Energiebedarf zur Warmwasserbereitung und Raumheizung wird von einem weiteren Wärmeerzeuger, z.B. einem Gaskessel oder einer Wärmepumpe bereitgestellt. Abb. 55 zeigt eine mögliche Anlagenkonfiguration. Die Solaranlage belädt einen Trinkwasserspeicher, der – immer wenn erforderlich – zusätzlich auch von der Wärmepumpe erwärmt wird. Die Raumheizung wird in diesem Beispiel direkt – also ohne Heizungsspeicher – ausschließlich von der Wärmepumpe übernommen.

Wichtig ist, dass die Regelung der Wärmepumpe auf den Betrieb der Solaranlage abgestimmt ist. Die solare Wärmeerzeugung sollte Vorrang haben. So wird aufgrund der hohen Arbeitszahl der Solaranlage (erzeugte Energiemenge bezogen auf den elektrischen Energiebezug der Solarkreispumpe) der elektrische Energiebedarf gesenkt und damit die Systemeffizienz erhöht. Wie groß die Effizienzverbesserung und die Betriebskosteneinsparung tatsächlich sind, hängt von vielen Parametern ab, so z. B. der solaren Einstrahlung, den Typen der Hauptkomponenten



■ **Abb. 55:** Vereinfachtes Anlagenschema eines Wärmepumpensystems mit Einbindung eines Flachkollektors an den Trinkwasserspeicher

und deren Dimensionierung. In Anlagen mit erdgekoppelten Wärmepumpen führt der Einsatz einer Solaranlage zu einem reduzierten Wärmeentzug aus dem Erdreich im Sommer. Inwieweit dies bewirkt, dass sich die Erdreichtemperatur während des Heizbetriebes weniger absenkt als im Falle ohne Solaranlage, bzw. die Erdsonde oder der Erdkollektor kleiner dimensioniert werden kann, hängt u. a. von der relativen Verringerung des Wärmeentzuges und dem Vorhandensein von Grundwasserströmungen ab.

### 3.4.2 Solarwärme als Wärmequelle der Wärmepumpe

Ein anderer Ansatz, Wärmepumpen-Anlagen mit Solarthermie zu kombinieren, besteht in der Einbindung der solarthermischen Anlage auf der Quellenseite der Wärmepumpe. So dient die Wärme, die im Solarkollektor gewonnen wird, als alleinige oder zusätzliche Wärmequelle für die Wärmepumpe. Seit einigen Jahren findet sich auf dem Markt eine wachsende Anzahl von Systemen, die sich teilweise nur geringfügig, mitunter aber grundlegend unterscheiden. Zentrale Unterschiede bestehen dabei in folgenden Aspekten:

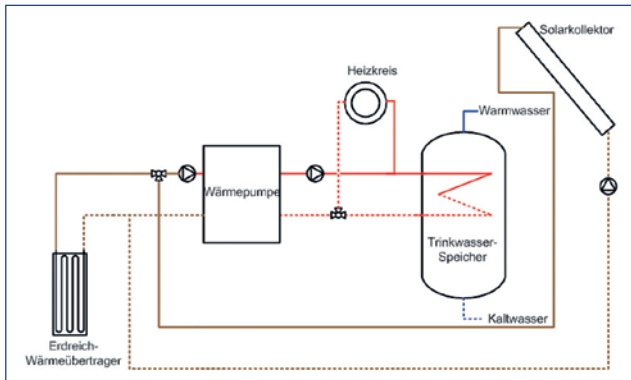
- Wärmequelle: Welche Wärmequelle(n) wird (werden) genutzt und wie ist (sind) diese dimensioniert?
- Wärmespeicher: Ist auf der Wärmequellenseite ein Speicher eingebunden? Welcher Speichertyp wird verwendet?
- Kollektortyp: Welches Temperaturniveau stellt die Solaranlage zur Verfügung?
- Einbindung: Wird die Solarwärme zusätzlich zur Einbindung in der Quellenseite auch auf der Senkenseite, also zur »direkten« Trinkwasser- (und Heizungswasser-)Erwärmung eingesetzt?

Im Folgenden werden drei Beispiele aus der Vielzahl vorhandener Anlagenkonzepte vorgestellt.

### 3.4.3 Solarwärme als Wärmequelle der Wärmepumpe – Anlagenbeispiele

#### Beispiel 1

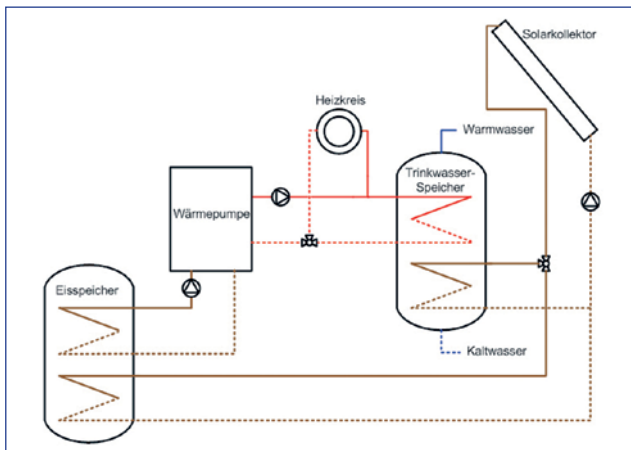
Abb. 56 zeigt eine Anlage mit erdgekoppelter Wärmepumpe und Einbindung von unverglas-ten Kollektoren. Unverglaste Kollektoren stellen Wärme kostengünstig auf einem niedrigen Temperaturniveau zur Verfügung. In diesem Beispiel wird die Solarwärme ausschließlich auf der Quellenseite eingebunden, was eine Verwendung teurer thermisch besser isolierter Solar-kollektoren aufgrund der geringeren Anforderungen an die Vorlauftemperatur wirtschaftlich unsinnig macht. Die im Sommer eingespeiste Solarenergie kann zur Regeneration des Erd-reiches beitragen. Dies kann die Wärmequelle Erdreich gegenüber einem möglichen unvorher-sehbar gesteigerten Wärmeentzug stabilisieren und die Wärmequellentemperatur der Wärme-pumpe (gering) erhöhen. Inwiefern dieser Zugewinn auftritt, hängt von der Geologie und insbesondere der vorhandenen Grundwasserströmungen ab.



■ **Abb. 56:** Vereinfachtes Anlagenschema eines Wärmepumpensystems mit unverglastem Solarkollektor, der Solarwärme in das Erdreich einspeist bzw. direkt der Wärmepumpe als zweite Wärmequelle zur Verfügung stellt.

## Beispiel 2

Eine Anlage, die ausschließlich die Solaranlage als Wärmequelle der Wärmepumpe verwendet, ist in Abb. 57 gezeigt. Vorrangig beheizt der Flachkollektor direkt den Trinkwasserspeicher. Wenn die solare Wärmebereitstellung den Bedarf übersteigt oder die erzeugten Temperaturen zu gering sind, wird die solare Wärme in einen Eisspeicher geführt, der als Wärmequelle der Wärmepumpe genutzt wird. Der Speicher sorgt dafür, dass die Wärmenutzung der Solarenergie zeitversetzt mit deren Erzeugung erfolgen kann. Unter einem Eisspeicher versteht man einen im Erdreich oberflächennah eingegraben, mit Wasser gefüllten, ungedämmten Behälter.

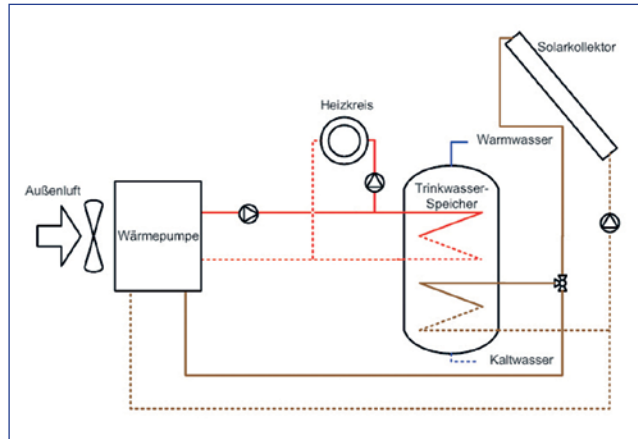


■ **Abb. 57:** Vereinfachtes Anlagenschema eines Wärmepumpensystems mit Flachkollektoren, die zur Beheizung des Trinkwasserspeichers und als alleinige Wärmequelle der Wärmepumpe genutzt werden.

## Beispiel 3

Ein Anlagenkonzept mit Luftwärmepumpe und Flachkollektor ist in Abb. 58 dargestellt. Die solare Wärme wird vorrangig zur Beheizung eines Trinkwasserspeichers genutzt. Ist die erzeugte Temperatur nicht ausreichend, wird die solare Wärme während des Wärmepumpenbetriebes direkt als zusätzliche Wärmequelle der Wärmepumpe verwendet. Dies erhöht die Quelltemperatur der Wärmepumpe, die bei Luftwärmepumpen in der Heizperiode an kalten Tagen nur sehr niedrig ist.

■ **Abb. 58:** Vereinfachtes Anlagenschema eines Systems mit Luftwärmepumpe und Solarkollektor, der direkt zur Trinkwassererwärmung und zusätzlich als zweite Wärmequelle verwendet wird.



### 3.4.4 Systembewertung

Feldmessungen und Simulationsstudien zeigen Effizienzverbesserungen durch die Einbindung der Solaranlage auf der Wärmesenkenseite (»klassisches System«), während bei der Einbindung auf der Wärmequellenseite der Zugewinn differenzierter zu betrachten ist und ein ausgereiftes, robustes Regelungskonzept erfordert. Jedoch fehlt es bislang an einer umfassenden Analyse der unterschiedlichen Konzepte hinsichtlich ihrer bereits erreichten und potenziell erreichbaren Systemeffizienz in verschiedenen Einsatzbereichen und unter verschiedenen Randbedingungen. Während für Wärmepumpen und Solarkollektoren jeweils einschlägige Richtlinien existieren, kann für kombinierte Systeme auf keine entsprechenden Standards zurückgegriffen werden. Das Projekt »Solar and Heat Pump Systems« der internationalen Energieagentur IEA (International Energy Agency) mit einer Laufzeit von 1/2010 bis 12/2013 widmet sich der Vergleichbarkeit solarthermischer Wärmepumpensysteme und erarbeitet u. a. Bewertungsgrößen und Methoden für die Systemuntersuchung im Rahmen von Simulationsmethoden, Labormessungen und Feldtests. In dieses Verbundvorhaben fließen auch die Ergebnisse eines an der Universität Stuttgart durchgeführten und vom BMU geförderten Projektes zur Entwicklung von Leistungsprüfungen und der ökologischen Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen (WPSol) ein.

## 3.5 Wärmenutzungsanlage

Über die Wärmequelle nimmt die Wärmepumpe Energie auf, z. B. aus der Außenluft oder dem Erdreich. Diese Energie wird zusammen mit der Antriebsenergie der Wärmepumpe an die Wärmesenke, d. h. an die Wärmenutzungsanlage, übergeben. Die Effizienz einer Wärmepumpe ist stark abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke. Je geringer diese Temperaturdifferenz ist, umso größer ist die Leistungszahl einer Wärmepumpe. Aus diesem Grund ist ein möglichst niedriges Temperaturniveau in der Wärmenutzungsanlage anzustreben. Außerdem ist bei der Anlagenplanung zu berücksichtigen, dass Wärmepumpen – abhängig vom eingesetzten Kältemittel – nur begrenzte Vorlauftemperaturen zulassen.

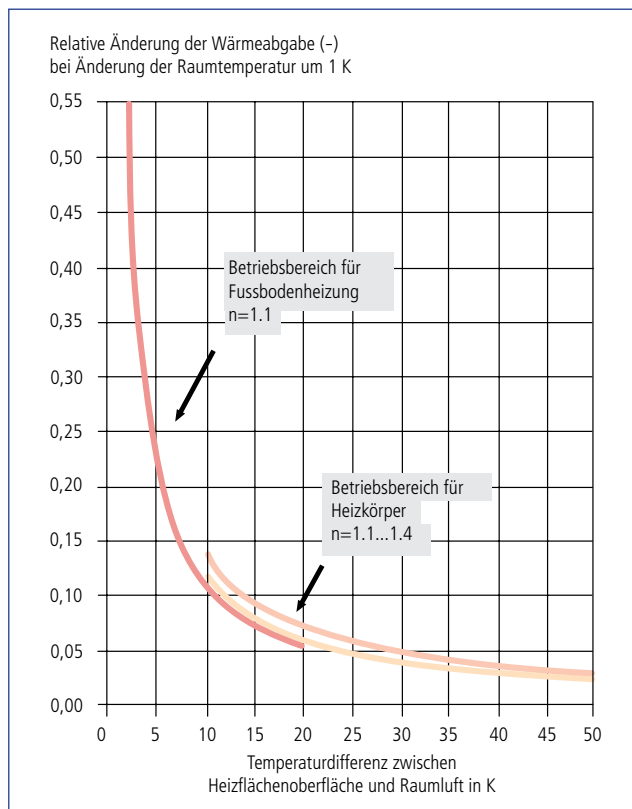
Je nach Einsatzbereich der Wärmepumpe ergeben sich verschiedene Wärmenutzungen mit teilweise unterschiedlichen Anforderungen. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf die Wärmenutzung in Wohngebäuden: Raumheizung und Trinkwassererwärmung.

### 3.5.1 Raumheizung

#### Wasserheizsysteme

In Deutschland werden für die Raumheizung meistens Wasserheizsysteme eingesetzt. Die Wärmeübertragung an den Raum erfolgt hierbei über Heizflächen, seien es Flächenheizungen, wie Fußboden-, Wand- und Deckenheizungen, oder Heizkörper, wie Plattenheizkörper, Radiatoren und Konvektoren.

Die Wahl des Wärmeübertragungssystems ist von dem spezifischen Heizwärmebedarf, den räumlichen Gegebenheiten und der Nutzung abhängig. In Neubauten (vgl. Kap. 2.8), wo eine freie Auswahl des Heizsystems möglich ist, finden bei Einfamilienhäusern auch aus Komfortgründen häufig Fußbodenheizungen Verwendung. Die Leistung der Fußbodenheizung wird von der Temperaturdifferenz zwischen der Fußbodenoberfläche und der Raumluft bestimmt. Um eine hohe Behaglichkeit einzuhalten, sind die Fußbodenoberflächentemperaturen im Daueraufenthaltsbereich auf 29 °C zu begrenzen [55]. Die Höhe der Temperaturdifferenz zwischen der Heizflächenoberfläche, z. B. der Fußbodenoberfläche, und der Raumluft ist auch entscheidend dafür, ob der sogenannte Selbstregeleffekt der Wärmeübertragungsleistung der Heizflächen genutzt werden kann. Unter dem Selbstregeleffekt versteht man die automatische Abnahme der Heizleistung bei Anstieg der Raumlufttemperatur, z. B. als Folge solarer Einstrahlung oder Erhöhung der inneren Wärmequellen. Je geringer die Temperaturdifferenz zwischen Heizflächenoberfläche und Raumluft, umso stärker ist der Selbstregeleffekt (vgl. Abb. 59).



■ **Abb. 59:** Selbstregeleffekt von Wärmeübertragungssystemen. Der Parameter »n« wird in der Gleichung zur Bestimmung der Heizleistung eines Wärmeübertragungssystems abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Heizungswasser und Raumluft verwendet. Der Wert dieses – teilweise als Heizkörperexponenten bezeichneten – Parameters ist von der Art des Wärmeübertragungssystems abhängig. [55]

Eine entscheidende Besonderheit von baukörperintegrierten Heizflächen, wie Fußbodenheizungen, ist neben niedriger Oberflächentemperaturen der Heizflächen auch die thermische Kopplung mit dem Baukörper. So weisen (nass verlegte) Fußbodenheizungen aufgrund der Estrichschicht über den Heizungsrohren eine höhere sogenannte thermische Masse als Heizkörper auf. Die thermische Masse bewirkt zum einen ein trägeres Regelverhalten, bietet aber den Vorteil einer thermischen Speicherefähigkeit. In vielen Fällen kann damit auf einen Heizungsspeicher verzichtet werden.

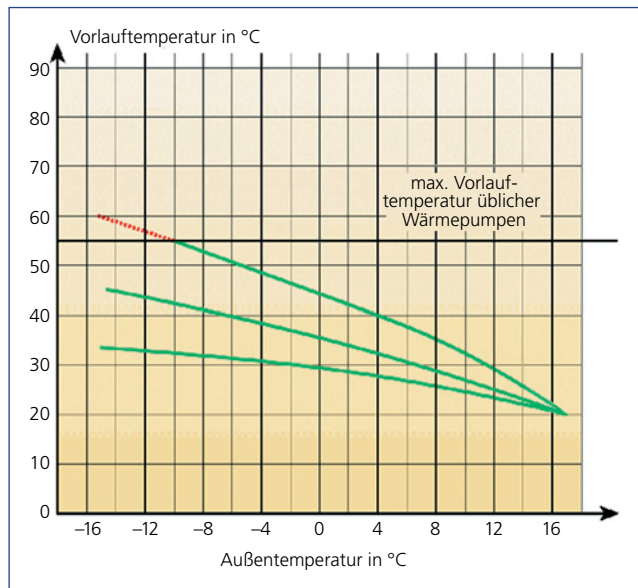
Im Gebäudebestand (vgl. Kap. 2.8) sind Heizkörper, wie Radiatoren, das häufigste Wärmeübertragungssystem. Während in unsanierten Altbauten aufgrund der hohen Heizlast Heizkreis-Vorlauftemperaturen bis zu 90 °C benötigt wurden, sind in gut sanierten Altbauten und Neubauten Heizkreis-Vorlauftemperaturen (weit) unter 55 °C ausreichend.

## Die Heizkurve

Um einen effizienten Betrieb der Wärmepumpe zu erreichen, muss die Heizkreistemperatur möglichst niedrig gehalten werden. Dies ist zum einen in der Planungsphase bei der Auswahl des Wärmeübertragungssystems und deren Dimensionierung als auch während der Inbetriebnahme bei der Parametrierung der Wärmepumpen- und Heizkreisregelung zu beachten.

Abhängig von der Norm-Heizlast des Raumes (berechnet für minimale Außenlufttemperatur) und der Art und Gestaltung des Wärmeübertragungssystems und deren Fläche ergibt sich die Heizkreistemperatur, die von dem Wärmeerzeuger im Auslegungsfall (also bei dem höchsten Wärmebedarf im Raum) bereitgestellt werden muss. Die Gestaltung des Wärmeübertragungssystems bezieht sich z. B. auf die Bauform von Heizkörpern (z. B. Plattenanzahl bei Plattenheizkörpern) oder den Verlegeabstand und den Oberbodenbelag bei Fußbodenheizungen.

Mit steigender Außenlufttemperatur sinkt der Wärmebedarf des Gebäudes und damit die erforderliche Heizleistung des Wärmeübertragungssystems. Geringere Heizkreistemperaturen sind dann ausreichend. In der sogenannten Heizkurve (siehe Abb. 60) ist der Zusammenhang



**Abb. 60:** Beispiel von drei verschiedenen Heizkurven

zwischen der Außenlufttemperatur und der für die Aufrechterhaltung der gewünschten Raumtemperatur erforderlichen Temperatur des Heizkreises dargestellt. Die Heizkurve ist bei der Inbetriebnahme vor Ort – abhängig von der Art und Dimensionierung des Wärmeübertragungssystems und dem Gebäude – zu wählen. Dabei ist zu beachten, ob sich die Heizkurve und die Parameter der Anlagensteuerung auf die Vorlauf- oder die Rücklauftemperatur beziehen. Auch sind mögliche Unterschiede zwischen dem Volumenstrom im Betrieb und dem Auslegungswert sowie in der Anlagensteuerung im Blick zu haben. Bei Bedarf sollte die Heizkurve im Betrieb entsprechend dem realen Anlagenverhalten angepasst werden.

### Hydraulische Einbindung

Es gibt verschiedene Konzepte, die Heizungs-Wärmepumpe einerseits und die Heizflächen andererseits in ein Heizungsnetz hydraulisch einzubinden. Hinsichtlich der Einbindung der Wärmepumpe sind u. a. folgende Punkte zu beachten:

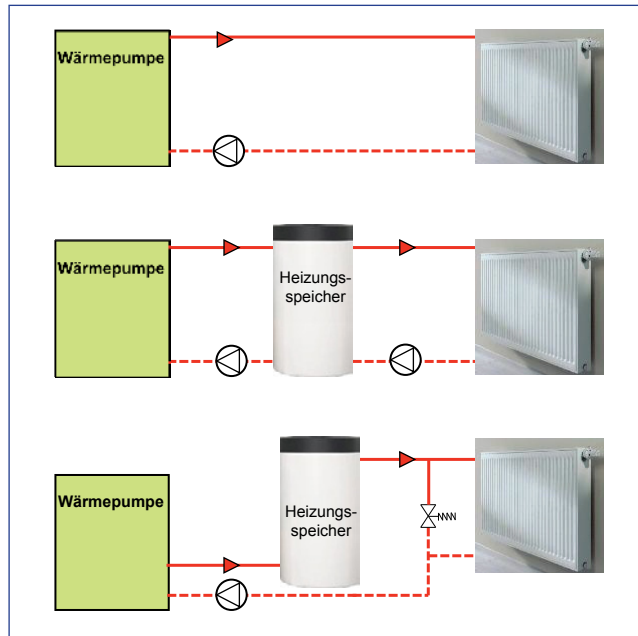
- Einhaltung eines Mindestvolumenstromes in der Wärmepumpe,
- Vermeidung zu häufiger Taktungen der Wärmepumpe durch Gewährleistung der Wärmeabnahme während der vom Hersteller vorgeschriebenen Mindestlaufzeit,
- gegebenenfalls gewisse zeitliche Entkopplung der Wärmebereitstellung vom Wärmebedarf, z. B. zur Überbrückungen von Sperrzeiten oder zum gezielten Lastmanagement (Verlagerung der Laufzeiten von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen zu Zeiten mit höheren Außen Temperaturen, Betrieb in einem smart grid, Betrieb in Kombination mit einer PV-Anlage (vgl. Kap. 6),
- Nutzung des Heizungssystems als Wärmequelle während des Abtauprozesses von Außenluft-Wärmepumpen mit Prozessumkehr,
- gegebenenfalls Einbindung weiterer Wärmeerzeuger.

Die Empfehlung einer besten, für alle Fälle geeigneten Schaltung ist nicht möglich. Abb. 61 zeigt drei Grundkonzepte der hydraulischen Einbindung der Heizungswärmepumpe: ohne Heizungsspeicher sowie mit Heizungsspeicher in Parallelschaltung und Heizungsspeicher in serieller Schaltung (entweder im Vorlauf oder im Rücklauf).

Bei Heizungsanlagen mit (nass verlegten) Fußbodenheizungen ohne Einzelraumsteuerung kann häufig auf den Einsatz eines Heizungsspeichers verzichtet werden. Hierbei werden die Wärmespeichereigenschaften des Estrichs genutzt: häufiges Takten der Wärmepumpe kann vermieden werden und ein Ausschalten der Wärmepumpe während Sperrzeiten zieht keine merkliche Einschränkung der Behaglichkeit nach sich.

Der Einsatz eines Heizungsspeichers in Parallelschaltung bietet zum einen die Möglichkeit der Einbindung verschiedener Wärmeerzeuger (z. B. Wärmepumpen und Kessel oder Wärmepumpe und Solaranlage) und zum anderen ist ein entkoppelter Betrieb des/der Erzeugerkreis(e) und dem/den Heizkreise(n) möglich. Die hydraulische Entkopplung ist dann erforderlich, wenn im Heizkreis hohe Schwankungen der Durchflussmenge auftreten können, z. B. hervorgerufen durch gemischte Heizkreise oder Thermostatventile. Außerdem kann die hydraulische Trennung – bei entsprechender Auslegung des Heizungsspeichers – zur Überbrückung von Sperrzeiten oder für ein Lastmanagement genutzt werden, wenn keine bzw. nur eine geringe Pufferfunktion im Gebäude nutzbar ist.

■ **Abb. 61:** Hydraulische Einbindungen einer Heizungs-Wärmepumpe



Ein seriell eingebundener Heizungsspeicher wird eingesetzt, wenn keine vollständige hydraulische Entkopplung in einem System, jedoch eine Vergrößerung des Mindestumlaufvolumens erforderlich ist, um eine Mindestlaufzeit der Wärmepumpe zu gewährleisten.

Bei den Speichern ist selbstverständlich, ebenso wie bei den Rohrleitungen und Einbauten, auf eine gute und vollständige Dämmung zu achten.

## Wohnungslüftung/Luftheizung

Ausreichende Lüftung von Räumen sorgt für eine gesunde und gute Raumluftqualität und vermeidet Schimmelpilzwachstum und Bauschäden, die bei hoher Raumluftfeuchte entstehen. Im Winter steigert überflüssiges erhöhtes Lüften der Wohnung den Heizwärmebedarf und kann zu unerwünscht trockener Raumluft führen. Da Lüftungsanlagen gegenüber freier Lüftung (Fugenlüftung und Fensterlüftung) eine bessere Kontrolle der Lüftung ermöglichen, ist der Einbau einer Lüftungsanlage in Neubauten heute Standard. Dabei kommen entweder reine Abluftsysteme oder Zu- und Abluftsysteme zum Einsatz. Wird eine zentrale Zu- und Abluftanlage eingesetzt, strömen Außenluft und Abluft im Lüftungsgerät über einen Luft/Luft-Wärmeübertrager und somit wird ein Großteil der Wärme der Abluft zurückgewonnen. Die Zuluft kann anschließend über einen Elektroheizer, einen Luft/Wasser-Wärmeübertrager oder den Kondensator einer Wärmepumpe weiter erwärmt und damit zur Raumheizung genutzt werden. Bei zentraler Luftheizung wird allen Räumen Zuluft gleicher Temperatur zugeführt. Der jeweilige Luftvolumenstrom bestimmt die raumweise zugeführte Wärmeleistung.

Der Luftwechsel sollte aus o.g. Gründen nicht (wesentlich) über den hygienisch und bauphysikalisch notwendigen Luftwechsel erhöht werden und die Zulufttemperatur ist zur Gewährleistung der Behaglichkeit zu begrenzen ( $< 55^\circ\text{C}$ ). Damit ist die Heizleistung, die sich mit einer Luftheizung ohne Umluft realisieren lässt – verglichen mit Wasserheizungssystemen – gering.



Dies wird an folgendem Beispiel verdeutlicht: In einer Wohnung mit einer Raumhöhe von 2,5 m und einer Raumlufttemperatur von 20 °C ergibt sich bei einem (typischen) Luftwechsel von z. B. 0,4 1/h und einer Zulufttemperatur von 50 °C eine Leistung der Raumheizung über die Luft von rund 10 W/(m<sup>2</sup> Wohnfläche).

Die Luftheizung ist einerseits als schnelles Heizungssystem zu bezeichnen, da diese schnell geregelt werden kann und das Heizungssystem keine Speichermassen besitzt. Allerdings ist mit einer Luftheizung durch die begrenzte Heizleistung nur eine langsame (Wieder-)Aufheizung von Gebäuden mit einer hohen Speichermasse möglich.

Interessant ist eine Luftheizung für Gebäude mit einem stark reduzierten Heizwärmebedarf. In Passivhäusern, in denen ohnehin eine Zu- und Abluftanlage eingebaut ist, kann die Raumheizung allein mit erwärmter Zuluft gewährleistet werden (vgl. auch Kap. 3.2.7). Auf den Einbau eines Wasserheizungssystems kann ganz verzichtet werden (außer bei Bedarf des Bauherrn, ggf. als Ergänzung im Badezimmer). Dem Vorteil einer kompakten und günstigen Heizungstechnik steht der Nachteil einer schlechteren Effizienz der Wärmepumpe gegenüber, da die Wärmesenktemperaturen der Wärmepumpe bei der Luftheizung – ohne Umluft – höher sind als bei einer Wasserheizung bei gleicher Heizlast.

### 3.5.2 Trinkwassererwärmung

Die Temperaturen, die bei der Trinkwassererwärmung bereitgestellt werden müssen, richten sich nach den Hygiene- und den Nutzeranforderungen. Im Hinblick auf die Legionellenproblematik sollten lange Verweilzeiten von Trinkwasser in dem Temperaturbereich, der optimale Wachstumsbedingungen für Legionellen bietet (30–45 °C), vermieden werden. Nach dem DVGW-Arbeitsblatt W 551 sind in Großanlagen (Gebäuden mit mehr als 2 Wohneinheiten und einem Trinkwasserspeichereinhalt > 400 l und/oder Rohrleitungsinhalt > 3 l) Trinkwassertemperaturen von 60 °C am Austritt des Trinkwassererwärmers und 55 °C im gesamten Rohrnetz inkl. Zirkulationsleitung einzuhalten. Einmal täglich ist der gesamte Trinkwasserinhalt im Trinkwassererwärmer auf mindestens 60 °C zu erwärmen. Für private Ein- und Zweifamilienhäuser gelten diese Anforderungen nicht. Empfohlen wird eine Austrittstemperatur des Warmwassers von 60 °C; Betriebstemperaturen unter 50 °C sollten vermieden werden [56].

Für die Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen stehen unterschiedliche technische Lösungen zur Verfügung. Dabei wird stets ein Speicher in die Wärmepumpenanlage eingebunden.

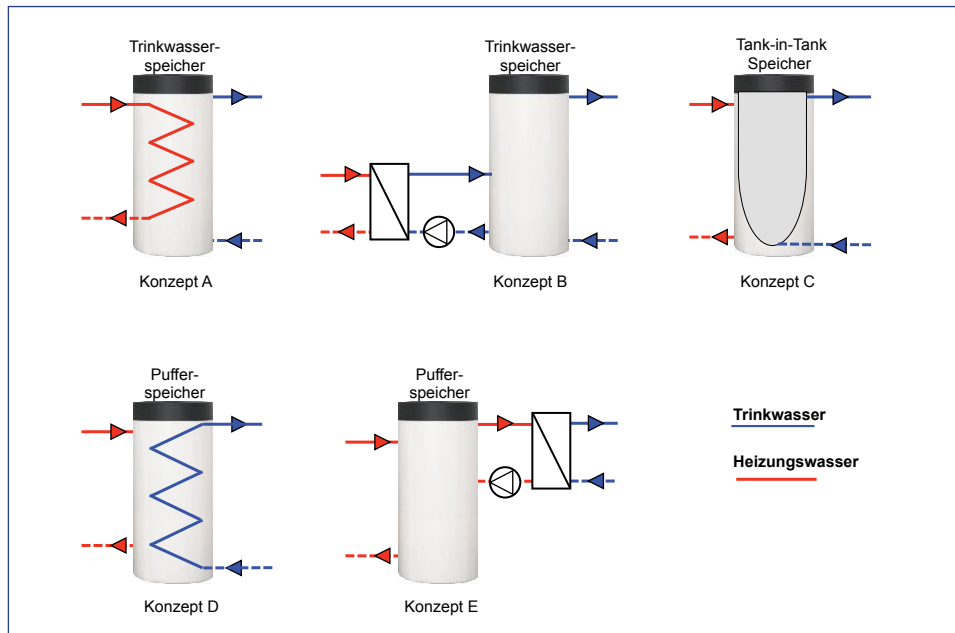
Separate, spezielle Warmwasser-Wärmepumpen nutzen als Wärmequelle meist Außenluft, die Abluft aus Lüftungsanlagen oder die Umgebungsluft des Aufstellraums. Im letztgenannten Fall ist auf eine gute Wärmedämmung gegen beheizte Räume zu achten. In einer weiteren seltenen technischen Lösung ist die Warmwasser-Wärmepumpe in den Rücklauf des Heizungskreises der Heizungs-Wärmepumpe eingebunden und verwendet diesen als Wärmequelle. Die Heizungswärmepumpe stellt damit nicht nur die Energie zur Raumheizung, sondern auch die von der Warmwasser-Wärmepumpe benötigte Wärmequellenenergie zur Verfügung. Arbeitet die Warmwasser-Wärmepumpe nicht zeitgleich mit der Heizungs-Wärmepumpe, so kommt es zu einer Abkühlung des gesamten Heizkreises und damit zu einem Wärmeentzug aus den Räumen.

Die Trinkwassererwärmung kann auch – wie häufig üblich – mit der Heizungswärmepumpe erfolgen. Am meisten gebräuchlich ist dabei, das Trinkwasser indirekt über das Heizungswasser zu erwärmen. Herkömmliche Heizungswärmepumpen erreichen aufgrund des eingesetz-

ten Kältemittels meist nur Vorlauftemperaturen von 55 °C. Damit lassen sich je nach Konzeption der Trinkwassererwärmung maximale Warmwassertemperaturen von 41–52 °C erreichen [57]. Bei einigen Fabrikaten, die andere Kältemittel einsetzen, können Vorlauftemperaturen bis 65 °C und entsprechend höhere maximale Trinkwassertemperaturen (51–62 °C) erreicht werden [57].

Hinsichtlich der Art und Einbindung eines Speichers zur Trinkwassererwärmung lassen sich mehrere Hauptkonzepte bei der indirekten Erwärmung unterscheiden:

- Wärmespeicherung in einem Trinkwasserspeicher
  - Mit innenliegendem Rohr-Wärmeübertrager (vgl. Abb. 62, Konzept A):  
Heizungswasser durchströmt den im Speicher eingebauten Wärmeübertrager.
  - Mit außenliegendem Platten-Wärmeübertrager (auch Speicherladesystem genannt) (vgl. Abb. 62, Konzept B):  
Trinkwasser durchströmt den Wärmeübertrager außerhalb des Speichers.
  - Trinkwasserspeicher in Heizungsspeicher integriert (vgl. Abb. 62, Konzept C):  
Wärmeübertragung von Heizungswasser auf Trinkwasser erfolgt über die Oberfläche des Trinkwasserbehälters.
- Wärmespeicherung in einem Heizungsspeicher mit Trinkwassererwärmung im Durchflussprinzip:
  - Mit innenliegendem Rohr-Wärmeübertrager (vgl. Abb. 62, Konzept D):  
Trinkwasser durchströmt den im Speicher eingebauten Wärmeübertrager.
  - Mit außenliegendem Platten-Wärmeübertrager (auch Frischwasserstation genannt) (vgl. Abb. 62, Konzept E):  
Trinkwasser und Heizungswasser durchströmen den Wärmeübertrager.



■ **Abb. 62:** Verschiedene Speicherkonzepte zur Trinkwassererwärmung

Die in Abb. 62 gezeigten Speicherkonzepte C, D und E lassen sich auch als Kombi-Speicher ausführen, der nicht nur zur Speicherung für die Trinkwassererwärmung genutzt wird, sondern auch für die Raumheizung. Dabei wird der Heizkreis im unteren Bereich des Speichers eingebunden und die Wärmepumpe zumeist in zwei unterschiedlichen Höhen; insbesondere, wenn die Temperaturanforderung im Heizkreis (z. B. bei Flächenheizungen) deutlich geringer ist als die für die Trinkwassererwärmung.

Neben dem Konzept, Trinkwasser indirekt über das Heizungswasser zu erwärmen, existieren verschiedene Ansätze, das Trinkwasser auch direkt vom Kältemittel zu erwärmen, die sogenannte Direkt-Kondensation. Einige Hersteller bieten Warmwasser-Wärmepumpen an, bei denen der Kondensator im Trinkwasserspeicher angeordnet ist. Außerdem gibt es unterschiedliche Ansätze, Wärme auf verschiedenen Temperaturniveaus aus dem Kältekreis auszukoppeln, z. B., wenn die Überhitzungs-, die Verflüssigungs- und ggf. auch die Unterkühlungsenergie jeweils in getrennten Wärmeübertragern entnommen werden. Dies findet in kleinen Wärmepumpen üblicherweise keine Anwendung.

Ein wichtiger Aspekt im Zusammenhang mit der Trinkwassererwärmung sind die Zirkulationssysteme. In Großanlagen ist eine Warmhaltung des Trinkwassers in den Warmwasserleitungen bei einer zentralen Trinkwassererwärmung aus hygienischen und Komfortgründen erforderlich. Wenn im Einfamilienhausbereich vom Bauherrn oder Nutzer ein Zirkulationssystem gewünscht ist, sollten hierbei Zeitschaltuhren oder Bedarfsschalter zum Einsatz kommen, um die Zirkulationsverluste zu reduzieren. Zusätzlich zu den Wärmeverlusten in den ständig mit Warmwasser durchströmten Leitungen wird der elektrische Energiebezug durch den Betrieb einer Zirkulationspumpe erhöht. Darüber hinaus bewirkt der Zirkulationsbetrieb meist Effizienzeinbußen des Wärmepumpenbetriebes als Folge vielfach unvermeidlicher Vermischungen im Speicher bei der Einströmung des Zirkulationsrücklaufs.

### 3.6 Raumkühlung

Im Vergleich zu konventionellen Heizgeräten besitzen Wärmepumpen einen großen Vorteil, neben dem Heizen können sie auch zum Kühlen eingesetzt werden. Nicht umsonst werden Wärmepumpen oft mit Kühlschränken verglichen; im Wesentlichen arbeiten diese nach dem gleichen Prinzip. Abhängig von der benötigten Kühlleistung, ist es möglich, eine passive oder aktive Kühlung einzusetzen.

#### Passive Kühlung

Die passive Kühlung ist eine besonders energiesparende Methode der Gebäudekühlung. Im freien (passiven) Kühlbetrieb wird das im Erdreich abgekühlte Wärmeträgermedium direkt zur Gebäudekühlung genutzt. Oft wird für diese Art der Kühlung die englische Bezeichnung »natural cooling« verwendet.

Bei dieser Methode arbeitet der Verdichter der Wärmepumpe nicht (daher die Bezeichnung »passiv«). Im System ist ein zusätzlicher Wärmeübertrager installiert. Das Wärmeträgermedium (Sole oder Wasser) zirkuliert mithilfe der Primärpumpe zwischen dem Wärmeübertrager und den Erdwärmesonden und gibt die im Wärmeübertrager aufgenommene Wärme über die Erdwärmesonden an das Erdreich ab. Gleichzeitig führt die Heizkreispumpe im Raum erwärmtes Heizungswasser zu diesem Wärmeübertrager. Somit kann dem Raum über die Fußbodenheizung Wärme entzogen und der Raum gekühlt werden.

Aufgrund der Außenlufttemperaturen im Sommer ist die passive Kühlung nur mit Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen realisierbar. Durch die geringe Stromaufnahme der benötigten Pumpen im Vergleich zur abgegebenen Kühlleistung ist die energetische Effizienz der passiven Kühlung sehr hoch, solange das Erdreich noch ausreichend niedrige Temperaturen hat. Der Nachteil ist die relativ geringe erreichbare Kühlleistung. Deswegen ist »natural cooling« nicht mit Klimaanlage oder Kältesätzen zu vergleichen.

