VIESMANN

climate of innovation

Planungshandbuch

Wärmepumpen

UNIDOMO®

Ihr Online-Fachhändler für:

VIESMANN

- Kostenlose und individuelle Beratung
- Hochwertige Produkte
- Kostenloser und schneller Versand
- TOP Bewertungen
- Exzelenter Kundenservice
- Über 20 Jahre Erfahrung

E-Mail: info@unidomo.de | Tel.: 04621 - 30 60 89 0 | www.unidomo.de

VIESMANN
climate of innovation

Planungshandbuch

Wärmepumpen

Viessmann Deutschland GmbH
35107 Allendorf (Eder)
Telefon 06452 70-0
Telefax 06452 70-2780
www.viessmann.de

9443 898 D 04/2012
Änderungen vorbehalten

VIESMANN

climate of innovation

Planungshandbuch

Wärmepumpen

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis

11 Vorwort

12 Einleitung

12 Hinweise zur Nutzung

14 A Grundlagen der Wärmepumpentechnik

16 A.1 Entwicklungsgeschichte der Wärmepumpe

18 A.2 Physikalische Grundlagen
19 A.2.1 Verflüssigen und Verdampfen
19 A.2.2 Kältekreis
21 A.2.3 Leistungszahl
22 A.2.4 Jahresarbeitszahl

24 A.3 Hauptkomponenten
25 A.3.1 Verdichter
28 A.3.2 Expansionsventil
29 A.3.3 Wärmetauscher
31 A.3.4 Kältemittel

32 A.4 Potenziale der Primärquellen
33 A.4.1 Wärmequelle Erdreich
37 A.4.2 Wärmequelle Wasser
37 A.4.3 Wärmequelle Außenluft
38 A.4.4 Verfügbarkeit und Effizienz – Bewertung der Primärquellen
38 A.4.5 Wärmequelle Abwärme
39 A.4.6 Solarunterstützte Absorber
40 A.4.7 Phasenwechsel als „Speicherung“ auf der Primärseite

42 A.5 Weitere Wärmepumpen-Typen
43 A.5.1 Kompressions-Wärmepumpen mit Verbrennungsmotor
43 A.5.2 Absorptions-Wärmepumpen
45 A.5.3 Adsorptions-Wärmepumpen

46 B Rahmenbedingungen

48 B.1 Das Betriebsmittel „Elektrische Energie"
49 B.1.1 Strommix in Deutschland
51 B.1.2 Versorgungssicherheit
53 B.1.3 Smart Metering
54 B.1.4 Wärmepumpen und Photovoltaik
55 B.1.5 Konkurrenz um Strom?

56 B.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen
57 B.2.1 Die Wärmepumpe in der EnEV
59 B.2.2 Die Wärmepumpe im EEWärmeG
59 B.2.3 Europäische Rahmenrichtlinien

60 B.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

62 C Planung und Auslegung der Primärquelle

64 C.1 Sole/Wasser-Wärmepumpen
65 C.1.1 Auslegung der Wärmequelle
69 C.1.2 Wärmeträgermedium
70 C.1.3 Volumenstrom und Druckverlust im Solekreis

72 C.2 Wasser/Wasser-Wärmepumpen
73 C.2.1 Grundwasser
75 C.2.2 Kühlwasser

76 C.3 Luft/Wasser-Wärmepumpen
77 C.3.1 Luft/Wasser-Wärmepumpen mit ungeregeltem Verdichter
77 C.3.2 Auslegung
79 C.3.3 Schalltechnische Planung
82 C.3.4 Luftführung bei innen aufgestellten Luft/Wasser-Wärmepumpen

84 D Anlagenplanung

86 D.1 Betriebsweisen
87 D.1.1 Monovalente Betriebsweise
87 D.1.2 Bivalente Betriebsweise
89 D.1.3 Kaskadenanlagen
90 D.1.4 Kombination mit regenerativen Energien

92 D.2 Sekundärkreis
93 D.2.1 Trinkwassererwärmung (TWE)
106 D.2.2 Heizbetrieb
111 D.2.3 Kühlung

116 D.3 Leistungsermittlung und Planungshilfen
117 D.3.1 Bestimmung der Wärmepumpenleistung
118 D.3.2 Auslegungshilfen für Wärmepumpenanlagen

UNIDOMO®

Ihr Online-Fachhändler für:

VIESMANN

- Kostenlose und individuelle Beratung
- Hochwertige Produkte
- Kostenloser und schneller Versand
- TOP Bewertungen
- Exzelenter Kundenservice
- Über 20 Jahre Erfahrung

E-Mail: info@unidomo.de | Tel.: 04621 - 30 60 89 0 | www.unidomo.de

122 Anhang

124 Der Weg zur effizienten Wärmepumpenanlage

130 Hinweise zu Inspektion und Optimierung

132 Stichwortverzeichnis

136 Das Unternehmen

136 Individuelle Lösungen mit effizienten Systemen

138 Zukunftssichere Heiztechnik für alle Anforderungen

140 Viessmann – climate of innovation

142 Impressum

Vorwort

Die zentrale Herausforderung unserer Zeit ist der Klimaschutz und die Gestaltung einer zukunftsfähigen und bezahlbaren Energieversorgung. Um die fortschreitende Klimaerwärmung zu begrenzen, muss die Emission von Treibhausgasen, insbesondere von CO_2, minimiert werden. Das geht nur im Wege einer deutlichen Reduzierung des Verbrauchs fossiler Energie. Angesichts deren begrenzter Ressourcen wird man auch unabhängig vom Klimawandel auf Dauer nicht darum herumkommen. Die Versorgung ist zwar noch auf absehbare Zeit gewährleistet, aber die Energiepreise werden weiter steigen. Schon deshalb sind die Steigerung der Energieeffizienz und der Ausbau der erneuerbaren Energien die Gebote der Stunde.

Die Politik hat dementsprechend ambitionierte Ziele für Klimaschutz und Energieeinsparung festgelegt, zu deren Erreichen der Wärmemarkt als größter Verbraucher einen erheblichen Teil beitragen kann. Daher muss der energetisch veraltete und ineffiziente Gebäudebestand schnellstens modernisiert werden. Die Technologien dafür stehen zur Verfügung.

So bietet das Viessmann Komplettprogramm nicht nur hocheffiziente Brennwerttechnik für die Energieträger Öl und Gas, sondern auch Biomassekessel sowie Solarthermieanlagen und Wärmepumpen für jeden Anwendungsbereich.

Wärmepumpen haben in den letzten zehn Jahren einen festen Platz in der Heiztechnik eingenommen. Ihr Anteil am Marktvolumen im Neubau entspricht mittlerweile dem von Gas-Brennwert-Anlagen. Aber auch in der Modernisierung gewinnen Wärmepumpen zunehmend an Bedeutung. Richtig ausgelegt und installiert können sie in jedem Gebäude für fast jede Anforderung einen wichtigen Beitrag zur ressourcenschonenden und wirtschaftlichen Wärmeerzeugung leisten.

Das Unternehmen Viessmann erwartet in den nächsten Jahren eine noch weiter steigende Marktbedeutung von Wärmepumpen. Auf der einen Seite geht die Entwicklung der Produkte weiter. Mit großen Wärmepumpen werden weitere Gebäudetypen und gewerbliche Anwendungen erreicht. In den kleinen Leistungsbereichen geht der Trend zu kompakten Lösungen weiter, was die Planung und die Ausführung deutlich erleichtert. Unsere Partner können sicher sein, dass alles zusammenpasst. Auf der anderen Seite fassen zunehmend mehr Heizungsfachbetriebe Vertrauen in diese für viele noch ungewohnte Technik. Ich freue mich, dass wir unseren Marktpartnern mit diesem Planungshandbuch eine weitere Unterstützung für ein erfolgreiches Agieren in diesem Geschäftsfeld anbieten können.

Dr. Martin Viessmann

VIESMANN
VIESMANN

Einleitung

Das vorliegende Handbuch vermittelt die wichtigsten Informationen im Zusammenhang mit der Planung, dem Aufbau und dem Betrieb einer Wärmepumpenanlage. Es ist als Nachschlagewerk ebenso geeignet wie als Unterlage in der Ausbildung oder zur Vorbereitung auf ein Beratungsgespräch.

Hinweise zur Nutzung

Im Vergleich zu konventionellen Wärmeerzeugern sind Wärmepumpen komplexe Produkte, bei denen Endverwender, aber auch Heizungsfachbetriebe oder Planungsbüros, einen relativ hohen Erklärungsbedarf haben. Die Grundfunktion eines Heizkessels, der mit Öl, Gas oder Biomasse betrieben wird, ist relativ leicht nachvollziehbar. Bei Wärmepumpen hingegen erscheint es vielen zunächst paradox, dass aus einer „kalten" Primärquelle – wie Erdreich, Grundwasser oder Umgebungsluft – Wärme für die Gebäudebeheizung gewonnen werden kann. Aus diesem Grund liegt in diesem Planungshandbuch ein Schwerpunkt auf der Erläuterung der grundlegenden Funktionen dieser faszinierenden Technik.

Die folgenden Darstellungen und Beschreibungen dienen dem Verständnis aller relevanten Komponenten einer Wärmepumpenanlage. Die Abbildungen sind daher auf das Wesentliche konzentriert und nicht als vollständige Montageanleitungen zu verstehen. Diese finden sich in den Produktunterlagen, den gerätebezogenen Planungsanleitungen und dem Viessmann-Schemenbrowser. Hinweise zur handwerklichen Umsetzung wurden nur dann in dieses Handbuch aufgenommen, wenn bei der Installation einer Wärmepumpenanlage spezifische Besonderheiten zu beachten sind.

Alle in den jeweiligen Kapiteln erwähnten elektronischen Planungshilfen, wie zum Beispiel Auslegungsprogramme, sind für Viessmann Marktpartner bei den Außendienstmitarbeitern erhältlich oder können im Internet heruntergeladen werden.

A Grundlagen der Wärmepumpentechnik

Das Potenzial an Umweltwärme, das mit Hilfe einer Wärmepumpe auf ein nutzbares Temperaturniveau gebracht werden kann, ist unerschöpflich.

Wärme ist in der Wahrnehmung der meisten Menschen eher ein Gefühl als ein messbarer Wert. Einen sonnigen Sommertag oder ein wohlig geheiztes Haus im Winter empfinden wir als Wärme, das Gegenteil beschreiben wir als Kälte.

Physikalisch gesehen ist das nicht ganz richtig, denn bis zum absoluten Nullpunkt (0 K = -273,15 °C) enthalten Stoffe noch Wärmeenergie. Mit einer Wärmepumpe ist es möglich, diese Energie auf ein nutzbares Temperaturniveau zu heben.

In diesem Kapitel werden die Grundlagen dieser Technik und die wesentlichen Komponenten einer Wärmepumpe erläutert.

16 A.1 Entwicklungsgeschichte der Wärmepumpe

18 A.2 Physikalische Grundlagen

19 A.2.1 Verflüssigen und Verdampfen
19 A.2.2 Kältekreis
21 A.2.3 Leistungszahl
22 A.2.4 Jahresarbeitszahl

24 A.3 Hauptkomponenten

25 A.3.1 Verdichter
28 A.3.2 Expansionsventil
29 A.3.3 Wärmetauscher
31 A.3.4 Kältemittel

32 A.4 Potenziale der Primärquellen

33 A.4.1 Wärmequelle Erdreich
37 A.4.2 Wärmequelle Wasser
37 A.4.3 Wärmequelle Außenluft
38 A.4.4 Verfügbarkeit und Effizienz – Bewertung der Primärquellen
39 A.4.5 Wärmequelle Abwärme
39 A.4.6 Solarunterstützte Absorber
40 A.4.7 Phasenwechsel als „Speicherung“ auf der Primärseite

42 A.5 Weitere Wärmepumpen-Typen

43 A.5.1 Kompressions-Wärmepumpen mit Verbrennungsmotor
43 A.5.2 Absorptions-Wärmepumpen
45 A.5.3 Adsorptions-Wärmepumpen

Viessmann Wärmepumpe L-08
von 1981

Entwicklungsgeschichte der Wärmepumpe

Die Geschichte der Wärmepumpe ist deutlich älter als gemeinhin angenommen wird. Bereits vor fast zwei Jahrhunderten wurden mit den ersten Kältemaschinen die technischen Grundlagen für die heutigen modernen Maschinen gelegt.