### Aktive Kühlung

Um eine Wärmepumpe aktiv zum Kühlen nutzen zu können, müssen Wärmequelle und Wärmesenke getauscht werden. Technisch ist das mit einem 4-Wege-Ventil und einem zusätzlichen Expansionsventil im Kältemittelkreislauf realisierbar (sogenannte reversible Wärmepumpe). Alternativ kann die Umstellung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb außerhalb der Wärmepumpe durch eine zusätzliche hydraulische Peripherie erfolgen. Mit beiden Lösungen ist es möglich, die Wärme aus dem Heizsystem, und damit auch aus den Räumen, zu entziehen und an die Umwelt (z. B. Außenluft, Erdreich oder Grundwasser) abzugeben. Im Unterschied zur passiven Kühlung kühlt die Wärmepumpe das Gebäude mit der zur Verfügung stehenden Kälteleistung ab.

### Kälteübergabe

Sowohl im Fall der aktiven Kühlung als auch bei der passiven Kühlung erfolgt die Kälteübergabe an die Räume mit dem vorhandenen »Heizungssystem«. Es ist das gleiche System, welches bei Heizbedarf die Wärme über unterschiedliche Arten von Heizflächen an die Räume abgibt. In Wohngebäuden erfolgt dies meistens mit einer Fußbodenheizung. Außerdem können zur Raumkühlung Kühldecken oder Gebläsekonvektoren genutzt werden. In großen Gebäuden werden auch zunehmend aktivierte Bauteile (Betonkernaktivierung) genutzt. Heizkörper lassen wegen ihrer kleinen Fläche eine geringere Wärmeübertragung – und damit Kühlung – zu und sind deswegen eher nicht geeignet.

Bei allen Kühlsystemen ist es besonders wichtig, die Kondensationsproblematik zu beachten. Ist eine Oberflächentemperatur niedriger als die Taupunkttemperatur der Umgebungsluft, kondensiert der Wasserdampf aus der Raumluft und es kommt zu Kondenswasserbildung (Schwitzen). Um dies zu vermeiden, muss bei allen Kühlarten eine Taupunktüberwachung durch die Wärmepumpenregelung gewährleistet werden. Im Fall einer Fußbodenheizung, die zur Kühlung genutzt wird, sollte die Oberflächentemperatur im Kühlbetrieb nicht unter 20 °C liegen, um Kondensation zu vermeiden.

## 3.7 Dimensionierung und Betriebsarten von Wärmepumpen

### 3.7.1 Dimensionierung der Wärmepumpe

Die notwendige Heizleistung einer Wärmepumpe ist von vielen Faktoren abhängig. Zu diesen gehören u. a. die energetische Qualität des Gebäudes und die klimatischen Bedingungen am Standort. Weiterhin spielen das individuelle Nutzerverhalten hinsichtlich der Raumtemperatur und dem Trinkwarmwasserbedarf sowie die mit dem Energieversorger vereinbarten Tarifbedingungen über den Strombezug eine Rolle. Um alle wesentlichen Aspekte abzudecken, sind der

Heizwärmebedarf sowie die Zuschläge für Trinkwassererwärmung und die Sperrzeiten zu berücksichtigen:

### Heizwärmebedarf

Die Basis für die Dimensionierung einer Wärmepumpe ist die Ermittlung der maximal notwendigen Leistung zur Beheizung des Gebäudes. Soll die Wärmepumpe ein bestehendes Heizsystem ersetzen, so könnte die erforderliche Heizleistung prinzipiell mit den historischen Verbrauchsdaten, einem Anlagenwirkungsgrad und den Vollbenutzungsstunden berechnet werden. An dieser Stelle ist jedoch Vorsicht geboten. Nach [58] muss der Wärmebedarf auch für bestehende Heizungsanlagen neu bestimmt werden. Demnach kann die Zugrundelegung historischer Verbrauchs- oder Richtwerte zur starken Unter- oder Überdimensionierung der Wärmepumpe führen. Für die Sanierung und für neu zu errichtende Gebäude sollte somit eine Normheizlastberechnung erfolgen, wie bspw. nach DIN EN 12831. Die Normheizlast entspricht der notwendigen Heizleistung, um auch an den kältesten Tagen (bei Normaußentemperatur) die Soll-Innentemperatur aufrechtzuerhalten. Zur Einschätzung der Größenordnungen werden in der Abb. 63 spezifische Heizleistungen für energetisch unterschiedliche Gebäudetypen angegeben.

Gebäudetyp	Spezifische Heizleistung
Niedrigstenergiehaus	0,03 kW/m <sup>2</sup>
Nach Wärmeschutzverordnung '95 bzw. Mindestdämmstandard EnEV	0,05 kW/m <sup>2</sup>
Bei normaler Wärmedämmung des Hauses (ab ca. 1980)	0,08 kW/m <sup>2</sup>
Bei älterem Mauerwerk ohne besondere Wärmedämmung	0,12 kW/m <sup>2</sup>

■ **Abb. 63:** Überschlägige spezifische Wärmebedarfswerte aus [58]

### Trinkwassererwärmung

Der Leistungsbedarf zur Erwärmung des Trinkwassers hängt stark vom individuellen Verhalten der Nutzer ab. Wie groß der Bedarf an zusätzlicher Heizleistung für die Wärmepumpe ist, kann mit unterschiedlichem Aufwand – und entsprechender Genauigkeit – ermittelt werden. Hierzu gibt es verschiedene Verfahren [11]. Demnach ist eine Auslegung nach DIN 4708 Teil 2 für Wärmepumpen ungeeignet, da diese die Eigenschaften eines Kessels zugrunde legt. In einem relativ aufwendigen Verfahren bilden Zapfprofile die Basis der Berechnung. Diese können für unterschiedliche Nutzergruppen bspw. aus der EN 15450 entnommen werden. Der größte Energiebedarf für eine Bezugsperiode sowie die Speicher- und Durchmischungsverluste bestimmen das Speichervolumen. Über eine aus den Zapfprofilen ablesbare Aufheizzeit kann anschließend die erforderliche Heizleistung für die Trinkwassererwärmung ermittelt werden. Die Planungsanleitung [58] legt für normale Komfortansprüchen einen Bedarf von 80 bis 100 Litern bei einer Temperatur von 45 °C zugrunde, was einer Heizleistung von 0,2 kW pro Person entspricht. Weiterhin wird darin auf den erhöhten Wärmebedarf hingewiesen, der sich aus den Verlusten durch eine Zirkulationsleitung ergeben kann. Alternativ kann die Warmwasserbereitung im Bereich um den Auslegungspunkt auch von einer elektrischen Zusatzheizung übernommen werden. Hierbei würde keine zusätzliche Heizleistung von der Wärmepumpe benötigt.

## Sperrzeiten

Um Lastspitzen im Stromnetz zu vermeiden, können Energieversorgungsunternehmen die Wärmepumpenanlagen täglich für bis zu drei Mal zwei Stunden vom Netz nehmen. Demnach stünden der Wärmepumpe nur 18 und keine 24 Stunden zur Verfügung, um den Tagesheizwärmebedarf zu decken. Die Verringerung der Zeit wird daher mit einer Vergrößerung der Leistung kompensiert. Entsprechend der in den Stromlieferverträgen festgelegten Dauer der täglichen Sperrzeiten können Dimensionierungsfaktoren entsprechend der Abb. 64 verwendet werden.

Tägliche Sperrzeit (Gesamt)	Auslegungsfaktor
2 Stunden	1,1
4 Stunden	1,2
6 Stunden	1,3

■ **Abb. 64:** Dimensionierungsfaktoren für die Korrektur der Heizleistung zur Überbrückung von Sperrzeiten

## 3.7.2 Betriebsarten

Nach Ermittlung der erforderlichen Heizleistung muss geklärt werden, wie der oder die Wärmeerzeuger ausgelegt und betrieben werden sollen. Hierbei steht die Frage im Raum, welcher Anteil des Jahresheizwärmebedarfs durch die Wärmepumpe gedeckt wird, um technisch und betriebswirtschaftlich ein möglichst gutes Ergebnis zu erzielen. Die sogenannten Betriebsarten beschreiben, wie viele Wärmeerzeuger sowie unterschiedliche Endenergieträger (bspw. Strom, Erdgas oder Pellets) eingesetzt werden. Folgende Möglichkeiten, deren ausführliche Beschreibung folgt, werden hierbei unterschieden:

Betriebsart	Endenergieträger	Wärmeerzeuger	Typische Anwendung
monovalent	Elektroenergie	Eine oder mehrere Wärmepumpen	Einfamilienhaus mit Fußbodenheizung wird einzig durch eine Erdreich-Wärmepumpe versorgt
mono-energetisch	Elektroenergie	Wärmepumpe(n) und weitere(r) Wärmeerzeuger	Luft-Wärmepumpe wird bei Deckung der Spitzenheizlast von einem Elektroheizstab unterstützt
bivalent	Elektroenergie und ein weiterer Endenergieträger	Wärmepumpe(n) und weitere(r) Wärmeerzeuger	Altes Gebäude mit Radiatorheizung und vorhandenem Gaskessel zur Abdeckung der Spitzenheizlast und Gewährleistung hoher Vorlauftemperaturen

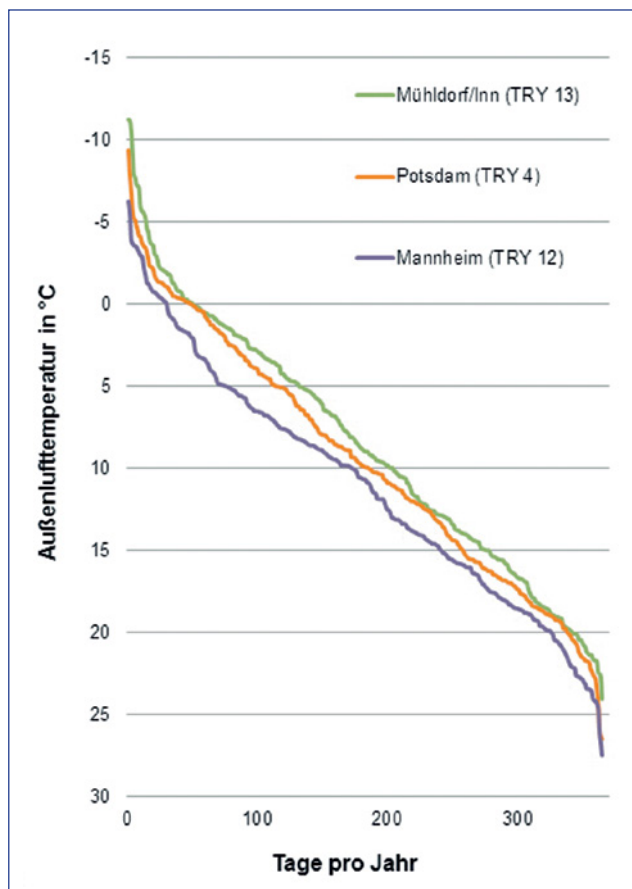
■ **Abb. 65:** Erläuterung und Beispiel für die monovalente, monoenergetische und bivalente Betriebsart

## Heizlast und Jahresdauerlinie

Eine Herausforderung für die Auslegung (und Wahl der Betriebsart) besteht in der schwankenden Heizlast im Jahresverlauf, die mit der Außentemperatur korreliert. Deren Ausmaße werden anhand der Abb. 66 mit einer geordneten Jahresdauerlinie erläutert. Das Heizsystem muss so

ausgelegt werden, dass der Heizwärmebedarf auch bei tiefsten Temperaturen gedeckt wird. Dies bedeutet gleichzeitig, dass mit der Entfernung vom Auslegungspunkt (steigenden Außentemperaturen) der Betrieb im, für nicht leistungsgeregelte Wärmepumpen ineffizienten, Teillastbereich zunimmt. Bei Wärmepumpen ist die Frage nach der Betriebsart umso wichtiger, da deren Heizleistung mit höherer Temperatur der Wärmequelle sogar ansteigt. Hieraus ergibt sich vor allem für Luft-Wärmepumpen eine umgekehrte Proportionalität zwischen Heizleistung der Wärmepumpe und Gebäudeheizlast. Vor allem in der Übergangszeit kommt es somit zu häufigeren und kürzeren Betriebszeiten, wodurch die Lebensdauer des Verdichters und die Effizienz der Anlage verringert werden. Die monoenergetische und bivalente Betriebsart beschreiben Möglichkeiten alternativer Spitzenlastdeckung, wodurch die Wärmepumpe zweckmäßiger ausgelegt werden kann.

Die an einem Ort herrschende Temperatur der Außenluft zeigt im tages- und jahreszeitlichen Verlauf Unterschiede, die im Wesentlichen durch wechselnde Sonneneinstrahlungsverhältnisse verursacht werden. Die Außentemperatur beeinflusst den Wärmepumpenbetrieb sowohl auf Seiten der Wärmequelle als auch der Wärmesenke. Der Berechnung des Norm-Heizwärmebedarfs liegt die Norm-Außentemperatur zugrunde. Dies ist der Zweitages-Mittelwert der Außentemperatur, der an einem Ort in 20 Jahren zehn Mal erreicht oder unterschritten wurde. Der Wert ist in der DIN EN 12831 angegeben.



**Abb. 66:** Geordnete Tagesmittelwerte der Außenlufttemperaturen für drei Klimazonen der Testreferenzjahre (TRY) des Deutschen Wetterdienstes (Bezugszeitraum: 1988–2007)

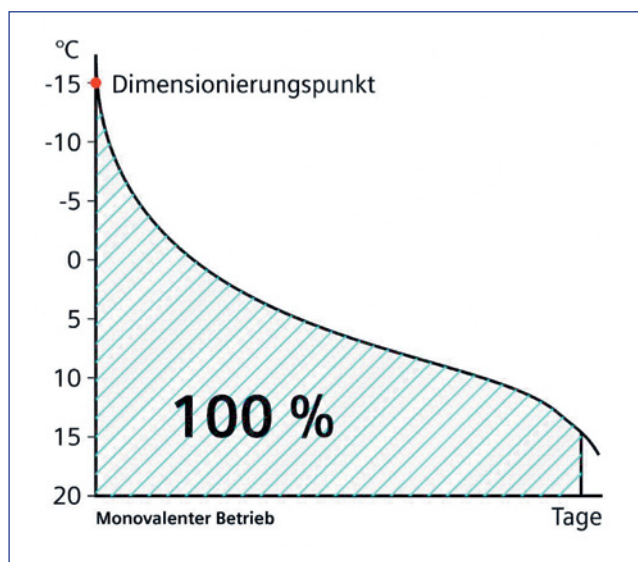
Die Abb. 66 stellt die geordneten Tagesmittelwerte der Außenlufttemperaturen für Mannheim, Potsdam und Mühldorf/Inn (Norm Außentemperatur 15 °C) dar. Anhand dieser Kurven kann festgestellt werden, an wie vielen Tagen eine bestimmte Außenlufttemperatur unterschritten wird. So kann mit der Heizgrenztemperatur die Anzahl der Heiztage ermittelt werden. Die Heizgrenztemperatur ist die Außenlufttemperatur, ab der ein Gebäude zur Aufrechterhaltung einer Soll-Innentemperatur nicht mehr beheizt werden muss, da die nutzbaren Wärmegewinne im Gebäude mindestens gleich groß sind, wie die Gebäudewärmeverluste. Weiterhin zeigen diese Kurven, an wie vielen Tagen ein zusätzlicher Wärmeerzeuger zur Spitzenlastdeckung (bspw. ein Elektroheizstab im monoenergetisch-parallelen Betrieb) in etwa zum Einsatz kommt.

## Einsatzbereich

Ein weiterer Aspekt bei der Wahl der Betriebsart ist die maximal erforderliche Heizungsvorlauftemperatur, die sich aus dem Heizwärmebedarf und der geplanten bzw. bereits im Gebäude vorhandenen Wärmenutzungsanlage ergibt. Liegt diese über der von der Wärmepumpe erreichbaren Vorlauftemperatur, so wird in jedem Fall ein weiterer Wärmeerzeuger benötigt. Ist die Wärmepumpe hingegen in der Lage, die erforderliche maximale Vorlauftemperatur zu erzielen, so kann sie – bei entsprechender Auslegung – auch am kältesten Tag des Jahres den Wärmebedarf allein decken. In der Regel erreichen Heizungswärmepumpen Temperaturen von maximal 55 °C. Mittlerweile bietet der Markt aber auch speziell an Altbau und Sanierung angepasste Wärmepumpenlösungen mit Vorlauftemperaturen von bis zu 80 °C an.

### 3.7.2.1 Monovalente Betriebsweise

Bei monovalent betriebenen Systemen ist die Wärmepumpenanlage der alleinige Wärmeerzeuger. Ihre Auslegungsisleistung entspricht der erforderlichen maximalen Heizleistung zur Wärmeversorgung des Gebäudes. So kann die Wärmepumpe über den kompletten Außenlufttemperaturbereich den gesamten Wärmebedarf des Gebäudes allein decken (vgl. Abb. 67). In der Regel kommen nur Sole/Wasser- oder Wasser/Wasser-Wärmepumpen für monovalenten Betrieb infrage.



**Abb. 67:** Abdeckung des kompletten Temperaturbereiches durch die Wärmepumpe bei monovalentem Betrieb



## Stand der Technik und Auslegung monovalenter Anlagen

Die monovalente Betriebsweise setzt voraus, dass die Wärmepumpe die maximal erforderliche Vorlauftemperatur erreicht. Da dies problemlos bei Flächenheizungen, wie Fußboden- oder Wandheizungen, der Fall ist, kommt die monovalente Betriebsweise überwiegend im Neubau zum Einsatz. Aber auch im sanierten Altbau kann, mit Blick auf den Einsatzbereich und die Effizienz, monovalent geheizt werden.

Die geordnete Jahresdauerlinie der Außentemperaturen zeigt, dass eine hohe Heizleistung bei entsprechend tiefen Außentemperaturen nur an sehr wenigen Tagen der Heizperiode benötigt wird. Dennoch muss sich im Falle der monovalenten Betriebsweise die Auslegung der Wärmepumpenanlage nach der tiefsten angenommenen Außentemperatur (Auslegungstemperatur) richten. Dabei sollte die Dimensionierung der Wärmepumpe für den monovalenten Betrieb möglichst exakt erfolgen, da eine Überdimensionierung die Herausforderungen im Betrieb (Takten in der Übergangszeit) verstärken und vermeidbare zusätzliche Investitionskosten entstehen. Aus diesen Gründen können sich speziell bei monovalentem Betrieb Wärmepumpen mit leistungsgeregelten Verdichtern als vorteilhaft erweisen.

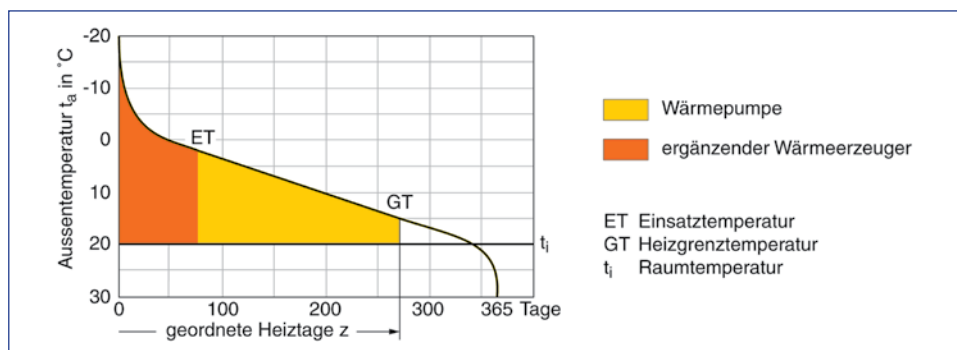
### 3.7.2.2 Bivalente Betriebsweisen

Die bivalente Betriebsweise zeichnet sich dadurch aus, dass zur Erzeugung der Heizwärme neben der Wärmepumpe, unter Einsatz eines zweiten Energieträgers, ein oder mehrere zusätzliche Wärmeerzeuger (z. B. Ölheizkessel) zur Verfügung stehen. Diese(r) unterstützt(en) die Wärmepumpe bei tiefen Außentemperaturen. Die Kombination mehrerer Wärmeerzeuger bietet die Möglichkeit, die Einzelsysteme nach ihrem energetisch günstigen Betriebsbereich auszulegen und einzusetzen.

Hinsichtlich der Festlegung der Einsatzgrenzen der Wärmepumpenanlage und des zusätzlichen Wärmeerzeugers lassen sich prinzipiell drei verschiedene bivalente Betriebsweisen unterscheiden, die in den Abb. 68–70 dargestellt sind. Die bivalenten Betriebsweisen dienen gleichzeitig als Beispiel für die Einsatzmöglichkeiten der Kombination Wärmepumpe und Elektroheizstab (monoenergetischer Betrieb). Die Einsatzgrenzen für zusätzliche Wärmeerzeuger können üblicherweise problemlos in die Wärmepumpenregelung eingegeben werden.

#### Bivalent alternative Betriebsweise

Entweder wird die Wärmepumpe oder der zusätzliche Wärmeerzeuger betrieben. Unterschreitet die Außentemperatur die Einsatztemperatur (Bivalenzpunkt), schaltet die Wärmepumpe ab



■ Abb. 68: Darstellung der bivalent-alternativen Betriebsweise

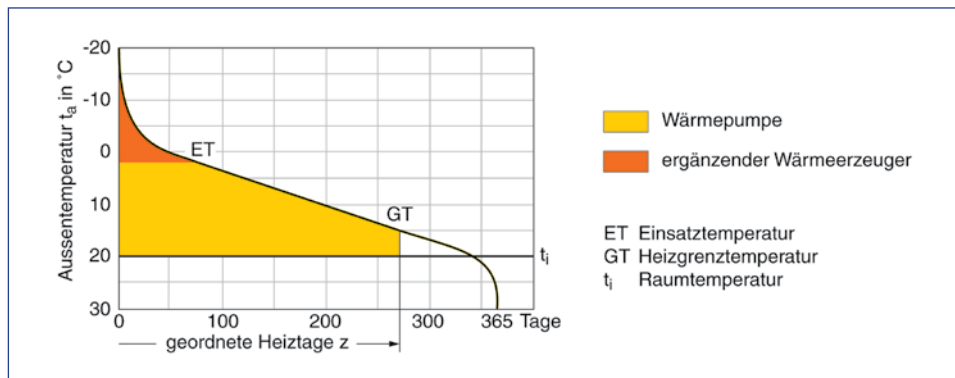
und der zusätzliche Wärmeerzeuger übernimmt die Bereitstellung der Heizwärme. Die gelbe Fläche in Abb. 68 stellt den Bereich dar, in dem der Heizwärmebedarf des Gebäudes von der Wärmepumpenanlage abgedeckt wird. Die Fläche in orange zeigt den Betriebsbereich des zusätzlichen Wärmeerzeugers.

Diese Betriebsweise wird speziell bei hohen Vorlauftemperaturen der Wärmenutzungsanlage gewählt. Ein Weiterbetrieb der Wärmepumpe wäre aufgrund der Einsatzgrenzen nicht möglich oder der zu geringen Effizienz nicht zweckmäßig. Wegen des geringen Deckungsanteils der Wärmepumpe am Jahreswärmeverbrauch wird diese Betriebsweise nur selten angewandt.

### Bivalent parallele Betriebsweise

Die Wärmepumpe wird während der gesamten Heizperiode betrieben. Unterschreitet die Außentemperatur die Einsatztemperatur (Bivalenzpunkt), wird parallel zur Wärmepumpe ein zusätzlicher Wärmeerzeuger eingesetzt (vgl. Abb. 69).

Ein Grund für den parallelen Betrieb könnte sein, dass der Wärmestrom aus der Wärmequelle für einen monovalenten Betrieb nicht ausreicht und die Wärmequellentemperatur zu stark absinkt. Technische oder finanzielle Gründe sowie Platzmangel können zu einer solchen Auslegung der Wärmequellenanlage führen. Zu beachten ist, dass die Wärmepumpe bis zum Auslegungspunkt in der Lage sein muss, eine Temperatur oberhalb der sich einstellenden Rücklauftemperatur bereitzustellen.

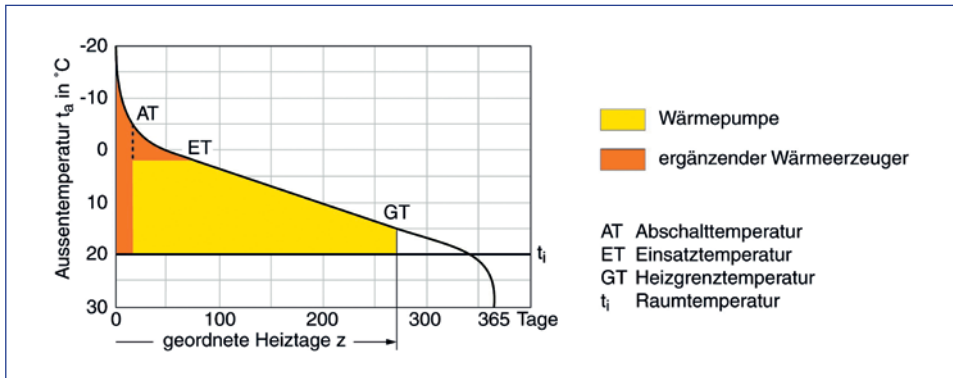


■ **Abb. 69:** Darstellung der bivalent-parallelen Betriebsweise

### Bivalent teilparallele Betriebsweise

Wie die Abb. 70 zeigt, schaltet sich beim Unterschreiten des Bivalenzpunktes durch die Außentemperatur der zusätzliche Wärmeerzeuger zu. Bis zur Abschalttemperatur werden beide Wärmeerzeuger parallel betrieben. Bei niedrigeren Temperaturen deckt der zusätzliche Wärmeerzeuger den Heizwärmebedarf allein ab.

Diese Betriebsweise ist eine Mischform aus den bereits vorgestellten Möglichkeiten. Sie kann bspw. in Verbindung mit der Wärmequelle Luft, bzw. bei Heizsystemen mit hoher Rücklauftemperatur gewählt werden. Der zweite Wärmeerzeuger muss die komplette Normheizlast abdecken können.



■ **Abb. 70:** Darstellung der bivalent-teilparallelen Betriebsweise

## Stand der Technik und Auslegung bivalenter Anlagen

Bivalente Anlagen werden im Neubau von Ein- und Zweifamilienhäusern wegen zusätzlicher Investitionskosten praktisch nicht mehr eingesetzt. In Mehrfamilienhäusern kann sich, wenn nur Außenluft als Wärmequelle zur Verfügung steht, die Zusatzinvestition rechnen, da dann die Wärmepumpe kleiner dimensioniert werden kann.

In zu sanierenden Ein- und Zweifamilienhäusern werden bivalente Anlagen nur dann betrieben, wenn noch ein konventionelles Heizsystem zur Verfügung steht. Ansonsten wird eher eine monoenergetische Betriebsweise gewählt. Für Mehrfamilienhäuser kann wiederum die bivalente Betriebsweise ökonomisch interessant sein.

Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit wird bei bivalenten Anlagen die Wärmepumpe auf etwa 50 % der maximal erforderlichen Heizleistung ausgelegt. Eine exakte Dimensionierung ist nicht erforderlich, sofern durch den zweiten Wärmeerzeuger eine Deckung des maximalen Wärmebedarfs sichergestellt ist.

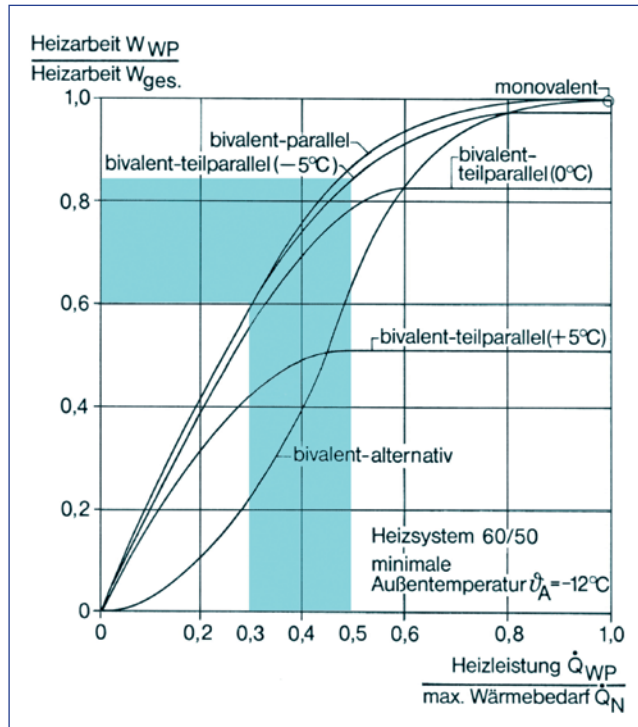
### 3.7.2.3 Monoenergetische Betriebsweise

Die monoenergetische Betriebsweise folgt dem gleichen Prinzip wie die bivalente Betriebsweise. Der zusätzliche Wärmeerzeuger ist jedoch kein fossil betriebener Kessel, sondern eine Elektroheizung, meist in Form eines Elektroheizstabes. Dieser kann sich bspw. im Heizungspuffer-, dem Trinkwasserspeicher oder dem gemeinsamen Vorlauf befinden. Der Einsatz kann gemäß den unter bivalentem Betrieb vorgestellten Arten erfolgen. Die Wärmepumpenregelung stellt sicher, dass dieser Betrieb nur zu Zeiten auftritt, die aufgrund der Auslegung der Wärmepumpenheizleistung tatsächlich erforderlich sind. Der Elektroenergiebedarf des Heizstabes ergibt sich aus der Dimensionierung der Wärmeerzeuger und den entsprechenden, in der Regelung eingegebenen Einsatzgrenzen.

## 3.7.3 Dimensionierung, Betriebsart und Anteil an Heizarbeit

Der Zusammenhang zwischen Dimensionierung, Betriebsart und dem Anteil der durch die Wärmepumpe bereitgestellten Heizarbeit wird in Abb. 71 veranschaulicht. Dabei stellt die x-Achse die Heizleistung der Wärmepumpe, bezogen auf die Normheizlast dar. Über den

■ **Abb. 71:** Auswirkung von Auslegung und Betriebsart auf den Anteil der durch die Wärmepumpe erbrachten Heizarbeit

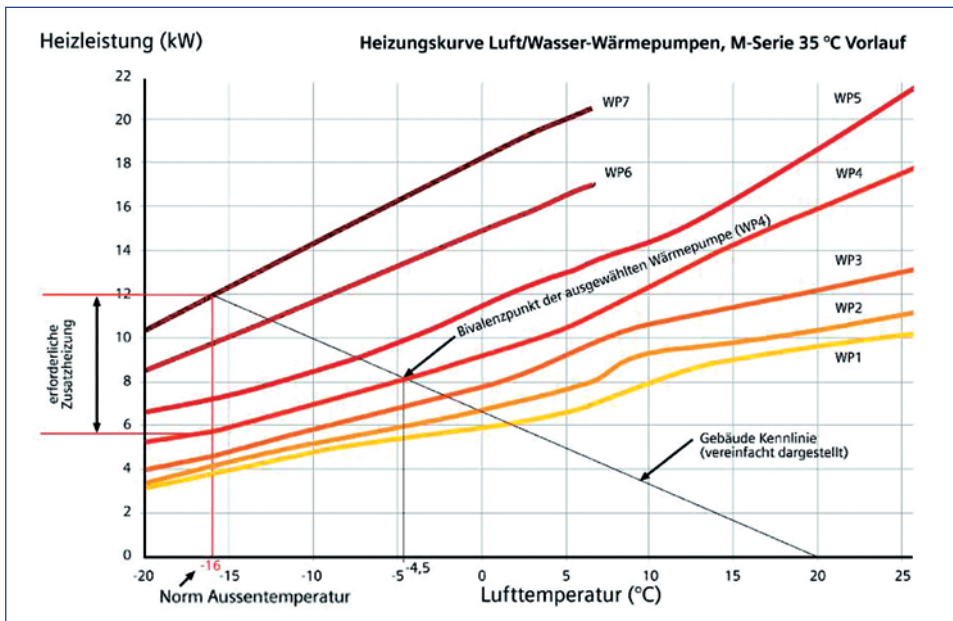


Schnittpunkt mit einer Linie im Koordinatensystem, die je eine Betriebsart repräsentiert, kann auf der y-Achse der resultierende Anteil der Heizarbeit abgelesen werden, der durch die Wärmepumpe bereitgestellt wird.

Bei monovalentem Betrieb wird die komplette Heizarbeit durch die Wärmepumpe erbracht. Dies ändert sich im unterschiedlichen Maße in Abhängigkeit von der Dimensionierung sowie der bivalenten (monoenergetischen) Ausführung der Betriebsart. Der empfohlene Auslegungsbereich wird durch die blaue Fläche gekennzeichnet. Für die bivalent-teilparallele Betriebsweise und einer Abschalttemperatur von  $-5^\circ\text{C}$  ergibt sich für diesen empfohlenen Bereich ein Deckungsanteil der Wärmepumpe an der Jahresheizarbeit von 60 bis nahezu 85 %. Man erkennt auch, dass bei einer Dimensionierung der Wärmepumpe auf unter 30 % der Anteil der Wärmepumpe an der zu leistenden Jahresheizarbeit erheblich absinkt, während eine Dimensionierung über 50 % nur eine geringe Erhöhung dieses Anteils bewirkt. Der Bivalenzpunkt wird abhängig von der Norm-Außentemperatur gewählt. In der Praxis stellt sich meist ein niedrigerer Bivalenzpunkt als geplant ein, da nicht alle Räume (z. B. Schlafzimmer) gleich beheizt werden.

### 3.7.4 Auslegungsbeispiele für monovalenten, bivalenten und monoenergetischen Betrieb

Das Diagramm in Abb. 72 dient der Auswahl einer geeigneten Luft/Wasser-Wärmepumpe. Hierfür wurden die Kennlinien der außentemperaturabhängigen Heizleistung von sieben Wärmepumpen aufgetragen. Die außentemperaturabhängige Heizlast eines Gebäudes wird ver-



■ **Abb. 72:** Dimensionierungsbeispiel einer Luft/Wasser-Wärmepumpe

einfacht als Gerade dargestellt. Das Gebäude befindet sich in einer Region mit einer Normaußentemperatur von  $-16^{\circ}\text{C}$ . Soll die Wärmepumpe monovalenten Betrieb ermöglichen, muss sie bei dieser Temperatur in der Lage sein, die Heizlast des Gebäudes zu decken. Im Beispiel käme hierfür nur WP 7 infrage, welche die benötigte Heizleistung von 12 kW im Auslegungspunkt erbringt. Deutlich zeigt sich die zunehmende Differenz zwischen Heizleistung der Wärmepumpe und Heizlast des Gebäudes mit zunehmender Außentemperatur. Unter anderem aus diesem Grund werden Luft/Wasser-Wärmepumpen bivalent bzw. monoenergetisch betrieben. Im Beispiel wird hierfür WP 4 ausgewählt. Am Schnittpunkt aus Gebäudeheizlast und Heizleistung der Wärmepumpe befindet sich die Bivalenz-Temperatur von  $-4,5^{\circ}\text{C}$ . Bis zu diesem Punkt deckt die Wärmepumpe die benötigte Heizlast in Höhe von 8 kW. Unterhalb dieser Temperatur wird ein zusätzlicher Wärmeerzeuger benötigt, dessen Leistung durch die Anforderungen im Auslegungspunkt bestimmt wird. Aufgrund der noch geringeren Heizleistung der Wärmepumpe bei  $-16^{\circ}\text{C}$  beträgt die erforderliche Leistung der Zusatzheizung ca. 6,3 kW.

Beim vorgestellten Beispiel ist zu beachten, dass die in Kapitel 3.7.1 angesprochenen, die Heizlast zusätzlich erhöhenden Aspekte Trinkwassererwärmung und Sperrzeiten nicht berücksichtigt wurden.

## 4 Bewertung der Wärmepumpen

Die Wärmepumpe steht in Konkurrenz zu anderen Wärmeversorgungssystemen wie beispielsweise Gas- oder Holz-Pellet-Kesseln oder einer Fernwärmeanbindung. Das folgende Kapitel befasst sich mit der wirtschaftlichen, energetischen und ökologischen Bewertung der Wärmepumpen im Vergleich zu anderen Wärmeversorgungssystemen.

### 4.1 Wirtschaftliche Bewertung

Bei der Beurteilung von Wärmeversorgungstechniken ist es üblich, der Wirtschaftlichkeit einen besonderen Stellenwert beizumessen, vor anderen Kriterien wie Komfort, Schadstoffemissionen, Beeinträchtigung der Umwelt etc. Dabei ist unter anderem zu beachten, dass sich die Wirtschaftlichkeit einer Maßnahme nicht allein auf die im Zuge einer Beschaffung relevanten Investitionsausgaben gründet. Die Wirtschaftlichkeit umfasst vielmehr alle während der gesamten Nutzung der Anlage anfallenden Ausgaben. Oft wird während der Planung und Ausschreibung viel Mühe darauf verwendet, die Beschaffungsinvestitionen möglichst niedrig zu gestalten. Dabei wird übersehen, dass die im Zuge der Gesamtlebensdauer mit der Nutzung verbundenen Betriebsausgaben in der Summe wesentlich höher sind als die Erstinvestition. Die Betriebskosten erreichen häufig ein Vielfaches der Ausgangsinvestition.

In Wirtschaftlichkeitsrechnungen, die letztlich immer in Vergleichen münden, sind alle Kostenkomponenten einer Anlage zu berücksichtigen. Damit ist es auch möglich, den Einfluss der verschiedenen Kosten separat zu untersuchen.

Die VDI-Richtlinie 2067, Blatt 1 »Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Grundlagen und Kostenberechnung« [59] beschreibt ein Verfahren zur vergleichenden Berechnung der Kosten von gebäudetechnischen Anlagen, das seit Jahren als Grundlage für einen objektiven Vergleich verschiedener Versorgungstechniken dient. Als Kosten werden die innerhalb eines Jahreszeitraums anfallenden Ausgaben bezeichnet. Die VDI-Richtlinie teilt die Wärmegestehungskosten, auch Vollkosten der Wärmebereitstellung genannt, in folgende Kostengruppen auf:

- **Kapitalgebundene Kosten:** In diese Gruppe werden Investitions- sowie Instandsetzungs- und Erneuerungskosten eingeordnet.
- **Verbrauchsgebundene Kosten:** Hier gehen vor allem die Energiekosten ein, sowohl leistungs- als auch arbeitsbezogene, sowie zusätzlich Kosten für Hilfsenergie, ggf. weitere Betriebsstoffe, Anfuhr-, Lagerkosten für Brennstoffe.
- **Betriebsgebundene Kosten:** In diese Kostengruppe fallen hauptsächlich die Kosten für Wartung, Überwachung und Reinigung.
- **Sonstige Kosten:** In den sonstigen Kosten sind alle weiteren Nebenkosten enthalten, Kosten für Versicherungen, allgemeine Abgaben usw.

#### 4.1.1 Berechnung der Wärmegestehungskosten

Bei Wärmeversorgungssystemen fallen naturgemäß während der Nutzungsdauer der Anlage verschiedene Kostenpositionen zu unterschiedlichen Zeitpunkten an. So stehen die Investitionskosten am Anfang, verbrauchs- und betriebsgebundene sowie sonstige Kosten fallen in der Regel in kontinuierlichen Abständen an. Um eine Anlage bewerten und mit anderen vergleichen zu können, ist es zweckmäßig, hierfür die Annuitätenmethode zu verwenden.

## 4.1.2 Annuitätenmethode

Mithilfe der Annuitätenmethode ist es möglich, die verschiedenen Kostenpositionen, die während der Nutzung einer Anlage anfallen, zu einem einzelnen vergleichbaren Wert zusammenzufassen. Dieser Wert stellt denjenigen Betrag dar, der kontinuierlich während der Nutzungsdauer bspw. jeweils zu Beginn eines Jahres aufgewendet werden müsste, um die Wärmeversorgungsanlage zu betreiben. Die Gesamtannuität setzt sich aus den Annuitäten der einzelnen Kostenpositionen zusammen. Die Überführung des Investitionsbetrags und bspw. der laufenden Zahlungen, wie für den Bezug von elektrischer Energie bzw. Brennstoff, werden mithilfe des Annuitätsfaktors  $a$  in kontinuierliche jährliche Zahlungen während der Nutzungsdauer  $T$  überführt. Die Annuität, bzw. die Höhe der kontinuierlichen Jahresgesamtzahlungen berechnet sich nach folgender Formel:

$$AN = AN_K + AN_V + AN_B + AN_S$$

Dabei sind:

- $AN$  = Gesamtannuität
- $AN_K$  = Annuität der kapitalgebundenen Kosten
- $AN_V$  = Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten
- $AN_B$  = Annuität der betriebsgebundenen Kosten
- $AN_S$  = Annuität der sonstigen Kosten

In den folgenden Abschnitten 4.1.3 bis 4.1.6 werden die einzelnen Kostenkomponenten näher erläutert. In Abschnitt 4.1.7 wird anhand der Annuitätenmethode eine beispielhafte Vergleichsrechnung verschiedener Wärmeversorgungssysteme vorgestellt.

## 4.1.3 Kapitalgebundene Kosten

Die kapitalgebundenen Kosten beinhalten Zins und Tilgung des für die betriebstechnischen Anlagenteile und das in deren Planung investierte Kapital. Hinzugerechnet zu Zins und Tilgung der Investitionen werden die Instandsetzungs- und Erneuerungskosten. Als betriebstechnische Anlagenteile sind beispielsweise zu berücksichtigen: Wärmeerzeuger, Wärmeverteilsystem sowie alle notwendigen technischen (Heizkörper, Ventilatoren, Antriebsmotoren etc.) und baulichen Anlagen (Heizraum, Technikzentrale, Schornstein etc.) sowie Schall- und Wärmeschutzmaßnahmen für die betriebstechnischen Anlagenteile und deren Anschlusskosten. Für jedes Anlagenteil erfolgt eine entsprechende Berechnung. Die Summe aller Einzelkostenbeträge ergibt die gesamten kapitalgebundenen Kosten. Sie berechnet sich nach folgender Formel:

$$AN_K = (A_0 + A_1 + A_2 + \dots + A_n - R_W) \cdot a + \frac{f_K}{100} \cdot A_0 \cdot ba_{IN}$$

Dabei sind:

- $AN_K$  = Annuität der kapitalgebundenen Zahlungen in Euro/a
- $A_0$  = Investitionsbetrag in Euro
- $A_{1,2,\dots,n}$  = Barwert (Gegenwartswert von in der Zukunft liegenden Zahlungen) der ersten, zweiten, ..., n-ten Ersatzbeschaffung
- $R_W$  = Restwert nach Ablauf der Nutzungsdauer
- $a$  = Annuitätsfaktor
- $f_K$  = Faktor für die Instandsetzung in % des Investitionsbetrages im Jahr
- $ba_{IN}$  = Preisdynamischer Annuitätsfaktor für Instandsetzungszahlungen (zur Berücksichtigung der Preissteigerungen von Investitionszahlungen bspw. durch Inflation)

Die Barwerte der Ersatzbeschaffungen ergeben sich aus folgender Gleichung:

$$A_n = A_0 \cdot \frac{r^{(n \cdot T_N)}}{q^{(n \cdot T_N)}}$$

Dabei sind:

$T_N$ =	Nutzungsdauer der Anlagenkomponente in Jahren
$T$ =	Betrachtungszeitraum in Jahren
$q$ =	Zinsfaktor
$r$ =	Preisänderungsfaktor (konstante Inflationsrate)
$n$ =	Anzahl der Ersatzbeschaffungen innerhalb des Betrachtungszeitraum

Der Restwert der Anfangsinvestition nach Ablauf der Nutzungsdauer errechnet sich nach folgender Gleichung:

$$R_W = A_0 \cdot r^{(n \cdot T_N)} \frac{(r + 1) \cdot T_N - T}{T_N} \cdot \frac{1}{q^T}$$

Der Annuitätsfaktor ergibt sich nach:

$$a = \frac{q_T \cdot (q - 1)}{q^T - 1} = \frac{q - 1}{1 - q^{-T}}$$

Preisdynamischer Annuitätsfaktor für Instandsetzungszahlungen:

$$ba_{IN} = b_{IN} \cdot a$$

Der preisdynamische Annuitätsfaktor ergibt sich, indem die Annuität des Barwertfaktors  $b_{IN}$  ermittelt wird, wobei sich der Barwertfaktor aus folgender Gleichung ergibt:

$$b_{IN} = \frac{1 - \left(\frac{r}{q}\right)^T}{q^T - 1}$$

Für  $r = q$  gilt  $b = T/q$ .

#### 4.1.4 Verbrauchsgebundene Kosten

Die verbrauchsgebundenen Kosten stellen die Kosten für den benötigten Energieträger dar, der eingesetzt werden muss, um die erforderliche Wärmemenge zur Verfügung zu stellen. Bei Neubauten ist der Gebäudeenergiebedarf für Raumheizung und Trinkwassererwärmung entsprechend der Energieeinsparverordnung (EnEV) anzusetzen. Bei bestehenden Gebäuden kann für eine überschlägige Berechnung auf bisherige Werte zurückgegriffen werden.

Bei allen Heizungssystemen treten bei der Erzeugung, der Verteilung und der Übergabe der Heizwärme Verluste auf. Diese Verluste werden mithilfe der Anlagenaufwandszahl auf die erforderliche Wärmemenge für Heizung und Trinkwarmwasser hinzugerechnet. Die VDI-Richtlinie 4701-10 gibt einen Überblick über die Anlagenaufwandszahlen der einzelnen Komponenten eines Wärmeversorgungssystems [60]. Bei Wärmepumpen entspricht der reziproke Wert der Jahresarbeitszahl der Anlagenaufwandszahl. Die Jahresarbeitszahl entscheidet darüber, welche Menge an elektrischer Energie benötigt wird, um die erforderliche Menge an Wärme-



energie bereitzustellen. Teilt man die erforderliche Wärmemenge pro Jahr durch die Jahresarbeitszahl, so ergibt sich die dafür benötigte Menge an elektrischer Energie. Die VDI-Richtlinie 4650 bietet eine Möglichkeit, die erwartete Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe in Abhängigkeit ihrer Gerätekennzahlen und ihrer, im jeweiligen Gebäude erforderlichen Betriebsbedingungen, zu ermitteln. Der Bundesverband Wärmepumpe bietet im Internet eine auf der VDI 4650 basierende Berechnungsmethode der Jahresarbeitszahl an<sup>21</sup> [61].

Das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE führt seit mehreren Jahren umfangreiche Feldversuche zur Bestimmung der Jahresarbeitszahl verschiedener Wärmepumpen-Heizungsanlagen unter realen Bedingungen durch. Aktuelle Messwerte sowie Abschlussberichte der bereits beendeten Untersuchungen können ebenfalls im Internet bezogen werden<sup>22</sup> (vgl. dazu Kap. 8).

Um eine Vergleichbarkeit der einzelnen Energieträger untereinander zu erreichen, werden über die Heizwerte und Preise pro kg Brennstoff die daraus resultierenden Preise pro Kilowattstunde für den jeweiligen Energieträger errechnet.

Mit den berechneten bzw. angenommenen Anlagenaufwandszahlen und den ermittelten Energieträgerkosten kann nach folgender Gleichung die Höhe der verbrauchsgebundenen Kosten innerhalb eines Jahres ermittelt werden.

$$A_{V1} = (Q_{HZ} \cdot e_{EH} \cdot e_{VH} \cdot e_{ÜH} + Q_{TW} \cdot e_{ET} \cdot e_{VT}) \cdot K + G_n$$

Dabei sind:

$Q_{HZ}$	=	Wärmebedarf für Heizung in kWh/a
$e_{EH}$	=	Anlagenaufwandszahl Heizung, Erzeugung
$e_{VH}$	=	Anlagenaufwandszahl Heizung, Verteilung
$e_{ÜH}$	=	Anlagenaufwandszahl Heizung, Übergabe
$Q_{TW}$	=	Wärmebedarf für Trinkwarmwasser kWh/a
$e_{ET}$	=	Anlagenaufwandszahl Trinkwarmwasser, Erzeugung
$e_{VT}$	=	Anlagenaufwandszahl Trinkwarmwasser, Verteilung
$K$	=	Energiebezugskosten in Euro/kWh
$G_n$	=	Grundpreis (z. B. für Gas oder elektrische Energie)

Die verbrauchsgebundenen Kosten werden dann mit der folgenden Gleichung in kontinuierliche Zahlungen während des Betrachtungszeitraumes überführt:

$$AN_v = A_{V1} \cdot ba_v$$

Dabei sind:

$AN_v$	=	Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten
$A_{V1}$	=	verbrauchsgebundene Kosten im ersten Jahr
$ba_v$	=	preisdynamischer Annuitätsfaktor für verbrauchgebundene Zahlungen (Berechnung analog zur Berechnung des preisdynamischen Annuitätsfaktors für Instandsetzungszahlungen)

### 4.1.5 Betriebsgebundene Kosten

Für die betriebsgebundenen Kosten werden Kosten angesetzt, die bei der Bedienung, Wartung und Inspektion der Anlage anfallen. Insbesondere werden die Kosten für Schornsteinfe-

<sup>21</sup> <http://waermepumpe.de/nc/waermepumpe/effizienz/jaz-rechner.html>

<sup>22</sup> [www.wp-monitor.ise.fraunhofer.de](http://www.wp-monitor.ise.fraunhofer.de)

gearbeiten und Emissionsmessungen unter dieser Position verbucht. Bei größer dimensionierten Anlagen in Mehrfamilienhäusern kann zusätzlich auch ein bestimmter Arbeits- und Personalaufwand entstehen. Auch betriebsgebundene Zahlungen unterliegen Änderungen, die unter anderem durch ein verändertes Lohnniveau hervorgerufen werden können. Für sie ergibt sich unter Berücksichtigung von Preisänderungen analog zu den verbrauchsgebundenen Zahlungen folgende Gleichung:

$$AN_B = A_{B1} \cdot ba_B$$

Dabei sind:

- $AN_B$  = Annuität der betriebsgebundenen Kosten
- $A_{B1}$  = betriebsgebundene Kosten im ersten Jahr
- $ba_B$  = preisdynamischer Annuitätsfaktor für betriebsgebundene Zahlungen (Berechnung analog zur Berechnung des preisdynamischen Annuitätsfaktors für Instandsetzungszahlungen)

### 4.1.6 Sonstige Kosten

Sonstige Kosten sind in der Regel Positionen, in denen nicht zuordnenbare Aufwendungen verbucht werden. Darunter fallen Versicherungskosten und Verwaltungskosten, die anteilig verrechnet werden. Versicherungskosten umfassen die Aufwendungen für die Haftpflicht-, die Maschinen- und sonstigen Versicherungen. Entsprechend dem vorangegangenen Ansatz ergibt sich für die sonstigen Zahlungen die folgende Gleichung:

$$AN_S = A_{S1} \cdot ba_S$$

Dabei sind:

- $AN_S$  = Annuität der sonstigen Kosten
- $A_{S1}$  = sonstige Kosten im ersten Jahr
- $ba_S$  = preisdynamischer Annuitätsfaktor der sonstigen Kosten (Berechnung analog zur Berechnung des preisdynamischen Annuitätsfaktors für Instandsetzungszahlungen)

### 4.1.7 Kostenvergleich verschiedener Heizungssysteme

Im Folgenden wird eine Vollkostenrechnung für die Heizungssysteme Erdgas-Brennwertgerät, Holz-Pellet-Kessel und einer Sole- bzw. Luft-Wärmepumpe exemplarisch vorgestellt. Da eine detaillierte Vollkostenberechnung nach VDI 2067 sehr umfangreich ist, können die Berechnungsergebnisse an dieser Stelle nur vereinfacht dargestellt werden.

Die Annahmen für Kosten, Preise und Zins- bzw. Preisänderungsfaktoren sind beispielhafter Natur und können nicht ohne Weiteres für eine individuelle Vollkostenberechnung herangezogen werden. Welchen Einfluss die Berücksichtigung einer gewissen Bandbreite einer Kostenposition haben kann, wird exemplarisch für die kapitalgebundenen Kosten dargestellt. Die folgende Beispielrechnung soll lediglich einen Überblick darüber geben, wie ein Vollkostenvergleich aufgebaut ist und welche Einflussfaktoren dabei zu berücksichtigen sind.

Grundlage für das vorgestellte Rechenbeispiel ist ein bestehendes Einfamilienhaus mit einer Nutzfläche von 150 m<sup>2</sup> und einem spezifischen Heizwärmebedarf von 70 kWh/(m<sup>2</sup>a). Der Trinkwasserwärmebedarf wird mit 1 875 kWh/a angenommen.

Die Auswahl der in der nachstehenden Tabelle angenommenen Werte erfolgt zum Teil aus den Vollkostenvergleichen verschiedener Heizsysteme des Leipziger Institutes für Energie GmbH [62], [63].

Da bei den betrachteten Wärmeversorgungssystemen keine, oder nur unwesentliche sonstige Kosten entstehen, wird hier auf eine Beispielrechnung der sonstigen Kosten verzichtet.

## Kapitalgebundene Kosten

Vereinfachend wird in der Berechnung eine konstante Nutzungsdauer aller Heizungssysteme und Anlagenkomponenten von 20 Jahren angenommen. Mögliche Ersatzinvestitionen werden nicht berücksichtigt. Vielmehr werden die Kosten aller Komponenten wie Wärmeerzeuger, Speicher, Pumpen etc. zu einem einzigen Wert zusammengefasst. Für diese Anfangsinvestition wird ein Mittelwert angegeben. Mit den in Kap. 4.1.3 vorgestellten Berechnungsformeln können dann die Hilfsgrößen berechnet werden, um die Annuität der kapitalgebundenen Kosten zu berechnen.

Der Einfluss einer Bandbreite für den Wert der Anfangsinvestition von  $\pm 20\%$  spiegelt sich in den drei verschiedenen Annuitäten wieder.

Kapitalgebundene Kosten		Erdgas-Brennwert	el. Luft-WP	el. Erdreich-WP	Pellet-Kessel
Betrachtungszeitraum T	Jahre	20	20	20	20
Nutzungsdauer $T_{N1}$	Jahre	20	20	20	20
Zinsfaktor (Kapitalmarktzinsen) q	–	1,04	1,04	1,04	1,04
Faktor für Instandsetzung $f_k$	–	0,02	0,02	0,02	0,02
Preisänderungsfaktor (Inflation) $r_{IN}$	–	1,02	1,02	1,02	1,02
Anfangsinvestition (Mittelwert) $A_0$	Euro	7 000	10 000	15 000	16 500
Förderung	Euro	0	0	0	–2 400
Annuitätsfaktor a	–	0,07	0,07	0,07	0,07
Preisdyn. Faktor Instandsetzung $ba_{IN}$	–	1,18	1,18	1,18	1,18
Barwertfaktor Invest $b_{IN}$	–	16,09	16,09	16,09	16,09
Annuität der Anfangsinvestition $A_N$	Euro	4 747	6 782	10 173	9 562
<b>Annuität der kapitalgebundenen Kosten <math>AN_K</math></b>	<b>Euro</b>	<b>866</b>	<b>1 237</b>	<b>1 856</b>	<b>1 744</b>
<b>Annuität der kapitalgebundenen Kosten <math>AN_{K,min}</math></b>	<b>Euro</b>	<b>699</b>	<b>990</b>	<b>1 485</b>	<b>1 365</b>
<b>Annuität der kapitalgebundenen Kosten <math>AN_{K,max}</math></b>	<b>Euro</b>	<b>1 048</b>	<b>1 485</b>	<b>2 227</b>	<b>2 197</b>

■ **Abb. 73:** Kapitalgebundene Kosten

Trotz einer einmaligen Förderungszahlung liegen die Investitionskosten des Pellet-Kessels und die der Wärmepumpensysteme über den Investitionskosten des Erdgas-Brennwert-Kessels. Wärmepumpen weisen oft höhere spezifische Investitionen als herkömmliche Heizkessel auf. Aus diesem Grund ist die richtige Dimensionierung der Wärmepumpe besonders wichtig,

denn Geräte mit überdimensionierter Heizleistung bringen zu hohe Anlagen- und damit kapitalgebundene Kosten mit sich.

### Verbrauchsgebundene Kosten

Wie in Kap. 4.1.4 beschrieben, muss zur Ermittlung der verbrauchsgebundenen Kosten zuerst der Wärmebedarf für das Gebäude ermittelt werden. Im Beispiel ergibt sich für das Gebäude mit einer Grundfläche von 150 m<sup>2</sup> und einem spezifischen Heizenergiebedarf von 70 kWh/(m<sup>2</sup>a) ein Heizenergiebedarf von 10 500 kWh pro Jahr. Für die Trinkwarmwasserbereitung wird ein Energiebedarf von 1 875 kWh angesetzt. Diese Werte werden dann mit den entsprechenden Anlagenaufwandszahlen multipliziert. Das Ergebnis stellt den Bedarf an dem jeweiligen Energieträger dar. Mit Kenntnis der Arbeitspreise des jeweiligen Energieträgers können dann die Kosten für die benötigte Menge des jeweiligen Energieträgers ermittelt werden. Zusätzlich müssen sowohl eventuelle jährliche Anschlussgebühren als auch die Kosten für den Elektroenergiebedarf von Zirkulationspumpen und der Steuerung etc. berücksichtigt werden.

Verbrauchsgebundene Kosten		Erdgas-Brennwert	el. Luft-WP	el. Erdreich-WP	Pellet-Kessel
Heizwert	kWh/kg				4,90
Grundpreis	Euro/a	130	80	80	
Arbeitspreis	Euro/kWh	0,06	0,17	0,17	
Arbeitspreis	Euro/kg				0,26
Strompreis für Hilfsenergie	Euro/kWh	0,23	0,23	0,23	0,23
Preisänderungsfaktor Energie $r_v$	–	1,03	1,03	1,03	1,03
Anlagen Aufwandszahl Heizung Übergabe	–	1,03	1,03	1,03	1,03
Anlagen Aufwandszahl Heizung Verteilung	–	1,02	1,02	1,02	1,02
Anlagen Aufwandszahl Heizung Erzeugung	–	0,99	0,30	0,23	1,37
Endenergiebedarf für Heizwärme	kWh/a	10 921	3 309	2 537	15 113
Anlagen Aufwandszahl Warmwasser Verteilung	–	1,34	1,34	1,34	1,34
Anlagen Aufwandszahl Warmwasser Erzeugung	–	1,13	0,40	0,35	1,37
Endenergiebedarf für Warmwasser	kWh/a	2 839	1 005	879	3 442
Nutzenergiebedarf Gesamt	kWh/a	13 760	4 314	3 417	18 555
Strombedarf für Hilfsenergie	kWh/a	450	330	520	580
Summe verbrauchsgebundene Kosten $A_v$	Euro	1 060	901	789	1 121
Preisdyn. Aufzinsfaktor $ba_v$	–	1,29	1,29	1,29	1,29
Barwertfaktor Verbrauch $b_v$	–	17,57	17,57	17,57	17,57
<b>Annuität der verbrauchsgebundenen Kosten <math>AN_v</math></b>	<b>Euro</b>	<b>1 370</b>	<b>1 165</b>	<b>1 021</b>	<b>1 449</b>

■ **Abb. 74:** Verbrauchsgebundene Kosten

Bei den verbrauchsgebundenen Kosten liegen die Wärmepumpen im Vorteil. Da die Arbeitszahlen und somit die Anlagenaufwandszahlen für Erdreich-Wärmepumpen in der Regel besser sind als bei Luft-Wärmepumpen, wiegt der Vorteil hier besonders schwer. Im Beispiel liegt das Erdgas-Brennwert-Gerät hinter der Luft-Wärmepumpe, gefolgt vom Holz-Pellet-Kessel. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass unterschiedliche Investitionskosten häufig auch mit unterschiedlichen Effizienzwerten einhergehen, was in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt wird.

In dieser Vergleichsrechnung wurden für alle Energieträger einheitliche Preisänderungsraten angenommen. In der Realität entwickeln sich die Preise allerdings individuell. Nimmt man für einen Energieträger einen geringeren Preisänderungsfaktor an, so verschiebt sich das Verhältnis der verbrauchsgebundenen Kosten der einzelnen Anlagen untereinander.

### Betriebsgebundene Kosten

Bei den betriebsgebundenen Kosten werden Kosten für kontinuierlich anfallende Arbeiten aufsummiert. Darin enthalten sind beispielsweise Kosten für Emissionsüberwachung und Schornsteinfegerarbeiten bei Erdgas- und Holz-Pellet-Anlagen. Bei Wärmepumpen-Anlagen können Kosten für eventuelle Wartungsverträge anfallen. Die betriebsgebundenen Kosten werden aufsummiert und nach der im Kap. 4.1.5 vorgestellten Methode verrechnet.

Betriebsgebundene Kosten		Erdgas-Brennwert	el. Luft-WP	el. Erdreich-WP	Pellet-Kessel
Summe betriebsgebundene Kosten $A_B$	Euro	155	50	50	340
Preisänderungsfaktor Betrieb $r_B$	–	1,02	1,02	1,02	1,02
Preisdyn. Aufzinsfaktor $ba_B$	baB	1,18	1,18	1,18	1,18
Barwertfaktor Betrieb $b_B$	bB	16,09	16,09	16,09	16,09
<b>Annuität der betriebsgebundenen Kosten <math>AN_B</math></b>	<b>Euro</b>	<b>184</b>	<b>59</b>	<b>59</b>	<b>403</b>

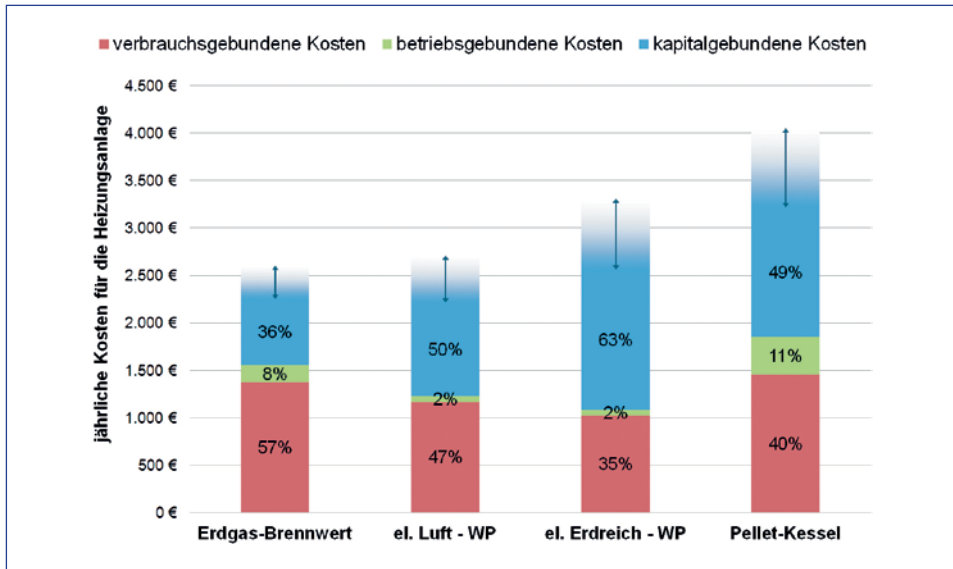
■ **Abb. 75:** Betriebsgebundene Kosten

Bei den betriebsgebundenen Kosten liegen die sehr wartungsarmen Wärmepumpen deutlich vor den übrigen Wärmeerzeugungssystemen.

### Gesamtannuität

Die nachstehende Abbildung stellt die einzelnen Annuitäten der zu vergleichenden Wärmeversorgungssysteme in einem Säulendiagramm dar.

Die graphische Darstellung zeigt die Zusammensetzung der jährlichen Gesamtannuität des Berechnungsbeispiels. Auf Basis der angenommenen Werte liegen Erdgas-Brennwert und die Luft-Wärmepumpe auf ähnlichem Niveau. Eine höhere Gesamtannuität wird für die Erdreich-Wärmepumpe und den Pellet-Kessel errechnet. Gleichzeitig wird deutlich, dass allein die Annahme eines plausiblen Investitionskostenbereichs zu einem teilweisen Überlappen der Gesamtannuität der Technologien führt. Eine solche Betrachtung könnte auch für die verbrauchsgebundenen Kosten, bspw. durch Variation von Preisänderungsfaktoren oder Effizienzwerten (Aufwandszahlen) vorgenommen werden. Weiterhin werden die Kostenverhält-



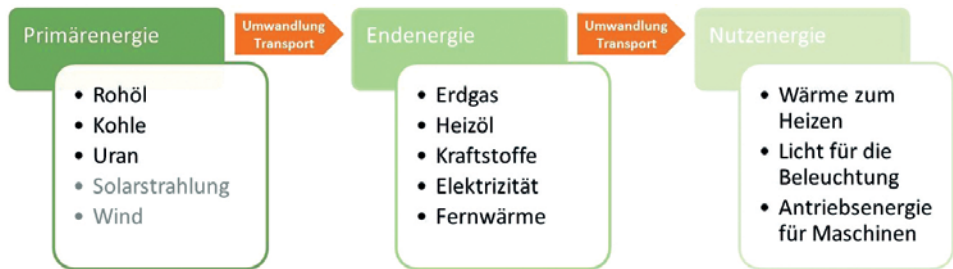
■ **Abb. 76:** Kostenvergleich verschiedener Wärmeerzeuger

nisse innerhalb einer Technologie deutlich. Beim Erdgas-Brennwert-Kessel entfallen 57 % der Gesamtkosten auf die verbrauchsgebundenen Kosten und sind dabei stärker von den Energieträgerkosten geprägt. Das Erdgas-Brennwert-Gerät profitiert in der Gesamtbetrachtung von den vergleichsweise niedrigen Investitionskosten, was einem Anteil der kapitalgebundenen Kosten von 36 % entspricht. Bei den Wärmepumpensystemen zeigen sich bei der Luft-Anlage geringere Investitionskosten als bei der Erdreich-Anlage. Die Arbeitszahlen dieser Anlagen liegen allerdings unter denen der Erdreich-Anlagen, was wiederum höhere verbrauchsgebundene Kosten verursacht. Der Holz-Pellet Kessel schneidet in diesem Vergleich mit durchschnittlichen Investitionskosten und den absolut betrachtet höchsten verbrauchsgebundenen Kosten am schlechtesten ab. Die sonstigen Kosten der betrachteten Anlagen spielen mit 2–11 % eine eher untergeordnete Rolle.

## 4.2 Energetische Bewertung

### 4.2.1 Energieflussbilder und Primärenergieeinsparung

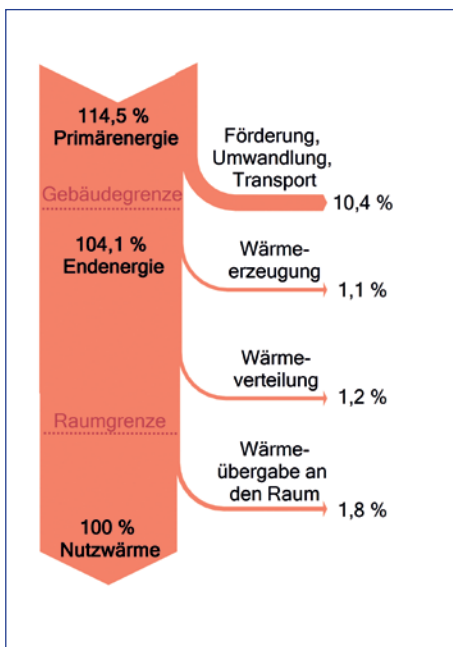
Die Zufriedenheit der meisten Wärmepumpenbetreiber steht und fällt mit der jährlichen Stromabrechnung. Schließlich bestimmt diese darüber, in welchem Zeitraum sich die bei Wärmepumpen vergleichsweise hohen Investitionskosten amortisieren. Entsprechende Betrachtungen zeigt das vorherige Kapitel 4.1. Mit der Bilanzierung des Stromverbrauches wird ermittelt, wie viel sogenannte Endenergie eine Wärmepumpe für die Bereitstellung der notwendigen Nutzenergie zur Gebäudeheizung und der Trinkwassererwärmung benötigt. Der Endenergieverbrauch ist jedoch nur wenig aussagekräftig, will man die energetische Gesamteffizienz einer Technologie bewerten. Um den tatsächlichen Beitrag zur Ressourcenschonung gegenüber anderen Technologien zu ermitteln, ist eine Bilanzierung der sogenannten Primärenergie notwendig. Eine entsprechende Prozesskette zeigt die Abb. 77. Die Primärenergie umfasst sämt-



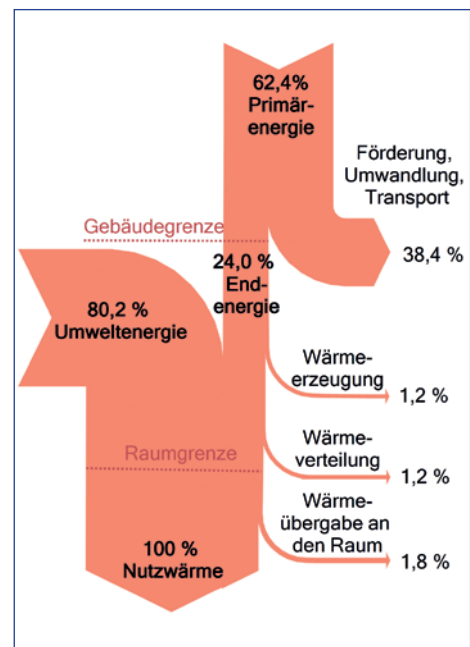
■ **Abb. 77:** Prozesskette und Beispiele für Primär-, End- und Nutzenergie

liche Aufwände in den vorgelagerten Prozessketten für Gewinnung, Umwandlung und Transport, die zur Bereitstellung der benötigten Endenergie notwendig sind. Entscheidend ist dabei der sogenannte nicht regenerative Anteil der Primärenergie, da dieser der tatsächlichen Inanspruchnahme begrenzter Ressourcen entspricht.

Für den direkten Vergleich einer Wärmepumpe mit einem konventionellen Energieerzeuger wird im einfachsten Fall in beiden Systemen die gleiche Endenergie eingesetzt, wie z. B. beim Vergleich der Elektrowärmepumpe mit einer Elektroheizung. Aufgrund der zusätzlichen Nutzung der Umweltwärme bei der Wärmepumpe ist deren energetischer Vorteil sofort einsichtig. Anders beim Einsatz unterschiedlicher Endenergieträger. Zwar ist der Energieinhalt für jeden Energieträger pro Kilowattstunde der gleiche, die Arbeitsfähigkeit ist aber stark unterschiedlich. Strom ist bspw. sehr hochwertig, er kann ohne große Verluste in mechanische oder in thermische Energie umgewandelt werden. Im Gegensatz dazu gibt es beträchtliche Verluste



■ **Abb. 78:** Energieflussbild einer Brennwertkesselheizung



■ **Abb. 79:** Energieflussbild einer Erdreich-Wärmepumpenheizung

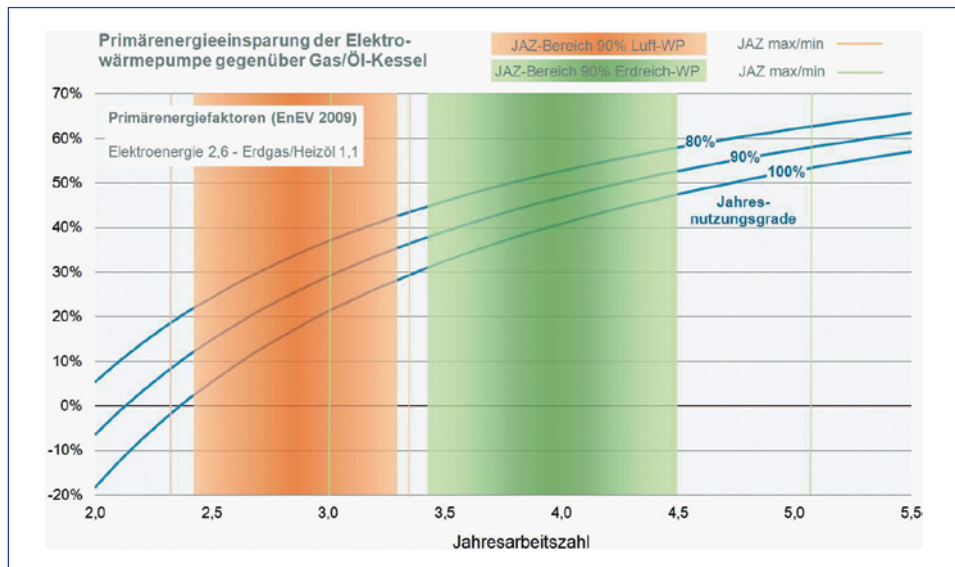
bei der Umwandlung von thermischer Energie, z. B. aus der Verbrennung fossiler Brennstoffe, in Strom. Übliche Kraftwerkswirkungsgrade liegen heute zwischen 35 und 60 %.

Zur Visualisierung der bisher geschilderten Zusammenhänge soll die Darstellung des Energieverbrauchs anhand eines Beispiels mit typischen Werten aus EnEV/DIN 4701-10 erfolgen. Hierfür sind in Abb. 78 und 79 die Energieflussbilder einer Brennwertkesselheizung (Aufwandszahl  $e_g = 1,0$ ) und einer Erdreich-Wärmepumpenheizung ( $e_g = 0,23$ ) vergleichend gegenübergestellt. Die Aufwandszahl gibt das Verhältnis vom Aufwand zum gewünschten Nutzen wieder. Demnach ergibt sich die Arbeitszahl aus dessen Kehrwert zu 4,3. Der Heizenergiebedarf wurde mit  $60 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  und die Gebäudenutzfläche ( $A_N$ ) mit  $150 \text{ m}^2$  angenommen.

Die gegenüberstellende Betrachtung der energieeffizientesten Brennstoffheizung, des Brennwertkessels, und einer überdurchschnittlich effizienten Erdreich-Wärmepumpe (vgl. Feldtest-ergebnisse, Kap. 5) führt zu folgendem Ergebnis:

- Die Anlagenaufwandszahl  $e_p$  (Verhältnis Primärenergiebedarf zu Nutzwärmebedarf) verringert sich von 1,15 bei der Brennwertheizung auf 0,62 bei der Wärmepumpenheizung.
- Die Primärenergieeinsparung durch die Wärmepumpenheizung beträgt 46 %.

Wie stark die Primärenergieeinsparung einer Wärmepumpe im Vergleich zum fossil betriebenen Wärmeerzeuger von der Effizienz beider Technologien abhängt, zeigt die Abb. 80. Der Jahresnutzungsgrad des Kessels wird als blaue Linie, die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe auf der x-Achse aufgetragen. Auf Höhe des Schnittpunkts beider Effizienzwerte kann an der y-Achse die Primärenergieeinsparung abgelesen werden. Gleichzeitig erlaubt diese Graphik durch die Berücksichtigung von Feldtestergebnissen Rückschlüsse auf real erreichbare Einspar-



■ **Abb. 80:** Vergleich des Primärenergieaufwandes zwischen Gas/Öl-Kessel und einer elektrisch betriebenen Wärmepumpe in Abhängigkeit von Jahresnutzungsgrad und Jahresarbeitszahl; Jahresarbeitszahlbereich aus Feldtest (vgl. Kap. 5) für 90 % der Anlagen zur Vermeidung von Extremwerten; max/min für jeweiligen Extremwert.



potenziale. Hierfür wurden der mittlere Bereich der Jahresarbeitszahlen von 90 % aller Anlagen sowie die beiden Extremwerte, getrennt für die Wärmequelle Luft und Erdreich, aufgetragen.

Luft-Wärmepumpen erzielen bei einem Jahresnutzungsgrad des Kessels von 100 %, ohne Berücksichtigung der Extremwerte, ein Einsparpotenzial zwischen 2 und 28 %. Die naturgemäß höheren Arbeitszahlen bei Erdreich-Wärmepumpen ermöglichen ein Einsparpotenzial zwischen 32 und 47 %. Ebenso fällt auf, dass mit höherer Jahresarbeitszahl das Einsparpotenzial weniger stark ansteigt. Es kann davon ausgegangen werden, dass sich diese Werte zukünftig noch erhöhen werden. Ausgang dieser Überlegung ist, dass die Effizienz fossil betriebener Wärmeerzeuger ausgereizt ist. Wärmepumpen hingegen besitzen noch Potenzial zur Effizienzsteigerung. Gleichzeitig kann für die Zukunft ein weiter rasch abnehmender Primärenergiefaktor prognostiziert werden. Hierzu werden der voranschreitende Ausbau der erneuerbaren Energien, der Zubau effizienter, fossiler Kraftwerke sowie der Rückbau der Kernenergie beitragen.

### 4.2.2 Effizienz und Effektivität (warum die Arbeitszahlen nicht die ganze Wahrheit sagen)

Bei der Bewertung von Wärmepumpen steht die Arbeitszahl stets im Mittelpunkt. Ist jedoch die Effizienz, in Arbeitszahlen ausgedrückt, immer die richtige Größe, um Wärmepumpenanlagen zu beurteilen? Allgemein versteht man unter Effizienz eine Input/Output-Relation. Man spricht von guter Effizienz, wenn ein Ziel mit vergleichsweise geringem Aufwand erreicht wird. Für die Wärmepumpen bedeutet das, dass möglichst viel Wärme mit möglichst wenig Strom bereitgestellt wird. Die Arbeitszahl informiert daher per Definition über die Effizienz der Wärmebereitstellung, sagt allerdings nichts darüber aus, ob die Wärme zweckmäßig bereitgestellt und wie viel Energie verbraucht wurde.

Effektivität bedeutet im Allgemeinen, dass diejenigen Ziele erreicht werden, die gesetzt wurden. Die Hausbesitzer definieren meistens in Bezug auf das Heizungssystem folgende Ziele: So wenig wie möglich für die Bereitstellung der Wärme für die Räume zu bezahlen (ökonomisches Ziel), so wenig Primärenergie wie möglich verbrauchen (energetisches Ziel) oder möglichst niedrige Treibhausgasemissionen verursachen (ökologisches Ziel). Das Maß der Zielerreichung kann daher wichtiger sein als die reine Effizienz. Um die Effektivität der Wärmepumpenanlagen zu beurteilen, reicht die ausschließliche Betrachtung der Wärmepumpe nicht aus. Vielmehr ist es notwendig, das Gesamtsystem, d. h. die Wärmepumpe und das Gebäude, zu analysieren.