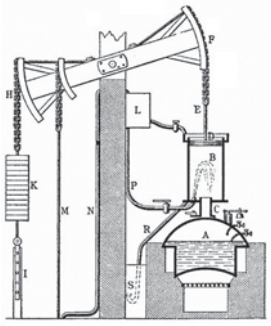


Abb. A.1-1 Dampfmaschine von Newcomen

Wärme wurde von Menschen über Jahrtausende im Wesentlichen zum Erwärmen von Räumen, zum Zubereiten von Speisen oder zum Schmelzen von Metallen verwendet.

Mit der Erfindung der Dampfmaschine im frühen 18. Jahrhundert kam eine weitere Nutzung hinzu, die für die Menschheitsgeschichte mit umwälzenden Konsequenzen verbunden war: Die Dampfmaschine, d. h. die Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit. Bis zum heutigen Tag sind unsere Produktivität, unsere Mobilität und unser Komfort von diesem Prinzip bestimmt.

Die Dampfmaschine wurde über Jahrzehnte hinweg genutzt, die wissenschaftliche Durchdringung des Zusammenhangs zwischen Wärme und Kraft begann jedoch erst deutlich später.

Grundlegend waren die Erkenntnisse von Nicolas Léonard Sadi Carnot, der heute mit seinen Arbeiten als Begründer der Thermodynamik gilt. Er untersuchte die Wirkzusammenhänge bei Dampfmaschinen und stellte unter anderem fest, dass alle Abläufe bei der Umwandlung von Wärme zu Kraft im Prinzip umkehrbar („reversibel") sind.

Abb. A.1–2 Nicolas Léonard Sadi Carnot

Mit dem richtigen Arbeitsmittel und unter Einsatz von Kraft lässt sich einem Medium nicht nur Wärmeenergie hinzufügen, sondern auch entziehen, und zwar unabhängig von der Umgebungstemperatur.

Die erste technische Umsetzung dieses Prinzips gelang dem Amerikaner Jacob Perkins, der 1835 die erste Kompressions-Kältemaschine zum Patent anmeldete. Bis dahin waren technische Temperaturabsenkungen nur durch Unterdruck möglich – eine Entdeckung aus der Mitte des 18. Jahrhunderts.

In Perkins Maschine waren bereits alle Basisbauteile einer modernen Kälteanlage bzw. Wärmepumpe enthalten: Ein Verdichter, wärmeaufnehmende und wärmeabgebende Bauteile und eine Entspannungseinrichtung. Er benutzte als Arbeitsmittel Ether und konnte so Temperaturen unter dem Gefrierpunkt erreichen. Weiterentwickelt wurde die Idee von John Gorrie, der sich 1851 seine Eismaschine patentieren ließ und von James Harrison, der die ersten kommerziellen Nutzungen (Lebensmittelkühlung) entwickelte. Mit der Entdeckung von Ammoniak als Arbeitsmittel durch Ferdinand Carre konnte 1859 der hochexplosive Ether in den Kältemaschinen abgelöst und so der Betrieb sehr viel sicherer gemacht werden. In den letzten Jahrzehnten des 19. Jahrhunderts etablierte sich die Kältetechnik in der Industrie, in den ersten Jahrzehnten des 20. Jahrhunderts entstanden die ersten Kühlschränke auch für den privaten Gebrauch.

William Thomson Kelvin wies 1852 nach, dass mit Kältemaschinen auch geheizt werden kann und dabei durch die Nutzung von Wärmeenergie aus der Umgebung insgesamt weniger Energie aufgewendet werden muss als bei der Verbrennung von Holz oder Kohle. Es sollte allerdings noch gut 100 Jahre dauern, bis die Wärmepumpe in der Gebäudetechnik Einzug halten konnte.

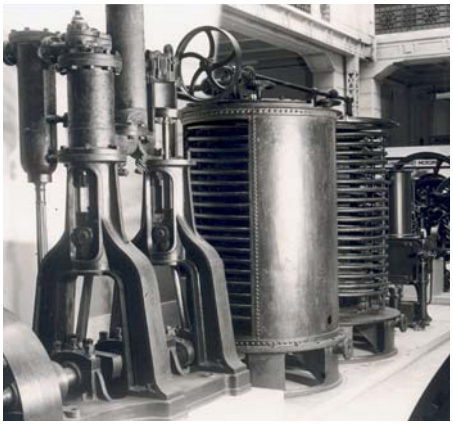


Abb. A.1–3 Linde Kältemaschine von 1877

Als Folge der Ölkrise in den 1970er-Jahren erlebte die Wärmepumpe ihren ersten Boom in Deutschland. Als dann die Ölpreise in den 80er-Jahren wieder sanken, nahm auch die Nachfrage nach Wärmepumpen rapide ab. Erst seit etwa zehn Jahren hat sich die moderne Wärmepumpe in der Haustechnik fest etabliert.

Bis heute ist dabei Strom die vorherrschende Antriebsenergie für den Verdichter, in größeren Leistungsbereichen werden aber seit etwa 30 Jahren auch Verbrennungsmotoren verwendet, deren Wärme aus den Abgasen ebenfalls in die Wärmeversorgung eingekoppelt werden.

Physikalische Grundlagen

Die handwerkliche Praxis der Heiztechnik erfordert es in der Regel nicht, sich mit den physikalischen Grundlagen der Wärmeerzeuger zu beschäftigen.

Für die sichere Planung, Installation und Inbetriebnahme reicht es meist aus, die technischen Regeln zu beachten. Es ist jedoch nützlich, sich mit den physikalischen Zusammenhängen zu beschäftigen, um zu verstehen, unter welchen Bedingungen ein Wärmeerzeuger, speziell eine Wärmepumpe, optimal eingesetzt werden kann.

Wärme ist eine Form der inneren Energie von Stoffen oder, thermodynamisch genauer, von Systemen. Besteht die Möglichkeit zur Abgabe dieser Energie an einen anderen Stoff (ein anderes System), entsteht ein Wärmestrom. Dieser fließt immer in die Richtung der niedrigeren Temperatur und nie umgekehrt, d. h. er ist nicht reversibel.

Ein mit kochendem Wasser gefülltes Gefäß beispielsweise kühlt bei gewöhnlicher Umgebungstemperatur solange ab, bis es die gleiche Temperatur wie die Umgebungsluft erreicht hat. An dieser Gesetzmäßigkeit ändern auch Wärmepumpen nichts. Sie nutzen vielmehr einen anderen Effekt: Energie, die in einen Stoff eingebracht wird, kann nicht nur zur Temperaturerhöhung führen, sondern auch zu einer Änderung des Aggregatzustandes.

Wird also beispielsweise dem kochenden Wasser in einem Gefäß weiter Energie zugeführt, dann verdampft es, ohne dabei seine Temperatur zu erhöhen. Die Energiemenge, die in dieser Zustandsänderung steckt, ist das „Geheimnis“, mit der die Wärmepumpe aus einer „kalten“ Wärmequelle Energie auf nutzbarem Temperaturniveau gewinnt.

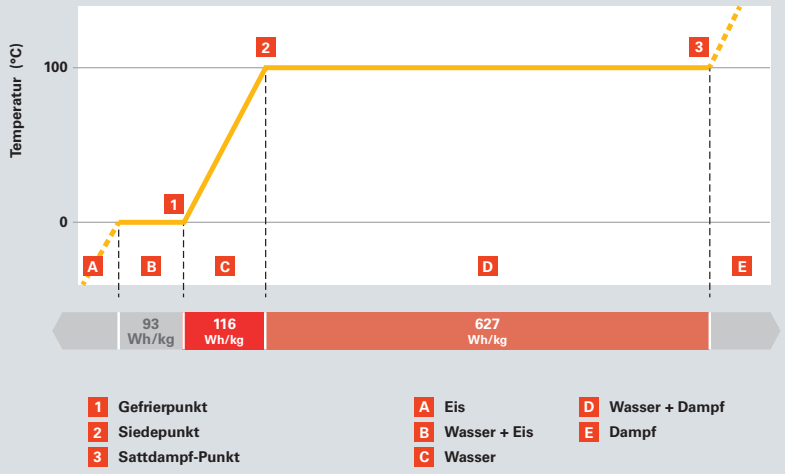
A.2.1 Verflüssigen und Verdampfen

Verflüssigen und Verdampfen sind zwei zentrale Prozesse, die in einer Wärmepumpe stattfinden. Als Verflüssigung bezeichnet man den Phasenübergang eines Gases oder Gasgemisches in den flüssigen Aggregatzustand. Analog dazu ist Verdampfung der Phasenübergang einer Flüssigkeit oder eines Flüssigkeitsgemisches in den gasförmigen Aggregatzustand.

Für das Verdampfen einer Flüssigkeit ist eine bestimmte, vom Stoff abhängige Energiemenge notwendig – die sogenannte Verdampfungsenthalpie. Die Verdampfungsenthalpie wird als Kondensationswärme wieder an die Umgebung abgegeben, wenn die Verflüssigungstemperatur unterschritten wird. Bei unveränderten Druckverhältnissen erfolgen die Phasenübergänge isotherm, d. h. die Temperatur der Flüssigkeit – ob flüssig oder gasförmig – ändert sich nicht.

Die Abb. A.2.1–1 zeigt am Beispiel von Wasser, dass eine Energiemenge von 116 Wh erforderlich ist, um einen Liter Wasser von 0 °C auf 100 °C zu erhitzen. Für die Erhöhung der Wassertemperatur um jeweils 1 °C werden entsprechend 1,16 Wh benötigt. Soll die Wassertemperatur bei Normaldruck 100 °C übersteigen, muss das Wasser vollständig verdampft werden. Um das zu erreichen, sind 627 Wh erforderlich, also mehr als die 500-fache Energiemenge. Die gleiche Energiemenge wird freigesetzt, wenn der Wasserdampf wieder kondensiert.

Abb. A.2.1–1 Energiegehalt von Dampf



Um 1 Liter (Kilogramm) Wasser bis zum Siedepunkt zu erwärmen, werden 116 Wh benötigt. Weitere 627 Wh sind nötig, um das Wasser vollständig zu verdampfen (Sattdampf-Punkt).

Hinweis

In der Fachliteratur wird für Energie in thermodynamischen Systemen häufig die Einheit Kilojoule (kJ) verwendet. Dieses Buch nutzt hingegen die Einheit Wattstunde (Wh).

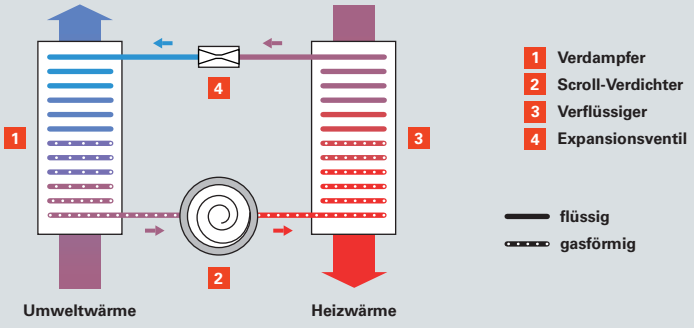
1 J = 1 Ws
3,6 kJ = 1 Wh
3600 kJ = 1 kWh

A.2.2 Kältekreis

Das Grundprinzip der Wärmepumpe ist es, Wärme durch Verdampfung bei relativ niedriger Temperatur aufzunehmen und auf einem höheren Temperaturniveau durch Kondensation wieder abzugeben. Da diese Phasenübergänge bei gleichbleibendem Druck aber ohne Temperaturänderung (isotherm) erfolgen würden, muss der Druck mit Hilfe von mechanischer Energie erhöht werden, um ein höheres Temperaturniveau erreichen zu können.

Die Abb. A.2.2–1 zeigt die vier Stationen in einem typischen Kreisprozess einer Kompressionswärmepumpe.

Abb. A.2.2–1 Funktionsweise der Wärmepumpe



Das Kältemittel verdampft bei niedrigen Temperaturen und nimmt dabei Wärme auf. Das Verdichten erhöht die Temperatur des Dampfes und durch Kondensation wird die Wärme wieder abgegeben.

Hinweis

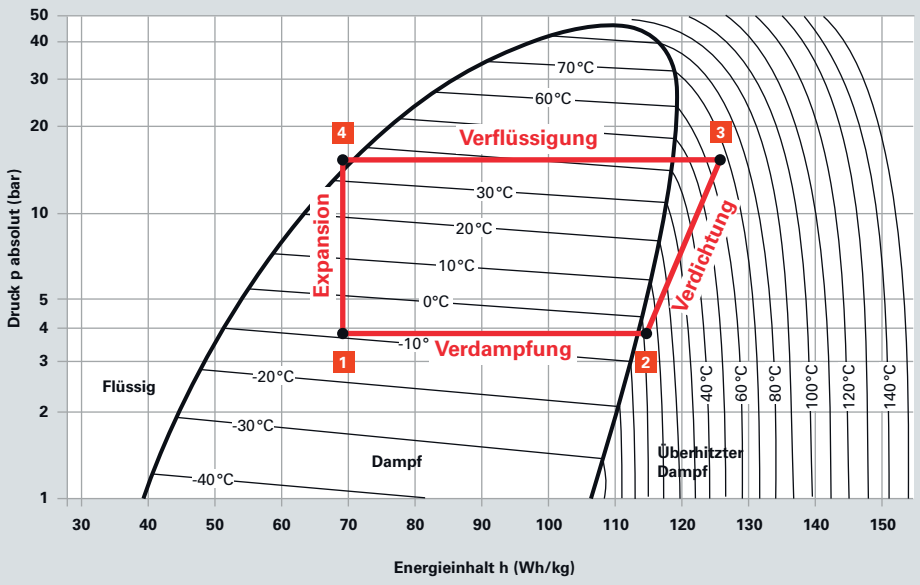
Der Fachbegriff für den Energieinhalt in thermodynamischen Systemen ist Enthalpie [h] (altgriechisch: en = in und thalpein = erhitzen).

Zum besseren Verständnis kann dieser Kreisprozess in einem Druck/Enthalpie-Diagramm (Abb. A.2.2–2) dargestellt werden. Darin ist auf der Y-Achse der Druck (p) logarithmisch abgetragen.

Die Geräte, die auf diesem Prozess aufbauen, werden nach Art der Nutzung unterschieden. Liegt der Nutzen des Gerätes auf der Seite der Verdampfung, also dem Entzug von Wärme, ist es eine Kältemaschine, liegt der Nutzen auf der Seite der Verflüssigung, also der Abgabe von Wärme, ist es eine Wärmepumpe. Prinzipiell lässt sich mit jeder Kältemaschine heizen und mit jeder Wärmepumpe kühlen.

Das für dieses Beispiel verwendete log p,h-Diagramm zeigt die physikalischen Eigenschaften des Kältemittels R 407C, das in Viessmann Luft/Wasser-Wärmepumpen verwendet wird.

Abb. A.2.2–2 Das log p,h-Diagramm



Beim Betrieb der Wärmepumpe durchläuft das Kältemittel folgende Zustandsänderungen:

1 → 2 Verdampfung
Das Kältemittel verdampft. Die dafür notwendige Energie (Verdampfungsenthalpie) wird der Umwelt, z. B. der Außenluft entzogen.

2 → 3 Verdichtung
Der Verdichter erhöht mit Hilfe seiner Antriebsenergie den Druck und damit die Temperatur des Kältemitteldampfes. Die Enthalpie (der Energieinhalt) nimmt zu.

3 → 4 Verflüssigung
Der Kältemitteldampf wird durch Kondensation verflüssigt, wobei die aufgenommene Umweltenergie plus die vom Verdichter eingebrachte Antriebsenergie wieder abgegeben werden.

4 → 1 Expansion
Das Kältemittel wird entspannt, d. h. mit Hilfe eines Expansionsventils werden Temperatur und Druck des Kältemittels auf das Ausgangsniveau gebracht. Das Medium kann wieder verdampft werden und der Prozess beginnt erneut.

A.2.3 Leistungszahl

Die Leistungszahl ist das Maß für Effizienz und ist definiert als das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Bezogen auf die Wärmepumpe bedeutet das: Der Nutzen ist die auf hohem Temperaturniveau abgegebene Wärmemenge (Verflüssigung), der Aufwand die dazu erforderliche Antriebsenergie (Verdichtung). Bei Wärmepumpen wird der Wirkungsgrad als Leistungszahl angegeben – üblich ist die Angabe COP (= coefficent of performance, der englische Begriff für die Leistungszahl).

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe wird mit Hilfe des log p,h-Diagramms definiert als

$$COP = \frac{h3 - h4}{h3 - h2}$$

COP Leistungszahl
h2 Enthalpie bei Beginn der Verdichtung
h3 Enthalpie bei Ende der Verdichtung / Beginn der Wärmeabgabe
h4 Enthalpie bei Ende der Verflüssigung / Ende der Wärmeabgabe

Beispiel

Für das Beispiel (rote Linie) in Abb. A.2.2–2 wird die Leistungszahl wie folgt berechnet:

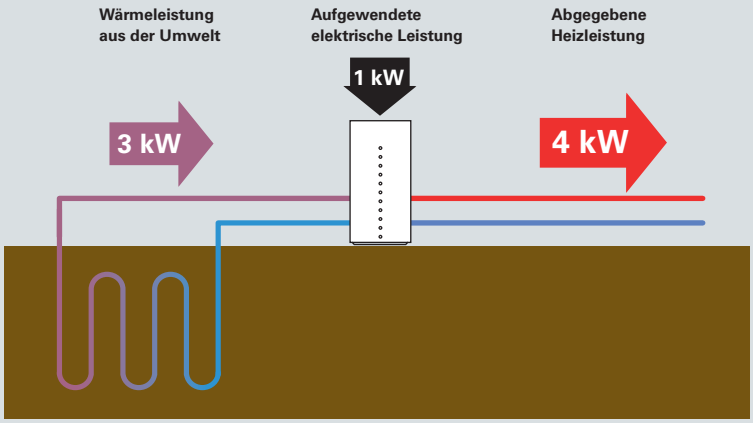
COP = Leistungszahl
2 h2 = 114 Wh/kg
3 h3 = 126 Wh/kg
4 h4 = 69 Wh/kg

$$COP = \frac{126\ Wh/kg - 69\ Wh/kg}{126\ Wh/kg - 114\ Wh/kg}$$

In diesem Beispiel hat die Wärmepumpe also einen rechnerischen Kältekreis-COP von 4,75.

Die Leistungszahlen moderner Wärmepumpen liegen zwischen 3,5 und 5,5. Eine Leistungszahl von 4 beispielsweise bedeutet, dass viermal so viel Energie als nutzbare Heizwärme abgegeben wird wie als elektrische Energie eingesetzt wird.

Abb. A.2.3–1 Der Wirkungsgrad als Leistungszahl

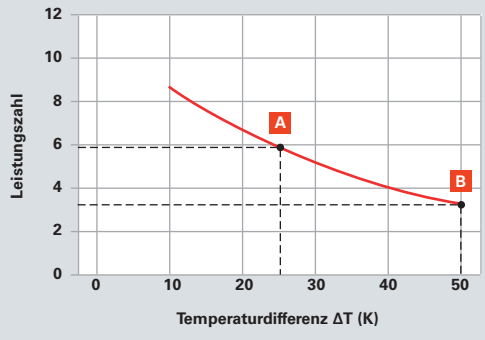


Die abgegebene Heizleistung ist in diesem Beispiel viermal höher als die aufgewendete elektrische Energie.
Die Leistungszahl ist 4.

Je geringer die Temperaturdifferenz zwischen Heizkreis-Vorlauftemperatur und Eintrittstemperatur der Wärmequelle, desto höher ist die Leistungszahl.

Als Faustformel gilt:
- Vorlauftemperatur 1 K niedriger
  → Leistungszahl 2,5 % höher
- Quellentemperatur 1 K höher
  → Leistungszahl 2,7 % höher

Abb. A.2.3–2 Temperaturdifferenz und Leistungszahl



A Bei ΔT = 25 K beträgt hier die Leistungszahl fast 6

B Bei ΔT = 50 K beträgt hier die Leistungszahl nur noch 3,3

Um vergleichbare Leistungszahlen für Wärmepumpen angeben zu können, werden diese auf Basis der DIN EN 14511 ermittelt und an festgelegten Betriebspunkten gemessen. Der Betriebspunkt wird durch die Eintrittstemperatur des Wärmequellenmediums (Luft A, Sole B, Wasser W) in die Wärmepumpe und die Heizwasseraustrittstemperatur (Vorlauftemperatur Sekundärkreis) angegeben.

Für folgende Wärmepumpen-Typen betragen diese Betriebspunkte:

Typ	Eintritts-temperatur Wärmequelle	Vorlauf-temperatur Sekundärkreis
Luft/Wasser	A 2 °C	W 35 °C
Sole/Wasser	B 0 °C	W 35 °C
Wasser/Wasser	W 10 °C	W 35 °C

A steht für Air (= Luft)
B steht für Brine (= Sole)
W steht für Water (= Wasser)

In der Norm berücksichtigt ist die Antriebsleistung der Wärmepumpe plus Leistungsaufnahme der Wärmepumpen-Regelung plus Anteil an Hilfsenergie, der notwendig ist, um den internen Druckverlust beider Wärmetauscher zu überwinden.

A.2.4 Jahresarbeitszahl

Hinweis

Für die Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen steht der Jahresarbeitszahl-Rechner unter www.viessmann.com zur Verfügung.

Die Leistungszahl (COP) ist das Verhältnis der Wärmeleistung zur elektrischen Leistungsaufnahme in einem Betriebspunkt. Die Jahresarbeitszahl ist dieses Verhältnis im Zeitraum eines Jahres.

Die Leistungszahl dient zur Vergleichbarkeit von Wärmepumpen hinsichtlich der Effizienz – der COP gilt jedoch nur in einem bestimmten Betriebspunkt unter definierten Temperaturbedingungen.

Für die Planung (um beispielsweise die anfallenden Verbrauchskosten einer Wärmepumpe angeben zu können), muss deren Betrieb über das gesamte Jahr hinweg betrachtet werden. Dafür wird die über das Jahr abgegebene Wärmemenge ins Verhältnis gesetzt zu der in diesem Zeitraum von der gesamten Wärmepumpenanlage aufgenommenen elektrischen Arbeit. Dabei werden auch die Stromanteile für Pumpen, Regelungen etc. berücksichtigt. Das Ergebnis wird als Jahresarbeitszahl β bezeichnet:

$$\beta = \frac{Q_{WP}}{W_{EL}}$$

β Jahresarbeitszahl
Q_{WP} von der Wärmepumpe innerhalb eines Jahres abgegebene Wärmemenge in kWh
W_{EL} der Wärmepumpe innerhalb eines Jahres zugeführte elektrische Arbeit in kWh

Für eine Prognose hat sich das vereinfachte Rechenverfahren nach VDI-Richtlinie 4650 durchgesetzt. Deutlich genauer, aber auch aufwendiger ist das sogenannte BIN-Verfahren nach DIN 18599.

Hauptkomponenten

Gute Wärmepumpenanlagen zeichnen sich durch Effizienz und Betriebssicherheit aus. Dafür sind ausgereifte und zuverlässige Komponenten erforderlich, die von der Wärmequelle bis zur Wärmeabgabe perfekt zusammenspielen.

Unter dem Primärkreis einer Wärmepumpe versteht man alle Komponenten, die für die Aufnahme von Umweltenergie benötigt werden – z. B. die Wärmetauscher, Solepumpen oder Lüftermotoren, bei Wasser/Wasser-Wärmepumpen auch die Zwischenkreiswärmetauscher.