#### Effizienz ist gut, Effektivität ist besser!

Folgendes Beispiel einer Wärmepumpe in zwei unterschiedlichen Häusern illustriert die Unterschiede zwischen Effizienz und Effektivität deutlich. Dabei ist die Betrachtung des Heizenergiebedarfs, speziell das Verhältnis zwischen Heizwärme- und Trinkwarmwasserbedarf, sehr hilfreich.

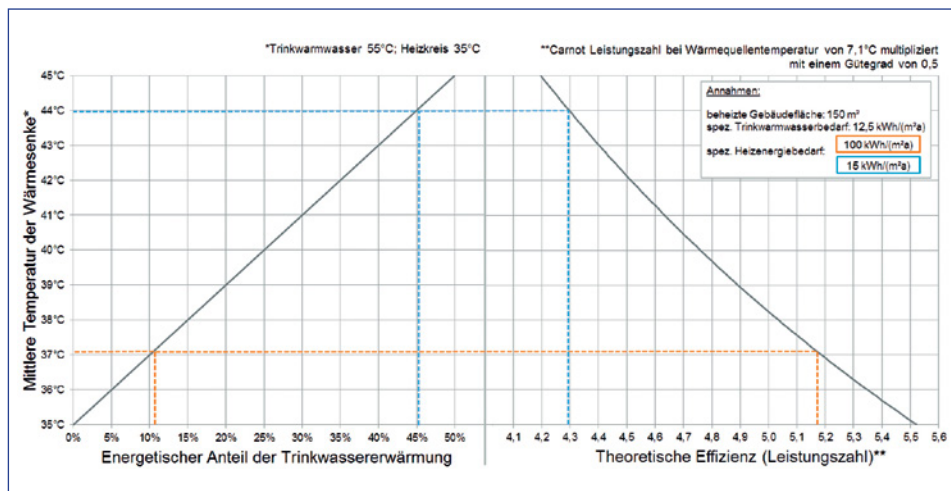
Um den Heizwärmebedarf eines Gebäudes zu decken, kann an zwei Stellschrauben gedreht werden: der wärmeübertragenden Fläche und der Heizkreistemperatur. Da sich Letztere direkt in der Wärmepumpeneffizienz niederschlägt, sollte sie so gering wie möglich sein. Neue Gebäude verfügen zunehmend über großflächige Fußboden- oder Wandheizungen, die geringe

Heizkreistemperaturen zulassen. In älteren Gebäuden sind meist kleinflächige Radiatoren installiert, wodurch die notwendige Heizleistung mit einer höheren Temperatur erreicht werden muss. Auch innerhalb einer energetischen Gebäudeklasse können die Heizkreistemperaturen stark variieren und damit die Effizienz beeinflussen. Dennoch zeigt diese Betrachtung, dass ein höherer Heizwärmebedarf einen Einfluss auf die Effizienz von Wärmepumpen haben kann.

Die aktuelle Entwicklung hin zu immer geringerem Heizwärmebedarf führt jedoch dazu, dass sich allein das Verhältnis zwischen Heizwärme- und Trinkwarmwasserbedarf zunehmend in der Effizienz niederschlägt. Die anschließende Berechnung beruht auf beispielhaften Werten. Ziel der Berechnung ist die Darstellung der Zusammenhänge und nicht die präzise Abbildung der technischen Realität.

Es werden eine typische Heizkreistemperatur von  $35^\circ\text{C}$  und eine mittlere Beladetemperatur des Trinkwasserspeichers von  $55^\circ\text{C}$  angenommen. Es wurden zwei identisch große Gebäude ( $150\text{ m}^2$  beheizte Gebäudefläche) mit gleicher Nutzercharakteristik angenommen, die sich nur durch die energetische Qualität ihrer Hülle unterscheiden. Das erste Gebäude benötigt  $100\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ , das andere erfüllt den Passivhaus-Standard mit  $15\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ . Der Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung ist identisch und beträgt  $12,5\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  oder  $1875\text{ kWh}$  pro Jahr. Welches Ausmaß der Einfluss des Heizwärmebedarfes bei energieeffizienten Gebäuden auf die Effizienz der Wärmepumpe haben kann, verdeutlicht die Abb. 81.

Mittels Gebäudefläche kann der absolute Energiebedarf für Heizung und Trinkwassererwärmung ermittelt und ins Verhältnis gesetzt werden. Der sich ergebende energetische Anteil für die Trinkwassererwärmung bildet den Einstieg in das Diagramm. Das Gebäude mit der schlechteren Hülle hat einen Anteil von 11 %. Dies ist gleichbedeutend damit, dass die Wärmepumpe im Mittel eine Temperatur von ca.  $37^\circ\text{C}$  bereitstellen muss. Hieraus lässt sich eine theoretische Effizienz von knapp 5,2 errechnen. Ganz anders das Passivhaus: der hohe Anteil für Trinkwarmwasser hat eine entsprechend hohe mittlere Vorlauftemperatur von  $44^\circ\text{C}$  zur Folge. Diese Temperatur lässt eine Effizienz von lediglich 4,3 zu.



■ **Abb. 81:** Theoretische Abhängigkeit der Wärmepumpeneffizienz von der energetischen Qualität des Gebäudes

Diese Zusammenhänge sollen im Wesentlichen zwei Dinge zeigen: Zum einen ergeben sich innerhalb einer Gruppe gleicher Wärmepumpenheizungsanlagen allein durch die Unterschiede beim Heizwärmebedarf signifikante Streuungen bei den Arbeitszahlen. Zum anderen darf der Begriff der Effizienz eben nur als solcher verstanden werden. Die Wärmepumpe im Passivhaus arbeitet fast die Hälfte ihrer Betriebszeit in einem Betriebspunkt, der nur eine geringe Effizienz zulässt. Dafür muss sie insgesamt wesentlich weniger Heizenergie bereitstellen und benötigt entsprechend weniger Elektroenergie. Im vorliegenden Beispiel verbraucht die Wärmepumpe in dem gut isolierten Haus trotz schlechterer Effizienz weniger als ein Drittel des Stroms, verursacht weniger als ein Drittel der Kosten, des Primärenergieverbrauchs und der Emissionen an Treibhausgasen als das durchschnittlich gedämmte Haus. Damit wurden die festgelegten Ziele deutlich besser erreicht oder anders ausgedrückt, trotz schlechter Effizienz wurde eine bessere Effektivität erreicht. Die angenommenen und kalkulierten Werte werden in Abb. 82 zusammengefasst.

	Durchschnittlich gedämmtes Haus	Passivhausstandard
Heizenergiebedarf	100 kWh/(m²a)	15 kWh/(m²a)
Trinkwasserenergiebedarf	12,5 kWh/(m²a)	12,5 kWh/(m²a)
energetischer Anteil der Trinkwassererwärmung	11 %	44 %
mittlere Temperatur der Wärmesenke	37°C	44°C
Theoretische Effizienz	<b>5,2</b>	<b>4,3</b>
Heizenergieverbrauch pro Jahr	16875 kWh	4 125 kWh
Stromverbrauch pro Jahr	3 245 kWh	959 kWh
Stromkosten pro Jahr (bei 18 Cent pro kWh)	584 Euro	173 Euro
Primärenergieverbrauch (bei KEA 2,6)	8 437 kWh	2 493 kWh
CO <sub>2</sub> Ausstoß (bei 583 g/kWh)	1 892 kg	559 kg

■ **Abb. 82:** Zusammenfassung der kalkulierten Werte

Bei dieser Betrachtung sollte natürlich das Ziel der kontinuierlichen Verbesserung der Effizienz der Wärmepumpen nicht aus den Augen verloren werden. Zweifellos ist es besonders erstrebenswert, in effizienter Weise effektiv zu sein. Hierdurch werden nicht nur die Ziele erreicht, die gesetzt wurden, sondern diese Zielerreichung wird auch noch mit einer günstigen Input/Output-Relation realisiert.

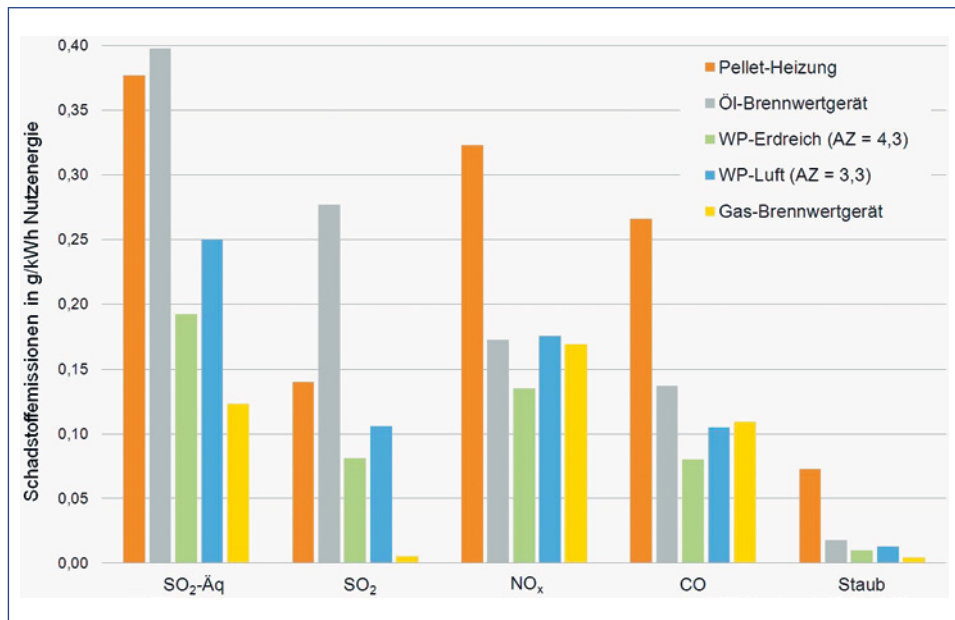
## 4.3 Schadstoffemissionen und Treibhauseffekt

### 4.3.1 Schadstoffemissionen

Wie im Kapitel 4.2.1 bereits geschildert, bestimmen die Effizienz einer Wärmepumpenheizungsanlage sowie der vorgelagerte Kraftwerkspark über den Primärenergieaufwand. Die Zusammensetzung dieses Aufwandes – die Art der Primärenergieträger – entscheidet maßgeblich über die Schadstoffemissionen. Je stärker es also gelingt, den Anteil der Umweltwärme zu erhöhen, sei es im Kraftwerkspark oder beim Wärmepumpenbetrieb, desto geringer ist bspw. auch der Ausstoß von Schwefeldioxid, der für den sauren Regen verantwortlich ist. Mit Blick auf die Eigenschaften und die Auswirkungen wird auf das Kohlendioxid gesondert im Kapitel Treibhausgase (vgl. Kap. 4.3.2) eingegangen.

Mit dem Betrieb von fossilen Heizungsanlagen ist die Emission von Schadstoffen verbunden. Diese Schadstoffe stellen in der unmittelbaren Umgebung eine Belastung für die Umwelt dar. Bei der Nutzung von elektrischer Energie – wie durch Elektrowärmepumpen – oder Fernwärme zum Heizen sind die Emissionen in die Kraftwerke bzw. Heizzentralen verlagert. Dort können sie effizienter gemindert (Entstaubung, Entschwefelung und Entstickung der Rauchgase) werden, während am Ort der Wärmenutzung keine Schadstoffe freigesetzt werden. Dies trägt in dicht bebauten Gebieten im Winter zu einer Verringerung der örtlichen Luft-Schadstoffbelastung bei.

In Abb. 83 sind die Schadstoffemissionen einer monovalent elektrisch betriebenen Luft- und Erdreich-Wärmepumpe denen einer Brennwert-Öl-, Brennwert-Gas- sowie Pellet-Heizungsanlage gegenübergestellt. Die Emissionswerte sind mit dem Globalen Emissions-Modell integrierter Systeme [64] ermittelt worden. Für beide Brennwert-Geräte wurde ein Nutzungsgrad von



**Abb. 83:** Schadstoffemissionen von Elektrowärmepumpen im Vergleich zur Öl-, Gas- und Pellet-Heizung ermittelt mit [64]

100 %, für den Pellet-Kessel von 86 %, angenommen. Aufwendungen zur Errichtung der Heizungsanlage sowie Hilfsenergien wurden nicht berücksichtigt. Die Arbeitszahlen beider Wärmepumpen entsprechen den Kennwerten aus EnEV/DIN 4701-10 (eg (Außenluft) = 0,30; eg (Erdreich) = 0,23). Für diesen Vergleich wurde jeweils der gesamte Weg von der Primärenergiegewinnung bis zur Nutzung der Heizenergie berücksichtigt. Die berücksichtigten Schadstoffe sind Schwefeldioxid ( $\text{SO}_2$ ), Stickoxid ( $\text{NO}_x$ ), Kohlenmonoxid (CO) und Staub. Ferner wurde das sogenannte Schwefeldioxid-Äquivalent ( $\text{SO}_2$ -Äq), angegeben. Dieser Wert berücksichtigt weitere Luftschadstoffe mit Versauerungspotenzial, wobei deren Auswirkungen auf jene von Schwefeldioxid normiert werden.

Die Emissionswerte beider Wärmepumpentypen unterscheiden sich kaum, da sie die gleiche Endenergie verwenden. Die Unterschiede beruhen auf den Arbeitszahlen. Hinsichtlich der verschiedenen Technologien zeigen sich große Unterschiede bei den  $\text{SO}_2$ - und  $\text{SO}_2$ -Äq-Emissionen. Bezüglich des  $\text{SO}_2$ -Äquivalents liegen die Ergebnisse der Wärmepumpen zwischen denen des Gas-Gerätes und denen von Öl- sowie Pellet-Kessel. Bei den  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionen liegen Wärmepumpen und Brennwertgeräte auf ähnlichem Niveau, während die Pellet-Heizungen fast doppelt so viel emittieren. Bezüglich der Staub-Emissionen zeigen sich die Gasheizungen wieder als effizienteste Technologie. Einen bemerkenswert hohen Wert erzielen auch hier die Pellet-Geräte.

Wie bereits erwähnt, sind die Schadstoff-Emissionen durch Wärmepumpen auch auf die Struktur der Stromerzeugung in Deutschland zurückzuführen. Ein Blick auf die Abb. 85 verdeutlicht, dass im Jahr 2011 knapp 60 % des Stromes aus fossilen Energieträgern gewonnen wurden. Der übrige Teil stammt größtenteils aus Kernkraft sowie den erneuerbaren Energien (v. a. Biomasse, Wind und stark zunehmend Photovoltaik) und ist somit fast frei von den untersuchten Schadstoffen.

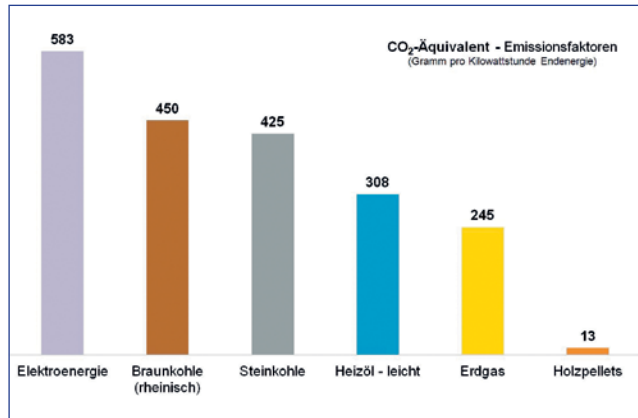
### 4.3.2 Treibhausgas-Emissionen

Die möglichen Auswirkungen der durch den Menschen verursachten Emissionen an Treibhausgasen auf das Klima sind hinlänglich bekannt und bereits heute in vielen Regionen auf der Erde spürbar. Um die schlimmsten Folgen abzuwenden, hat die Staatengemeinschaft das Ziel formuliert, die globale Erwärmung auf 2 Kelvin gegenüber dem Niveau vor der Industrialisierung zu begrenzen. Hierfür muss der Ausstoß der wichtigsten klimawirksamen Gase, wie Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ), Methan ( $\text{CH}_4$ ), Distickstoffoxid ( $\text{N}_2\text{O}$ ) sowie fluorierter Verbindungen zügig verringert werden. Vor allem im Energiesektor ist  $\text{CO}_2$  die treibende Kraft.

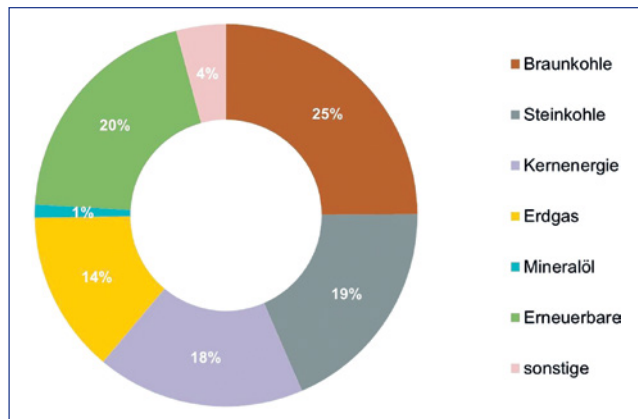
Die Bundesrepublik hat sich in internationalen Vereinbarungen zu einer Minderung der  $\text{CO}_2$ -Emissionen verpflichtet. So sollen im Rahmen der Lastenverteilung der Europäischen Union zur Umsetzung des Kyoto-Protokolls die Treibhausgas-Emissionen in Deutschland im Zeitraum 2008–2012 um 21 % und bis 2020 gar um 40 % gegenüber 1990 reduziert werden. Der Bereich der Raumheizung muss aufgrund des hohen Emissionsanteils in besonderem Maße zur Einsparung beitragen. Das bedeutet, dass hier der Einsatz fossiler Brennstoffe erheblich reduziert werden muss.

Um die Klimarelevanz eines Prozesses umfassend zu beurteilen, müssen die Emissionen sämtlicher Treibhausgase berücksichtigt werden. Dies geschieht mit dem sogenannten  $\text{CO}_2$ -Äquivalent. Dabei werden sämtliche Klimagase, durch Normierung ihres individuellen Treibhauspotenzials (GWP = Global Warming Potential) auf den Wert von  $\text{CO}_2$ , zusammengefasst. Abb. 84

■ **Abb. 84:** Emissionsfaktoren von Elektroenergie und ausgewählten Brennstoffen berechnet mit [64]



■ **Abb. 85:** Stromerzeugungsstruktur 2011 in Deutschland [65]



veranschaulicht diese Potenziale für verschiedene Formen von Endenergien, die zu Heizzwecken zum Einsatz zu kommen. Berücksichtigt sind sämtliche energetischen Aufwendungen, um die benötigte Endenergie vor ihrer letzten Umwandlung bereitzustellen.

Wie Abb. 84 zeigt, bietet Elektroenergie als Endenergie unter ökologischen Gesichtspunkten die denkbar schlechtesten Voraussetzungen. Dem CO<sub>2</sub>-Äq-Faktor der Stromproduktion liegt eine Mittelung aus den verschiedenen Stromerzeugungsarten zugrunde: Für jeden zur Stromerzeugung eingesetzten Brennstoff wird dabei die spezifische Menge CO<sub>2</sub>-Äq je erzeugter kWh elektrischer Energie bestimmt – unter Berücksichtigung der Erzeugungs- und Verteilungsverluste von der Primär- zur Endenergie sowie der mittleren Kraftwerkswirkungsgrade. Entsprechend dem in Abb. 85 dargestellten Mix der Stromerzeugung ist es dann möglich, den gesamtdeutschen CO<sub>2</sub>-Äq-Faktor der Stromproduktion zu bestimmen.

Entscheidend für die Klimarelevanz einer Technologie ist jedoch nicht der Einsatz an Endenergie (EE). Vielmehr liegt das Augenmerk bei den Emissionen, bezogen auf die nutzbare Energie (NE) für Heizung und Trinkwassererwärmung. Hier spielen die Umwandlungswirkungsgrade eine große Rolle.

Für eine Elektroheizung, welche die zugeführte Endenergie (EE) fast zu 100 % in Nutzenergie (NE) umwandelt, entspricht der CO<sub>2</sub>-Äq-Faktor in etwa dem der Stromproduktion und ist damit

sehr hoch. Demgegenüber ergibt sich beispielsweise für eine monovalent betriebene Elektro-Wärmepumpenheizung mit einer Jahresarbeitszahl von 4,3 folgender Wert:

$$\frac{583 \text{ g/kWh}_{EE}}{4,3} = 136 \text{ g/kWh}_{NE}$$

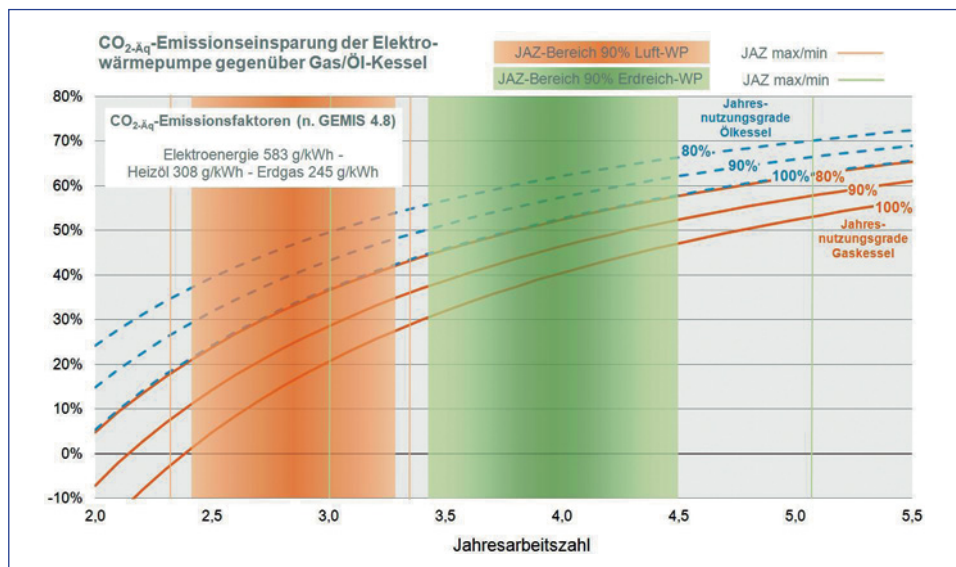
Dem gegenüber errechnet sich die Klimarelevanz beim Einsatz von Heizöl und einem Nutzungsgrad von 0,91 folgendermaßen:

$$\frac{308 \text{ g/kWh}_{EE}}{0,91} = 338 \text{ g/kWh}_{NE}$$

Analog zur Primärenergieeinsparung in Abb. 80 werden in Abb. 86 die CO<sub>2-Aq</sub>-Emissionsminderungen einer Elektro-Wärmepumpenheizung gegenüber einer Öl- und einer Gasheizung in Abhängigkeit von der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und den Jahresnutzungsgraden der Heizkessel dargestellt. Ferner sind auch hier typische Arbeitszahlbereiche von Wärmepumpen eingetragen, die tatsächlich im Feld gemessen wurden (vgl. Kap. 5.3). Die Einsparung kann an der Ordinate über den Schnittpunkt einer Arbeitszahl mit dem Jahresnutzungsgrad des Öl- (blaue Linie) oder Gaskessels (orange Linie) abgelesen werden.

Erwartungsgemäß ergeben sich ähnliche Abhängigkeiten wie bei den Primärenergieeinsparungen in Abb. 80, da Primärenergiebedarf und CO<sub>2</sub>-Emissionen über den Verbrauch an Endenergie miteinander gekoppelt sind.

Aufgrund der Brennstoffeigenschaften erreicht die Wärmepumpe höhere Einsparungen gegenüber dem Öl- und dem Gaskessel. Ohne Berücksichtigung der Extremwerte für die Arbeitszahlen realisieren Außenluft-Wärmepumpen Einsparungen zwischen 22 und 42 % gegenüber



**Abb. 86:** Vergleich der CO<sub>2-Aq</sub>-Einsparungen zwischen Gas/Öl-Kessel und einer elektrisch betriebenen Wärmepumpe in Abhängigkeit von Jahresnutzungsgrad und Jahresarbeitszahl; Jahresarbeitszahlbereich aus Feldtest (vgl. Kap. 5.3) für 90 % der Anlagen zur Vermeidung von Extremwerten; max/min für jeweiligen Extremwert.

dem Öl- sowie 2 bis 28 % gegenüber dem Gaskessel, sofern die fossil betriebenen Anlagen einen Nutzungsgrad von 100 % aufweisen. Bemerkenswert ist, dass die Luft-Wärmepumpe mit der geringsten Effizienz nur minimal schlechter abschneidet als der Gaskessel. Erdreich-Wärmepumpen erzielen entsprechend ihrer höheren Effizienzwerte auch die höheren Emissionseinsparungen. Gegenüber den konventionellen Erzeugern mit 100 % Nutzungsgrad werden Einsparungen zwischen 45 und 58 % bei Öl- sowie 30 bis 47 % bei Gaskesseln erzielt. Genauso wie für den Primärenergiebedarf gilt auch hier, dass die Zunahme des Einsparpotenzials von den Effizienzsteigerungen der Wärmepumpen sowie den Veränderungen im Kraftwerkspark abhängt.

### 4.3.3 Einflüsse der Kältemittel

Kältemittel können auf unterschiedlichen Wegen die Umwelt durch ihre toxikologischen Auswirkungen auf Fauna und Flora sowie ihrem Beitrag zum Treibhauseffekt schädigen. Offensichtlich ist ihr negativer Einfluss durch direkte Emissionen, die infolge von Leckage oder während Service und Recycling auftreten. Weniger offensichtlich ist ihr Einfluss auf die Effizienz und dadurch auf den Energiebedarf der Wärmepumpe, der seinerseits Emissionen von Schadstoffen (Kap. 4.3.1) und Treibhausgasen (Kap. 4.3.2) nach sich zieht. Ausführliche Informationen von der geschichtlichen Entwicklung bis Klassifizierung der Kältemittel werden im Kapitel 2.9 wiedergegeben.

#### ■ Ozonschädigung

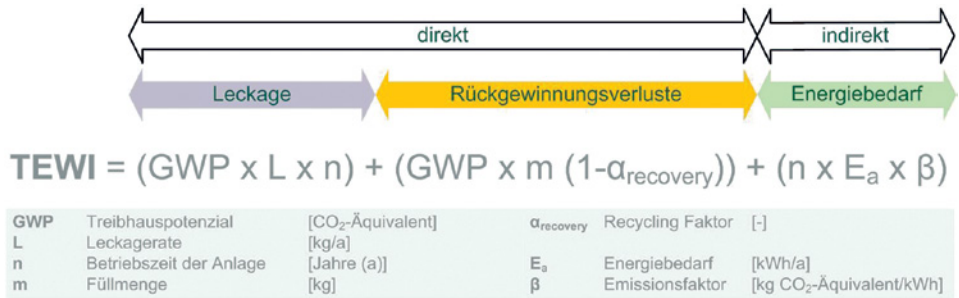
Wie in Kapitel 2.9 erläutert, haben alle heute in Deutschland zulässigen Kältemittel für Wärmepumpen-Neuanlagen kein Ozonzerstörungspotenzial ( $ODP = 0$ ). Eine Verschärfung der Vorschriften führte weiterhin dazu, dass R22 – eines der früheren Standardkältemittel – seit 2010 nach geltender EU-Verordnung nicht mal mehr als Kältemittel (Neuware) für Servicezwecke genutzt werden darf.

#### ■ TEWI-Betrachtung: Treibhauseffekt

Zur Beurteilung der Treibhausgasbelastung von Wärmepumpenanlagen (aber auch aller anderen Anlagen, in denen Kältemittel energetisch genutzt werden) kann das TEWI-Konzept angewendet werden, welches im Auftrag des amerikanischen Department of Energy (DOE) und der Alternative Fluorocarbon Environmental Acceptability Study (AFEAS) entwickelt wurde [66]. TEWI steht für Total Equivalent Warming Impact. Der TEWI-Wert gibt die Summe der  $CO_2$ -äquivalenten Massen aller Treibhausgase (inklusive  $CO_2$  selbst) an, die im Zusammenhang mit dem Betrieb einer speziellen Anlage im Laufe ihrer Lebensdauer freigesetzt wird. Die Berechnungsformel für den TEWI-Wert mit ihren Komponenten und Größen wird in folgender Abb. 87 dargestellt.

Demnach besteht der TEWI-Wert aus einem direkten (Leckage, Rückgewinnungsverluste) und einem indirekten Anteil (Energiebedarf). Zusätzlich könnten noch die  $CO_2$ -äquivalenten Massen für den Bau und die Treibmittel für eventuelle Wärmedämmungen mit einbezogen werden. Für den nachfolgenden Vergleich wird auf diese Anteile verzichtet, da diese Beiträge für alle Heizungssysteme ähnlich einzustufen sind.





■ **Abb. 87:** Berechnungsformel für den Total Equivalent Warming Impact (TEWI)

### Direkter Anteil

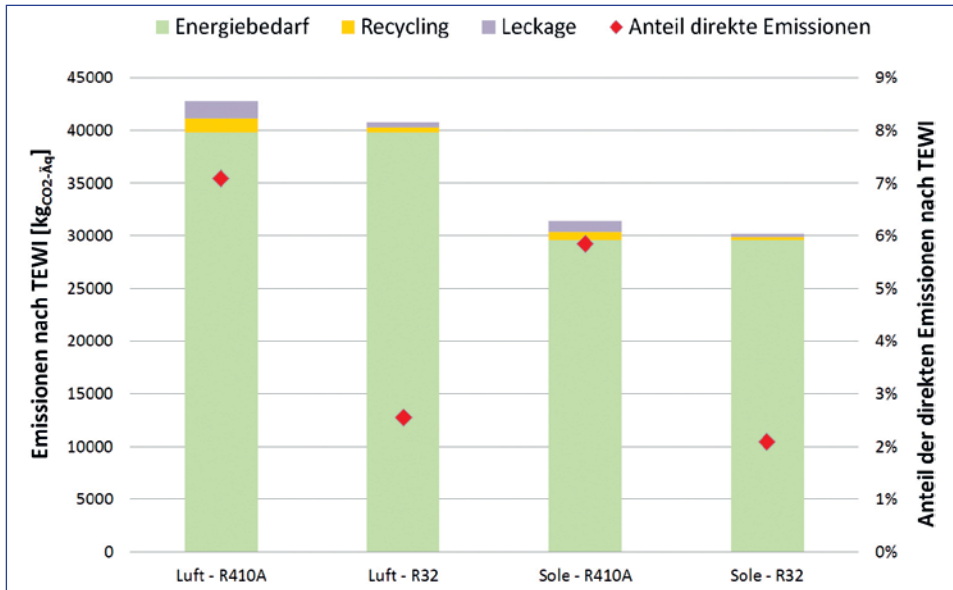
Der direkte Anteil setzt sich aus den Verlusten infolge des Wärmepumpenbetriebs (Leckage) sowie durch den Recyclingprozess (Rückgewinnungsverluste) zusammen. Für beide Teile wird das Treibhauspotenzial des Kältemittels über den GWP-Wert (Global Warming Potencial) ermittelt. Für die heute üblichen Kältemittel bewegt er sich zwischen 1433 (R134a) und 3922 (R404a). Kältemittel wie Propan (GWP = 3) oder CO<sub>2</sub> (GWP = 1) haben ein wesentlich günstigeres Treibhauspotenzial, unterscheiden sich jedoch im negativen Sinne hinsichtlich ihrer Brennbarkeit (vgl. Abb. 30). Im Allgemeinen wird für die GWP-Werte ein Zeithorizont von 100 Jahren angesetzt. Durch diese zusätzliche Angabe wird die unterschiedliche Lebensdauer der einzelnen Kältemittel in der Atmosphäre berücksichtigt.

Zur Berechnung des Leckage-Wertes fließen neben dem GWP die Betriebszeit der Anlage sowie eine Leckagerate ein. Letztere kann für die verschiedenen Wärmepumpentypen abgeschätzt werden. Es wird nach Schwarz [67] für Heizwärmepumpen mit ca. 2,5 % und für Warmwasser-Wärmepumpen mit ca. 2,0 % gerechnet. Dieser Wert stellt einen Mittelwert für den jeweiligen Wärmepumpentyp dar und umfasst sowohl »schleichende« Emissionen, Emissionen bei Serviceeinsätzen als auch Emissionen bei Havariefällen.

Die Rückgewinnungsverluste befassen sich mit dem Recyclingprozess. Neben GWP und Füllmenge geht eine mittels Recycling-Faktor berechnete Verlustrate in die Rechnung ein. In einer vom Umweltbundesamt in Auftrag gegebenen Studie [68] wurde für Wärmepumpen in Deutschland eine Rückgewinnungsrate von 51,5 % ermittelt. Diese bezieht sich auf einen Restfüllstand bei Entsorgung von 75 %. Der Entsorgungsprozess umfasst u. a. Entnahme, Umfüllen, Wiederausbereitung und Zerstörung.

### Indirekter Anteil

Der indirekte Anteil umfasst den Energieverbrauch der Wärmepumpe über die komplette Lebensdauer sowie den dazugehörigen Emissionsfaktor. Für einen definierten Heizwärmebedarf bestimmt die Effizienz der Anlage den Strombedarf. Durch seine Eigenschaften beeinflusst ein Kältemittel diese Effizienz und somit auch die Emissionen infolge des Energiebedarfs. Je nach Anwendung werden unterschiedliche Kältemittel empfohlen, wobei der Temperatureinsatzbereich im Fokus steht. Ist dieser recht groß, bspw. bei gemischten Anwendungen wie Heizen auf Niedertemperaturniveau sowie Trinkwassererwärmung, muss bei der Kältemittelwahl ein Kompromiss zulasten der Effizienz eingegangen werden.



■ **Abb. 88:** Ergebnisse einer Beispielrechnung zu TEWI für eine Betriebszeit von 18 Jahren in einem Gebäude mit Heizenergiebedarf von 11 200 kWh/a (Außerdem:  $JAZ_{Luft} = 2,9$ ;  $m_{KM,Luft} = 2\,380\text{ g}$ ;  $JAZ_{Sole} = 3,9$ ;  $m_{KM,Sole} = 1\,419\text{ g}$ ; Jahresbetrieb = 1 850 h;  $GWP_{R32} = 650$ ;  $GWP_{R410A} = 1\,890$ )

### Indirekter vs. direkter Anteil

Im Rahmen einer Beispielrechnung mit vereinfachten Annahmen werden die Verhältnisse zwischen direktem und indirektem Anteil der Treibhausgasemissionen anhand der Abb. 88 dargestellt. Hierbei werden die Kältemittel R32 (GWP 650) und R410A (GWP 1 890) mit ihren unterschiedlichen GWP-Werten jeweils in Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpen eingesetzt, die sich wiederum charakteristisch hinsichtlich Effizienz und Kältemittelfüllmenge unterscheiden.

Bei den getroffenen Annahmen ergeben sich für die Lebenszeit dieser Wärmepumpen Emissionswerte zwischen 30 000 und 43 000 kg CO<sub>2</sub>-Äq. Dabei entfallen nur geringe Anteile auf direkte Emissionen infolge von Leckage oder Recycling. Die Bandbreite des direkten Anteils bewegt sich zwischen 2 und 7 % und verteilt sich nahezu zu gleichen Teilen auf Leckage und Recycling. Weiterhin fällt auf, dass die bessere Effizienz der Sole/Wasser-Wärmepumpe nicht zu einem höheren direkten Anteil führt. Der Grund ist die geringere Kältemittelfüllmenge.

Die Betrachtungen zeigen, dass durch die bereits heute eingesetzten Kältemittel und durch den erreichten Stand der Technik (Hermetisierung) der direkte Anteil am TEWI-Wert relativ gering ist und durch den Einsatz von natürlichen Kältemitteln wie Propan auf nahezu Null gesenkt wird. Die Wahl des Kältemittels und die Verbesserung der Wärmepumpe selbst in Kombination mit der Wärmequelle/Wärmesenke bieten noch weitere Optimierungspotenziale.

Der Vergleich zu konventionellen Öl- und Gaskesseln zeigt, dass mit Wärmepumpen auch unter Einbeziehung von Emissionen weiterer klimawirksamer Gase (Kältemittel mit Treibhauspotenzial) eine Reduktion des Treibhauseffektes erzielt werden kann.

---

## 5 Ergebnisse und Erkenntnisse aus den Monitoringprojekten

Das Kapitel befasst sich mit der Vermessung von Wärmepumpenanlagen unter realen Bedingungen. Es werden die Ergebnisse und Erkenntnisse aus den wichtigsten europäischen Monitoringprojekten vorgestellt. Beispiele realer Anlagen geben Hinweise zur Effizienz und Konfiguration verschiedener Typen von Wärmepumpenanlagen.

### 5.1 Einführung – Bedeutung von Monitoringprojekten

Die Ermittlung der Effizienz der Wärmepumpenanlagen unter realen Bedingungen ist meistens eines der Hauptziele jedes Wärmepumpen-Monitoringprojekts. Die Effizienz wird mithilfe der Arbeitszahl bzw. Jahresarbeitszahl (engl. SPF – Seasonal Performance Factor) beschrieben (vgl. Kap. 2.4). Im Gegensatz zu Leistungszahlen bzw. COP-Werten, welche die Effizienz bei einem bestimmten Arbeitspunkt widerspiegeln, bilden die Arbeitszahlen die Effizienz über eine bestimmte Periode unter realen Bedingungen ab, meist ein Jahr. Die ermittelten Werte können zur ökonomischen, energetischen oder ökologischen Beurteilung der Wärmepumpensysteme benutzt werden. Dies gilt sowohl bei der Vermessung von einzelnen Anlagen als auch bei großen Messkampagnen mit mehreren Anlagen. Bei der Vermessung mehrerer Anlagen ist es vorteilhaft, möglichst viele vergleichbare Anlagen zu untersuchen. Dies ermöglicht eine fundierte Mittelwertbildung und somit eine aussagekräftige Charakterisierung bestimmter Arten von Wärmepumpenanlagen.

Neben der Bestimmung der Effizienz können in Monitoringprojekten viele weitere Erkenntnisse gewonnen werden: beginnend mit der Planungsphase, über die Installation und Inbetriebnahme bis zur Betriebsphase der Anlagen und Zufriedenheit der Benutzer. Dadurch können typische Fehler oder Hindernisse erkannt werden und so wiederum Verbesserungsvorschläge für die Zukunft formuliert werden. Je detaillierter und umfangreicher das Monitoringprojekt ist, desto mehr Erkenntnisse können gewonnen werden. Die Belastbarkeit der Erkenntnisse ist von der Sorgfältigkeit bei der Planung, Installation, Durchführung, Datenaufbereitung und Datenauswertung während des gesamten Monitoring-Prozesses abhängig.

### 5.2 Vergleichbarkeit der Ergebnisse aus unterschiedlichen Monitoringprojekten

Sowohl in Deutschland als auch in Europa wurden bereits mehrere Wärmepumpen-Monitoringprojekte durchgeführt. Weitere befinden sich in der Planung oder laufen aktuell. Aufgrund der teilweise unterschiedlichen Ziele, verwendeten Methoden und eingesetzten Messtechnik sind die Ergebnisse aus verschiedenen Monitoringprojekten nicht immer vergleichbar. Beim Vergleich der ermittelten Effizienzkennwerte ist immer auf die Bilanzgrenze zu achten. Auch wenn die Vergleichbarkeit nicht immer gegeben ist, haben alle durchgeführten Projekte zu wichtigen Erkenntnissen über Wärmepumpenanlagen unter realen Einsatzbedingungen geführt. Das nächste Kapitel stellt eine Auswahl von bedeutsamen Monitoringprojekten vor und fasst die wichtigsten Erkenntnisse zusammen.