Der Sekundärkreis umfasst alle Komponenten, die notwendig sind, um die gewonnene Energie an den Verbraucher abzugeben.

A.3.1 Verdichter

Der Verdichter ist der Teil der Wärmepumpe, der dem Gerät den Namen „Pumpe“ gibt – er saugt das gasförmige Kältemittel an und verdichtet es. Alle Verdichtertypen sind für die Kompression von Gasen konzipiert und würden Schaden nehmen, wenn im Dampf befindliche Flüssigkeitstropfen angesaugt würden. Der Dampf wird deshalb leicht überhitzt, bevor er in den Verdichter gelangt.Diese Überhitzung wird mit dem Expansionsventil geregelt, die präzise Ansteuerung dieses Bauteils ist ein wichtiger Baustein für die Effizienz einer Wärmepumpe.

A.3.1.1 Verdichtertypen

Ausschlaggebend für die Effizienz einer Wärmepumpe ist der Verdichtungsprozess. Als Verdichter in Wärmepumpen haben sich Scroll-Verdichter durchgesetzt. Ein Scroll-Verdichter besteht aus zwei ineinandergreifenden Spiralen, die das Kältemittel verdichten. Scroll-Verdichter arbeiten leise und vibrationsarm, sind wartungsfrei und äußerst langlebig.

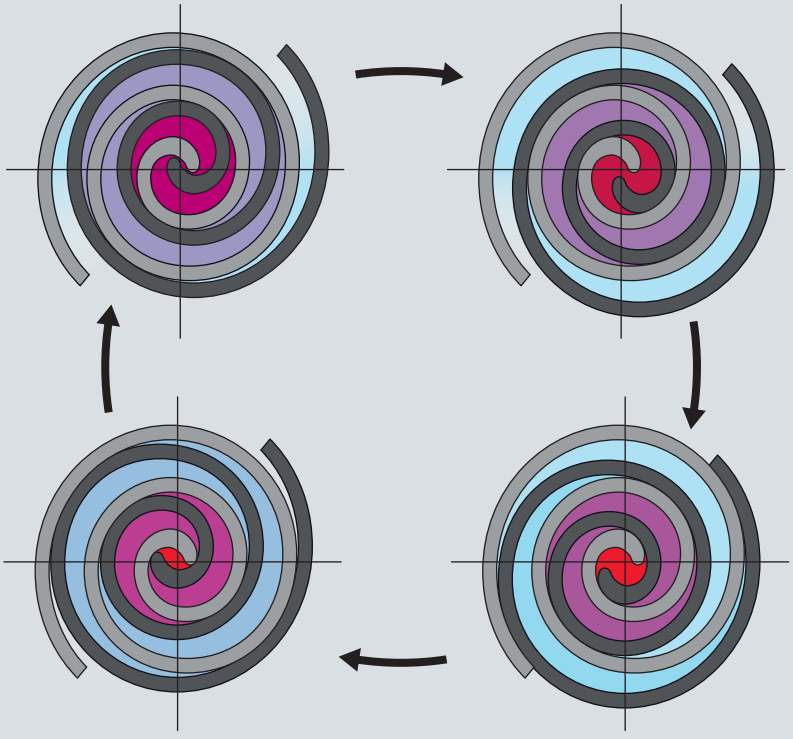
Daneben werden aber auch Rollkolben-, Hubkolben- und Schraubenverdichter eingesetzt, wobei Rollkolbenverdichter tendenziell eher im kleinen Leistungsbereich, Scroll-Verdichter im kleinen bis mittleren und Schraubenverdichter im großen Leistungsbereich zum Einsatz kommen.

Abb. A.3.1–1 Der Scroll-Verdichter

Der Scroll-Verdichter besteht aus zwei ineinandergreifenden Spiralblöcken – einem statischen und einem beweglichen.

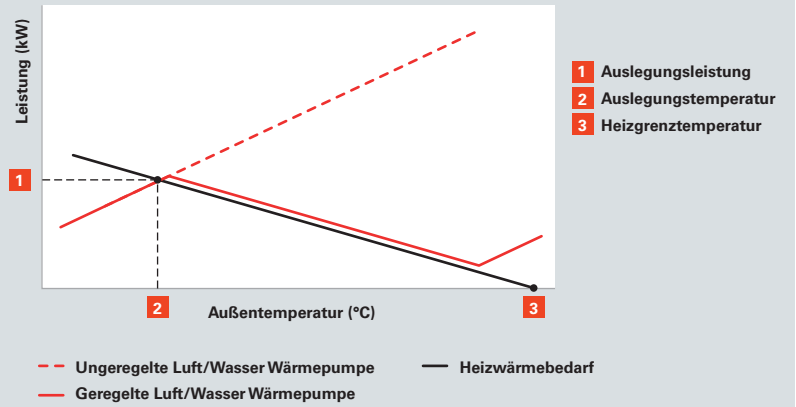
Der bewegliche Spiralblock vollzieht eine exzentrische Rotation, bei der gleichzeitig drei Prozesse stattfinden:

- ansaugen (blaue Segmente)
- verdichten (violette Segmente)
- ausstoßen (rote Segmente)



statischer Spiralblock
beweglicher Spiralblock

Abb. A.3.1–2 Leistungsregelung



Zur Vermeidung von häufigem Takten wird die Leistung der Wärmepumpe angepasst.

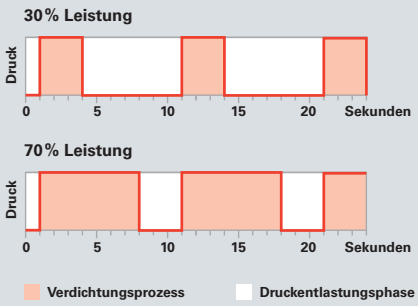
A.3.1.2 Leistungsregelung

Die Leistungsregelung von Verdichtern gewinnt mehr und mehr an Bedeutung. Insbesondere in Wärmepumpen mit Außenluft als Primärquelle ist eine Leistungsregelung sinnvoll, da sich bei dieser Wärmequelle im Jahresverlauf die größten Schwankungen ergeben. Zudem gibt es eine gegenläufige Tendenz von Leistungsbedarf zu Leistungsbereitstellung – je kälter die Wärmequelle Außenluft, desto größer der Bedarf an Heizwärme, umso größer aber auch die Temperaturdifferenz zwischen Quellen- und Nutztemperatur mit den entsprechenden Auswirkungen auf den COP. Steigt die Außentemperatur, sinkt der Wärmebedarf bei gleichzeitiger Leistungssteigerung des Gerätes. Um häufiges Takten des Gerätes zu vermeiden, wird die Leistung einer Wärmepumpe diesen Rahmenbedingungen angepasst, die Leistung des Verdichters – und damit Druck und Temperatur des Kältemittels – wird entsprechend geregelt.

Eine Leistungsregelung kann durch unterschiedliche Technologien erzielt werden.
Die am häufigsten angewandte Methode ist die Leistungsregelung des Verdichters mit Invertertechnologie – hierbei wird aus der Versorgungsspannung (z. B. 230 V ~) eine Gleichspannung erzeugt. Je nach Frequenz des Drehfelds ergeben sich dann unterschiedliche Drehzahlen des Verdichters und somit unterschiedliche Leistungen. Inverterverdichter arbeiten insbesondere im Teillastbetrieb sehr effizient.

Beispiel

Verdichter mit Leistungsregelung durch Druckentlastungsventil

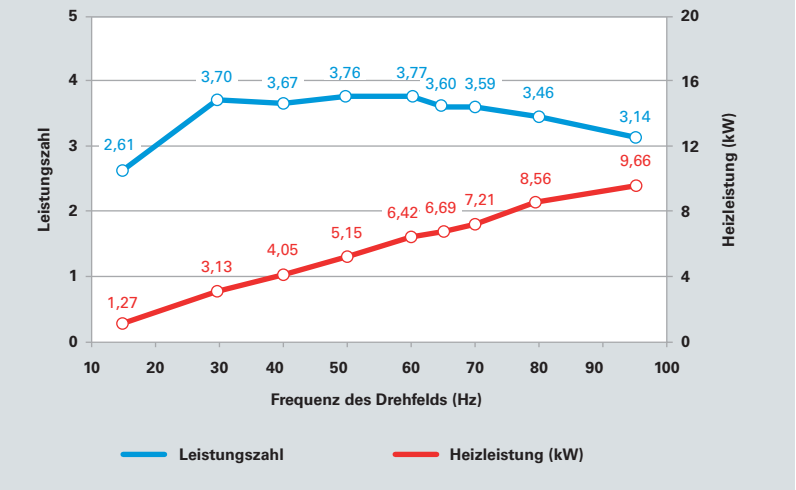


Eine weitere Möglichkeit ist die Leistungsregelung über ein Druckentlastungsventil im Verdichter.

Öffnet das Magnetventil, läuft der Verdichter druckentlastet und es wird keine Heizleistung abgegeben. Je nach Dauer der entlasteten und belasteten Laufzeiten kann die Leistung zwischen 30 % und 100 % geregelt werden.

Am Beispiel dieser Messwerte wird das Prinzip der Leistungsregelung deutlich: Die Heizleistung steigt mit zunehmender Drehzahl.

Abb. A.3.1–3 Inverterverdichter zur Leistungsregelung



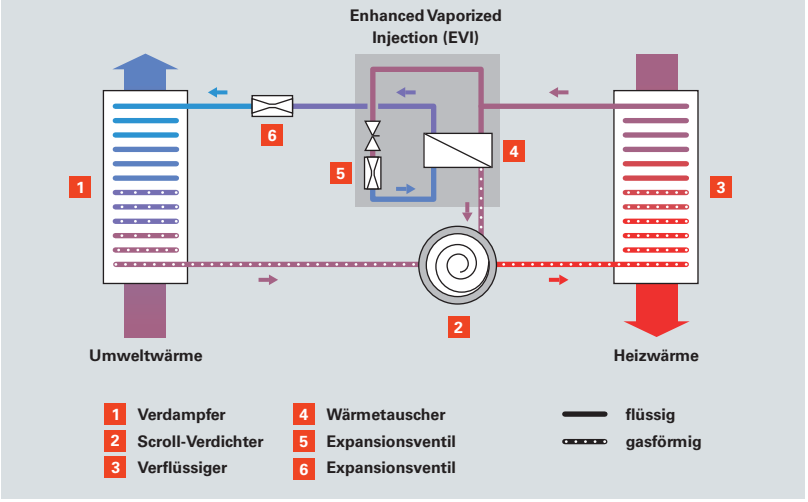
A.3.1.3 Dampfzwischeneinspritzung – EVI (Enhanced Vapourized Injection)

Im Gebäudebereich sind die Zieltemperaturen im Sekundärkreis durch die notwendige Heizflächen- und Warmwassertemperatur bestimmt. Um auch bei großen Temperaturdifferenzen zwischen Quellen- und Nutztemperatur einen Betrieb zu ermöglichen, kann eine Dampfzwischeneinspritzung in den Verdichter erfolgen.

Die maximale Temperatur, die handelsübliche Kältemittel im Verdichtungsprozess erreichen dürfen, liegt derzeit bei 135 °C, bei höheren Werten würde der Verdichter beschädigt. Bei der Dampfzwischeneinspritzung, „Enhanced Vapourized Injection“ (EVI) genannt, wird der verdichtete Kältemitteldampf gekühlt. Das geschieht an dem Punkt, an dem die Verdichtung zu etwa zwei Dritteln abgeschlossen ist. (siehe Abb. A.3.1–4 und Abb. A.3.1–5).

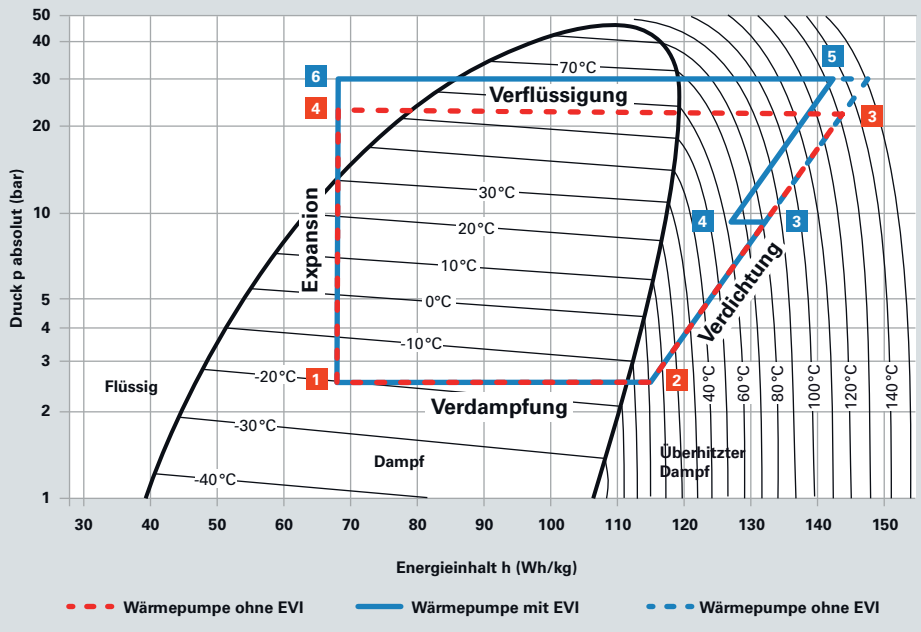
Standardlösungen ohne EVI erreichen einen Temperaturhub von 60 K, mit Dampfzwischeneinspritzung werden 80 K erzielt. Durch die Dampfeinspritzung kann so auch bei niedriger Wärmequellentemperatur eine Vorlauftemperatur von 65 °C erreicht werden. Damit ist die Dampfeinspritzung besonders sinnvoll in Verbindung mit Luft/Wasser-Wärmepumpen, da hier geringere Quellentemperaturen als bei Erdwärme oder Grundwasser zu erwarten sind.

Abb. A.3.1–4 Enhanced Vapourized Injection (EVI)



Ein Teil des Kältemittels wird nach der Verflüssigung (3) genutzt, um mithilfe eines zusätzlichen Wärmetauschers (4) und eines weiteren Expansionsventils (5) Dampf zu erzeugen, der wiederum direkt in den Verdichter (2) eingespritzt wird. Das geschieht an dem Punkt, an dem die Verdichtung zu etwa zwei Dritteln abgeschlossen ist. Durch diese Dampfzwischeneinspritzung wird der bis hierher verdichtete Kältemitteldampf gekühlt.

Abb. A.3.1–5 Wirkung von EVI



Eine Wärmepumpe ohne EVI (rote Linie) kann bei einer Quellentemperatur von –10 °C nur eine Vorlauftemperatur 55 °C erreichen, da der Verdichtungsprozess bei 135 °C enden muss.
Durch die Dampfzwischeneinspritzung (3 bis 4; blaue Linie) findet eine Abkühlung des Kältemittels statt. Der Druck kann weiter erhöht werden, ohne die zulässige Maximaltemperatur zu überschreiten. Es kann eine Vorlauftemperatur von 65 °C erreicht werden.

Das thermostatische Expansionsventil wird hydraulisch über ein Kapillarrohr geregelt.

Abb. A.3.2–1 Thermostatisches Expansionsventil

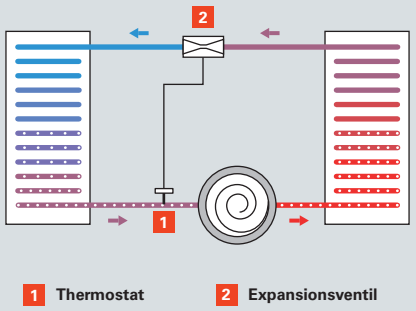
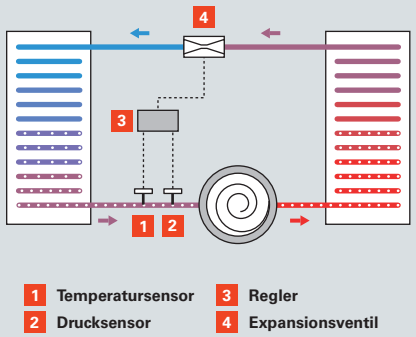


Abb. A.3.2–2 Elektronisches Expansionsventil



A.3.2 Expansionsventil

Das Expansionsventil hat im Wärmepumpenkreislauf die Aufgabe, nach der Übergabe der Wärme an das Heizsystem das flüssige, aber noch unter hohem Druck stehende Kältemittel zu entspannen. Das Kältemittel wird so in einen Zustand versetzt, der die erneute Aufnahme von Umweltwärme ermöglicht. Um zu verhindern, dass Flüssigkeit in den Verdichter gelangt, regelt das Expansionsventil die Kältemittelmenge (Kältemittelmassenstrom) so, dass nur so viel Kältemittel in den Verdampfer gelangt, wie dort vollständig verdampfen kann. Das Ventil sorgt dafür, dass ausschließlich überhitzter Dampf in den Verdichter gelangt.

Schwankungen der Quellentemperatur und der Leistung machen den Einsatz eines geregelten Expansionsventils notwendig, da sich der Druck im Kältekreis und somit auch die benötigte Temperatur vor dem Verdichter ändert.

A.3.2.1 Thermostatisches Expansionsventil

Das thermostatische Expansionsventil ist ein temperaturgesteuertes Regelventil. Es misst die Temperatur in der zum Verdichter führenden Saugleitung und steuert die Kältemittelabgabe in den Verdampfer entsprechend aus.

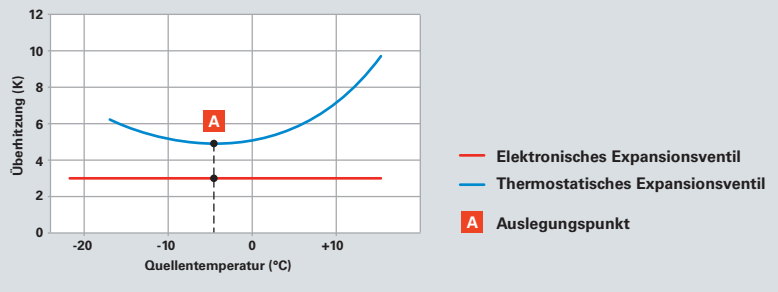
A.3.2.2 Elektronisches Expansionsventil

Mit einem elektronischen Expansionsventil werden sowohl die Temperatur als auch der Druck vor dem Verdichter gemessen. Über einen elektrischen Stellmotor im Expansionsventil kann sehr schnell und exakt der Kältemittelmassenstrom geregelt werden, sodass die Überhitzung (in Kelvin) über den gesamten Bereich der Leistungsregelung des Verdichters konstant gehalten werden kann.

Thermostatische Expansionsventile dagegen erreichen nur im Auslegungspunkt die minimal notwendige Überhitzung, in allen anderen Betriebspunkten ist die Überhitzung größer.

Je größer aber die Überhitzung des Kältemittels, umso geringer ist die maximal erreichbare Temperatur am Verflüssiger (siehe Abb. A.3.1–5). Zusätzlich steigt die zu erbringende Verdichterarbeit, die Effizienz der Wärmepumpe sinkt.

Abb. A.3.2–3 Überhitzung



Das elektronische Expansionsventil regelt schnell und exakt den Kältemittelmassenstrom, sodass die Überhitzung über den gesamten Leistungsbereich konstant bleibt.
Das thermostatische Expansionsventil erreicht nur im Auslegungspunkt die optimale Überhitzung – in allen anderen Betriebspunkten ist die Überhitzung zu groß.

A.3.3 Wärmetauscher

In diesem Kapitel werden die grundlegenden Eigenschaften der Wärmetauscher in einer Wärmepumpe beschrieben. Die Beschreibung der unterschiedlichen Wärmepumpen-Typen, wie sie hier zum Teil bereits erwähnt werden, folgt im Kapitel A.4.

A.3.3.1 Verdampfer

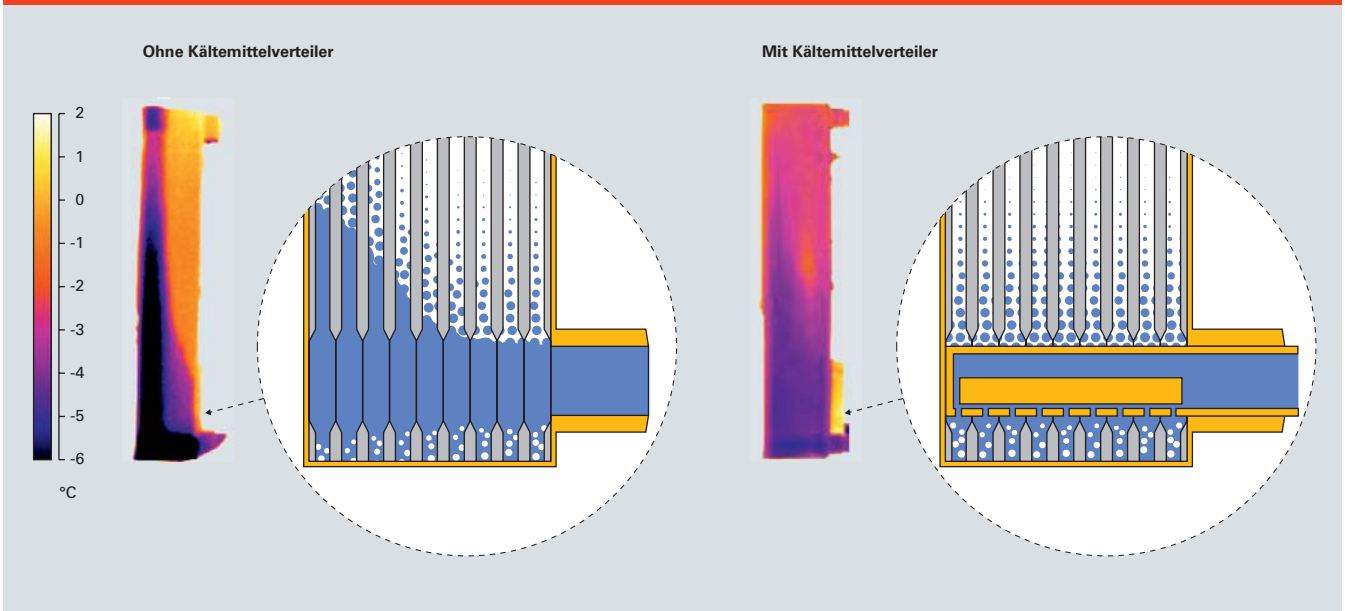
In Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen werden in der Regel Plattenwärmetauscher als Verdampfer eingesetzt, da sie bei vergleichsweise kompakter Bauweise hohe Wärmeübertragungsleistungen ermöglichen. In Ausnahmefällen kommen aber auch Koaxial-Wärmetauscher im Bereich von Wasser/Wasser-Anwendungen zum Einsatz. Diese gewährleisten eine hohe Betriebssicherheit bei verschmutzten Wässern. Für die Nutzung von Abwärme, etwa aus Abwasser, gibt es Sonderkonstruktionen.

Eine Leistungssteigerung kann bei Plattenwärmetauschern durch eine Kältemittel-Verteileinrichtung erreicht werden. Darüber wird das Kältemittel gleichmäßig auf die gesamte Verdampferfläche verteilt, das „Durchschießen“ des Kältemittels nur durch Teile des Wärmetauschers wird so verhindert und die Fläche optimal genutzt.

In Luft/Wasser-Wärmepumpen kommen Lamellen-Wärmetauscher zum Einsatz. Diese haben auf der Primärseite eine sehr große Oberfläche, weil die Wärmekapazität von Luft sehr viel geringer ist als die von Wasser oder Glykol-Wasser-Gemischen.