## 5.3 Studien aus unterschiedlichen Ländern (Auszug)

### 5.3.1 Schweiz: Feldstudie FAWA

Die Studie »Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA« wurde in den Jahren 1996 bis 2003 im Auftrag des schweizerischen Bundesamtes für Energie durchgeführt. Insgesamt wurden 236 Wärmepumpenanlagen untersucht, wobei seit Projektstart jährlich 30 neu erstellte Anlagen in die Studie aufgenommen wurden. Die untersuchten Anlagen gliedern sich jeweils in ca. 45 % Außenluft/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen. Von 221 der insgesamt 236 Anlagen wurden die Jahresarbeitszahlen ermittelt. Die Berechnung basiert auf den abgelesenen Werten der installierten Elektro- und Wärmemengenzähler.

Das Hauptziel der Studie war es, die energetische Effizienz von Kleinwärmepumpen bis 20 kW<sub>th</sub> im Feld mit statistischen Methoden zu dokumentieren und Verbesserungspotenziale aufzuzeigen. Im Laufe der Studie zeigte sich, dass mit den erhobenen Daten auch tiefer gehende Analysen zum Anlagenverhalten über längere Zeit durchgeführt werden können.

Die Ermittlung der energetischen Effizienz ergab folgende Ergebnisse: Die Mittelwerte der Jahresarbeitszahlen der Sole/Wasser-Anlagen liegen bei 3,5. Die JAZ der Luft/Wasser-Anlagen liegt bei 2,7. Es wurde festgestellt, dass die Ergebnisse der Sole/Wasser-Anlagen eine viel größere Streuung aufweisen als die der Außenluft/Wasser-Anlagen. Erklärt wurde dies durch sehr unterschiedliche Auslegungen der Erdwärmesonden der untersuchten Sole/Wasser-Anlagen. Beide Anlagengruppen haben im Laufe der Studie eine Verbesserung der Arbeitszahlen um ca. 15 % erreicht. Bei der Mittelwertbildung der JAZ wurde keine Unterteilung in Neubau- und Sanierungsobjekte vorgenommen. Die Berechnungen ergaben allerdings, dass die JAZ bei Bestandsgebäuden um ca. 9 % tiefer liegt. In der Studie wurden weitere wichtige Erkenntnisse bezüglich der Alterung der Anlagen gewonnen: »Über acht Messjahre wurde keine Verschlechterung der JAZ festgestellt. Verschmutzung des Verdampfers und Abkühlung der Erdwärmesonden sind also bis jetzt keine Themen«. Abschließend wurde festgestellt, dass die energetische Effizienz der Wärmepumpen im realen Betrieb so ist, wie dies Prüfstandsmessungen erwarten ließen.

Ähnlich wie bei der folgenden Studie aus Großbritannien wurde im Rahmen von FAWA die Kundenzufriedenheit abgefragt. 95 % der Befragten bestätigten hierbei ihre Zufriedenheit. Lediglich 5 % meldeten Vorbehalte oder waren gar nicht zufrieden mit ihrer Wärmepumpe. Während der Studie wurde nachgewiesen, dass die Wärmepumpenanlagen sehr wenige Störungen aufweisen. Das gute Ergebnis der Befragung lässt sich sicherlich auch auf diese Tatsache zurückführen.

Vollständige Ergebnisse sowie Empfehlungen aus der Studie sind im Schlussbericht von April 2004 mit dem Titel »Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996–2003« nachzulesen [69].

### 5.3.2 Großbritannien: »A field trial of heat pumps«

Zwischen April 2009 und April 2010 wurde das erste umfangreiche Monitoringprojekt mit Wärmepumpenanlagen in Großbritannien durchgeführt. Verantwortlich für das Projekt war die Organisation »Energy Saving Trust«. Über ein Jahr wurden 83 Wärmepumpenanlagen quer über Großbritannien verteilt messtechnisch untersucht. Davon waren 54 Sole/Wasser-Wärmepumpen (Erdreich-Wärmepumpen) und 29 Luft/Wasser-Wärmepumpen.

Im Vordergrund der Untersuchung standen die Ermittlung der realen Effizienz (Arbeitszahlen), die Installationspraxis, das Nutzerverhalten, typisches Heizverhalten sowie die Raumtemperaturen und eine ökonomische Betrachtung.

Die Effizienzbandbreite der untersuchten Wärmepumpenanlagen erwies sich als sehr groß. Die mittleren Werte liegen deutlich niedriger als bei ähnlichen Feldtests in anderen Ländern. Gut funktionierende Wärmepumpenanlagen lassen vermuten, dass der Grund für eine niedrige mittlere Effizienz aller Anlagen nicht bei den Wärmepumpen selbst, sondern beim niedrigen wärmetechnischen Standard der Häuser sowie der mangelhaften Installation und Inbetriebnahme der Anlagen zu suchen ist. Andere Erkenntnisse aus dem Feldtest decken sich mit denen aus vergleichbaren Projekten: Die Effizienz der Wärmepumpenanlagen hängt sehr stark von der Qualität der Installation der Anlagen ab. Das Nutzerverhalten hat zudem einen großen Einfluss auf die Effizienz der Gesamtanlage. Ferner wurden die besten Effizienzwerte meist von einfachen Anlagen erreicht.

In Rahmen des Projektes wurden die Bewohner der untersuchten Häuser bezüglich ihrer Zufriedenheit bei der Bereitstellung von Raumheizung und Brauchwasser befragt. Trotz der oft geringen Effizienz waren die Bewohner in beiden Fällen sehr zufrieden. Bemängelt wurde dagegen die Verständlichkeit von Betriebsanleitungen der Wärmepumpen.

Mehr Informationen über das Projekt sind in den Berichten »Getting warmer: a field trial of heat pumps« sowie »Detailed analysis from the first phase of the Energy Saving Trust's heat pump field trial« zu finden [70], [71].

### 5.3.3 Europa: »SEPAMO-BUILD«

Von Juni 2009 bis Mai 2012 wurde im Rahmen des Intelligent Energy Europe Programms (IEE) das europäische Projekt »SEPAMO-BUILD« (**SE**asonal **PE**formance factor and **MO**nitoring for heat pump systems in the building sector) durchgeführt. Bei dem Projekt haben wissenschaftliche und industrielle Partner aus sieben Ländern (Schweden, Österreich, Deutschland, Belgien, Frankreich, Griechenland und Niederlande) mitgearbeitet. In dem Projekt wurden alle Arten von Wärmepumpen (Luft, Erdreich und Wasser) in über 50 Wohngebäuden berücksichtigt.

Wie bei allen anderen Messkampagnen war die Erfassung der Messdaten und Berechnung der Jahresarbeitszahlen das Hauptziel des Projektes. Anhand der Erfahrung aus ähnlichen Feldversuchen wurde jedoch erkannt, dass eine wichtige Voraussetzung für die messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen unter realen Einsatzbedingungen sowie für die Berechnung der JAZ eine einheitliche Vorgehensweise während des Feldversuches ist. Eine Hauptaufgabe war daher, eine klare Definition von Bilanzgrenzen unter Einbeziehung der einzelnen Komponenten festzusetzen, deren Energiebedarf dann gemessen wurde. Neben der Entwicklung von entsprechenden Vorgehensweisen war ein weiteres Ziel dieses Projektes das bessere Verständnis von Schlüsselparametern, die den Betrieb und die Effizienz der Wärmepumpen in Wohngebäuden beeinflussen.

Weitere Informationen rund um das Projekt »SEPAMO-BUILD« sowie alle veröffentlichten Ergebnisse aus dem Projekt sind auf der Webseite [www.sepamo.eu](http://www.sepamo.eu) zu finden. Sehr zu empfehlen ist die »HP Best Practice Database« mit umfangreichen Angaben zu den vermessenen Wärmepumpenanlagen.


### 5.3.4 Deutschland: Monitoringprojekte des Fraunhofer ISE

Das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE startete im Jahr 2000 die erste Felduntersuchung von Wärmepumpen. In dieser Studie wurden mehr als 80 sogenannte Lüftungskompaktgeräte sowie erdreichgekoppelte Wärmepumpen in Solar-Passivhäusern untersucht. Zwei weitere Projekte wurden zwischen 2005 und 2010 durchgeführt. Ziel war dabei die Erfassung der Volumenströme, Temperaturen, Wärmemengen und Stromverbräuche mit einer hohen zeitlichen Auflösung sowie die tägliche Datenfernabfrage, Speicherung und Auswertung am Institut. Die Messergebnisse erlaubten die Ermittlung von Effizienzkennwerten, die Analyse des Systemverhaltens und die Ableitung von Korrelationen zu Anlagenstammdaten. Der Startschuss für das folgende Projekt »WP Monitor« erfolgte Ende 2009 und bedeutete für das Fraunhofer ISE den Beginn des bereits vierten Projektes zum Monitoring von Wärmepumpen. Eine Übersicht über die letzten drei Projekte wird in Abb. 89 dargestellt.

Im Rahmen von »WP-Effizienz« wurden über 100 Wärmepumpenanlagen in neuen Einfamilienhäusern vermessen. Dies erfolgte in Zusammenarbeit mit sieben Wärmepumpenherstellern und den Energieversorgern EnBW und E.ON Energie. Projektspezifisches Ziel war die Ermittlung der Effizienz von elektrisch betriebenen Kompressionswärmepumpen in neu gebauten Einfamilienhäusern. Das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie förderte das Projekt zu 50 % (Förderkennzeichen 0327401A). Durch die Energieversorger und die Hersteller wurde das Projekt inhaltlich begleitet und ebenfalls finanziell unterstützt.

Im Projekt »WP im Bestand« widmete sich das Fraunhofer ISE der Untersuchung von Wärmepumpen in unsanierten bzw. teilsanierten Bestandsgebäuden. Insgesamt wurden 80 Anlagen vermessen, die als Ersatz für Ölkessel installiert wurden. Im Rahmen dieses von der E.ON Energie AG finanzierten Projekts prüfte das Institut neben der Effizienz der eingesetzten Wärmepumpen auch die Sicherung der Wärmeversorgung der Gebäude und stellte einen ökologischen und wirtschaftlichen Vergleich gegenüber den vorher in diesen Gebäuden installierten Ölheizungen an.

Bei dem Projekt »WP Monitor« erfolgt eine Vermessung von rund 100 Wärmepumpen, wobei etwa 50 Anlagen aus »WP-Effizienz« übernommen wurden. Die Verlängerung der Vermes-

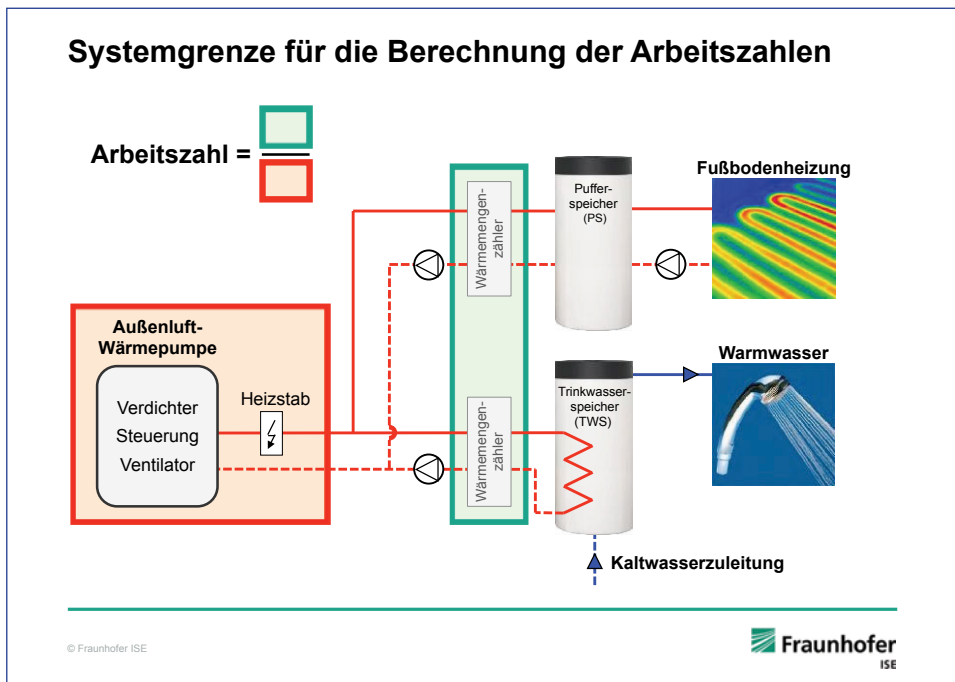
Monitoringprojekte			
	Anzahl der Anlagen	Partner	Laufzeit
<b>WP Effizienz</b>	ca. 100	Förderung BMWi, 7 WP Hersteller, 2 Energieversorg.	10.2005 bis 09.2010
<b>WP im Bestand</b>	ca. 80	E.ON Energie AG	10.2006 bis 12.2009
 <b>WP Monitor</b>	ca. 100	12 WP Hersteller EnBW	12.2009 bis 05.2013

■ **Abb. 89:** Übersicht über die Felduntersuchungen von Wärmepumpenanlagen am Fraunhofer ISE

sung ermöglicht die Generierung einer umfassenden Datenbasis für Langzeituntersuchungen. Teilweise können Messdaten über einen Zeitraum von bis zu sechs Heizperioden gesammelt werden, was bspw. bessere Möglichkeiten bei der Untersuchung der Wärmequelle Erdreich zulässt. Zu den Projektpartnern bei »WP Monitor« zählen zwölf deutsche und österreichische Hersteller sowie die EnBW Energie AG.

### ■ Effizienz der Wärmepumpenanlagen

Bei der Berechnung der Arbeitszahlen ist die Definition unterschiedlicher Bilanzgrenzen möglich. Je nach Bilanzgrenze sind die angegebenen Effizienzwerte unterschiedlich zu betrachten. Eine übliche Bilanzierung, die unter anderem auch im europäischen Projekt »SEPOMO BUILD« empfohlen wird, zeigt die Abb. 90. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die bereitgestellte thermische Energie direkt nach der Wärmepumpe und vor dem Puffer- bzw. Trinkwasserspeicher bilanziert wird. Die thermische Energie wird zum Verbrauch der elektrischen Komponenten ins Verhältnis gesetzt. Zu diesen zählen der Verdichter und die Steuerung der Wärmepumpe sowie der Antrieb im Wärmequellenkreis (Ventilator, Sole- oder Brunnenpumpe) und der Heizstab.



■ **Abb. 90:** Bilanzgrenzen für die Ermittlung der Arbeitszahl

### Mittlere Arbeitszahlen

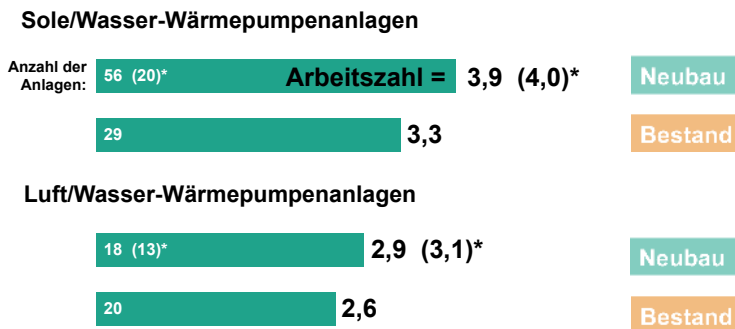
Die Effizienz der Wärmepumpenanlagen hängt von mehreren Aspekten ab. Bei rein theoretischer Betrachtung ist vor allem der Temperaturhub entscheidend, also die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle (Verdampfungstemperatur) und der Wärmesenke (Verflüssigungstemperatur). Je kleiner der Temperaturhub, desto besser ist die theoretische Effizienz der Wärmepumpe. Bei gleicher Wärmequellentemperatur ist dabei die Heizkreistemperatur des Heizwassers maßgebend.

Die Ergebnisse aus den Felduntersuchungen bestätigen dies: Die 56 Anlagen im Neubau, die überwiegend mit einer Fußbodenheizung ausgestattet sind und damit relativ niedrige Temperaturen benötigen, haben eine mittlere Arbeitszahl von 3,9 erreicht. Die 29 Wärmepumpenanlagen im Bestand, mit deutlich höheren Heizkreistemperaturen, erreichten eine mittlere Effizienz von 3,3 (vgl. Abb. 91). Bei den Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen sind ähnliche Unterschiede zu beobachten – die 18 Anlagen im Neubau haben im Schnitt eine Effizienz von 2,9 und die 20 Anlagen im Bestand von 2,6 erreicht. Bei der Analyse werden die Vorteile der Wärmequelle deutlich. Da die meiste Heizenergie im Winter bereitzustellen ist, haben die erdreichgekoppelten Wärmepumpen gegenüber Anlagen mit Außenluft als Wärmequelle klare Vorteile, da die mittleren Temperaturen aus dem Erdreich höher sind als die Außenlufttemperatur.

Die Werte in Klammern (Abb. 91) zeigen die Ergebnisse der vorläufigen Auswertung des seit 2009 laufenden Projekts »WP Monitor«. Die Resultate deuten auf eine leichte Effizienzsteigerung der Wärmepumpenanlagen in den letzten Jahren hin. Bei den Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen ist eine Erhöhung von 2,9 auf 3,1 zu sehen. Dies belegt unter anderem die in den letzten Jahren vorgenommenen Anstrengungen der Wärmepumpenhersteller, die Effizienz ihrer Wärmepumpen zu verbessern. Eine gute Wärmepumpe ist ein wichtiger Baustein für eine hohe Effizienz der gesamten Wärmepumpenanlage. Je besser die Leistungszahlen (COP-Werte, gemessen an Testständen) der Wärmepumpe, desto größer die Chancen auf gute Effizienz der Gesamtanlage.

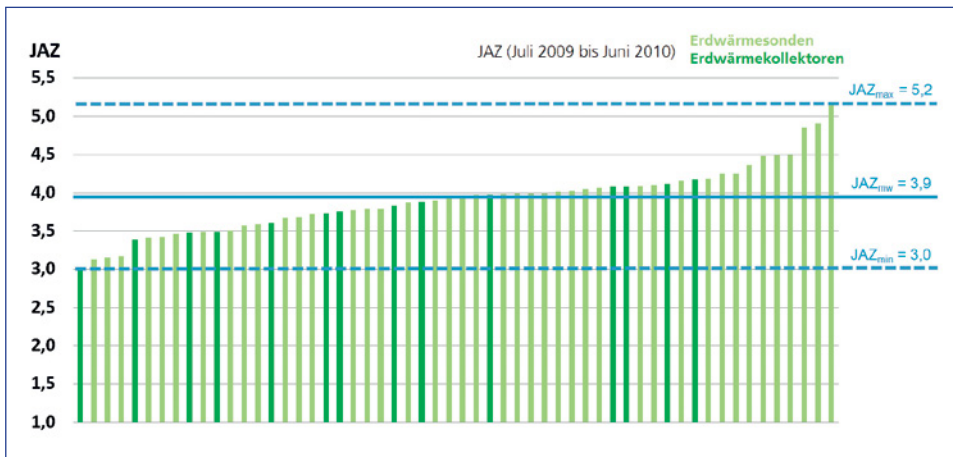
Neben Temperaturhub und Leistungszahlen gibt es noch weitere Aspekte, die die Effizienz der Wärmepumpenanlagen stark beeinflussen können. Abb. 92 stellt die Bandbreite der erreichten Effizienz von Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen im Neubau dar. Trotz ähnlicher Wärmequelle und Wärmesenke ist die Bandbreite der Arbeitszahlen sehr groß. Natürlich gibt es auch innerhalb dieser Gruppe Schwankungen bei der Quellen- und Senkentemperatur, aber diese Unterschiede erklären nicht die große Differenz bei den Arbeitszahlen. Die Gründe sind bei

## Arbeitszahlen – Überblick



**Abb. 91:** Arbeitszahlen der Wärmepumpenanlagen – Übersicht (Die Werte in Klammern stammen aus einer vorläufigen Auswertung des Projektes »WP Monitor«)





■ **Abb. 92:** Jahresarbeitszahlen der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlagen – die Bandbreite aus dem Projekt »WP-Effizienz«

Planung, Installation und Betrieb zu suchen. Eine gute Planung verlangt nicht nur eine individuelle Auslegung der Wärmepumpe und die Berücksichtigung lokaler Bedingungen (Wärmequelle und Gebäude), sondern auch eine korrekte Anpassung einzelner Komponenten des Heizsystems. Wird bspw. ein Pufferspeicher fehlerhaft eingebunden, kann die Effizienz des Systems massiv beeinträchtigt werden.

Der nächste Schritt, die Installation und Inbetriebnahme, ist von ebenso großer Bedeutung. Die sorgfältige Installation ist eine wichtige Voraussetzung für die spätere Effizienz und der damit verbundenen Wirtschaftlichkeit und ökologischen Bilanz der Wärmepumpenanlage. Vor allem erstgenannter Aspekt ist ein Garant für die Zufriedenheit der Kunden. Bei der Auswahl der Installationsfirma ist deswegen darauf zu achten, dass die Mitarbeiter entsprechend geschult sind und Erfahrung mit Wärmepumpen haben.

### ■ Gemeinsame Erkenntnisse aus allen Monitoringprojekten

- Sorgfältig geplante und korrekt installierte Wärmepumpen sind zuverlässige Heizungssysteme, deren mittlere Effizienzwerte zu vergleichsweise guten ökonomischen und ökologischen Ergebnissen führen.
- Die Bandbreite der Ergebnisse lässt auf ein großes Optimierungspotenzial schließen.
- Die Effizienz der Wärmepumpenanlagen reagiert empfindlich auf Fehler bei Planung, Installation und Betrieb.
- Im größeren Maße als bei konventionellen Heizsystemen kann der Nutzer die Effizienz der Gesamtanlage beeinflussen.
- Bei komplizierteren Anlagen treten häufiger geringere Effizienzwerte auf, da hier die Wahrscheinlichkeit von Effizienzminderung durch Installationsfehler oder Probleme in der Regelung größer ist.
- Eine Zusatzheizung kommt auch bei Außenluft/Wasser-Anlagen sehr selten zum Einsatz.
- Pufferspeicher verteuern und komplizieren die Anlagen und sollten deshalb nur dort verwendet werden, wo sie auch tatsächlich notwendig sind.

## 5.4 Best Practice

### ■ Wärmequelle Außenluft

#### Gute Effizienz im Neubau



##### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: Einfamilienhaus, Neubau  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 50 kWh/(m²a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 9 kW  
 Wärmeverteilung: Fußbodenheizung  
 Vermessungszeit: seit 2009  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 3,4

Das Objekt charakterisiert eine typische Außenluft-/Wasser-Wärmepumpe in einem neu gebauten Einfamilienhaus. Die Anlage ist äußerst einfach aufgebaut. Die Wärmepumpe ist außerhalb des Gebäudes aufgestellt und dient sowohl zur Gebäudebeheizung als auch zur Trinkwassererwärmung. Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Fußbodenheizung, wodurch nur geringe Heizkreistemperaturen erforderlich sind. Der Heizkreis wird ohne einen Pufferspeicher betrieben. Der Trinkwasserspeicher (300 Liter) wird von der Wärmepumpe über einen innenliegenden Rohrwärmeübertrager beheizt. In der gemeinsamen Vorlaufleitung für Heizung und Trinkwassererwärmung ist (innerhalb des Gebäudes) eine elektrische Reserveheizung eingebaut, die allerdings während der Erfassung der Messdaten nie aktiv gearbeitet hat.

Die Wärmepumpenanlage hat seit dem Jahr 2009, mit einer leichten jährlichen Schwankung, eine mittlere Effizienz von rund 3,4 erreicht. Der Anteil des Brauchwassers von der insgesamt bereitgestellten Heizwärme liegt im Schnitt bei 20 %.

#### Zwei Wärmepumpen



##### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: Einfamilienhaus, Neubau  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 100 kWh/(m²a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 11 kW  
 Wärmeverteilung: Fußbodenheizung  
 Vermessungszeit: seit 2009  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 3,2

In diesem Einfamilienhaus wurden zwei Wärmepumpen installiert. Die erste nutzt die Außenluft als Wärmequelle und stellt die Heizwärme bereit. Im Heizkreis ist ein Pufferspeicher installiert. Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Fußbodenheizung. Der Heizenergieverbrauch ist mit ca. 100 kWh/(m²a) für ein neu gebautes Haus ziemlich hoch. Für die Trinkwasserbereitstellung wird eine zweite Wärmepumpe mit integriertem Trinkwasserspeicher genutzt, die Abluft aus den Räumen als Wärmequelle nutzt.

In beiden Wärmepumpen wurde eine elektrische Reserveheizung eingebaut, die während der Erfassung der Messdaten nur in drei Monaten mit sehr niedrigen Außentemperaturen in Betrieb war.

Die Wärmepumpenanlage hat seit dem Jahr 2009 eine mittlere Jahresarbeitszahl von rund 3,2 erreicht.

### Gelungene Installation im Altbau



#### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: Einfamilienhaus, Altbau  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 140 kWh/(m²a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 18 kW  
 Wärmeverteilung: Radiatoren  
 Vermessungszeit: 2008–2009  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 2,8

Dieses Objekt repräsentiert eine gelungene Installation einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe im Rahmen eines Wärmeerzeuger-Austausches im Altbau. Die außen aufgestellte Wärmepumpe mit der Leistung von 18 kW ist sowohl für Heizung als auch für Erwärmung des Brauchwassers zuständig. Wie für ein Bestandsgebäude üblich, ist im Heizkreis ein Pufferspeicher installiert. Die Beladung des Speichers erfolgt mit einer Vorlauftemperatur von etwa 45 °C, die Beladung des Trinkwasserspeichers mit 60 °C.

Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Heizkörper. In der Anlage wurde eine elektrische Reserveheizung eingebaut, die während der Erfassung der Messdaten nicht aktiv war.

Die Wärmepumpenanlage hat in den zwei Jahren der Vermessung eine mittlere Jahresarbeitszahl von 2,8 erreicht.

## ■ Erdreich

### Neubau mit Erdwärmesonde



#### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: Einfamilienhaus, Neubau  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 40 kWh/(m²a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 6 kW  
 Wärmeverteilung: Fußbodenheizung  
 Vermessungszeit: seit 2010  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 4,3

Eine 96 m lange, mit einem Wasser-Monoethylenglykol-Gemisch gefüllte Erdsonde (2U) erschließt das Erdreich als Wärmequelle für diese Wärmepumpenanlage. Die Wärmepumpe dient sowohl zur Gebäudebeheizung als auch zur Brauchwassererwärmung. Im Vorlauf des Heizkreises ist ein Heizungsspeicher (100 Liter) in Reihe eingebunden, der sich innerhalb des Wärmepumpengehäuses befindet. Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Fußbodenheizung, wodurch nur geringe Heizkreistemperaturen erforderlich sind. Der Trinkwasserspeicher (TWS 300 Liter) wird von der Wärmepumpe über einen innenliegenden Rohrwärmeübertrager beheizt. Ein elektrischer Heizstab ist hier nicht eingebaut, jedoch im Heizungsspeicher ist eine elektrische Reserveheizung installiert. Als Umwälzpumpen werden im Heizkreis und im Wärmequellenkreis Hocheffizienzpumpen verwendet, während im TWS-Ladekreis eine Standard-Pumpe eingesetzt ist.

Die Wärmepumpenanlage hat seit dem Jahr 2010 eine mittlere Effizienz von rund 4,3 erreicht.

### Wasser statt Sole



#### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: großes Einfamilienhaus  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 100 kWh/(m<sup>2</sup>a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 12 kW  
 Wärmeverteilung: Fußbodenheizung  
 Vermessungszeit: seit 2009  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 5,1

Das große Einfamilienhaus wird mit einer Erdreichwärmepumpe beheizt. Die installierte Erdwärmesonde (2U) reicht mit einer Länge von 300 m deutlich tiefer als es in Deutschland bei Erdwärmesonden-Anlagen üblich ist. Die Anlage kann somit von den mit der Tiefe steigenden ungestörten Erdreichtemperaturen profitieren. Zudem wirkt es sich günstig aus, dass die Erdwärmesonde sehr großzügig ausgelegt ist, sodass die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe in der Heizperiode weniger stark sinkt als in anderen Anlagen. Die mehrjährigen Messungen zeigen, dass diese Temperatur nie unter 5 °C absinkt. Eine weitere Besonderheit dieser Anlage ist, dass der Wärmequellenkreis mit Wasser und nicht wie üblich mit Sole gefüllt ist.

Die Wärmepumpe dient sowohl zur Gebäudebeheizung als auch zur Trinkwassererwärmung. Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Fußbodenheizung. Der Heizkreis wird ohne einen Pufferspeicher betrieben.

Die Wärmepumpenanlage hat seit dem Jahr 2009 eine sehr hohe mittlere Jahresarbeitszahl von 5,1 erreicht.

### Gelungene Altbausanierung



#### Kurze Charakteristik:

Art des Hauses: sanierter Altbau  
 Mittlerer Heizenergieverbrauch:  
 70 kWh/(m<sup>2</sup>a)  
 Heizleistung der Wärmepumpe: 15 kW  
 Wärmeverteilung: Heizkörper  
 Vermessungszeit: 2008 – 2010  
 Mittlere Jahresarbeitszahl: 3,4

Das Haus aus dem Jahr 1959 wurde im Jahr 2007 umfangreich energetisch saniert. Eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit 16 kW thermischer Leistung (mit drei Erdwärmesonden) hat einen Ölkessel mit einer thermischen Leistung von 36 kW ersetzt. Die Wärmepumpe ist sowohl für Heizung als auch für Erwärmung des Brauchwassers zuständig. Die Beheizung der Räume erfolgt mittels Heizkörper. In den Heizkreis ist kein Pufferspeicher integriert. Der Trinkwasserspeicher wird von der Wärmepumpe über einen innenliegenden Rohrwärmeübertrager beheizt.

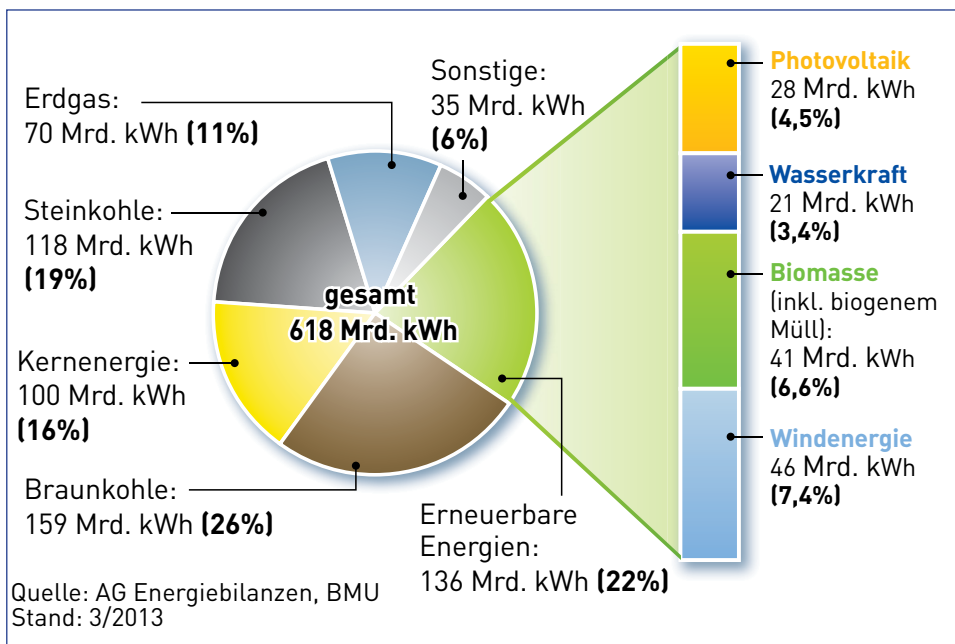
Die Wärmepumpenanlage hat in den zwei Jahren der Vermessung eine mittlere Jahresarbeitszahl von 3,4 erreicht.

## 6 Wärmepumpen im Smart Grid – Wärmepumpe und PV

Wärmepumpen können eine wichtige Rolle bei der Energiewende spielen. Themen sind dabei das zukünftige Stromnetz (Smart Grid) und die Kombination der Photovoltaik-Anlagen bzw. des eigenen Solarstroms mit einer Wärmepumpenanlage.

### 6.1 Herausforderung Energiewende

Die Verknappung der fossilen Ressourcen, die angestrebte Verminderung der Emission von Treibhausgasen und die abnehmende Akzeptanz der Kernenergie werden die etablierte Struktur der Energieversorgung entscheidend verändern. Sehr stark ist dieser Wandel in Deutschland zu beobachten. Seit dem Jahr 1993 werden hier die Erneuerbaren Energietechniken zur Stromerzeugung gefördert, seit 2000 durch das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG). Dies hat entscheidend dazu beigetragen, dass 2011 bereits jede fünfte Kilowattstunde Strom aus erneuerbaren Ressourcen gewonnen werden konnte. Bis zum Jahr 2020 peilt die Bundesregierung einen Anteil regenerativen Stroms von 35 % an [72]. Gleichzeitig werden bis 2022 die noch verbleibenden neun Kernreaktoren vom Netz gehen. Eine Technologie, die im Jahre 2010 noch etwa die Hälfte des Grundlaststromes in Deutschland abdeckte. In den meisten Ausbau-szenarien wird im Bereich der Erneuerbaren auf Sonne, Wind und Biomasse gesetzt, wobei auch Strom von Offshore-Windparks eine entscheidende Rolle spielen soll (vgl. Abb. 93). Dieser muss jedoch erst in die Ballungszentren im Westen und Süden Deutschlands transportiert werden können. Der momentan nicht ausreichenden Kapazität der Netze begegnet die Bundesregierung mit dem 2011 in Kraft getretenen Netzausbaubeschleunigungsgesetz (NABEG).



■ **Abb. 93:** Mix der konventionellen und erneuerbaren Stromproduktion in Deutschland im Jahr 2012

Eine weitere Herausforderung besteht in der ansteigenden zeitlichen Diskrepanz zwischen Stromnachfrage und -angebot. Die sogenannten fluktuierenden Erzeuger (Windkraft und Photovoltaik (PV)) richten sich nicht nach den Verbrauchern, sondern einzig nach dem Angebot von Wind und Sonne. Durch diese Abhängigkeit hängt der Erfolg beider Technologien von der Existenz ausreichender Speicher ab. Aktuell reicht deren Kapazität nicht aus, wodurch Wind- und PV-Anlagen bereits heute zum Teil abgeregelt werden müssen. Würde man die Abhängigkeit fluktuierender Erzeuger von den äußeren Bedingungen vernachlässigen, so könnten die bis Anfang August 2012 installierten Kapazitäten (PV: 30 GW, Wind: 29 GW) die Netzlast, die etwa zwischen 30 und 80 GW liegt, bereits heute zu einem Großteil decken. Aufgrund der beschriebenen Herausforderungen werden jedoch innovative Lösungen gesucht, um den Umbau der Energieversorgung erfolgreich zu gestalten. Für viele Experten steht hierfür der Aufbau eines intelligenten (smarten) Versorgungssystems an erster Stelle.

## 6.2 Vision Smart Grid & Smart Market

Seitdem die Herausforderungen um die Integration von Wind- und Solarenergie in die etablierte Stromversorgung thematisiert werden, sind Lösungsansätze zumeist eng mit dem Begriff Smart Grid verbunden. Den inflationären Gebrauch dieses Begriffes nahm die Bundesnetzagentur zum Anlass, Smart Grid und Smart Market getrennt zu definieren. Eine Unterscheidung beider Begriffe sei notwendig, um u. a. mit innovativen Ideen die richtigen Adressaten anzusprechen [73]. Demnach handeln Smart Grid-Themen einzig vom zukünftigen Versorgungsnetz als Solches. Ein Netz mit ausreichender Leitungskapazität, in dem Erzeuger, Speicher und Verbraucher mit Hilfe von Informations- und Kommunikationstechnik vernetzt sind. Beim Smart Market geht es um die Marktteilnehmer, zu handelnde Energiemengen oder das Angebot innovativer Dienstleistungen.

Auf der *Erzeugerseite* könnten zukünftig Virtuelle Kraftwerke das Pendant zu konventionellen Großkraftwerken bilden. In einem Virtuellen Kraftwerk werden kleine, dezentrale Erzeuger, wie bspw. Windkraft-, Photovoltaik- oder Biogas-Anlagen zusammengeschaltet. Im Verbund können die individuellen Nachteile einzelner Technologien ausgeglichen und das Virtuelle Kraftwerk als regelbarer Erzeuger im Netz aktiv werden. Hinsichtlich der Lastglättung können Wärmepumpen und Blockheizkraftwerke diesen Verbund sinnvoll ergänzen.

Innovative *Speicherlösungen* sind vielfältig und können u. a. danach unterschieden werden, ob sie eine anschließende Rückwandlung in Elektroenergie erlauben. Dahin gehende Ideen reichen bspw. von der Erschließung weiteren Pumpspeicherpotenzials außerhalb der Bundesrepublik über die Nutzung von Druckluftspeichern oder neuartigen Batteriesystemen bis hin zur Anwendung von Elektrolyse und Brennstoffzellen. Für Brennstoffzellen- sowie Wärmeanwendungen kann überschüssiger Strom auch in sogenanntes Windgas, wie Wasserstoff oder Methan, umgewandelt werden. Die Umwandlung in thermische Energie und Speicherung in Wasserspeichern oder der Gebäudemasse kann gleichzeitig zur Flexibilisierung der Nachfrage beitragen.

Die *Nachfrageseite* kann durch sogenanntes Demand Side Management beeinflusst werden. Hierfür existieren bereits unterschiedliche Anwendungen: Unter anderem werden seit den 1950er Jahren elektrische Speicherheizungen durch tarifliche Anreize in der Nacht aufgeladen, während Wärmepumpen durch den Energieversorger bis zu dreimal täglich für jeweils zwei Stunden abgeschaltet werden können. Diesen Instrumenten liegen Stromlastprofile zugrunde, die mit Zunahme der fluktuierenden Erzeuger an Relevanz verlieren. Für die neuen Herausforderungen wird zunehmend aktives Demand Side Management benötigt. Hierbei sollen steuer-



bare Verbraucher wie Kühlgeräte, Waschmaschinen oder eben elektrisch betriebene Wärmepumpen gezielt während der Stromeinspeisung fluktuierender Erzeuger in Betrieb genommen werden. Mit dem Zubau fluktuierender Erneuerbarer steigt auch der Wert solcher Dienstleistung (Angebot von Regelernergie).