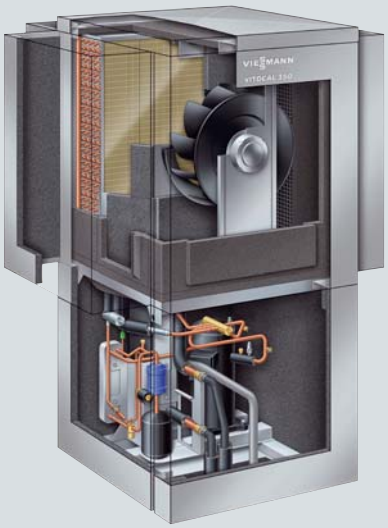
Bei Temperaturen in der Nähe des Gefrierpunktes und darunter gefriert der in der Luft enthaltene Wasserdampf an den Lamellen des Wärmetauschers. Durch weite Lamellenabstände wird die Vereisung des Verdampfers hinausgezögert, kann aber nie ganz verhindert werden. Eingefrorene Wärmetauscher erhöhen die Betriebsgeräusche und die Leistungsaufnahme des Ventilators, sie müssen also in regelmäßigen Abständen abgetaut werden. Das geschieht bei modernen Luft-Wärmepumpen bedarfsgerecht und automatisch. Je weniger Abtauenergie aufgewendet werden muss, desto effizienter arbeitet die Wärmepumpe. Lamellen-Wärmetauscher verfügen bei Viessmann über spezielle Beschichtungen, die dafür sorgen, dass der Verdampfer vor Korrosion geschützt wird und das Wasser nach einem Abtauzyklus schnell abläuft.

Abb. A.3.3–1 Verdampfer mit und ohne Verteileinrichtung



Die Thermografien verdeutlichen die Wirkung des Kältemittelverteilers: Ohne diesen (links) kann das Kältemittel „durchschießen“, der Wärmetauscher wird ungleich durchströmt. Mit Kältemittelverteiler (rechts) wird eine gleichmäßige Durchströmung erreicht.

Abb. A.3.3–2 Luft/Wasser-Wärmepumpe



Luft/Wasser-Wärmepumpe
Vitocal 350-A

Abb. A.3.3–3 Sauggaswärmetauscher

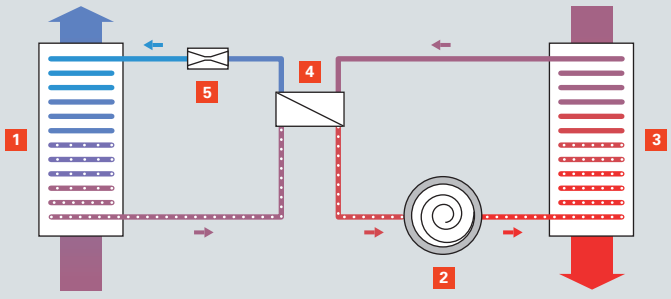
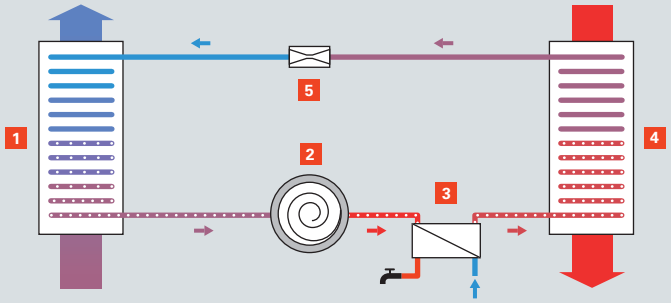


Abb. A.3.3–4 Heißgasauskopplung



A.3.3.2 Verflüssiger

Auch im Bereich der Verflüssigung werden vorrangig Plattenwärmetauscher eingesetzt, die sich durch ihre hohe Wärmeübertragungsleistung auszeichnen. Andere Bauformen kommen erst in einem Leistungsbereich größer als 100 kW zum Einsatz.

A.3.3.3 Sauggaswärmetauscher

Die Steuerung des Expansionsventils gewährleistet, dass das Kältemittel am Verdichtereingang überhitzt, also vollständig verdampft ist. Besonders bei Kältemittel-Gemischen, deren Bestandteile unterschiedliche Siedepunkte haben können, wird die Betriebssicherheit durch die Verwendung eines Sauggaswärmetauschers erhöht. Dieser verhindert sicher, dass sich noch flüssige Bestandteile im Kältemitteldampf befinden.

A.3.3.4 Heißgasauskopplung

Bevor der Kältemitteldampf an den Verflüssiger gelangt, kann ein Teil der Heißgasenergie ausgekoppelt und für die Versorgung von Verbrauchern auf höherem Temperaturniveau, in der Regel die Warmwasserbereitung, verwendet werden. Die Energiemenge, die bei dieser Auskopplung genutzt wird, beträgt üblicherweise etwa 10 Prozent der gesamten Wärmemenge. Die Hauptwärmemenge wird dann auf etwas geringerem Temperaturniveau über den Verflüssiger an den Heizkreis abgegeben.

In Viessmann Wärmepumpen wird die Heißgasauskopplung nicht angewandt, da insbesondere bei schwankenden Trinkwarmwasser-Verbräuchen die Gefahr besteht, dass die Heißgasenergie nicht benötigt wird. Der erhöhte Druckverlust im Kältekreis aufgrund des zusätzlichen Wärmetauschers würde in diesem Fall unnötig die Effizienz der Wärmepumpe mindern.

A.3.4 Kältemittel

Das Kältemittel nimmt die Wärmeenergie aus der Wärmequelle (Luft, Erdreich oder Wasser) bei der Verdampfung auf und transportiert sie an den Verbraucher, indem es wieder kondensiert. In diesen Phasenübergängen steckt immer Energie, theoretisch ist deshalb jeder Stoff als Kältemittel denkbar.

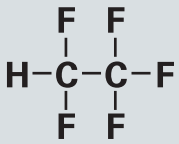
Ein für eine Wärmepumpe geeignetes Kältemittel muss jedoch einige besondere Eigenschaften aufweisen: Es soll einen möglichst niedrigen Siedepunkt, ein kleines Dampfvolumen und eine hohe volumenbezogene Kälteleistung besitzen. Außerdem darf es die Bauteile und eingesetzten Schmierstoffe nicht angreifen, es sollte möglichst ungiftig, nicht explosiv und nicht brennbar sein. Die Auswirkungen auf die Ozonschicht (ODP = Ozone deplation potential) und auf den Treibhauseffekt (GWP = Global warming potential) müssen so klein wie möglich sein.

Diesen Anforderungen werden am besten teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe (H-FKW) gerecht, die deshalb üblicherweise in Wärmepumpen verwendet werden. Neben synthetisch erzeugten Kältemitteln kommen bei bestimmten Anwendungen auch natürliche Kältemittel wie CO_2, Propan oder Butan zum Einsatz. Da die letzten beiden Stoffe explosiv sind, stellt deren Verwendung hohe Anforderungen an die Sicherheitstechnik.

Die Bezeichnung von Kältemitteln ist in der DIN 8960 definiert. Sie beginnen mit einem R (für refrigerant), den dann folgenden Ziffern kann man die chemische Zusammensetzung entnehmen (siehe Abb. A.3.4–1).

Beispiel

Das organische Kältemittel Pentafluorethan:



Das Molekül besteht aus zwei Kohlenstoffatomen (C), einem Wasserstoffatom (H) und fünf Fluoratomen (F). Die Summenformel für diese Verbindung ist also C_2HF_5 (R-125).

Alle Kältemittel, deren Zahlenfolge nach dem Buchstaben R mit einer 4 beginnt, sind Gemische aus verschiedenen Kältemitteln, die nicht nach der oben beschriebenen Systematik bezeichnet werden. Gemische zeichnen sich durch besonders gute physikalische Eigenschaften und sehr günstige Umwelteigenschaften aus. Die Auswahl des optimalen Kältemittels ist abhängig von den Betriebsbedingungen der Wärmepumpe, also der Quellen- und der Zieltemperatur.

Hinweis

Halogeniert bedeutet, dass in dem Molekül neben Kohlenstoff sogenannte Halogene, also Fluor, Chlor, Brom oder Jod enthalten sind. Das kann entweder vollständig (vollhalogeniert) oder nur teilweise (teilhalogeniert) der Fall sein. Teilhalogenierte Kohlenwasserstoffe enthalten noch zusätzlich Wasserstoff. Ihr Klimagefährdungspotenzial (GWP) ist sehr viel geringer als bei vollständig, also gesättigt halogenierten Kohlenwasserstoffen. Chlorfreie Kohlenwasserstoffe gefährden die Ozonschicht nicht, haben also ein ODP von null.

Abb. A.3.4–1 Auszug DIN 8960

a) Die erste Ziffer von rechts gibt die Anzahl der in der Verbindung enthaltenen Fluoratome (F) an.

b) Die zweite Ziffer von rechts ist um 1 größer als die in der Verbindung enthaltene Anzahl von Wasserstoffatomen (H).

c) Die dritte Ziffer von rechts ist um 1 kleiner als die in der Verbindung enthaltene Anzahl von Kohlenstoffatomen (C). Enthält die Verbindung ein Kohlenstoffatom, so wird die daraus resultierende 0 nicht ausgeschrieben.

Abb. A.3.4–2 Tabelle Kältemittel Viessmann

Kältemittel		Wärmepumpentyp		
Typ	Zusammensetzung	Sole/ Wasser	Wasser/ Wasser	Luft/ Wasser
R-410A	50 % R-32 (CH_2F_2, Difluormethan) 50 % R-125 (C_2HF_5, Pentafluorethan)	x	x	x
R-407C	25 % R-125 23 % R-32 52 % R-134a (CF_3CH_2F, Tetrafluorethan)	x	x	x
R-134a	100 % CF_3CH_2F, Tetrafluorethan	x	x	

Nicht jedes Kältemittel bzw. Kältemittelgemisch ist für alle Wärmepumpen-Typen geeignet.

Potenziale der Primärquellen

In der Luft, im Wasser und im Erdreich ist Wärme enthalten, die aus der Sonnenenergie gespeist wird. Diese Umweltwärme ist also eine erneuerbare Energie, die von Wärmepumpen genutzt wird.

Wärmepumpen nutzen als primäre Energiequelle überwiegend Wärme aus Erdreich, Außenluft oder Wasser. Eine Wärmepumpe kann aber auch zum Beispiel ungenutzte Abwärme sinnvoll verwerten.

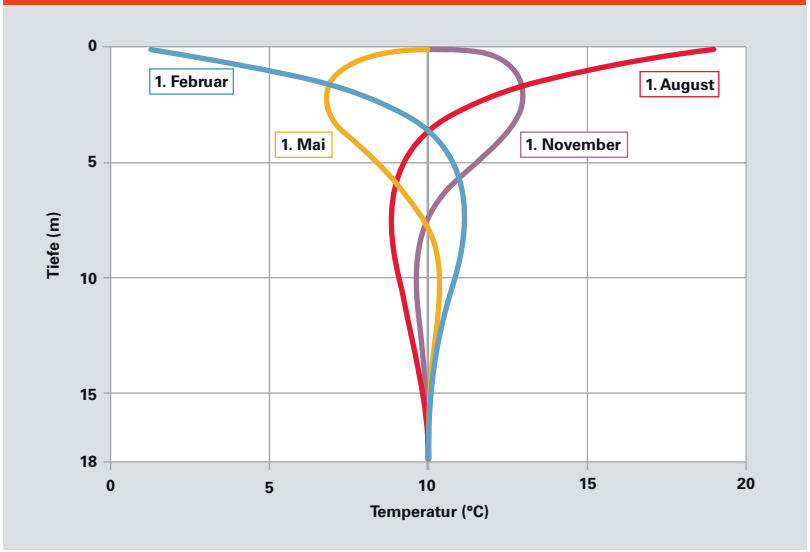
In den folgenden Kapiteln werden die verschiedenen Primärquellen und die sich daraus ergebenden Unterschiede der Wärmepumpen-Typen beschrieben.

A.4.1 Wärmequelle Erdreich

Mit „Erdreich“ ist die oberste Erdschicht gemeint, eine stabile Wärmequelle: Die Temperaturen in zwei Metern Tiefe beispielsweise liegen über das gesamte Jahr hinweg relativ gleichmäßig in einem Bereich zwischen 7 °C und 13 °C.