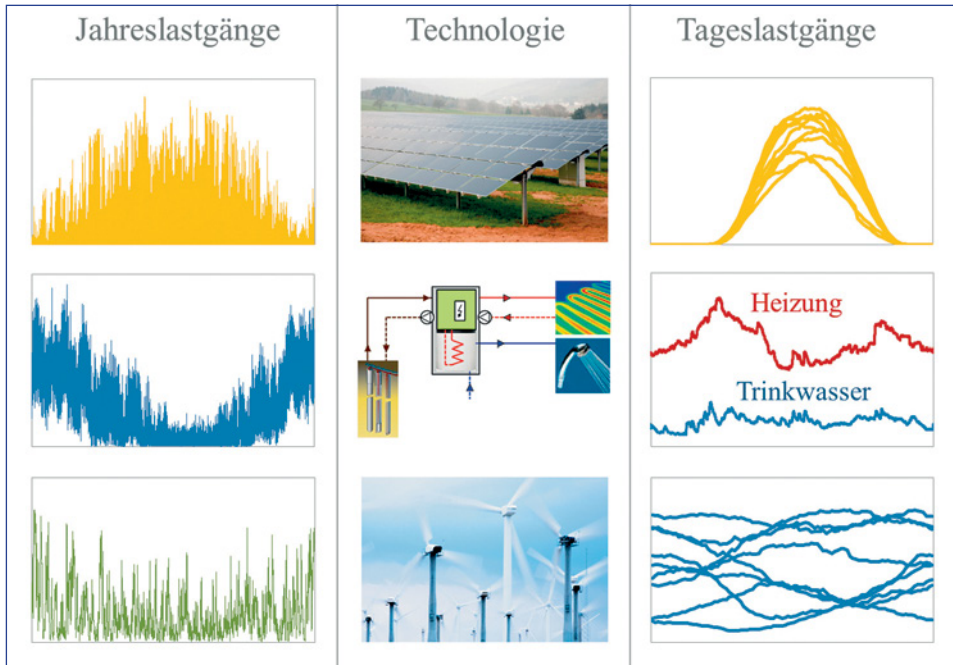
Die Erforschung vieler dieser innovativen Ansätze erfolgt in Deutschland konzentriert im Rahmen des Förderprogramms »E-Energy – IKT-basiertes Energiesystem der Zukunft«. Die Förderung durch BMWi und BMU ermöglichte den Aufbau von sechs Modellregionen, in denen seit 2008 Schlüsseltechnologien und Geschäftsmodelle entwickelt und erprobt werden [74].

### 6.3 Die Wärmepumpe im intelligenten Versorgungssystem

Wärmepumpenanlagen können gemeinsam mit den Gebäuden zur aktiven Laststeuerung innerhalb eines Smart Grids verwendet werden. Die Eignung resultiert aus der Fähigkeit, die aus Elektro- und Umweltenergie bereitgestellte thermische Energie, entweder in Warmwasserspeichern oder in der Gebäudemasse, zu puffern. Hierdurch können Bedarf und Verbrauch zeitlich entkoppelt werden. Optimierte Betriebszeiten tragen letztlich zu einem homogenen Lastverlauf im Stromnetz bei. Ende 2011 betrug die elektrische Anschlussleistung aller in Deutschland installierten Wärmepumpen ca. 1,5 GW. Im Extremfall – jedoch ohne Verschiebepotenzial – würden diese Wärmepumpen pro Tag 36 GWh Elektroenergie aufnehmen. Zum Vergleich: Die aktuelle Kapazität der in Deutschland installierten Pumpspeicherkraftwerke beträgt etwa 40 GWh [75].

Um die Herausforderungen bei der Lastharmonisierung durch Wärmepumpen abschätzen zu können, sollten die jährlichen und täglichen qualitativen Lastprofile der betreffenden Technologien in der Abb. 94 betrachtet werden. Im Jahresgang zeigen sich die größeren Schnittmengen bei Wärmepumpe und Wind als bei Wärmepumpe und PV. Den größeren Beitrag können Wärmepumpen somit durch »Heizen mit Windenergie« leisten. PV-Strom spielt vorzugsweise bei der Trinkwassererwärmung sowie dem Heizen in der Übergangszeit eine Rolle. Die mittleren Tagesprofile einer Gruppe von Wärmepumpen unterscheiden sich stark hinsichtlich des Betriebsmodus. Die Einspeisung von PV-Strom konzentriert sich, entsprechend dem Sonnenstand, auf die Tagesmitte. Die Windenergieeinspeisung tritt mit stark unterschiedlichen Profilen über den kompletten Tag verteilt auf. In diesem Zusammenhang sind auch die quantitativen Angebotsschwankungen interessant. So lag das Angebot durch Windenergie im ersten Halbjahr 2012 bereits zwischen nahezu keiner Leistung und 24 GW, wobei eine deutliche saisonale Abhängigkeit hinsichtlich der Energieeinspeisung bestand. Gleiches gilt für die Solarenergie, deren Spitze von 22 GW im gleichen Zeitraum erwartungsgemäß zur Mittagszeit eingetreten ist [76]. Aufgrund ihrer Speicherkapazität kommen Wärmepumpen nur für die stundenweise Pufferung infrage. Zur Überbrückung mehrtägiger Windflauten sind andere Technologien in Betracht zu ziehen.

Zur Identifizierung eines möglichen Beitrages durch Wärmepumpen haben die Institute Prognos und Ecofys eine durch das BMWi geförderte Simulationsstudie angefertigt. In einem konservativen Szenario (2030: 1,4 Mio. Wärmepumpen mit 3,7 GW elektrischer Leistung) wurde errechnet, dass die abgeregelte Energiemenge durch den stromgeführten Betrieb der Wärmepumpen um 13 % gemindert würde. Zusammen mit weiteren Einflüssen führt dieser Effekt zu einer Kosteneinsparung im Gesamtsystem in Höhe von 40 Euro pro Jahr und Wärme-



**Abb. 94:** Vergleich typischer jährlicher und täglicher Einspeise- bzw. Lastkurven von Wärmepumpensystemen sowie der fluktuierenden Erneuerbaren Wind und PV

pumpe. Die von den Wärmepumpen verursachten CO<sub>2</sub>-Emissionen würden um 21 % reduziert werden [77].

Der generelle Beitrag durch Wärmepumpen ist eng mit dem Verlagerungspotenzial der Betriebszeiten verknüpft. Mehrjährige vom Fraunhofer ISE durchgeführte Feldtests haben bereits bestätigt, dass nur wenige der untersuchten Wärmepumpen bei Temperaturen im Auslegungsbereich zu 100 Prozent ausgelastet sind. Neben der Auslegung spielen auch die Betriebsart, die Regelung und Parametrierung sowie die Speicherkapazität im Heizsystem und im Gebäude eine Rolle. In diesem Zusammenhang stellt sich die Frage nach den Komfortgrenzen der Bewohner. Je größer der regelbare Temperaturbereich ist, desto flexibler kann die Wärmepumpe als steuerbare Last eingesetzt werden. Ein weiteres Fragezeichen steht hinter den Auswirkungen von stromgeführtem Betrieb auf die Effizienz der Wärmepumpen. Abweichungen vom wärmegeführten Betrieb können u. a. zu Änderungen bei den Systemtemperaturen, den Speicherverlusten oder den Verdichterlaufzeiten führen.

Neben der Potenzialanalyse steht die technische Umsetzung im Fokus der aktuellen Arbeiten. Ein noch ungeklärter Punkt ist hierbei die Ausgestaltung der Kommunikations- und Steuerfähigkeit. Von Prognos und Ecofys [77] werden zwei Optionen in Betracht gezogen. Relativ kurzfristig zu realisieren wäre der Ausbau der Rundsteuertechnik. Mit dieser Technologie sind bereits 63 % der Anlagen ausgestattet. Zweckmäßiger, jedoch nur langfristig umsetzbar, ist der Aufbau einer neuen Informations- und Kommunikationstechnik (IKT) Infrastruktur zur bidirektionalen Kommunikation, etwa im Rahmen des Rollouts für Smart Meter. In beiden Fällen muss sichergestellt werden, dass der Stromlieferant entsprechende Funktionalitäten diskriminierungsfrei vom Netzbetreiber zur Verfügung gestellt bekommt. Gleichzeitig muss eine Wär-



mepumpe offen für externe Signale sein. Hierfür ist ein entsprechendes – zweckmäßigerweise für alle Hersteller einheitliches – Gateway zu entwickeln. Eine vorerst einfache und kostengünstige, digitale Klemmenlösung zertifiziert der Bundesverband Wärmepumpe (BWP) bereits seit 2012 mit einem »SG ready« Label. Diese Ampellösung soll mittels vier unterschiedlicher Zustände die Wärmepumpen entsprechend der Markt- und Netzsituation schalten. Nur durch die zeitvariable Schaltung kann der Energieversorger günstigere Konditionen erzielen und an den Betreiber der Wärmepumpe weitergeben. Die Preisvorteile für den Kunden müssen die Zusatzinvestitionen, bspw. in die IKT-Umgebung oder der Installation eines Pufferspeichers, refinanzieren.

## 6.4 Wärmepumpen und Photovoltaik

Die Harmonisierung von Stromangebot und -nachfrage muss nicht ausschließlich im großen Netzverbund erfolgen. Dezentrale Erzeuger können direkt mit den Verbrauchern vor Ort gekoppelt und dadurch negative Effekte auf übergeordnete Netzebenen vermieden werden. Ein Beispiel für diese Anwendung ist die Kombination aus Wärmepumpe und Photovoltaik (PV), deren Attraktivität zunehmend auch wirtschaftliche Gründe ausmacht. Der Anreiz, den Strom selbst zu verbrauchen, ergibt sich automatisch mit sinkenden Einspeisetarifen für PV-Strom sowie steigenden Strombezugskosten. Bei Erreichen von 52 GW installierter PV-Leistung wird die Einspeisevergütung komplett gestrichen.

Mit derzeit marktüblichen Photovoltaikmodulen benötigt man für eine elektrische Nennleistung von 1 kW<sub>p</sub> (Kilowatt Peak) eine Dachfläche zwischen 7 und 10 m<sup>2</sup>. Die Angabe der Nennleistung bezieht sich auf die Performance unter normierten Testbedingungen. Der reale Ertrag einer installierten Anlage hängt neben der Effizienz der PV-Anlage insbesondere von der Ausrichtung, möglicher Verschattung und der solaren Einstrahlung, also dem Standort, ab. In Deutschland erreicht man bei günstiger Ausrichtung und Neigung der Photovoltaikmodule im Durchschnitt einen spezifischen Ertrag von rund 900–1 000 kWh je kW<sub>p</sub> installierter Photovoltaikleistung in einem Jahr.

Wie mithilfe der Abb. 94 bereits festgestellt wurde, bietet sich PV-Strom für die Trinkwassererwärmung im Sommer und dem Heizen in der Übergangszeit an. Mehrere Hersteller bieten bereits Warmwasser-Wärmepumpen an, die speziell zur Eigenverbrauchserhöhung von PV-Strom angepasst sind. Die tägliche Abweichung der Einspeise-/Last-Kurven zeigt, dass der Eigenverbrauch durch den Einsatz von Speichern wesentlich gesteigert werden könnte.

Die Aspekte zur thermischen Speicherung wurden bereits erläutert. Eine weitere Möglichkeit zur Eigenverbrauchserhöhung besteht im Einsatz von Batteriespeichersystemen, die bereits am Markt verfügbar sind. Übersteigt die momentan verfügbare PV-Leistung den Bedarf der Verbraucher (Wärmepumpe, Haushaltsgeräte), wird die Differenz in die Batterie eingespeist und die gespeicherte Energie wird dann abgerufen, wenn sie von den Verbrauchern benötigt wird. Wie sich reine Photovoltaik-Batteriesysteme hinsichtlich Netzentlastung und weiterer Netzserviceleistungen verhalten, wurde vom Fraunhofer ISE im Rahmen der Speicherstudie 2013 untersucht [78]. Demnach können Photovoltaik-Batteriesysteme die Einspeisespitzen aller Systeme um ca. 40 % reduzieren. Voraussetzung hierfür sei netzdienlicher Betrieb, d.h. die Aufladung des Speichers im Rahmen einer prädiktiven Regelung zu Zeiten der Spitzenleistung der PV. Eine Regelung, lediglich zur Maximierung des Eigenverbrauchs, hätte kaum positive Effekte für die Netze. Steuerbare Verbraucher wie Wärmepumpen können dieses System wirksam ergänzen.

## 7 Die Effizienz der eigenen Anlage testen

In Kapitel 2.3 wird gezeigt, dass einer Wärmepumpe Umweltenergie und elektrische Energie zugeführt werden. Über einen Kältekreis werden diese Energien in eine für die Heizung und Trinkwarmwasserbereitung nutzbare Energie umgewandelt. Dabei soll der Anteil an elektrischer Energie aus ökonomischen und ökologischen Gründen so klein wie möglich gehalten werden. Eine geeignete Bezugsgröße zur Bewertung des elektrischen Energieverbrauchs ist die abgeführte thermische Energie für die Heizung und das Trinkwarmwasser. Bildet man den Quotienten aus der abgeführten thermischen und der zugeführten elektrischen Energie, ergibt sich ein Wert, der als Arbeitszahl definiert und eine übliche Kenngröße für die Effizienz einer Wärmepumpe ist. Jeder Benutzer kann die Arbeitszahl seiner Wärmepumpe durch die messtechnische Erfassung der abgeführten thermischen und der zugeführten elektrischen Energie selbst berechnen.

Daraus ergeben sich die folgenden Möglichkeiten:

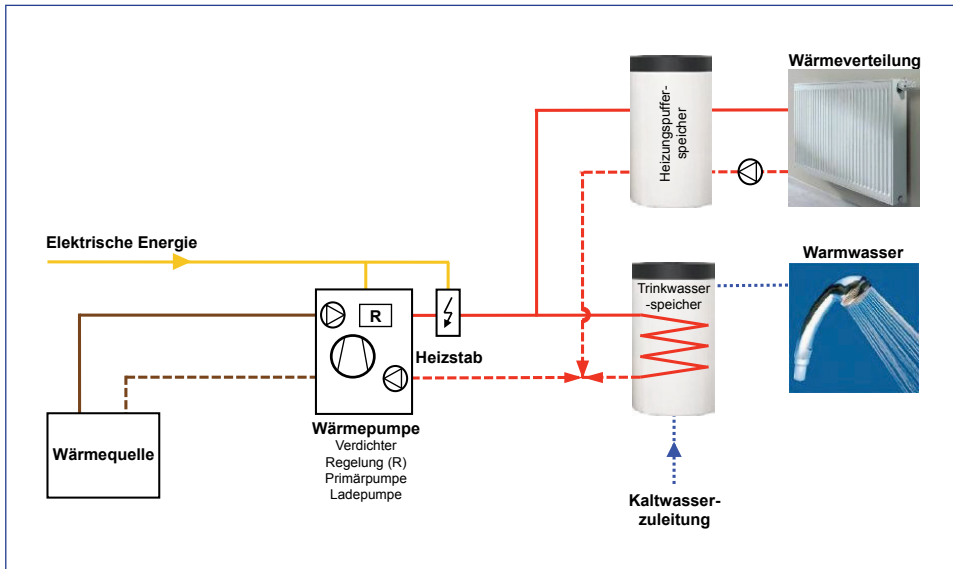
- Vergleich der Arbeitszahl mit typischen Werten (z. B. aus Feldtests) oder den Herstellerangaben,
- Vergleich der realen Arbeitszahlen mit berechneten Arbeitszahlen (z. B. nach VDI 4650),
- Überwachung der Anforderungen von Gesetzen und Förderprogrammen,
- Einschätzung der ökologischen und ökonomischen Potenziale.

Bevor sich ein Anlagenbetreiber für die Installation von Messtechnik zur Ermittlung der Arbeitszahl entscheidet, ist zu bedenken, dass moderne Wärmepumpensysteme über die Regelungseinheit üblicherweise die Überwachung der wichtigsten Betriebsparameter, wie beispielsweise die Vorlauf- und Rücklauftemperatur, ermöglichen. Außerdem sind die Inbetriebnahme und die Einweisung des Nutzers durch ein Fachunternehmen zu empfehlen. Dabei sollte der Nutzer Wert darauflegen, dass er über die optimale Betriebsweise informiert wird. Bei der Inbetriebnahme wird die Wärmepumpenanlage den Planungsvorgaben entsprechend eingestellt. Im Idealfall werden die Planungsvorgaben den realen örtlichen Bedingungen angepasst. Im Rahmen von Wartungsverträgen können diese Einstellungen regelmäßig überprüft werden.

Eine weitere Option ist, beim Kauf eine Wärmepumpe auszuwählen, die über integrierte Messtechnik zur Ermittlung der Arbeitszahlen verfügt. Immer mehr Wärmepumpenhersteller bieten Geräte dieser Art an. Es kommen unterschiedliche Technologien zum Einsatz. Bei einem Teil wird die Arbeitszahl über Messwerte aus dem Kältekreis ermittelt. Andere Hersteller installieren einen Wärmemengenzähler in der Senke der Wärmepumpe oder berechnen wie ein Wärmemengenzähler aus Volumenstrom und Temperaturdifferenz die thermische Energie. Die elektrische Energie wird mit einem separaten Elektrozähler oder über eine Schnittstelle mit dem Wärmepumpentarifzähler des Energieversorgers ermittelt.

Entscheidet sich ein Anlagenbetreiber für die Installation zusätzlicher Messtechnik, ist das Folgende zu beachten.

Der erste Schritt zur Installation der Messtechnik ist das Festlegen der Bilanzgrenze. Abb. 95 zeigt einen beispielhaften Aufbau eines Wärmepumpensystems in einem Einfamilienhaus. Der Wärmepumpe wird Umweltenergie (Wärmequelle) und elektrische Energie zugeführt. Die abgeführte thermische Energie dient der Heizungs- und Trinkwarmwasserversorgung.



■ **Abb. 95:** Beispielhafter Aufbau eines Wärmepumpensystems

## 7.1 Wärmemengenzähler

Für die Erfassung der thermischen Energien sind Wärmemengenzähler geeignet. Neben der thermischen Energie können mit einem Wärmemengenzähler in der Regel auch die Vorlauftemperatur, die Rücklauftemperatur und der Volumenstrom überwacht werden.

Die Anzahl der erforderlichen Wärmemengenzähler ergibt sich aus dem hydraulischen Aufbau der Wärmesenke. Hat die Wärmepumpe nur einen Anschluss für die gesamte thermische Energie, ist ein Wärmemengenzähler ausreichend. Üblich sind aber auch separate Anschlüsse für die Heizung und das Trinkwarmwasser. In diesem Fall werden zwei Wärmemengenzähler für die vollständige Bilanzierung benötigt. Sollen weitere Bilanzgrenzen untersucht werden, z. B. der Trinkwarmwasserverbrauch, müssen zusätzliche Wärmemengenzähler installiert werden.

Die messtechnische Erfassung der Umweltenergie ist bei Erdreich/Wasser-Wärmepumpen und Wasser/Wasser-Wärmepumpen ebenfalls mit einem Wärmemengenzähler möglich. Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen ist der Aufwand für Privathaushalte in der Regel zu hoch. Zu beachten ist, dass für die Berechnung der Arbeitszahl die Umweltenergie nicht benötigt wird.

## 7.2 Elektrozähler

Die elektrische Energie kann mit dem Wärmepumpentarifzähler des Energieversorgers oder handelsüblichen Elektrozählern ermittelt werden.

Die Entscheidung, ob die elektrische Energie mit dem Wärmepumpentarifzähler des Energieversorgers oder mit zusätzlichen Elektrozählern ermittelt wird, hängt von der Wahl der Bilanzgrenze ab. So ist für den Nutzer einer WP-Anlage oft die Ermittlung des gesamten elektrischen Energieverbrauchs von Interesse, da sich daraus die Kosten für die Deckung des Wärmebedarfs ergeben. Der gesamte Verbrauch kann oft mit dem Wärmepumpentarifzähler des Energie-

versorgers ermittelt werden. Andere Bilanzgrenzen ergeben sich, wenn zum Beispiel die im realen Betrieb erreichte Jahresarbeitszahl (JAZ) mit der berechneten JAZ nach VDI 4650 oder mit JAZ aus Feldversuchen verglichen werden soll. In diesem Fall muss die Elektrozählerinstallation unter Beachtung der Bilanzgrenzen nach VDI 4650 bzw. unter Beachtung der Feldversuchsbilanzgrenzen erfolgen. Häufig ist für diese Fälle der Einsatz mehrerer Elektrozähler notwendig. Im folgenden Kapitel 7.3 wird die Definition der Bilanzgrenzen durch zwei Beispiele verdeutlicht.

## 7.3 Anwendungsbeispiele

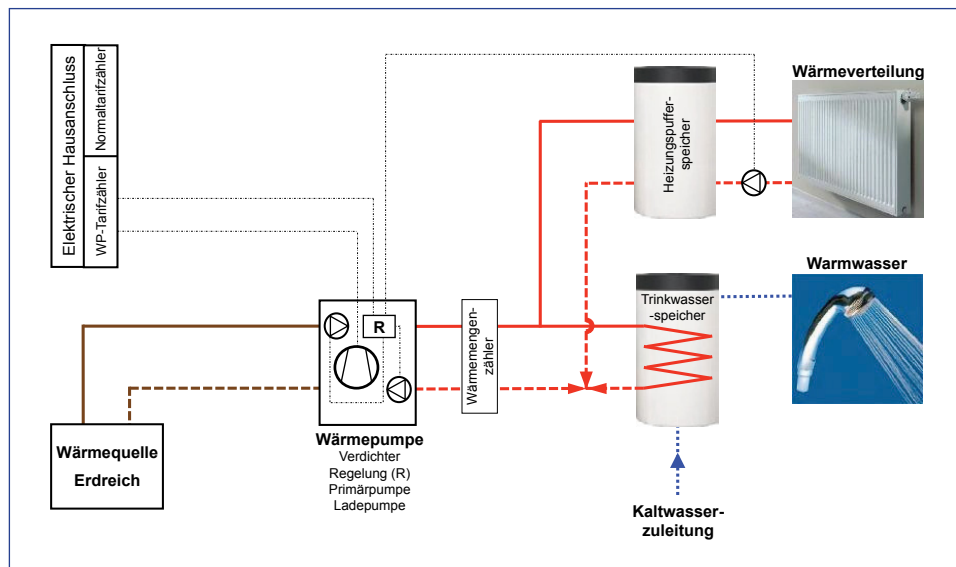
### Beispiel 1

Eine Erdreich/Wasser-Wärmepumpe ohne Notheizstab versorgt ein Wohnhaus mit thermischer Energie für die Heizung und das Trinkwarmwasser. Die Anlage hat einen Trinkwarmwasserspeicher und einen Heizungspufferspeicher, die beide über eine Ladepumpe beladen werden. Das Umschalten zwischen den Kreisen erfolgt über ein Dreiwegeventil. Der Heizkreis hinter dem Pufferspeicher wird durch eine weitere Pumpe versorgt. Alle Pumpen sind an die Regelung der Wärmepumpe angeschlossen (Abb. 96).

Es soll die gesamte, durch das Wärmepumpensystem aufgenommene elektrische Energie ermittelt werden. An den Wärmepumpentarifzähler des Energieversorgers sind der Verdichter und die Regelung inkl. aller Pumpen angeschlossen.

In diesem Fall ist die zusätzliche Installation eines Elektrozählers nicht notwendig, da der Wärmepumpentarifzähler den gesamten elektrischen Energieverbrauch anzeigt.

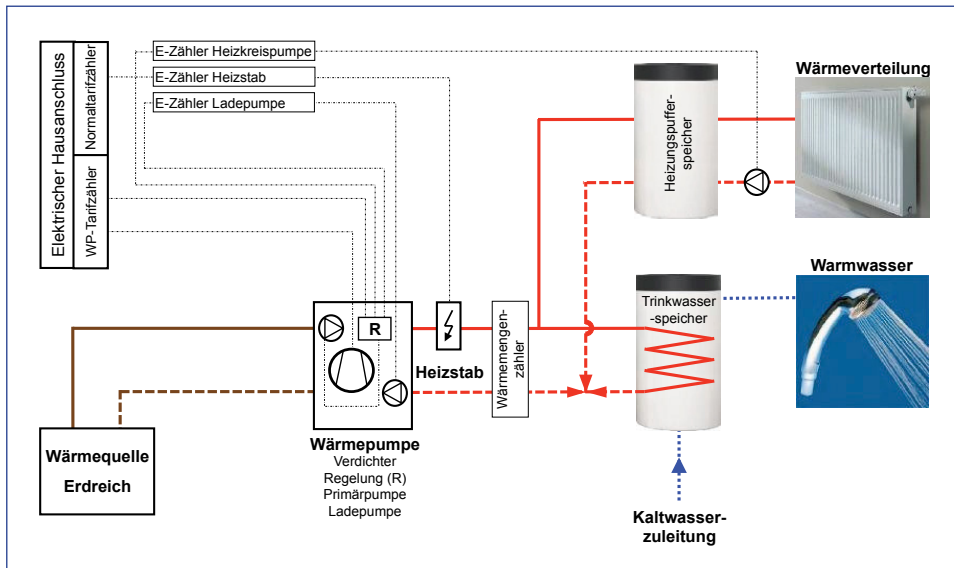
Die von der Wärmepumpe bereitgestellte thermische Energie kann mit einem Wärmemengenzähler ermittelt werden, da die Auftrennung zwischen Heizung und Trinkwarmwasser durch ein externes Dreiwegeventil erfolgt.



■ **Abb. 96:** Wärmepumpensystem mit einem Wärmemengenzähler

## Beispiel 2

Die Anlage im ersten Beispiel wird um einen Notheizstab ergänzt. Es wird für dieses Beispiel angenommen, dass der Notheizstab aufgrund einer Vorschrift des Energieversorgers nicht an den Wärmepumpentarifzähler angeschlossen werden darf (Tariftrennung). Es soll nicht wie in Beispiel 1 der gesamte elektrische Energieverbrauch, sondern nur der Verbrauch des Verdichters, der Regelung, der Primärpumpe und des Notheizstabes berücksichtigt werden.



■ **Abb. 97:** Wärmepumpensystem mit drei zusätzlichen Elektrozählern und einem Wärmemengenzähler

Aufgrund der Tariftrennung ist ein separater Elektrozähler für den Notheizstab nötig. Der WP-Tarifzähler erfasst den Energieverbrauch für den Verdichter und die Regelung inkl. aller Pumpen. Eine rechnerische Ermittlung des Energieverbrauchs von Verdichter, Regelung und Primärpumpe ist möglich, wenn zwei weitere Zähler für die Ladepumpe und die Heizkreispumpe installiert werden (Abb. 97).

Wie im ersten Beispiel ist für die Erfassung der von der Wärmepumpe bereitgestellten thermischen Energie nur ein Wärmemengenzähler nötig.

## 7.4 Ermittlung der Arbeitszahl (AZ)

Wie oben bereits erwähnt, ist die AZ definiert als der Quotient aus der von der Wärmepumpe bereitgestellten thermischen Energie und der aufgenommenen elektrischen Energie. Dabei sind, wie die obigen Beispiele zeigen, eine Vielzahl an unterschiedlichen Bilanzgrenzen denkbar. Beim Vergleich mit anderen AZ muss unbedingt darauf geachtet werden, dass die Bilanzgrenzen zur Ermittlung der AZ identisch sind.

Beispielhaft wird angenommen, dass mit der Messtechnik im obigen zweiten Beispiel für die Komponenten Verdichter, Regelung und Primärpumpe ein elektrischer Energieverbrauch von 2 800 kWh für das letzte Jahr ermittelt wurde. Der Wärmemengenzähler zeigt an, dass die Wärmepumpe dafür 12 000 kWh thermische Energie bereitgestellt hat.

Die Berechnung der AZ erfolgt dann wie folgt:

$$AZ = 12.000 \text{ kWh} / 2.800 \text{ kWh}$$

$$AZ = 4,3$$

Sollten die Elektro- und Wärmemengenzähler die Energien mit unterschiedlichen Einheiten anzeigen, sind diese umzurechnen. Außerdem muss sichergestellt sein, dass alle Zähler beim Start der Messung den Wert null hatten. Ist das nicht der Fall, muss für den betrachteten Zeitraum die Differenz zwischen dem End- und Startwert des jeweiligen Zählers gebildet werden.

## 7.5 Weitere Hinweise

Neben dem höheren finanziellen Aufwand und höheren Arbeitsaufwand für die Installation der Messtechnik ist weiterhin zu berücksichtigen, dass insbesondere in den Hydraulikkreisen die Messtechnik das Betriebsverhalten der Anlage negativ beeinflussen kann. Durchflusssensoren können in einem hydraulischen System zu einem erhöhten Druckverlust führen, was zur Folge hätte, dass die zugehörige Pumpe eine höhere Leistung aufnimmt oder auch der Volumenstrom und damit die Temperaturdifferenz nicht mehr den Planungsvorgaben entsprechen. Die Auswahl, Dimensionierung und Installation der Messtechnik muss deshalb mit großer Sorgfalt erfolgen. Bei der Auswahl und Dimensionierung ist unbedingt der Einsatzbereich der Sensoren zu beachten. Der Messbereich des Sensors muss auf die Betriebsbedingungen (z. B. den Volumenstrom, die elektrische Leistung) abgestimmt sein. Aus den sogenannten Nenn- und Grenzwerten des jeweiligen Zählers und den Betriebsbedingungen ergeben sich die zulässigen Fehlergrenzen.

Abschließend muss noch erwähnt werden, dass der Einsatz von Messtechnik keine Garantie für die korrekte Ermittlung der Arbeitszahl ist. Insbesondere die messtechnische Erfassung von Wärmemengen mit handelsüblichen Wärmemengenzählern ist mit einem grundsätzlichen Problem verbunden. Eine thermische Leistung ergibt sich aus dem Produkt von Massenstrom, spezifischer Wärmekapazität und Temperaturdifferenz. Das bedeutet, dass durch den Wärmemengenzähler immer dann eine Energie gezählt wird, wenn ein Volumenstrom und eine Temperaturdifferenz vorhanden sind. Dies kann auch der Fall sein, wenn eine Wärmepumpe nicht in Betrieb ist, zum Beispiel durch den Betrieb der Heizkreispumpe außerhalb des Wärmepumpenbetriebes. In diesem Fall würde der Wärmemengenzähler eine zu hohe Energiemenge anzeigen.

---

## 8 Forschungsausblick

### 8.1 Übersicht zur Forschungsförderung von Wärmepumpen in Deutschland

Im Folgenden wird die Wärmepumpenforschung in Deutschland kurz vorgestellt. Insbesondere die Zusammenstellungen von Forschungsvorhaben und Forschungsberichten in den Kap. 8.2 und 8.3 geben dem Leser einen ersten Eindruck über das breite Spektrum an Forschungsaktivitäten.

Zum Verständnis der laufenden Entwicklungen, die im Bereich der Wärmepumpenforschung in Deutschland stattfinden, ist ein Blick auf öffentlich zugängliche Projektdatenbanken unabdingbar. Zu nennen sind hier z. B. die Datenbanken des Fraunhofer-Informationszentrums Raum und Bau IRB [79], der Förderkatalog des Bundes [80], das Rechercheangebot »Getinfo« der Technischen Informationsbibliothek (TIB) Hannover [81] und die vom Umweltbundesamt angebotene Umweltforschungsdatenbank [82]. Forschungsberichte aus dem naturwissenschaftlich-technischen Bereich werden zentral von der Technischen Informationsbibliothek (TIB) in Hannover gesammelt und können dort ausgeliehen werden. In der Regel stehen die Forschungsberichte als PDF-Dokumente zum Download zur Verfügung. Sie können in »Getinfo« und dem Open Public Access Catalogue (OPAC) der UB/TIB Hannover recherchiert werden ([www.tib.uni-hannover.de](http://www.tib.uni-hannover.de)).

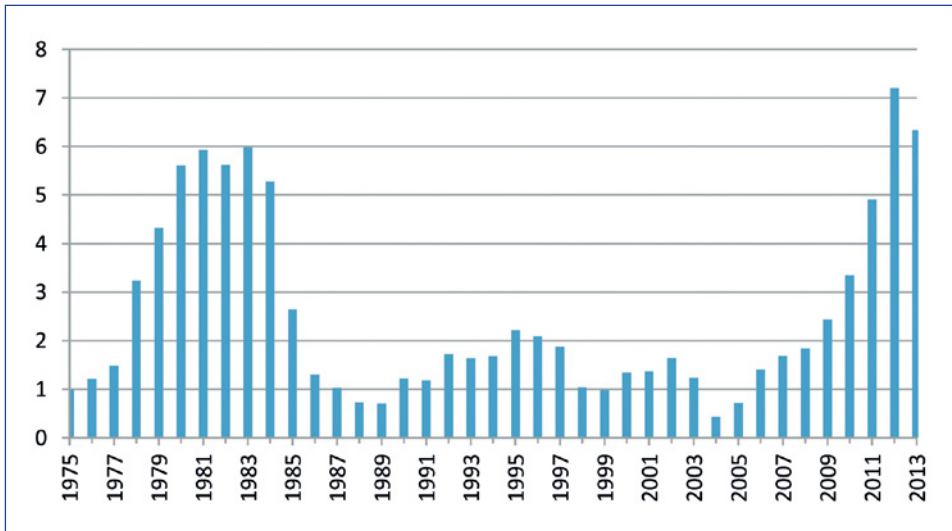
Die Zusammenstellungen in den Kapiteln 8.2 und 8.3 sind durch Eigenrecherche in den genannten Datenbanken entstanden. Seit 1975 sind annähernd 900 öffentlich geförderte Projekte zum Thema Wärmepumpe bzw. Kältetechnik durchgeführt worden, die der Entwicklung, Optimierung, Charakterisierung von Anlagen, der Neuentwicklung von Komponenten sowie den Kältemitteln gewidmet waren.

Abb. 98 zeigt den Umfang der Wärmepumpenforschung. Der finanzielle Umfang der Förderung wurde über alle Projekte aufsummiert, den Jahresscheiben zugewiesen und auf das Jahr 1975 als Referenz bezogen. Diese Maßnahme erfolgte, um auf jeden Fall den Trend richtig widerzuspiegeln.

Die Ölkrise ist deutlich als Entwicklungsschub für die Wärmepumpen Anfang der 1980er Jahre erkennbar. Danach schwankte die Förderung um ein niedriges Niveau, welches aber über die Forschung in der zusätzlich berücksichtigten Kältetechnik erklärbar ist. Der starke Anstieg seit 2003 geht direkt einher mit der Marktentwicklung. Dieser Trend ist verantwortlich für die hohe Anzahl an Forschungsthemen und -projekten. Dies betrifft alle Bereiche der Entwicklung von Wärmepumpen:

- Komponenten des Kältekreisles,
- Wärmepumpenheizungsanlagen (inkl. Quellen und Senken),
- Alternative Kreisprozesse zur Wärmetransformation,
- Qualitätssicherung in Form von Feldversuchen,
- Integration der Wärmepumpe in das Energieerzeuger- und Verbrauchernetz.

Neben der öffentlich geförderten Wärmepumpenforschung haben sich in der jüngeren Vergangenheit direkte Kooperationen in der Industrie entwickelt, teilweise unter Beteiligung von



■ **Abb. 98:** Die Graphik zeigt die relative Entwicklung des Budgets der Erforschung von Wärmepumpen-/Kälteanlagen

Forschungsinstituten. Durch den großen Wettbewerb der Wärmeerzeuger war dies eine logische Folge. Insbesondere bei Feldtests lassen sich verlässliche und dringend benötigte Betriebsdaten/Erfahrungswerte sammeln und zugleich werbewirksam an die Öffentlichkeit gehen. Analog zu dem Monitoring für Elektrowärmepumpen, haben Vertreter der Gaswärmepumpen die Interessengemeinschaft Gaswärmepumpe (IGWP) gegründet, die von 2008 bis 2012 bestand. Auf den Webseiten der Projekte können aktuelle Infos zur IGWP und Ergebnisse des Monitorings eingesehen werden [49], [83].

Der Bedarf nach profunder Forschung und Entwicklung ist nach wie vor ungebrochen und reicht von der Entwicklung neuer Komponenten bis hin zu Anlagen und Reglern. Diesen kommt ein hoher Stellenwert für robuste Betriebsabläufe und eine Kommunikationsfähigkeit mit elektrischen Verbrauchern und dem Netz zu.

In den folgenden Kapiteln sind einige der relevanten geförderten Projekte der Wärmepumpenforschung und Forschungsberichte aufgelistet.