Die Wärmegewinnung erfolgt über einen Wärmetauscher, der in der Nähe des zu beheizenden Gebäudes verlegt wird. In großflächig horizontal verlegten Erdkollektoren oder vertikal in die Erde eingebrachten Erdsonden wird die im Erdreich gespeicherte Wärme über ein Wärmeträgermedium (Sole) – ein Gemisch aus Wasser und Frostschutzmittel – zum Verdampfer der sogenannten Sole/Wasser-Wärmepumpe transportiert. Sole/Wasser-Wärmepumpe bedeutet also Sole im Primärkreislauf und Wasser im Sekundärkreislauf. Erdkollektoren nutzen die Wärmemengen, die durch Sonneneinstrahlung, Regen oder Tauwasser in den Boden eingebracht werden.

Abb. A.4.1–1 Jahrestemperaturverlauf im Erdreich



A.4.1.1 Erdkollektor

Bei einem Erdkollektor werden Kunststoffrohre in einer Tiefe von 1,2 bis 1,5 m im Erdreich verlegt. Hier ist die Temperatur über das Jahr ausreichend stabil – die etwas größere Wärmemenge in tieferen Schichten würde den baulichen (und damit auch finanziellen) Mehraufwand nicht rechtfertigen.

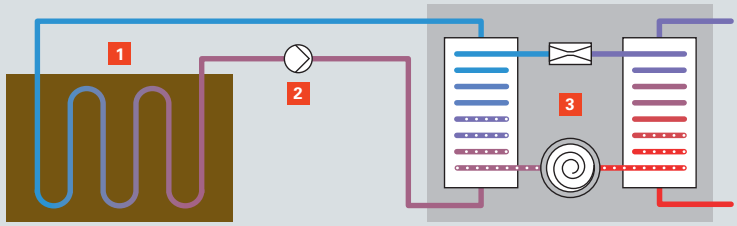
Die einzelnen Rohrstränge sind nach Möglichkeit jeweils gleich lang, damit identische Druckverluste und damit gleiche Durchströmungsbedingungen herrschen. Und sie sollten eine Länge von 100 m möglichst nicht überschreiten, da die auftretenden Druckverluste ansonsten zu hohe Pumpenleistungen erfordern würden. Die Rohre sind an ihren Enden in etwas höher liegenden Rücklaufsammlern (Entlüftung) zusammengefasst, jeder Strang ist einzeln absperrbar. Die Sole wird mithilfe einer Umwälzpumpe durch die Kunststoffrohre gepumpt – sie nimmt dabei die im Erdreich gespeicherte Wärme auf.

Eine durch den Betrieb der Wärmepumpe bedingte zeitweilige geringe Vereisung des Erdreichs im direkten Bereich um die Rohre herum wirkt sich nicht nachteilig auf die Funktion der Anlage oder auf den darüberliegenden Pflanzenbewuchs aus. Tief wurzelnde Pflanzen sollten im Bereich der Erdkollektoren jedoch zum Schutz der Anlage nicht gepflanzt werden.

Abb. A.4.1–2 Wärmequelle Erdkollektor

Für den Erdkollektor werden Kunststoffrohre flächig verlegt und mit 1,2 bis 1,5 m Erdreich bedeckt.

Abb. A.4.1–3 Wärmequelle Erdkollektor



1 Erdkollektor
2 Sole-Umwälzpumpe
3 Sole/Wasser-Wärmepumpe

Die Flächen oberhalb der Erdkollektoren dürfen nicht bebaut bzw. versiegelt werden, um die Regenerierung des abgekühlten Erdreichs im Frühjahr und Sommer zu ermöglichen. Sonneneinstrahlung und Niederschläge stellen sicher, dass zur kommenden Heizperiode der Wärmespeicher Erdreich für Heizzwecke wieder zur Verfügung steht.

Die für das Auslegen des Kollektors notwendigen Erdreichbewegungen lassen sich bei einem Neubau in der Regel ohne deutliche Mehrkosten ausführen. Bei bestehenden Gebäuden scheidet eine „Nachrüstung" mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Erdkollektoren aus Kostengründen meist aus.

Die nutzbare Wärmemenge und damit die Größe der notwendigen Kollektorfläche hängt stark von den thermophysikalischen Eigenschaften des Erdreichs und von der Einstrahlungsenergie, d. h. von den klimatischen Verhältnissen ab. Maßgebend für die Eigenschaften des Erdreichs sind vor allem der Wasseranteil, die Anteile an mineralischen Bestandteilen wie Quarz oder Feldspat sowie Anteil und Größe luftgefüllter Poren. Speichereigenschaften und Wärmeleitfähigkeit sind umso besser, je mehr Wasser und mineralische Bestandteile enthalten und je geringer die Porenanteile sind.

Die Wärmeentzugsleistungen für das Erdreich liegen dabei zwischen ca. 10 und 35 W/m^2.

Abb. A.4.1–4 Wärmeentzugsleistungen Erdreich

Untergrund	Spezifische Entzugsleistung
Trockener, sandiger Boden	10–15 W/m^2
Feuchter, sandiger Boden	15–20 W/m^2
Trockener, lehmiger Boden	20–25 W/m^2
Feuchter, lehmiger Boden	25–30 W/m^2
Grundwasserführender Boden	30–35 W/m^2

Mögliche spezifische Entzugsleistung für Erdkollektoren.

A.4.1.2 Erdsonde

Während für die Verlegung eines Erdkollektors in mehr als 1 m Tiefe größere Erdbewegungen erforderlich sind, ist die Einbringung einer Erdsonde mit modernen Bohrgeräten innerhalb weniger Stunden leistbar. Bei Anlagen mit Erdsonden spielen Anordnung und Bohrtiefe eine wichtige Rolle. Deshalb wird die Einbringung einer Erdsonde von Geologen bzw. spezialisierten Bohrfirmen mit entsprechendem Fachwissen vorgenommen. Außerdem kann mit diesen Spezialunternehmen vertraglich eine Entzugsleistungsgarantie vereinbart werden. Hohe Planungssicherheit bieten Pakete, in denen Wärmepumpe und Bohrung mit garantierter Entzugsleistung aus einer Hand angeboten werden.

Für Erdsonden-Anlagen ist in Deutschland eine wasserrechtliche Genehmigung erforderlich. Für Bohrungen bis zu 100 m Tiefe ist in den meisten Regionen Deutschlands das Wasserwirtschaftsamt zuständig. Tiefergehende Bohrungen müssen zusätzlich von dem zuständigen Bergbauamt genehmigt werden.

In das Bohrloch wird eine vorkonfektionierte Sonde eingeführt, der Hohlraum zwischen Sondenrohr und Bohrung wird anschließend mit Füllstoff verpresst.

Die Kosten für eine solche Bohrung einschließlich Sonde, Anschlussleitung und Füllung belaufen sich je nach Bodenbeschaffenheit auf 60 bis 80 Euro pro Meter. Zur komfortablen Beheizung eines typischen Einfamilienhauses in Niedrigenergiehaus-Bauweise wird eine Wärmepumpen-Heizleistung von etwa 6 kW benötigt, wofür eine Bohrungstiefe von rund 100 Metern erforderlich ist. Daraus ergeben sich Kosten von ca. 6 000 bis 8 000 Euro.

Voraussetzung für Planung und Einbringung von Erdwärmesonden sind genaue Kenntnisse der Bodenbeschaffenheit, Schichtenfolge, Bodenwiderstand sowie in dem Vorhandensein von Grund- oder Schichtenwasser mit Wasserstandsbestimmung und Fließrichtung. Bei einer Erdsondenanlage kann bei normalen hydrogeologischen Bedingungen von einer mittleren Sondenleistung von 50 Watt pro Meter Sondenlänge (gemäß VDI 4640) ausgegangen werden. Befindet sich die Sonde in einem ergiebigen Grundwasserleiter, können auch höhere Entzugsleistungen erzielt werden.

Abb. A.4.1–5 Wärmequelle Erdsonde

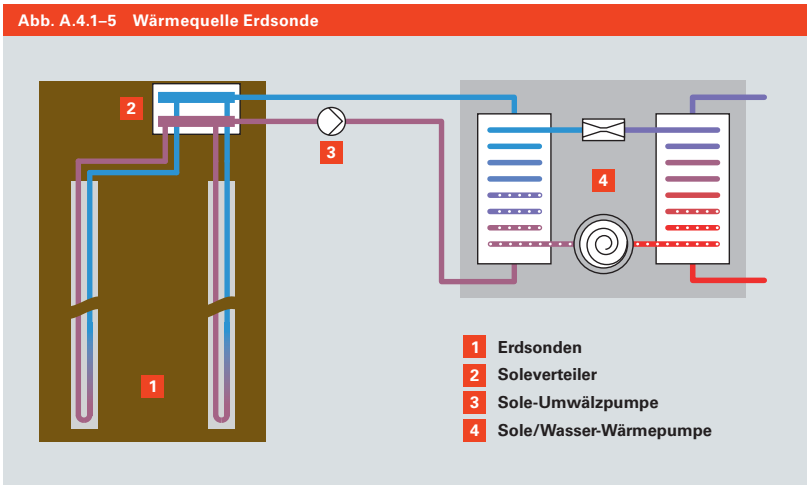
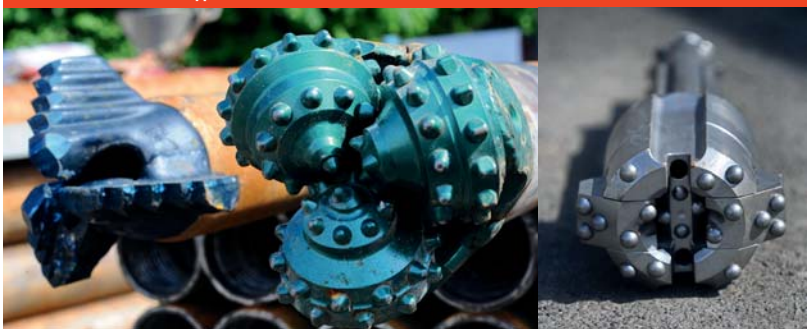


Abb. A.4.1–6 Bohrung der Erdsonde

Das Setzen der Erdsonde in drei Phasen: Bohrung des Loches, Verlegung der Sonde. Verpressung des Füllstoffs.

Abb. A.4.1–7 Bohrertypen



Je nach Untergrund und Sondenmaß werden unterschiedliche Bohrertypen verwendet.

Hinweis

Thermal Response Test (TRT):
Einer Erdwärmesonde wird eine definierte Wärmemenge zugeführt und die Austrittstemperatur des Wassers aus der Sonde wird über mehrere Tage gemessen. Der TRT ermöglicht die Berechnung der effektiven Wärmeleitfähigkeit des Untergrundes im Umfeld der Sonde.

Erfahrene Bohrunternehmen kennen „ihre" Untergründe genau, darüber hinaus geben bei der Bohrung entnommene Bohrkerne Aufschluss über die zu erwartende Entzugsleistung. Bei großen Sondenfeldern können sich Probebohrungen für einen Thermal Response Test lohnen, um genauere Grundlagen für die Planung zu erhalten.

Als Wärmeträgermedium in der Erdsonde wird wie beim Erdkollektor Sole eingesetzt. Die Sole strömt in zwei Rohren vom Verteiler aus nach unten in die Sonde und wird durch zwei weitere Rohre wieder nach oben zum Sammler zurückgeführt.

Abb. A.4.1–8 Soleverteiler bei Erdsonden

Mögliche spezifische Entzugsleistung für Erdwärmesonden (Doppel-U-Rohrsonden) nach VDI 4640 Blatt 2.