## 8.2 Laufende und kürzlich abgeschlossene Forschungsvorhaben

### Komponenten des Kältekreises

**Verbundvorhaben: CO<sub>2</sub>-Hochtemperaturwärmepumpe großer Leistung mit Ejektor.**

**Teilvorhaben: Prozessführung, Bau und Tests.**

Thermea Energiesysteme GmbH, Freital

FKZ **BMW i 03ET1097A**, Laufzeit 01.07.2012–31.12.2014

**Teilvorhaben: Auslegung und Optimierung des Ejektors, Kreislaufsimulationen.**

Technische Universität Braunschweig. Fakultät 4 Maschinenbau. Institut für Thermodynamik

FKZ **BMW i 03ET1097B**, Laufzeit 01.07.2012–31.12.2014



*Gegenstand des Vorhabens ist eine neue Hochtemperaturwärmepumpe mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel, die zur Rückgewinnung von Antriebsenergie mit einem Ejektor arbeitet. Der Ejektor bietet die Möglichkeit einer Vorverdichtung des Kältemittels durch arbeitsleistende Entspannung. Dadurch werden eine Leistungssteigerung und eine Verbesserung der Leistungszahl um jeweils ca. 10 % erreicht.*

**Innovativer, steuer- und regelbarer CO<sub>2</sub>-Ejektorwärmepumpenkreislauf.**

Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Holzminden

FKZ **BMW i 0327393B**, Laufzeit 01.01.2011–30.06.2013

**Chemische Prozesse – Verbundprojekt: Entwicklung eines miniaturisierten ölfreien CO<sub>2</sub>-Kompressors mit integriertem, CO<sub>2</sub>-gekühltem Elektromotorantrieb für CO<sub>2</sub>-Großwärmepumpen.**

**Teilprojekt 1.**

KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal. Bereich Forschung, Startup Projekte

FKZ **BMF 033RC1014A**, Laufzeit 01.05.2011–30.04.2014

**Teilprojekt 2.**

Universität Stuttgart. Fakultät 4: Energie-, Verfahrens- und Biotechnik. Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM)

FKZ **BMF 033RC1014B**, Laufzeit 01.05.2011–30.04.2014

**Teilprojekt 3.**

Hochschule Mannheim. Institut für Angewandte Thermo- und Fluidodynamik

FKZ **BMF 033RC1014C**, Laufzeit 01.05.2011–30.04.2014

**Teilprojekt 4.**

Technische Universität Kaiserslautern. Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik. Lehrstuhl für Strömungsmaschinen und Strömungsmechanik

FKZ **BMF 033RC1014D**, Laufzeit 01.05.2011–30.04.2014

**Wärmepumpenheizungsanlagen (Elektrowärmepumpen inkl. Quellen und Senken)**

**Energetische Effizienzsteigerung in der Wärmeversorgung durch Wärmepumpen.**

Hochschule Esslingen. Fakultät Maschinenbau

FKZ **BMF 01DK12025**, Laufzeit 01.01.2012–31.05.2013

*Das Projektziel ist die Entwicklung wirksamer technischer Lösungen zur Nutzung der Niedrigtemperatur-Wärme von Naturquellen und der Abwärme von Industrieanlagen zur energetischen Effektivitätssteigerung der Wärmeversorgung mittels Wärmepumpen.*

**EnOB: Systemoptimierung erdgekoppelter Wärme- und Kälteversorger von Bürogebäuden – reversible Wärmepumpen und freie Kühlung.**

Technische Universität Braunschweig. Institut für Gebäude- und Solartechnik

FKZ **BMW i 03ET1024A**, Laufzeit 01.11.2011–31.10.2014

*Im Rahmen des Vorhabens soll die Einbindung des Erdreichs über reversible Wärmepumpen, die Regelungen des Umschaltens zwischen Heizen und Kühlen sowie zwischen freier Kühlung und Kältemaschinenbetrieb analysiert und optimiert werden.*

**Oberflächennahe und mitteltiefe CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohre für Wärmepumpen höherer Leistung.**

**Teilvorhaben: Auslegung und Test der CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohre.**

Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH, Hannover

FKZ **BMW i 03ET1050A**, Laufzeit 01.01.2012–31.12.2014

**Teilvorhaben: Bohrung und Einbringung der CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohre.**

Umwelttechnik und Brunnenbau Wöltjen GmbH, Nienburg  
FKZ **BMWi 03ET1050B**, Laufzeit 01.05.2012–31.03.2015

**LOW Exergy Utilisation. Einsatz von außen liegender Wandtemperierung bei der Gebäudesanierung. Feldtest, CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe mit Eisspeicher.**

IZES gGmbH, Saarbrücken

FKZ **BMWi 0327370Y**, Laufzeit 01.01.2012–31.12.2014

*Aufbauend auf dem Vorprojekt LEXU soll der realisierbare Systemnachweis der außen liegenden Wandheizung (aWH) mit verschiedenen System- und Anlagenkomponenten im Feldtest erfolgen. Es ist eine Feldtestanwendung des aWH-Systems in Verbindung mit einem Außenwandabsorber, einem Eisspeicher und einer Wärmepumpe in einem Mehrfamilienhaus geplant. Für diese Feldtestanwendung wird zuvor der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpenprototyp auf einem Laborprüfstand untersucht.*

**Verbundprojekt: Industrie-Hochtemperaturwärmepumpe mit NH<sub>3</sub>.**

**Teilprojekt: Aufbau und Test der Wärmepumpe.**

thermea. Energiesysteme GmbH, Freital

FKZ **BMWi 0327502A**, Laufzeit 01.09.2010–31.08.2013

**Teilprojekt: Komponenten für eine Hochtemperaturwärmepumpe für den industriellen Einsatz mit Ammoniak als Kältemittel.**

GEA Refrigeration Germany GmbH, Berlin

FKZ **BMWi 0327502B**, Laufzeit 01.09.2010–31.08.2013

*In diesem Verbundvorhaben widmen sich die Partner der Entwicklung und dem Einsatz eines Schraubenverdichters in einer Hochtemperatur-Wärmepumpenanlage mit Senktemperatur-  
ren bis zu über 100 °C.*

**Analyse des Potenzials von Industrierwärmepumpen in Deutschland.**

Universität Stuttgart. Fakultät 4: Energie-, Verfahrens- und Biotechnik. Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung (IER)

FKZ **BMWi 0327514A**, Laufzeit 01.07.2010–30.06.2013

**Ermittlung der Geräuschemissionen und Möglichkeiten zur Lärminderung bei Luft/Wasser-Wärmepumpen.**

Gesellschaft für Akustikforschung (GfA) mbH, Dresden

FKZ **BMU 37115310**, Laufzeit 07.07.2011–15.12.2013

*Aufgrund der zunehmenden Anzahl an Klimageräten und Luft/Wasser-Wärmepumpen nimmt auch die Lärmbelastung zu. Die gesetzlichen Regelungen bieten keine umfassenden Beurteilungswerkzeuge bzw. -begrenzungen für diesen niederfrequenten Lärm. Deswegen werden die Anlagen unvermindert betrieben. Die Anzahl der Beschwerden wächst. Das Ziel dieses Vorhabens besteht darin, die Geräuschemissionen derzeitiger Anlagen zu erfassen, diese hinsichtlich ihres effektiven Störpotenzials zu beurteilen und eine bundeseinheitliche Strategie für die Lärminderung zu entwerfen.*

**Alternative Wärmepumpentechnologien**

**Luftbeaufschlagte Sorptionskälteanlage – LuSoKa.**

Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK) gGmbH, Dresden

FKZ **BMWi 03ET1107A**, Laufzeit 01.08.2012–31.10.2015

### **MagKal – Neuartige magnetokalorische Maschine für Kühl- und Heizanwendungen. Verbundprojekt.**

Leibniz-Institut für Festkörper- und Werkstoffforschung Dresden e. V.

FKZ **BMF 03V0157**, Laufzeit 01.01.2012–31.12.2014

Technische Universität Dresden. Fakultät Maschinenwesen. Institut für Energietechnik. Bitzer-Stiftungsprofessur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentchnik

FKZ **BMF 03V0158**, Laufzeit 01.01.2012–31.12.2014

Technische Universität Darmstadt. Fachbereich Material- und Geowissenschaften. FG Funktionale Materialien

FKZ **BMF 03V0540**, Laufzeit 01.01.2012–31.12.2014

*Unter Einwirkung eines starken Magnetfeldes zeigen einige Materialien eine Erwärmung. Führt man diese Wärme ab und entfernt das Magnetfeld, so kommt es zu einer Abkühlung. Dieser Effekt hängt mit der Ausrichtung der magnetischen Momente zusammen. Je schneller diese ausgerichtet werden können, desto dynamischer zeigt sich dieser Effekt.*

### **Verbundvorhaben COSSAC: Entwicklung einer kontinuierlich arbeitenden, kostengünstig skalierbaren Adsorptions-Kälteanlage/Wärmepumpe im Leistungsbereich 2 bis 20 kW zur exergetischen Wärmenutzung für stationäre, industrielle und mobile Anwendungen.**

#### **Teilprojekt: Adsorptionsmaschinenentwicklung.**

Behr GmbH & Co. KG, Stuttgart. Technologie- und Methodencenter (Thermodynamik)

FKZ **BMW 0327487A**, Laufzeit 01.04.2009–31.12.2012

#### **Teilprojekt: Grundlagenuntersuchungen und Modellierungen.**

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br.

FKZ **BMW 0327487B**, Laufzeit 01.04.2009–31.12.2012

### **Verbundvorhaben: Nutzung niederkalorischer industrieller Abwärme mit Sorptionswärmepumpensystemen mittels ionischer Flüssigkeiten und thermochemischer Speicher.**

#### **Teilvorhaben 1.**

Evonik Industries AG, Hanau

FKZ **BMF 033RC1002A**, Laufzeit 01.05.2010–31.10.2013

#### **Teilvorhaben 2.**

Universität Erlangen-Nürnberg. Technische Fakultät. Department Chemie- und Bioingenieurwesen. Chemische Reaktionstechnik

FKZ **BMF 033RC1002B**, Laufzeit 01.05.2010–31.10.2013

#### **Teilvorhaben 3.**

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), Stuttgart. Institut für Technische Thermodynamik

FKZ **BMF 033RC1002C**, Laufzeit 01.05.2010–31.10.2013

#### **Teilvorhaben 4.**

GasKlima GmbH, Erlensee

FKZ **BMF 033RC1002D**, Laufzeit 01.05.2010–31.10.2013

### **Auswirkungen oberflächennaher Geothermie auf den Zustand des Grundwassers.**

Helmholtz Zentrum München. Deutsches Forschungszentrum für Gesundheit und Umwelt

FKZ **BMU 371023204**, Laufzeit 01.12.2010–28.02.2013

## **Kombinierte Wärmeerzeugungsanlagen: Solarthermie und Wärmepumpe**

### **EnOB: Kompetenzzentrum Wärmetransformation (»Q-Trafo«). Solare Wärmepumpensysteme (IEA HPP Annex 38).**

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br.

FKZ **BMW i 03ET1028A**, Laufzeit 01.10.2011–30.09.2015

### **MOSKWA: Modifikation von Standard-Kältekreisen in Wärmepumpen zur optimierten Einbindung von Umweltwärme aus mehreren Quellen sowie Quellen-/Senkenmanagement.**

Vaillant Deutschland GmbH & Co.KG, Remscheid; Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br.; RWTH Aachen

FKZ **BMW i 03ET1169A/B/C**, Laufzeit bis Ende 2015

*Die Kopplung hybrider Heizungsanlagen – bestehend aus Solarthermie und Wärmepumpe – findet größtenteils nur über die Senke statt. Zur Nutzung der Niedertemperatur macht es Sinn, ebenso auf die Quelle zu gehen. Dies geschieht bislang nur durch Vorwärmung einer auf die Wärmepumpe geschalteten Quelle. Die zweite Quelle dient meist zur Regeneration oder Temperaturerhöhung. In dem Projekt wird systematisch untersucht, inwieweit die direkte thermische Nutzung aus zwei Quellen umgesetzt und wie auf diese Weise das Quellen-/Senkenmanagement optimiert werden kann.*

### **Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen (WPSol).**

Universität Stuttgart. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik

FKZ **BMU 0325967A**, Laufzeit 01.09.2010–31.08.2013

*Entwicklung von Beurteilungskriterien durch Simulationen und Prüfverfahren für Solar-WP-Systeme im Labor und in realen Gebäuden.*

### **Entwicklung eines Konzepts zur temperaturoptimierten Wärmebedarfsdeckung in Solaraktivhäusern.**

Institut für Solarenergieforschung (ISFH) mbH, Emmerthal; HELMA Eigenheimbau AG, Lehrte

FKZ **BMU 0325981A/B**, Laufzeit 01.11.2011–31.10.2014

*Entwicklung eines Solar- und Wärmepumpensystems für Fertighäuser.*

### **Verbundprojekt: Entwicklung eines solarthermischen Wärmepumpenheiz- und Kühlsystems.**

#### **Teilprojekt 1**

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern), Garching. Abt. 1 Technik für Energiesysteme und Erneuerbare Energien

FKZ **BMU 0325997A**, Laufzeit 01.10.2012–30.09.2015

#### **Teilprojekt 2.**

econ Energietechnik GmbH, Marktredwitz

FKZ **BMU 0325997B**, Laufzeit 01.10.2012–30.09.2015

#### **Teilprojekt 3.**

Karl Lausser Heizungsbau- und Sanitär GmbH, Rattiszell

FKZ **BMU 0325997C**, Laufzeit 01.10.2012–30.09.2015

*Hierbei handelt es sich um Absorptionskälte- und Wärmepumpenanlagen.*

### Qualitätssicherung durch Feldversuche

**Verbundprojekt: Energieoptimiertes Bauen: Qualitätssicherung für Kompressionswärmepumpen-Anlagen auf Basis breit ausgelegter Felduntersuchungen, Erstellung eines Auslegungswerkzeuges für Planer und Installateure.**

**Teilprojekt: Felduntersuchungen und Best-Practise-Leitfaden.**

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br.

FKZ **0327841A**, Laufzeit 01.09.2009–31.08.2013

**Teilprojekt: Auslegungswerkzeug und Validierung.**

Dr. Valentin Energiesoftware GmbH, Berlin

FKZ **0327841B**, Laufzeit 01.09.2009–31.08.2013

### Netzintegration von Wärmepumpen

**IngenieurNachwuchs2012: Netzlastoptimierung durch vorausschauende Steuerung von BHKW und Wärmepumpen (Nevora).**

Hochschule Hannover. Fakultät II Maschinenbau und Bioverfahrenstechnik. Abt. Maschinenbau

FKZ **03FH02012**, Laufzeit 01.10.2012–30.09.2016

## 8.3 Forschungsberichte

### Komponenten des Kältekreis

**CO<sub>2</sub>-Kältemittelkreislauf mit Ejektor und optimiertem Abscheider für Heizungswärmepumpen. Abschlussbericht.**

Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Holzminden (Hrsg.)

2008. 52 S., FKZ **BMW i 0327393A**

### Wärmepumpenheizungsanlagen (Elektrowärmepumpen inkl. Quellen und Senken)

**Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen Systems zur Nutzung der im Abwasser enthaltenen Wärme zur Versorgung von Wärmepumpen. Kurztitel: EXAIRGIE. Abschlussbericht.**

Fachhochschule Aachen. Solar Institut Jülich (Hrsg.)

2011. 54 S., FKZ **BMBF 1780X07**

**Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt mit hoher energetischer Effizienz auf der Basis natürlicher Kältemittel. Abschlussbericht.**

Viessmann Werke GmbH & Co. KG, Allendorf (Hrsg.)

2009. 60 S., FKZ **BMW i 0327367A**

**Wärmepumpe mit CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohr und hoher energetischer Effizienz.**

FKW Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH, Hannover (Hrsg.)

2009. 159 S., FKZ **BMW i 0327424A**

## Alternative Wärmepumpentechnologien

### Entwicklung von Absorptionskälteanlagen und -wärmepumpen zur effizienten Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. Separate Nutzung von Rauchgas und Niedertemperaturwärme.

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung (ZAE), Garching. Abteilung Technik für Energiesysteme und Erneuerbare Energien (Hrsg.)

2009. 246 S., FKZ **BMW i 0327385A**

Dawoud, B. (Hrsg.):

### Entwicklung eines innovativen gasbetriebenen Zeolith-Heizgerätes. Ein Beitrag zur Steigerung der Energieumwandlungseffizienz und Emissionsminderung.

Viessmann Werke GmbH & Co. KG, Allendorf (Hrsg.)

Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011. VI, 130 S., ISBN 978-3-18-359806-9, Fortschrittberichte VDI. Reihe 6. Nr. 598

FKZ **BMW i 0327435A**

Bauer, S.; Müller, E.; Zotz, F. u. a.:

### System zur Erhebung, Übermittlung und Auswertung von Daten zur Ermittlung der spezifischen Kältemittelverluste und Gesamtkältemittellemissionen aus stationären Kälte- und Klimaanlageanlagen und Wärmepumpen im Sinne des Art. 3 der Verordnung (EG) Nr. 842/2006.

BiPRO GmbH Beratungsgesellschaft für integrierte Problemlösungen, München (Hrsg.); Umweltbundesamt, Dessau (Hrsg.)

Dez. 2010. 96 S., ISSN 1862-4804. Texte 62/2011

FKZ **BMU 36301286**

Henninger, S. K.; Munz, G.:

### StabiSorp: Hydrothermale Stabilitätsuntersuchungen von Sorptionsmaterialien und Verbundsystemen zur Wärmespeicherung und -transformation.

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br. Abt. Thermische Anlagen und Gebäudetechnik (Hrsg.)

Nov. 2010. 64 S., FKZ **BWE 27004**

## Kombinierte Wärmeerzeugungsanlagen

### Entwicklung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit einem Eis-Speicher. Abschlussbericht.

Universität Stuttgart. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) (Hrsg.)

2010. 106 S., FKZ **BMW i 0327397A**

## Qualitätssicherung durch Feldversuche

### Wärmepumpen Effizienz: messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb.

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg i. Br. (Hrsg.)

2011. 151 S., FKZ **BMW i 0327401A**

### Annex 48: Entwicklung eines integrierten Planungs- und Betriebswerkzeugs zur Optimierung von Wärmepumpenanlagen zum Heizen und Kühlen von Gebäuden. Deutscher Beitrag zum Vorhaben IEA-ECBCS 48. Forschungsbericht »EIPBOW«.

HLK Stuttgart GmbH, Stuttgart (Hrsg.)

2010. 54 S. + Anhang, FKZ **BMW i 0327432A**

**Feldtestergebnisse im Rahmen der »Initiative Gaswärmepumpe«.**

Initiative Gaswärmepumpe (IGWP), Berlin (Hrsg.)

2012. 14 S.

**Netzintegration von Wärmepumpen**

Nabe, C.; Hasche, B.; Offermann, M. u. a.:

**Potenziale der Wärmepumpe zum Lastmanagement im Strommarkt und zur Netzintegration erneuerbarer Energien.**

Ecofys Germany GmbH, Köln (Hrsg.); Prognos AG, Berlin (Hrsg.)

2011. 101 S., BMWi Vorhaben Nr. 50/10, FKZ **BMWi PSUPDE10686**

## 9 Liste der Normen und Richtlinien

In diesem Kapitel werden Normen und Richtlinien zum Thema Wärmepumpen vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt auf Vorschriften, die für die Planung relevant sind. Vorschriften, die sich mit dem Kältekreis befassen, werden hier nur einzeln aufgeführt, wenn diese von besonderer Bedeutung sind. Weitere Normen mit nur eingeschränktem Bezug zu Wärmepumpen finden in einzelnen Kapiteln im Buch Erwähnung. Darüber hinaus werden hier Hinweise auf Fundstellen im Internet gegeben.

### Internationale Normen

#### ISO/FDIS 817

##### **Refrigerants – Designation system.**

International Organization of Standardization (ISO), Genf (Schweiz) (Hrsg.)

Ausgabedatum: 2012-09 (Normentwurf)

#### ISO/FDIS 5149

##### **Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements.**

ISO/FDIS 5149-1: Part 1: Definitions, classification and selection criteria.

ISO/FDIS 5149-2: Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation.

ISO/FDIS 5149-3: Part 3: Installation site.

International Organization of Standardization (ISO), Genf (Schweiz) (Hrsg.)

Ausgabedatum: 2012-08 (Normentwurf)

### Europäische Normen

#### **DIN EN 255 (ersetzt durch DIN EN 14511)**

##### **Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern, Heizen**

DIN EN 255-1: Teil 1: Benennungen, Definitionen und Bezeichnungen. Ausgabe 1997-02

DIN EN 255-2: Teil 2: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten für die Raumheizung. Ausgabe 1997-02

DIN EN 255-3: Teil 3: Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwasser. Ausgabe 1997-07

DIN EN 255-4: Teil 4: Anforderungen an Geräte für die Raumheizung und zum Erwärmen von Brauchwasser. Ausgabe 1997-02

#### **DIN EN 378**

##### **Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen**

DIN EN 378-1: Teil 1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien. Ausgabe 2012-08

DIN EN 378-2: Teil 2: Konstruktion, Herstellung, Prüfung, Kennzeichnung und Dokumentation. Ausgabe 2012-08

DIN EN 378-3: Teil 3: Aufstellungsort und Schutz von Personen. Ausgabe 2012-08

DIN EN 378-4: Teil 4: Betrieb, Instandhaltung, Instandsetzung und Rückgewinnung. Ausgabe 2012-08

#### **DIN EN 14511 (Ersatz für DIN EN 255)**

##### **Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung**

DIN EN 14511-1: Teil 1: Begriffe. Ausgabe 2012-12 (Entwurf)

DIN EN 14511-2: Teil 2: Prüfbedingungen. Ausgabe 2012-12 (Entwurf)

DIN EN 14511-3: Teil 3: Prüfverfahren. Ausgabe 2013-01 (Entwurf)

DIN EN 14511-4: Teil 4: Anforderungen. Ausgabe 2012-12 (Entwurf)

#### **DIN EN 14825**

##### **Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und WP mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und Kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teilbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl.**

Ausgabe 2013-02 (Entwurf)



### **DIN EN 15316**

#### **Heizungsanlagen in Gebäuden. Verfahren zur Berechnung der Energieanforderungen und Nutzungsgrade der Anlagen.**

DIN EN 15316-4-2: Teil 4-2: Wärmeerzeugung für die Raumheizung, Wärmepumpensysteme.  
Ausgabe 2008-09

### **DIN EN 15450**

#### **Heizungsanlagen in Gebäuden – Planung von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen.**

Ausgabe 2007-12

### **DIN EN 15879**

#### **Prüfung und Leistungsbemessung von erdreichgekoppelten Direktübertragung-Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und/oder -kühlung.**

DIN EN 1479-1: Teil 1: Direktübertragung/Wasser-Wärmepumpe. Ausgabe 2011-05

### **DIN EN 16147**

#### **Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser.**

Ausgabe 2011-04.

Berichtigung 1: Ausgabe 2012-06

## **Europäische Verordnungen**

### **Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung)**

In: Amtsblatt der Europäischen Union. L 157 vom 09.06.2006, S. 24 ff.

Korrigierte und geänderte Fassung in: Amtsblatt der Europäischen Union. L 310 vom 15.12.2009

### **Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates**

In: Amtsblatt der Europäischen Union. L 161 vom 14.06.2006, S. 12 ff.

### **Verordnung Nr. 842/2006 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über bestimmte fluorierte Treibhausgase**

In: Amtsblatt der Europäischen Union. L 161 vom 14.06.2006, S. 1 ff.

## **Deutsche Normen**

### **DIN V 4701**

#### **Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen**

DIN V 4701-10: Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung.  
Ausgabe 2003-08

DIN V 4701-10 Beiblatt 1: Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung.  
Beiblatt 1: Anlagenbeispiele. Ausgabe 2007-02

DIN SPEC 4701-10/A1: Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung. Änderung A1.  
Ausgabe 2012-07

### **DIN V 18599**

#### **Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Beheizung, Kühlung, Belüftung, Beleuchtung und Warmwasserbereitung.**

DIN V 18599-10: Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten, Ausgabe 2011-12

## **Deutsche Verwaltungsvorschriften und Verordnungen**

### **TA Lärm**

Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm – TA Lärm) vom 26. August 1998

### **ChemKlimaschutzV**

Verordnung zum Schutz des Klimas vor Veränderungen durch den Eintrag bestimmter fluorierter Treibhausgase. Chemikalien-Klimaschutzverordnung vom 2. Juli 2008 (BGBl. I S. 1139), die zuletzt durch Artikel 5 Absatz 42 des Gesetzes vom 24. Februar 2012 (BGBl. I S. 212) geändert worden ist.

---

## **Energieeinsparverordnung 2009**

Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung vom 29. April 2009. Verordnung über energie-sparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Novellierungsverfahren läuft zur Zeit für die Version EnEV 2014).

## **Deutsche Technische Regeln**

### **VDI 2067**

#### **Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen**

Blatt 1: Grundlagen und Kostenberechnung. Ausgabe 2012-09

Blatt 6: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen – Wärmepumpen.  
Ausgabe 1989-09 (Blatt 6 wurde im Sept. 2000 zurückgezogen und wird ersetzt durch Blatt 1 und Blatt 20)

Blatt 20: Energieaufwand der Nutzenübergabe bei Warmwasserheizungen. Ausgabe 2000-08

### **VDI 4640**

#### **Thermische Nutzung des Untergrunds**

Hinweis: Diese Richtlinie findet sich zum Zeitpunkt der Erstellung des Buches in der Überarbeitung.

Blatt 1: Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte. Ausgabe 2010-06

Blatt 1 Berichtigung. Ausgabe 2011-12

Blatt 2: Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen. Ausgabe 2001-09

Blatt 3: Unterirdische thermische Energiespeicher. Ausgabe 2001-06

Blatt 4: Direkte Nutzungen. Ausgabe 2004-09

### **VDI 4645**

#### **Planung und Dimensionierung von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen in Ein- und Mehrfamilienhäusern.**

Hinweis: Die Richtlinie befindet sich in Planung, ein Gründruck ist für 2013 geplant.

### **VDI 4650**

#### **Berechnungen von Wärmepumpen**

Blatt 1: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen – Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung. Ausgabe 2009-03

Blatt 1 Berichtigung. Ausgabe 2011-12

Hinweis: Blatt 1 findet sich zum Zeitpunkt der Erstellung des Buches in der Überarbeitung. Der Gründruck ist für 2013 geplant.

Blatt 2: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresheizzahl und des Jahresnutzungsgrads von Sorptions-wärmepumpenanlagen – Gas-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung. Ausgabe 2013-01

### **DVGW Arbeitsblatt W 551**

#### **Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen. Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums. Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen**

Ausgabe 2004-04

## **Österreichische Normen**

### **ÖNORM M 7751**

#### **Elektrisch angetriebene Wärmepumpen. Anforderungen und anzugebende Kenndaten**

Ausgabe 1982-01

Die Norm wurde 1998 zurückgezogen und wird ersetzt durch:

### **ÖNORM EN 14511**

#### **Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumheizung und Kühlung**

EN 14511-1: Begriffe. Ausgabe 2011-12-01

EN 14511-2: Prüfbedingungen. Ausgabe 2011-12-01

EN 14511-3: Prüfverfahren. Ausgabe 2012-01-15

EN 14511-4: Anforderungen. Ausgabe 2011-12-01

### **ÖNORM EN 16147**

#### **Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwasser (konsolidierte Fassung)**

Ausgabe 2012-02-15

### **ÖNORM M 7755**

#### **Wärmepumpen-Heizungsanlagen – Anforderungen an die Planung und Errichtung – Nationale Ergänzungsnorm zur ÖNORM EN 15450**

- M 7755-1: Elektrisch angetriebene Wärmepumpen – Allgemeine Anforderungen bei Planung und Errichtung von Wärmepumpen-Heizungsanlagen. Ausgabe 2000-09-01
- M 7755-2: Elektrisch angetriebene Wärmepumpen – Besondere Anforderungen an Wärmepumpenanlagen bei Nutzung von Grundwasser, Oberflächenwasser oder Erdsreich. Ausgabe 2000-09-01
- M 7755-3: Elektrisch angetriebene Wärmepumpen – Besondere Anforderungen an Wärmepumpenanlagen mit Direktverdampfung zur Nutzung von Erdwärme. Ausgabe 2000-09-01

### **Schweizer Normen**

#### **SIA 384/6**

##### **Erdwärmesonden. Sondes géothermiques. Sonde geothermiche.**

Ausgabe: 2010-01

#### **SIA 384/6-C1**

##### **Erdwärmesonden (Korrigenda C1).**

Ausgabe 2010-01

### **Weitere Hinweise zu Veröffentlichungen**

#### **Übersichten von Normen und Richtlinien im Bereich Wärmepumpen und Kältetechnik im Internet**

[http://ecoklima.de/src/data/richtlinien\\_und\\_normen\\_kaelteanlagen.pdf](http://ecoklima.de/src/data/richtlinien_und_normen_kaelteanlagen.pdf)

#### **Kurzübersicht EN 14511 und EN 16147**

Interstaatliche Hochschule für Technik, Buchs (Schweiz). WPZ Wärmepumpen-Testzentrum (Hrsg.): Neue Brauchwarmwasser-WP-Prüfung nach EN 16147 und überarbeitete Prüfnorm EN 14511 für Heizungs-WPs. Informationsblatt des Wärmepumpen-Testzentrums Buchs. In: WPZ-Bulletin. (2012) Nr. 01/2012

#### **Kurzübersicht EN 14825**

Rasmussen, P.: Calculation of SCOP for heat pumps according to EN 14825. Danish Technological Institute, Taastrup (Denmark) (Ed.). 2011

[www.eceee.org/Eco\\_design/products/boilers/App%20B%20technical%20SCOP%20NEF%20%20En14825%20heatpumpsEN.docx](http://www.eceee.org/Eco_design/products/boilers/App%20B%20technical%20SCOP%20NEF%20%20En14825%20heatpumpsEN.docx)

# 10 Zitierte Literatur und Abbildungsverzeichnis

## 10.1 Zitierte Literatur

- [1] Plank, R. (Bearb.); Diem, M. (Bearb.); Cammerer-Tützing, J. S. (Bearb.) u. a.: Entwicklung, wirtschaftliche Bedeutung, Werkstoffe. Berlin: Springer, 1954. XVIII, 567 S. Handbuch der Kältetechnik. Bd. 1
- [2] Cube, H. L. von (Bearb.): Automatik, Zubehör, Inbetriebnahme, Geräuschbekämpfung, Kälteanlagen, Wärmepumpen. Berlin: Springer, 1969. XVI, 563 S. Handbuch der Kältetechnik. Bd. 6, Teil A
- [3] Flügel, G.: Wärmewirtschaft und Anwendungsformen der Wärmepumpe. In: Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. Jg. 64 (1920), Nr. 1946, S. 1954–1958 und Jg. 64 (1920), Nr. 1947, S. 1986–1989
- [4] Cube, H. L. von; Steimle, F.: Wärmepumpen. Grundlagen und Praxis. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1984. 365 S., 2., neubearb. u. erw. Aufl., ISBN 3-18-400540-2
- [5] Jakobs, R.: Die Warmwasser-Wärmepumpe. Historischer Rückblick – Marktbedeutung und technische Entwicklung der letzten Jahre. In: KI-Klima Kälte Heizung. Jg. 14 (1986), H. 7–8, S. 287–290
- [6] Jakobs, R.: Die Entwicklung der Wärmepumpen – Ein Rückblick. In: Deutsche Kälte-Klima-Tagung. Würzburg, 16.–18. Nov. 2005. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV), Stuttgart (Hrsg.). DKV-Tagungsbericht. ISBN 978-3-932715-37-2
- [7] Nowak, T.; Murphy, P.: Outlook 2012. European Heat Pump Statistics. European Heat Pump Association (EHPA), Brussels (Belgium) (ed). 2012
- [8] Schiffmann, J.; Favrat, D.: Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps. In: International Journal of Refrigeration. Vol. 32 (Issue 8), p. 1918–1928
- [9] Winter, J.; Handschuh, R.; Frei, G. u. a.: Die MSS-Theorie – Wie Verdampfer und Expansionsventil zusammenwirken. In: KI-Kälte Luft Klimatechnik. Jg. 48 (2011), H. 11, S. 21–27
- [10] Bachmann, S.: Electronic Expansion Valves. In: Fitters Notes. Part 8. July 2008. Danfoss Refrigeration and Air Conditioning, Offenbach (Ed.)
- [11] Viessmann Deutschland GmbH, Allendorf (Hrsg.): Planungshandbuch Wärmepumpen. Sept. 2011. 144 S.
- [12] Gasser, L.; Wellig, B.; Hilfiker, K.: WEXA – Exergie Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen. Schlussbericht im Auftrag des Bundesamtes für Energie. Hochschule Luzern, Horw (Schweiz). Technik & Architektur; CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik (Hrsg.). April 2008. 141 S.
- [13] Madani, H.; Claesson, J.; Lundqvist, P.: Capacity control in ground source heat pump systems. Part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems. In: International Journal of Refrigeration. Vol. 34 (2011), Issue 8, p. 1934–1942
- [14] Gasser, L.; Wyssen, I.; Albert, M. u. a.: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung. Schlussbericht. Hochschule Luzern, Horw (Schweiz). Technik & Architektur; CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik (Bearb.); Bundesamt für Energie, Bern (Schweiz) (Auftraggeber). Dez. 2011. 185 S.
- [15] Gaswärmepumpe. Initiative Gaswärmepumpe (IGWP), Leipzig (Hrsg.). Erschienen als Sonderdruck der Zeitschrift Gas – Die Zeitschrift für Energieberatung und Gerätetechnik. Jg. 62 (2011), H. 1
- [16] Nitschke-Kowsky, P.; Weßing, W.: Gas Heat Pumps in Europe. Emerging Gas Technology Integrating Renewable Energy. Vortrag, gehalten auf der International Gas Union Research Conference. Seoul (Republic of Korea), 07th–10th Nov. 2011
- [17] Hubacher, P.; Ehrbar, M.: Großwärmepumpen. Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen. Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte. Schlussbericht im Auftrag des Bundesamtes für Energie und des ewz-Stromsparerfonds der Stadt Zürich. Hubacher Engineering, Engelburg (Schweiz) (Bearb.); Enertec AG, Sargans (Schweiz) (Bearb.). Sept. 2006. 91 S.
- [18] Passivhaus Institut, Darmstadt (Hrsg.): Zertifiziertes Passivhaus. Zertifizierungskriterien für Passivhäuser mit Wohnnutzung. 2012. 6 S.

- [19] Radermacher, R.; Hwang, Y.: Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures. Boca Raton (Florida) (USA): CRC Press, Taylor & Francis Group, 2005. 625 S. Print ISBN 978-0-8493-3489-4; eBook ISBN 78-1-4200-3757-9
- [20] Plank, R. (Hrsg.): Handbuch der Kältetechnik. Berlin: Springer, 1952 ff.
- [21] Reichelt, J.; Burger, R.: Wärmepumpenservice – Schulungsunterlagen. Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH, Karlsruhe (Hrsg.)
- [22] Zogg, M.: Geschichte der Wärmepumpe. Schweizer Beiträge und internationale Meilensteine. Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation (UVEK), Bern (Schweiz) (Hrsg.); Bundesamt für Energie (BFE), Bern (Schweiz). Abt. Energieeffizienz und erneuerbare Energien (Hrsg.). Mai 2008. 119 S.
- [23] Sanner, B.: Erdgekoppelte Wärmepumpen, Geschichte, Systeme, Auslegung, Installation. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Eggenstein-Leopoldshafen (Hrsg.). 1992. 328 S. IZW 2/92
- [24a] Verordnung (EG) Nr. 842/2006 über bestimmte fluorierte Treibhausgase. In: Amtsblatt der Europäischen Union vom 14.06.2006, L 161, S. 1–11
- [24b] ChemKlimaschutzV: Verordnung zum Schutz des Klimas vor Veränderungen durch den Eintrag bestimmter fluorierte Treibhausgase. Chemikalien-Klimaschutzverordnung vom 2. Juli 2008 (BGBl. I S. 1139), die zuletzt durch Artikel 5 Absatz 42 des Gesetzes vom 24. Februar 2012 (BGBl. I S. 212) geändert worden ist.
- [25] European Environment Agency, Copenhagen (Denmark) (Ed.): Annual European Union greenhouse gas inventory 1990–2010 and inventory report 2012. Submission to the UNFCCC Secretariat. May 2012. 1068 p. Technical report. 03/2013
- [26] Strogies, M. (Bearb.); Gniffke, P. (Bearb.): Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll 2011. Nationaler Inventarbericht zum Deutschen Treibhausgasinventar 1990–2009. Umweltbundesamt, Dessau (Hrsg.). Jan. 2011. 743 S.
- [27] Schwarz, W.; Leisewitz, A.: Emissionen und Minderungspotential von HFKW, FKW und SF6 in Deutschland. Forschungsbericht 29841256 im Auftrag des Umweltbundesamtes. Öko-Recherche. Büro für Umweltforschung und -beratung GmbH, Frankfurt am Main (Hrsg.). Okt. 1999. 160 S.
- [28] Schwarz, W.; Gschrey, B.; Leisewitz, A. u.a.: Preparatory study for a review of Regulation (EC) No. 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases. Final report & Annexes to the Final Report. 2011
- [29] DIN EN 378: Kälteanlagen und Wärmepumpen – Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen. Teil 1 bis 4. Ausgabe 2012-08
- [30] ISO/FDIS 817: Refrigerants – Designation system. International Organization of Standardization (ISO), Genf (Schweiz) (Ed.). Ausgabedatum: 2012-09 (Normentwurf)
- [31] ISO/FDIS 5149: Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements. International Organization of Standardization (ISO), Genf (Schweiz) (Ed.). Ausgabedatum: 2012-08 (Normentwurf)
- [32] UPDATED: Draft ISO standard slashes HC charge limits on safety grounds.  
Quelle: <http://www.hydrocarbons21.com/news/view/3536>
- [33] ASHRAE Technical Committee 3.1 – Refrigerants and Secondary Coolants.  
Quelle: <http://tc31.ashraetcs.org>
- [34] Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH, Hannover (Hrsg.): Ersatz des Kältemittels R22 in bestehenden Kälte- und Klimaanlage – Aktueller Stand. Studie im Auftrag des Umweltbundesamtes, Berlin. Sept. 2002. 70 S.
- [35] Kuijpers, L. (Ed.): Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Montreal Protocol on Substances that deplete the Ozone layer. UNEP Nairobi (Kenya). Ozone Secretariat (Ed.). Febr. 2011. 243 p., ISBN 978-9966-20-002-0
- [36] Richtlinie 2006/40/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates. In: Amtsblatt der Europäischen Union. Nr. L 161 vom 14.06.2006, S. 12–18
- [37] Klingner, S.: Vergleich alternativer Ersatzkältemittel für R22 – Propan, Propylen, CO<sub>2</sub> und 407C – in Wärmepumpensystemen mit unterschiedlicher Wärmenutzung. Dissertation. Universität Essen.

- Fachbereich 12 – Maschinenwesen – Energie- und Verfahrenstechnik, Maschinentechnik. 2004. 96 S.
- [38] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung). In: Amtsblatt der Europäischen Union. Nr. L 157 vom 09.06.2006, S. 24–86
- [39] Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung, Berlin (Hrsg.): Betreiben von Arbeitsmitteln. BG-Regel 500. April 2008. 574 S.  
Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA), Dortmund (Hrsg.): Technische Regeln für Betriebssicherheit (TRBS)  
Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (BAuA), Dortmund (Hrsg.): Technische Regeln für Gefahrstoffe (TRGS)
- [40] Hasse, V.; Colbourne, D.; Ederberg, L. u. a.: Guidelines for the safe use of hydrocarbon refrigerants. A handbook for engineers, technicians, trainers and policy-makers. For a climate-friendly cooling. ProKlima, Eschborn (Bearb.); Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH, Bonn (Hrsg.). Sept. 2010. 320 S.
- [41] Koenigsdorff, R.: Oberflächennahe Geothermie für Gebäude. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2011. 323 S., ISBN 978-3-8167-8271-1
- [42] VDI 4640: Thermische Nutzung des Untergrunds. Blatt 2: Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen. Ausgabe 2001-09 (Die Richtlinie wird derzeit [Mai 2013] überarbeitet)
- [43] DIN V 18599: Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Beheizung, Kühlung, Belüftung, Beleuchtung und Warmwasserbereitung. Ausgabe 2013 (Die Norm enthält 11 Teile)
- [44] Rammig, K.: Bewertung und Optimierung oberflächennaher Erdwärmekollektoren für verschiedene Lastfälle. Dissertation. Technische Universität Dresden. Fakultät Maschinenwesen. 2007. 149 S.
- [45] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein (SIA), Zürich (Schweiz) (Hrsg.): Erdwärmesonden. Sondes géothermiques. Sonde geothermique. 2010. 76 S. SIA 384/6
- [46] Peterlunger, A.; Ehrbar, M.; Bassetti, S. u. a.: Pumpenlose Erdwärmesonde. Phase 1: Potenzialabklärung, Machbarkeitsstudie energetisch und wirtschaftlich. Schlussbericht im Auftrag des Bundesamtes für Energie. Interstaatliche Hochschule für Technik, Buchs (Schweiz). Labor für Thermodynamik und Kältetechnik (Hrsg.); GEOWATT AG, Zürich (Schweiz) (Hrsg.). 2004. 87 S.
- [47] Grüniger, A.; Wellig, B.: CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde. Phase 2. Schlussbericht. Hochschule Luzern, Horw (Schweiz). Technik & Architektur. CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik (Bearb.); Bundesamt für Energie, Bern (Schweiz) (Auftraggeber). Dez. 2009. 68 S.
- [48] Bayerisches Landesamt für Umwelt (LfU), Regensburg (Hrsg.): UmweltWissen: Oberflächennahe Geothermie. Okt. 2011. 9 S.
- [49] Miara, M.; Günther, D.; Kramer, T. u. a.: Wärmepumpen-Effizienz. Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Abschlussbericht. FKZ 0327401A. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg (Hrsg.). 2013. 154 S.
- [50] Baumann, F.-M.; Laue, H.-J.; Müller, P.: Wärmepumpen. Heizen mit Umweltenergie. FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.) Berlin: Solarpraxis AG, 2007. 112 S., 4., erw. u. vollständig überarb. Aufl., ISBN 978-3-934595-60-6. Informationspaket
- [51] Graf, H. R.: Lärmreduktion bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen. Grundlagen und Maßnahmen. Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Oberburg (Schweiz) (Auftraggeber). Nov. 2002. 65 S.
- [52] TA Lärm: Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm – TA Lärm) vom 26. August 1998
- [53] Eschmann, M.: Statistische Auswertung und Analyse von Klein-Wärmepumpen. Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Bern (Schweiz) (Auftraggeber). April 2012. 27 S.
- [54] Bayerisches Landesamt für Umwelt (LfU), Regensburg (Hrsg.): Tieffrequente Geräusche bei Biogasanlagen und Luftwärmepumpen. Ein Leitfaden (Auszug Teil III). Febr. 2011. 32 S.
- [55] Recknagel, H. (Bearb.); Sprenger, E. (Bearb.); Schramek, E. R. (Hrsg.): Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 05/06 einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik. München: Oldenbourg Verlag, 2005. XXXIX, 2035 S., 72. Aufl.

- [56] DVGW Arbeitsblatt W 551: Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen. Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums. Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen. Ausgabe 2004-04
- [57] Mayer, H.; Gabathuler, H. G.; Baumgartner, T.: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe. Messungen an einer Anlage in Rorschacherberg. Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Bern (Schweiz) (Auftraggeber). Juli 2007. 42 S.
- [58] Glen Dimplex Deutschland GmbH, Kulmbach (Hrsg.): Projektierungshandbuch Wärmepumpen für Heizung und Warmwasserbereitung. 2011. 133 S.
- [59] VDI 2067: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen.  
Blatt 1: Grundlagen und Kostenberechnung. Ausgabe 2012-09
- [60] DIN V 4701: Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen.  
DIN SPEC 4701-10/A1: Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung. Änderung A1. Ausgabe 2012-07
- [61] VDI 4650: Berechnungen von Wärmepumpen.  
Blatt 1: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen – Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung. Ausgabe 2009-03.  
Blatt 1 Berichtigung. Ausgabe 2011-12  
Hinweis: Blatt 1 findet sich zum Zeitpunkt der Erstellung des Buches in der Überarbeitung. Der Grün-  
druck ist für 2013 geplant.
- [62] Ebert, M.: Vollkostenvergleich von Heizsystemen – Mehrfamilienhaus Bestand. Systemvergleich unter Berücksichtigung eines BHKW. Leipziger Institut für Energie GmbH, Leipzig (Hrsg.). Sept. 2011. 34 S.
- [63] Biogasrat, Berlin (Hrsg.): Ökologische und ökonomische Optimierung des Wärmemarktes unter besonderer Berücksichtigung des Endenergiebedarfs und von Biogas/Bioerdgas. Stuttgart: ibidem-Verlag, 2012. 322 S., ISBN 978-3-382-0355-3
- [64] Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme (GEMIS). Version 4.81. IINAS GmbH, Darmstadt. Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien (Hrsg.)
- [65] Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen e.V., Berlin (Hrsg.): Energieverbrauch in Deutschland im Jahr 2012. März 2013. 41 S.
- [66] Fischer, S. K.; Hughes, P. J.; Fairchild, P. D. u. a.: Energy and global warming impacts of CFC alternative technologies. Oak Ridge National Lab., TN (USA) (Research Organisation); Arthur D. Little Inc., Cambridge, MA (USA) (Research Organisation); U.S. Department of Energy (DOE), Washington D.C. (USA) (Ed.). Dec. 1991. 546 p. Technical report. DOE/AFEAS-92016353
- [67] Schwarz, W.: Emissionen, Aktivitätsraten und Emissionsfaktoren von fluorierten Treibhausgasen (F-Gasen) in Deutschland für die Jahre 1995–2002. Anpassung an die Anforderungen der internationalen Berichterstattung und Implementierung der Daten in das Zentrale System Emissionen (ZSE). Forschungsbericht 20141261/01. Öko-Recherche. Büro für Umweltforschung und -beratung, Frankfurt a. M. (Red.); Umweltbundesamt, Berlin (Hrsg.). 2004. XII, 277 S. Texte. Bd. 05–14
- [68] Schwarz, W.; Gerschrey, B.; Kimmel, T.: Modelle für die Inventarerhebung von F-Gasen. Modelle zur Ermittlung der Inventardaten für die Emissionsberichterstattung fluoriierter Treibhausgase (HFKW, FKW und SF6) in ausgewählten Quellgruppen. FKZ 36301351. Öko-Recherche. Büro für Umweltforschung und -beratung, Frankfurt a. M. (Projektnehmer); Umweltbundesamt, Dessau (Auftraggeber)  
Vorstellung der Ergebnisse unter:  
<http://www.umweltbundesamt.de/produkte/fckw/emissionen.htm>
- [69] Erb, M.; Hubacher, P.; Ehrbar, M.: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996–2003. Schlussbericht im Auftrag des Bundesamtes für Energie, Bern (Schweiz). Dr. Eicher + Pauli AG, Liestal (Schweiz) (Bearb.); Hubacher Engineering, Engelburg (Schweiz) (Bearb.); Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, Buchs (Schweiz) (Bearb.). April 2004. 111 S.
- [70] The Energy Saving Trust (EST), London (United Kingdom) (Ed.): Getting warmer. A field trial of heat pumps. Sept. 2010. 24 p.
- [71] Dunbabin, P.; Wickins, C.: Detailed analysis from the first phase of the Energy Saving Trust's heat pump field trial. Evidence to support the revision of the MCS Installer Standard MIS 3005 Issue 3.1. The Energy Saving Trust (EST), London (United Kingdom) (Ed.). March 2012. 113 p.

- [72] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Berlin (Hrsg.): Erneuerbare Energien 2011. Daten des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland im Jahr 2011 auf der Grundlage der Angaben der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat). Vorläufige Angaben. Stand: 08. März 2012
- [73] Bundesnetzagentur, Bonn (Hrsg.): »Smart Grid« und »Smart Market«. Eckpunktepapier der Bundesnetzagentur zu den Aspekten des sich verändernden Energieversorgungssystems. Dez. 2011. 50 S.
- [74] Förderprogramm »E-Energy – IKT-basiertes Energiesystem der Zukunft«  
[www.e-energy.info](http://www.e-energy.info)
- [75] Kunz, C.; Müller, A.; Saßning, D.: »Smart Grids« für die Stromversorgung der Zukunft. Optimale Verknüpfung von Stromerzeugern, -speichern und -verbrauchern. In: Renew's Spezial. Agentur für Erneuerbare Energien e. V., Berlin (Hrsg.). Ausgabe 58. Juni 2012
- [76] Burger, B.: Stromerzeugung aus Solar- und Windenergie im Jahr 2012. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg (Hrsg.). 2013. 260 S. (PowerPoint-Folien);  
Daten: Leipziger Strombörse EEX
- [77] Nabe, C.; Hasche, B.; Offermann, M. u. a.: Potenziale der Wärmepumpe zum Lastmanagement im Strommarkt und zur Netzintegration erneuerbarer Energien. Projektnummer: PSUPDE101686. Ecofys Germany GmbH, Köln; Berlin (Hrsg.); Prognos AG, Stuttgart (Hrsg.); Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Berlin (Auftraggeber). 2011. 101 S.
- [78] Hollinger, R.; Wille-Haussmann, B.; Erge, T. u. a.: Speicherstudie 2013. Kurzgutachten zur Abschätzung und Einordnung energiewirtschaftlicher, ökonomischer und anderer Effekte bei Förderung von objektgebundenen elektrochemischen Speichern. Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg (Hrsg.). Jan. 2013. 13 S.
- [79] Baudatenbanken des Fraunhofer-Informationszentrums Raum und Bau IRB, Stuttgart  
<http://www.irb.fraunhofer.de/produkte/datenbanken/>  
<http://www.irb.fraunhofer.de/tauforschung/tauforschungsberichte.jsp>
- [80] Förderkatalog des Bundes. Der Förderkatalog ist eine Datenbank für die Öffentlichkeit, die aus mehr als 110 000 abgeschlossenen und laufenden Vorhaben der Projektförderung des Bundes besteht.  
<http://foerderportal.bund.de/foekat/jsp/StartAction.do>
- [81] GetInfo ist ein Angebot der Spezialbibliothek für Technik und Naturwissenschaften (TIB) Hannover. GetInfo umfasst die Bestände der TIB, weitere Fachdatenbanken, Verlagsangebote sowie die Bestände der Zentralbibliotheken für Medizin und Wirtschaftswissenschaften. Verfügbar sind mehr als 150 Mio. Datensätze (interne und externe Datenquellen).  
<http://www.tib-hannover.de/de/getinfo/>
- [82] Die Datenbank UFORDAT® enthält Angaben über laufende und abgeschlossene Forschungs- und Entwicklungsprojekte mit einem Umweltbezug. Sie enthält über 100 000 Projektbeschreibungen zu allen umweltrelevanten Themen. Neben der Umweltforschung aus der Bundesrepublik Deutschland werden auch Forschungsprojekte aus Österreich und der Schweiz dokumentiert.  
<http://www.umweltbundesamt.de/service/dokufabib/ufordat.htm>
- [83] Webseite der Initiative Gaswärmepumpe  
<http://www.erdgas.info/erdgasheizung/gaswaermepumpe/igwp/>

## 10.2 Abbildungsverzeichnis

Folgende Abbildungen stammen von den Autoren:

2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 23, 24, 31, 33, 35, 40, 49, 50, 51, 52, 55, 56, 57, 58, 61, 62, 64, 65, 73, 74, 75, 76, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 94, 95, 96, 97, 98 und alle Abb. des Kap. 5.4

Nachfolgend aufgelistete Abbildungen stammen von den genannten Quellen. Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf die in Kap. 10.1 aufgeführten Literaturangaben.



- Abb. 1: HEA Fachgemeinschaft für effiziente Energieanwendung e.V., Berlin
- Abb. 3: Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE), Berlin
- Abb. 4: RP-Energie-Lexikon, [www.energie-lexikon.info](http://www.energie-lexikon.info)
- Abb. 13: nach:  
Rollkolbenverdichter: Ralph Romeike, 2008  
<http://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Rollkolbenverdichter.png>  
Kolbenverdichter: Fa. Grundfos Pumpen AG, Fällanden (Schweiz)  
[http://cbs.grundfos.com/GPS\\_Switzerland/lexica/AC\\_Reciprocating\\_compressor.html](http://cbs.grundfos.com/GPS_Switzerland/lexica/AC_Reciprocating_compressor.html)
- Abb. 14: Oben: Schiffmann, J.: Integrated design, optimization and experimental investigation for a direct driven turbocompressor for domestic heat pumps. Lausanne (Schweiz): EPFL, 2008. 317 S. Thèse Ecole polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL). No. 4126  
Unten: Babatz Kompressoren GmbH, Bad Wimpfen
- Abb. 20, 22: Eigene Darstellung nach [11]
- Abb. 25: Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. (ASUE), Berlin (Hrsg.): Gaswärmepumpen. 2000
- Abb. 26: Vaillant GmbH, Remscheid
- Abb. 27: A2A Mailand: Friotherm AG, Winterthur (Schweiz)  
Power Tower Linz: Energie AG Oberösterreich, Linz (Österreich)  
Carlton Hotel St. Moritz: [swiss-image.ch/Christoph Gruenig](http://swiss-image.ch/Christoph_Gruenig)
- Abb. 28: Eigene Darstellung, Daten nach [25], [26] und [27]
- Abb. 29: [29]
- Abb. 32: Eigene Darstellung, berechnet nach [42], Referenzklimadaten nach [43]
- Abb. 34, 39, 47: Bundesverband Wärmepumpe e.V., Berlin
- Abb. 36, 41: Eigene Darstellung nach [42]
- Abb. 37: [42]
- Abb. 38: HDG Umwelttechnik GmbH, Kisslegg
- Abb. 42, 49, 50, 68, 69, 70: FIZ Karlsruhe. BINE Informationsdienst, Bonn (Hrsg.): Wärmepumpen. Heizen mit Umweltenergie. Berlin: Solarpraxis Verl., 2007. 4. erw. u. vollständig überarb. Aufl., S. 42, 47, 59–60
- Abb. 43: Links: Elektrotechnik Held, Erlenmoos  
Mitte: Markus Wegerer, Homberg/Ohm  
Rechts: Betatherm Erdwärmesysteme, Wangen i. A.
- Abb. 44: Tracto-Technik GmbH & Co. KG, Lennestadt
- Abb. 45: Grafik:  
Energiepfähle – Dock Midfield Flughafen Zürich. <http://haustechnik.blogspot.de/2008/05/energiepfhle-dock-midfield-flughafen.html>  
Foto: H.S.W. Ingenieurbüro, Gesellschaft für Energie und Umwelt mbH, Rostock
- Abb. 46: MH-Anlagentechnik GmbH, Berlin
- Abb. 48: Tholen, M.; Walker-Hertkorn, S.: Arbeitshilfen Geothermie. Grundlagen für oberflächennahe Erdwärmesondenbohrungen. Bonn: wvgw Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH, 2008. ISBN 978-3-89554-167-4, S. 165
- Abb. 53: Kopp, T. (Hrsg.): Wärmepumpen noch effizienter und leiser. Tagungsband zur 10. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamts für Energie (BFE). Burgdorf (Schweiz), 25. Juni 2003, S. 36

- Abb. 54: Bundesverband Wärmepumpe e.V. (BWP), Berlin (Hrsg.): Leitfaden Schall. Dez. 2010, S. 13
- Abb. 59: Bundesamt für Energie (BfE), Bern (Schweiz) (Hrsg.): Handbuch Wärmepumpen. Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung. Jan. 2008, S. 39
- Abb. 60, 66, 67, 72: Novelan GmbH, Kasendorf (Hrsg.): Projektierungshandbuch Wärmepumpe.
- Abb. 63: Werte aus [58]
- Abb. 71: RWE Bau-Handbuch. Frankfurt a. M.: EW Medien und Kongresse GmbH, 2010. 14. Ausgabe. ISBN 978-3-8022-0947-1, S. 16/10
- Abb. 77: Eigene Darstellung nach:  
Quaschnig, V.: Regenerative Energiesysteme. Technologie – Berechnung – Simulation. München: Hanser, 2007. 424 S., ISBN 978-3-446-43526-1
- Abb. 84: Eigene Darstellung, berechnet mit [64]
- Abb. 85: Eigene Darstellung, berechnet mit [65]
- Abb. 93: Agentur für Erneuerbare Energien, Berlin

## 10.3 BINE Informationsdienst

BINE Informationsdienst berichtet über Themen der Energieforschung: Dabei geht es um neue Materialien, Systeme und Komponenten, um innovative Konzepte und Methoden. Die drei Broschürenreihen mit Ergebnissen und Erfahrungen aus Forschungsprojekten (Projektinfo, Themeninfo und basisEnergie) richten sich an potenzielle Anwender, also an Entwickler, Planer, Berater, Investoren, Energieversorger und Nutzer.

Zum Thema »Wärmepumpen« sind folgende Titel erschienen, die kostenfrei angefordert werden können und auch als Download unter [www.bine.info](http://www.bine.info) zur Verfügung stehen.

- Erdgekoppelte Wärmepumpen für Neubauten (BINE Projektinfo 03/2010)
- Wärmepumpen: Die Heiztechnik-Alternative (BINE basisEnergie Nr. 19)

Über aktuelle Förderprogramme zu Wärmepumpen und allen übrigen neuen Energietechniken informiert der »Förderkompass Energie – eine BINE Datenbank«.

Für einzelne Anfragen bietet der BINE Informationsdienst die Informationen zu Förderprogrammen auch auf dem Webportal [www.energiefoerderung.info](http://www.energiefoerderung.info) an.

---

## 11 Weiterführende Literatur

Dieses Literaturverzeichnis weist auf Publikationen hin, die im Buchhandel oder bei den angegebenen Bezugsadressen erhältlich sind. Das Verzeichnis ist alphabetisch nach Autoren oder Herausgebern sortiert.

Bayerisches Landesamt für Umwelt (LfU), Augsburg (Hrsg.):

**Tieffrequente Geräusche bei Biogasanlagen und Luftwärmepumpen. Ein Leitfaden.**

2011. 58 S., Webressource, kostenlos

UmweltSpezial

<http://www.lfu.bayern.de/laerm/luftwaermepumpen/index.htm>

*Biogasanlagen oder Luftwärmepumpen in Wohngebieten emittieren auch tieffrequenten Schall, der von den Außenbauteilen der Gebäude, wie Wänden oder Fenstern, weniger stark gedämmt wird als die übrigen Frequenzanteile. Infolgedessen treten häufig Lärmbelästigungen in Wohnungen auf. Der Leitfaden diskutiert diese Lärmproblematik und zeigt Lösungen auf, die die Geräuschsituation verbessern können.*

Bonin, J.:

**Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung.**

Berlin: Beuth, 2012. 277 S., ISBN 978-3-41022-130-2, 78,00 Euro

Praxis/Technische Gebäudeausrüstung

*Fachkräfte der Baubranche erhalten eine Faktenquelle zum Vergleichen möglichst vieler Systeme und Möglichkeiten. Zudem werden alternative Energiequellen zur Heizungsumstellung vorgestellt. Schwerpunkte: Ökologische und wirtschaftliche Aspekte, Einführung in die Kältetechnik, Wasser-Wasser-Wärmepumpenanlagen, Sole-Wasser-Wärmepumpenanlagen, Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen, Projektierung aller erforderlichen Komponenten, Projektierungsbeispiele (Aufgaben und Lösungen).*

Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik (BDH), Köln (Hrsg.):

**Energetische Modernisierung von Ein- und Mehrfamilienhäusern. Einsatz eines Wärmeübergabesystems in Verbindung mit einer Wärmepumpe.**

2011. 55 S., Webressource, kostenlos

<http://www.bdh-koeln.de/publikationen/broschueren.html>

*Aus dem Inhalt: Hydraulische und regelungstechnische Besonderheiten bei der Planung von Wärmepumpenanlagen, besondere Hinweise für verschiedene Wärmequellen, Wärmequellen, Luft-Wasser-Wärmepumpen, Sole-Wasser-Wärmepumpen, Wasser-Wasser-Wärmepumpen, Erdkollektoren, Erdsonden, Außenluft, Betriebsweisen, Planung des geeigneten Wärmeübergabesystems.*

Bundesverband Wärmepumpe e. V., Berlin (Hrsg.):

**Arbeitsordner Wärmepumpe.**

München: Verlag Marketing + Wirtschaft, 2008. 340 S. + CD-ROM,

ISBN 978-3-92280-446-8, 99,00 Euro

*In zehn Kapiteln werden bezüglich des Informationsbedürfnisses von Planern und Fachhandwerkern Themen wie Anlagenplanung und -technik, Kosten, Wärmequellen, Modernisierung, Kühlen mit der Wärmepumpe und Technik der Fußbodenheizung behandelt.*

Flade, F.; Ogorek, J.:

**Ratgeber Heizen mit gespeicherter Sonnenenergie und Wärmepumpentechnik. Ein Ratgeber für kostengünstiges und umweltbewusstes Heizen in Neu- und Altbauten.**

München: Verlag Marketing + Wirtschaft, 2010. 232 S., ISBN 978-392280-449-9, 16,50 Euro

Edition EnergieWissen

*Der Ratgeber bietet verständlich geschriebene, ausführliche Informationen zu Technik, Wärmequellen, Einsatzbereichen, Kosten und Förderung.*

Hartmann, F.; Schwarzburger, H.:

**Systemtechnik für Wärmepumpen. Solar- und Umweltwärme für Wohngebäude.**

München [u. a.]: Hüthig und Pflaum, 2009. 319 S. + CD-ROM, ISBN 978-3-81010-230-0, 39,80 Euro  
de-Fachwissen

---

*Diese Themen stehen im Mittelpunkt: Grundlagen der Wärmetechnik, Auslegung, Technik, Montage und Inbetriebnahme von Wärmepumpenanlagen, Speicher und Bereitstellungstechnik, Erschließung von Wärmequellen, solarthermische Wärmequellenanlagen sowie bivalente Erzeugung.*

Hoffmann, R.:

**Heizen mit der Wärmepumpe in Alt- und Neubauten.**

Pöng: Franzis, 2010. 250 S., ISBN 978-3-64565-023-6, 29,95 Euro

Franzis Energietechnik

*Dieses Buch informiert über die Nutzungsmöglichkeiten der Wärmepumpe. Es bietet Funktionsbeschreibungen der verschiedenen Systeme und die notwendigen Arbeiten. Besondere Beachtung finden dabei Nachteile und Schwachstellen: Ursache für teilweise schlechte Betriebsbedingungen für Wärmepumpen sind oft Fehlplanungen oder installationstechnische Mängel.*

Hoffmann, R.:

**Heizen mit der Wärmepumpe. Leicht gemacht, Geld und Ärger gespart.**

Pöng: Franzis, 2009. 120 S., ISBN 978-3-77234-228-8, 16,95 Euro

Franzis Do it!. Bd. 38

*Einführend geht es um Wirtschaftlichkeit und Ökologie von Wärmepumpen, ihren sinnvollen Einsatz in Neu- oder Altbauten und Betriebskostenvergleiche mit anderen Heizsystemen. Im Folgenden werden verschiedene Bauarten von Wärmepumpen, die Planung einer derartigen Heizanlage und Arbeitsschritte bei Installation und Inbetriebnahme erläutert. Abschließend werden die Anbindung an Solarwärme, technische Innovationen, optimale Regelung und Fehlerquellen behandelt.*

Ochsner, K.:

**Wärmepumpen in der Heizungstechnik. Praxishandbuch für Installateure und Planer.**

Heidelberg: Müller, 2009. 250 S., ISBN 978-3-78807-845-4, 39,00 Euro

*Mit einer knappen theoretischen Einführung beginnend, folgen Darstellungen verschiedener Bauarten von Wärmepumpen, Planungshinweise für die Nutzung verschiedener Wärmequellen und Systeme sowie die Einsatzgebiete der Wärmepumpentechnik. Im Anhang aufgeführt finden sich Schaltbilder, Betriebskostenrechnungen, Datenblätter, Normen etc.*

Sobotta, S.:

**Praxis Wärmepumpe. Technik, Planung, Installation.**

Berlin: Solarpraxis AG, 2008. 192 S., ISBN 978-3-93459-580-4, 29,00 Euro

*Für den Autor bieten Wärmepumpen zusammen mit thermischen Solaranlagen, Holzheizungen und Lüftungsanlagen die optimale Kombination zur Nutzung einheimischer Energieträger. Wird die Wärmepumpe mit »Öko-Strom« betrieben, ist die CO<sub>2</sub>-Emission auf ein Minimum reduziert. Ausgehend von energiepolitischen Überlegungen werden hier Technik von Wärmepumpen, Planung einer Wärmepumpenanlage sowie die Installation und Inbetriebnahme vermittelt.*

*Anmerkung: Momentan nicht lieferbar, der Verlag (jetzt: Beuth Verlag) plant eine Neuauflage zum Sommer 2013.*

Waldschmidt, W.:

**ABC der Wärmepumpe.**

Frankfurt a.M.: EW Medien und Kongresse, 2010. 225 S., ISBN 978-3-80220-973-4, 24,80 Euro

*Dargestellt werden die wissenschaftlich-technischen Grundlagen sowie die Komponenten und Systeme der Wärmepumpe. Behandelt werden daneben Planung, Errichtung, Betrieb und Fragen zur Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit.*

Waldschmidt, W.:

**Die Wärmepumpe. Funktion, Betrieb, Einsatz.**

Frankfurt a.M.: VVEW-Energieverlag, 2009. 58 S., ISBN 978-3-80220-983-3, 10,00 Euro

*Verlagstext: Die Wärmepumpe hat die besten Voraussetzungen, zukünftig in einem positiven ökonomischen und ökologischen Umfeld zum neuen Hoffnungsträger für die Heizungstechnik zu werden. Das einschlägige Fachhandwerk kann sich als ein wichtiger Mittler an der Schnittstelle zwischen Industrie, Handel, Banken, Architekten/Planer, EVU und Kundinnen/Kunden profilieren.*

---

## 12 Organisationen

### **AIT Austrian Institute of Technology GmbH**

Geschäftsfeld Renewable Heating and Cooling  
Giefinggasse 2, 1210 Wien  
Österreich  
Tel.: +43 50550-6353  
Fax: +43 50550-6616  
<http://www.ait.ac.at/>

### **Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e. V.**

Französische Straße 47, 10117 Berlin  
Tel.: 030 208799711  
Fax: 030 208799712  
<http://www.waermepumpe.de/>

### **Bundesverband WärmePumpe Austria (BWP)**

Weingartshofstraße 10, 4020 Linz  
Österreich  
Tel.: +43 732 9005-3996  
<http://www.bwp.at>

### **Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e. V. (DKV)**

Striehlstraße 11, 30159 Hannover  
Tel.: 0511 897-0814  
Fax: 0511 897-0815  
<http://www.dkv.org>

### **EnergieAgentur.NRW GmbH Wärmepumpen-Marktplatz NRW**

Roßstraße 92, 40476 Düsseldorf  
Tel.: 0211 86642-0  
<http://www.energieagentur.nrw.de>  
<http://www.waermepumpen-marktplatz-nrw.de>

### **European Heat Pump Association (EHPA)**

Renewable Energy House  
Rue d'Arlon 63-67, 1040 Brussels  
Belgien  
Tel.: +32 2 4001017  
Fax: +32 2 4001018  
<http://www.ehpa.org>

### **Fachgemeinschaft für effiziente Energieanwendung e. V. (HEA)**

Reinhardtstraße 32, 10117 Berlin  
Tel.: 030 300199-0  
Fax: 030 300199-4390  
<http://www.hea.de>

### **Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz**

Steinerstraße 37, 3006 Bern  
Schweiz  
Tel.: +41 31 35040-65  
Fax: +41 31 35040-51  
<http://www.fws.ch>

### **Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE**

Gruppe Wärmepumpen  
Heidenhofstraße 2, 79110 Freiburg  
Tel.: 0761 4588-0  
Fax: 0761 4588-9529  
[www.ise.fraunhofer.de](http://www.ise.fraunhofer.de)

### **Heat Pump Centre (IEA-HPC)**

c/o SP Technical Research Institute of Sweden  
PO Box 857, 50115 Borås  
Schweden  
Tel.: +46 10 516 5512  
<http://www.heatpumpcentre.org>

### **International Institute of Refrigeration (IIR) Commission E2 – Heat pumps, Energy recovery**

177, boulevard Malesherbes, 75017 Paris  
Frankreich  
Tel.: +33 1 42273235  
Fax: +33 1 47631798  
<http://www.iifir.org>

### **Informationszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik e. V. (IZW)**

Postfach 3007, 30030 Hannover  
Büro West  
Tel.: 02841 87148  
Fax: 02841 87156  
Büro Mitte:  
Tel.: 06163 5717  
Fax: 06163 3071  
Büro Süd:  
Tel.: 0721 986285 6  
Fax: 0721 986285 7  
<http://www.izw-online.de>

### **Internationales Wirtschaftsforum Regenerative Energien (IWR)**

Soester Straße 13, 48155 Münster  
Tel.: 0251 23946-0  
Fax: 0251 23946-10  
[www.iwr.de](http://www.iwr.de)

### **Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs (NTB), Wärmepumpen-Testzentrum (WPZ)**

Werdenbergstraße 4, 9471 Buchs SG  
Schweiz  
Tel.: +41 81 7553350  
Fax: +41 81 7553440  
<http://institute.ntb.ch/ies/kompetenzen/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>

---

## 13 Autoren



### **Dr.-Ing. Constanze Bongs**

Constanze Bongs schloss ihr Studium des Wirtschaftsingenieurwesens mit dem Schwerpunkt Energie- und Rohstoffwesen im Jahr 2007 an der Technischen Universität Berlin ab. Seit 2007 ist sie als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fraunhofer ISE tätig. Der Schwerpunkt ihrer Tätigkeit liegt im Bereich der Sorptionstechnik. Im Rahmen ihrer Dissertation, eingereicht an der Technischen Universität Berlin, forschte sie über ein thermisch angetriebenes Verfahren zur sorptiven Luftentfeuchtung und Luftkühlung. Im Themenfeld thermisch angetriebener Sorptionswärmepumpen betreut sie ein EU-Projekt, das unter anderem die experimentelle Charakterisierung, die Ertragssimulation und das Monitoring von ersten Feldtestanlagen einer neuen Generation von Gas-Absorptionswärmepumpen umfasst.



### **Dipl.-Wirt.-Ing. Danny Günther**

Im Jahr 2009 schloss Danny Günther das Studium zum Wirtschaftsingenieur (Fachrichtung Energietechnik) an der Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur in Leipzig ab. In seiner Abschlussarbeit befasste er sich mit statischen und dynamischen energetisch-ökologischen Kennwerten von elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen. In seiner anschließenden Tätigkeit am Fraunhofer ISE stehen die Analyse und Optimierung der Wärmepumpeneffizienz auf Basis von Feldmessdaten sowie der Einsatz von Wärmepumpen im zukünftigen Versorgungssystem im Mittelpunkt.



### **Dipl.-Ing. Sebastian Helmling**

Sebastian Helmling studierte bis 2011 Technologiemanagement an der Universität Stuttgart mit dem Schwerpunkt Energiesysteme und rationelle Energieanwendung. Seit 2012 ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer ISE. Neben seinen Tätigkeiten in internationalen Energieeffizienzprojekten im Gebäudesektor ist er in der Gruppe Wärmepumpen unter anderem für die Betreuung der Messtechnik und die Auswertung der Feldtestanlagen verantwortlich.



### **Dipl.-Ing. Thomas Kramer**

Nach seiner Ausbildung im Bereich Elektro- und Heizungstechnik studierte Thomas Kramer Maschinenbau mit dem Schwerpunkt Erneuerbare Energien an der Technischen Fachhochschule in Berlin. Seit 2008 ist er als Ingenieur beim Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE in Freiburg im Bereich Monitoring von Energieversorgungssystemen für Gebäude tätig. Zwei seiner Arbeitsschwerpunkte sind die Leitung eines Projektes zur Analyse von innovativen Energiekonzepten für schwimmende Plusenergiegebäude und die Mitarbeit bei den größten deutschen Monitoringprojekten mit elektrisch angetriebenen Wärmepumpen. Im Rahmen dieser und weiterer Projekte entwickelt er zusammen mit Partnern aus Industrie und Wissenschaft Methoden zur Überwachung, Systemanalyse, Optimierung und Weiterentwicklung der eingesetzten Technologien.



### **Dipl.-Ing. Marek Miara**

Marek Miara absolvierte von 1995 bis 2000 das Bauingenieurstudium an der Technischen Universität Wroclaw (Breslau). Danach schloss er das weiterbildende Studium Energie und Umwelt an der Universität Kassel ab. Seit 2003 ist er am Fraunhofer ISE tätig und leitet dort die Gruppe Wärmepumpen. Schwerpunkte seiner Tätigkeit liegen bei der Effizienzbestimmung und -bewertung der Wärmepumpenanlagen, dem rationalen Energieverbrauch sowie Gebäuden mit niedrigem Energieverbrauch. Seit 2005 ist er verantwortlich für eine Reihe von Monitoringprojekten der Wärmepumpenanlagen. Neben nationalen Projekten betreut er internationale EU-Projekte und Tätigkeiten in Rahmen des Heat Pump Programms von IEA. Marek Miara ist ein Mitglied bei zwei VDI Richtlinien-gremien und ein Mitbegründer des polnischen Wärmepumpenverbandes. Im Bereich von Wärmepumpen hat er bei zahlreichen nationalen und internationalen Tagungen sowie Konferenzen teilgenommen und aktiv mitgewirkt.



### **Dipl.-Ing. Thore Oltersdorf**

Sein Studium mit Abschluss als Diplom-Ingenieur der Verfahrenstechnik absolvierte Thore Oltersdorf an der Technischen Universität Hamburg-Harburg. Seit 2006 ist er als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer ISE tätig. Seit 2008 hat er zusammen mit Jeannette Wapler das Labor für Kompressionswärmepumpen und in Eigenverantwortung einen Teststand für neuartige Verdampfer mit mehreren Wärmequellen entwickelt. Seit 2011 ist er am ISE verantwortlich für die Komponentenentwicklung für Kompressionswärmepumpen. In diesem Zusammenhang betreute und betreut er mehrere Projekte der EU, des Bundes und der Industrie zur Verdampfer-, Reglerentwicklung, Entwicklung von Kühlkonzepten, neuen Prüfständen und dem Monitoring von Anlagen mit thermisch oder elektrisch angetriebenen Wärmepumpen. Er hat in seiner Zeit am ISE mehrere Patente und Veröffentlichungen für Verdampfer (Fluidverteiler), zur Optimierung von Kältekreisen und zur Absicherung bei Verwendung von Gefahrsstoffen als Kältemittel eingereicht und veröffentlicht.



### **Dipl.-Ing. (FH) Jeannette Wapler**

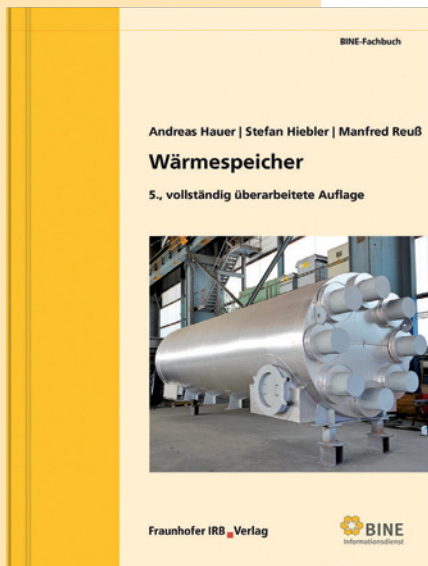
Jeannette Wapler schloss ihr Studium der Versorgungstechnik mit dem Schwerpunkt Heizungs-, Klima- und Energietechnik im Jahr 2002 an der Fachhochschule Erfurt ab. Seitdem ist sie als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE in Freiburg im Bereich energieeffiziente Gebäude und Gebäudetechnik tätig. Ein Schwerpunkt ihrer Arbeit liegt in der Planung, Durchführung und Analyse von Monitoringprojekten im Themenfeld Wärmepumpen. Darüber hinaus ist sie mit der Entwicklung von Regelungskonzepten für Wärmepumpensysteme betraut.

### **Kontakt:**

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE  
Bereich Thermische Anlagen und Gebäudetechnik  
Heidenhofstraße 2  
79110 Freiburg  
marek.miara@ise.fraunhofer.de

# Wärmespeicher

Andreas Hauer | Stefan Hiebler | Manfred Reuß



5., vollst. überarb. Aufl. 2013,  
151 Seiten, 116 farb. Abb., Kart.  
ISBN 978-3-8167-8366-4

E-Book: ISBN 978-3-8167-8751-8

BuchPlus [Printversion + E-Book]:  
ISBN 978-3-8167-9065-5

Schwerpunkte:  
Zahlreiche Praxisbeispiele  
Moderne Latentspeicher  
Speichermanagement

Wärmespeicher ermöglichen es, das Wärmeangebot im Zeitverlauf und in der Leistung dem Bedarf anzupassen. Erst durch effiziente Wärmespeicher lassen sich Abwärme oder solare Wärme wirtschaftlich nutzen.

Das BINE-Fachbuch stellt die verschiedenen Speichertechnologien vor und bietet Planern, Beratern und der Immobilienwirtschaft einen Überblick über unterschiedliche Speichermedien, -größen und -typen, Langzeit- und Hochtemperaturspeicher und die Wirtschaftlichkeit.

**Fraunhofer IRB  Verlag**

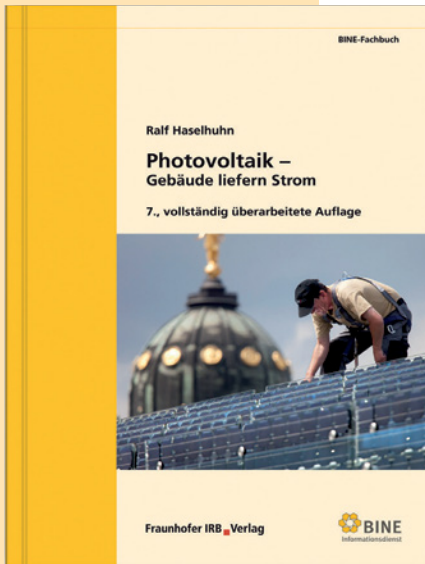
Der Fachverlag zum Planen und Bauen

Nobelstraße 12 · 70569 Stuttgart · Tel. 0711 9 70-25 00 · Fax -25 08 · [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de) · [www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)



# Photovoltaik – Gebäude liefern Strom

Ralf Haselhuhn



7., vollst. überarb. Aufl. 2013,  
176 Seiten, zahlr. farb. Abb., Kart.  
ISBN 978-3-8167-8737-2

E-Book: ISBN 978-3-8167-8738-9

BuchPlus [Printversion + E-Book]:  
ISBN 978-3-8167-9082-2

Schwerpunkte:  
Baurecht und Normen  
Qualität und Solarerträge  
Trends und  
neue Technologien

Immer häufiger entscheiden sich Bauherren, Architekten und Investoren für eine Photovoltaik-Anlage. Sie schätzen diese Technologie als eine erprobte dezentrale Energietechnik, die sich als hochwertiges Gestaltungselement in Gebäude integrieren lässt.

Das BINE-Fachbuch vermittelt einen aktuellen Überblick über Funktion, Aufbau und Einsatz von Photovoltaik-Anlagen. Mit Blick auf die Praxis informiert das Buch über die einzelnen Schritte zum erfolgreichen Betrieb einer Anlage.

**Fraunhofer IRB  Verlag**

Der Fachverlag zum Planen und Bauen

Nobelstraße 12 · 70569 Stuttgart · Tel. 0711 9 70-25 00 · Fax -25 08 · [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de) · [www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)



**Marek Miara u. a.**

# Wärmepumpen

## Heizen – Kühlen – Umweltenergie nutzen

Heizanlagen mit Wärmepumpen nutzen Umgebungswärme oder Abwärme für die Wärmeversorgung von Gebäuden. Sorgfältig ausgelegte Anlagen können sowohl wirtschaftlich als ökologisch gegenüber anderen Heizsystemen gut bestehen. Höhere Anschaffungskosten werden durch niedrigere Energie- und Betriebskosten ausgeglichen.

Das BINE-Fachbuch setzt den Schwerpunkt bei der Anlagentechnik und den Monitoringverfahren. Es richtet sich an Planer, Handwerker, Architekten und Bauherrn. Vorgestellt werden die verschiedenen Systeme und Kältemittel, aktuelle Trends und das Zusammenwirken mit erneuerbaren Energien.

Das Buch wurde von Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Bereichs Thermische Anlagen und Gebäudetechnik am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE erarbeitet. Die Autoren sind: Constanze Bongs, Danny Günther, Sebastian Helmling, Thomas Kramer, Marek Miara, Thore Oltersdorf und Jeannette Wapler.

ISBN 978-3-8167-9046-4



9 783816 790464