Abb. A.4.1–9 Entzugsleistung Erdsonden

Untergrund	Spezifische Entzugsleistung
Allgemeine Richtwerte	
Schlechter Untergrund (trockenes Sediment)	20 W/m
Normaler Festgesteins-Untergrund und wassergesättigtes Sediment	50 W/m
Festgestein mit hoher Wärmeleitfähigkeit	70 W/m
Einzelne Gesteine	
Kies, Sand, trocken	< 20 W/m
Kies, Sand, wasserführend	55–65 W/m
Ton, Lehm, feucht	30–40 W/m
Kalkstein (massiv)	45–60 W/m
Sandstein	55–65 W/m
Saure Magmatite (z. B. Granit)	55–70 W/m
Basische Magmatite (z. B. Basalt)	35–55 W/m
Gneis	60–70 W/m

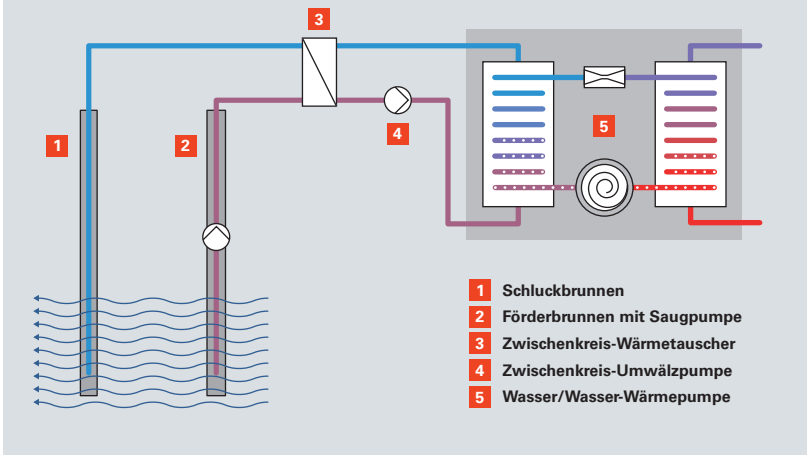
A.4.2 Wärmequelle Wasser

Auch Wasser eignet sich gut als Wärmequelle für eine Wärmepumpe. Selbst an kalten Wintertagen hält Grundwasser eine konstante Temperatur von 7 °C bis 12 °C. Um Grundwasser für die Wärmepumpe zu nutzen, wird es über einen Förderbrunnen entnommen und zum Verdampfer der Wasser/Wasser-Wärmepumpe transportiert. Das abgekühlte Wasser wird in einen Schluckbrunnen geleitet.

Oberflächenwasser ist ebenfalls als Wärmequelle nutzbar, wobei zu beachten ist, dass die Temperaturen jahreszeitlich bedingt stärker schwanken.

Die Wasserqualität muss die Grenzwerte des Wärmepumpen-Herstellers einhalten – die hocheffizienten Plattenwärmetauscher innerhalb der Wärmepumpe reagieren empfindlich auf schwankende Wasserqualitäten. Um dadurch entstehende Schäden zu vermeiden, ist es generell sinnvoll, einen Zwischenkreis-Wärmetauscher zu verwenden. Als Zwischenkreis-Wärmetauscher haben sich geschraubte Edelstahl-Wärmetauscher bewährt – sie übertragen die Umweltwärme auf einen Solekreis. Dadurch wird die Wärmepumpe geschützt.

Abb. A.4.2–1 Wärmequelle Wasser mit Zwischenkreis



Der Einsatz eines Zwischenkreises erfordert zusätzlichen Pumpenstrom und verändert die Temperaturspreizung – die Heizleistung und der COP der Wärmepumpe sinken um wenige Prozent.

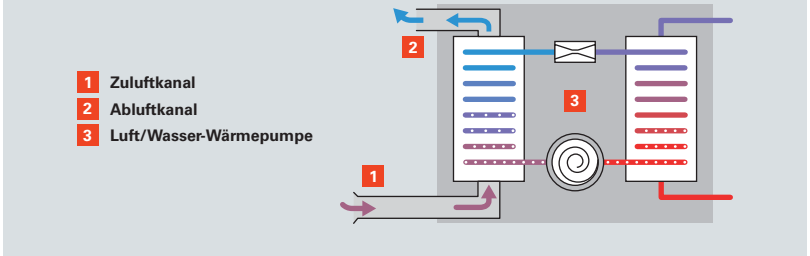
Auch die Nutzung von Grund- oder Oberflächenwasser muss von der zuständigen Behörde, in der Regel dem Wasserwirtschaftsamt, genehmigt werden.

A.4.3 Wärmequelle Außenluft

Außenluft als Wärmequelle erfordert den geringsten Aufwand bei der Erschließung. Die Luft wird angesaugt, im Verdampfer der Wärmepumpe abgekühlt und anschließend wieder an die Umgebung abgegeben.

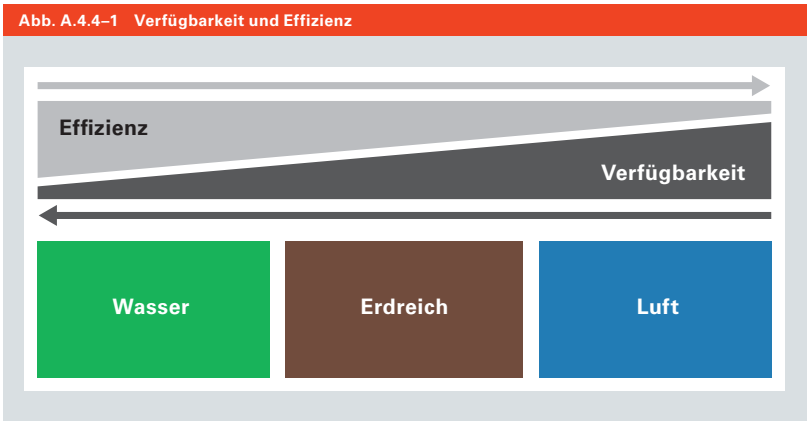
Bis zu einer Außenluft-Temperatur von –20 °C kann eine moderne Luft/Wasser-Wärmepumpe Heizwärme erzeugen. Allerdings kann sie bei einer optimierten Auslegung bei dieser niedrigen Außenlufttemperatur den Wärmebedarf für die Wohnraumbeheizung nicht mehr vollständig decken. An sehr kalten Tagen heizt deshalb ein zusätzlicher Wärmeerzeuger das von der Wärmepumpe vorerwärmte Heizwasser auf die gewünschte Vorlauftemperatur.

Abb. A.4.3–1 Wärmequelle Außenluft (Innenaufstellung)



Da Luft/Wasser-Wärmetauscher ein relativ großes Luftvolumen umwälzen (3 000 bis 4 500 m^3/h), muss bei der Anordnung der Zu- und Abluftöffnungen im Gebäude die Geräuschentwicklung beachtet werden, ebenso bei der Außenaufstellung der Wärmepumpe.

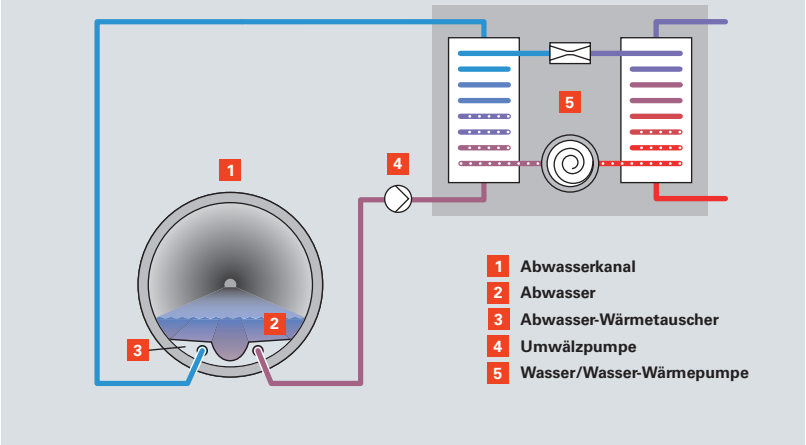
Abb. A.4.4–1 Verfügbarkeit und Effizienz



A.4.4 Verfügbarkeit und Effizienz – Bewertung der Primärquellen

In Abb. A.4.4–1 ist dargestellt, in welchem Verhältnis die unterschiedlichen Wärmequellen zur Effizienz der Wärmepumpe stehen. Es wird deutlich, dass die Effizienz der Wärmepumpe bei der Wärmequelle Grundwasser am höchsten ist, die Verfügbarkeit des für eine Wärmepumpe nutzbaren Grundwassers jedoch am geringsten. Bei der Wärmequelle Erdreich hält sich dieses Verhältnis in etwa die Waage. Die Wärmequelle Außenluft steht zwar quasi unbegrenzt zur Verfügung, aber wegen der schwankenden Temperaturen und des gegenläufigen Zyklus „geringe Außentemperaturen, hoher Heizbedarf“ sinkt die Effizienz der Wärmepumpe.

Abb. A.4.5–1 Wärmequelle Abwasser



A.4.5 Wärmequelle Abwärme

Neben Luft, Wasser und Erdreich kann auch Abwärme, z. B. aus Abluft oder Abwasser, als Wärmequelle genutzt werden. Die Erschließung von Abwärme ist häufig eine sehr kostengünstige Maßnahme zur Bereitstellung von Wärme oder Kälte: Sie kann eine vergleichsweise hohe Quellentemperatur bieten und kontinuierlich zur Verfügung stehen. In industriellen Prozessen kann die Nutzung von Abwärme zu einer COP-Steigerung der Wärmepumpe führen oder ein gesamter Prozess, der sowohl Kälte als auch Wärme benötigt, deutlich optimiert werden. Werden beispielsweise in der Lebensmittelproduktion Kühlung und Heizung benötigt, können „beide Seiten“ der Kältemaschine sinnvoll genutzt werden.

Der Entzug von Wärme aus der Abluft einer Lüftungsanlage und deren Nutzung für die Brauchwassererwärmung oder die Erwärmung der Zuluft hat einen vergleichbar positiven Effekt. Eine ebenfalls sehr sinnvolle Form der Wärmerückgewinnung ist die Nutzung von Abwasser: Mit speziellen Wärmetauschern wird Abwässern aus dem Wohnbereich oder aus industriellen Prozessen die Restenergie entzogen, die im jeweils vorgelagerten Prozess zugeführt wurde.

Abb. A.4.5–2 Abwasser-Wärmetauscher

Abwasser als Wärmequelle kann kostengünstig eine vergleichsweise hohe Quellentemperatur zur Verfügung stellen.

A.4.6 Solarunterstützte Absorber

Auch Sonnenkollektoren oder unverglaste Absorber können zur Erhöhung des Temperaturniveaus auf der Primärseite der Wärmepumpe eingesetzt werden. Auf diese Weise wird die Solarstrahlung direkt zur Verbesserung des Wirkungsgrades genutzt.

So können zum Beispiel unverglaste Absorber, die die Umgebungstemperatur als Wärmequelle nutzen, mit dem Verdampferkreis verbunden werden. Durch die solare Einstrahlung wird der Absorber im laufenden Betrieb regeneriert, also die Temperatur auf hohem Niveau gehalten. Da besonders in der Heizperiode Solarstrahlung nicht zuverlässig zur Verfügung steht, sind die Verbesserungen des COP bei diesen Kombinationen witterungsabhängig, also nicht konstant. Bei der Auslegung muss berücksichtigt werden, dass der Absorber in gewissen Zeiträumen mit Schnee bedeckt sein kann, die Solarstrahlung also gar nicht nutzbar ist.

Bei Solaranlagen zur solaren Heizungsunterstützung könnte die nicht mehr für den Heizkreis nutzbare Energie im Kombi- oder Pufferspeicher theoretisch für die Wärmepumpe genutzt werden, indem der Speicher um einige Kelvin heruntergekühlt wird. Der Nutzungsgrad von Wärmepumpe (erhöhte Quellentemperatur) und Kollektoranlage (niedrige Rücklauftemperatur) würde durch solche Kombinationen erhöht.

In der Praxis jedoch rechtfertigt der erzielbare Nutzen nicht den dafür notwendigen technischen Aufwand. Eine sinnvolle Kombination von Solaranlage und Wärmepumpe bietet hingegen die Nutzung des Phasenwechsels in Wärmespeichern.

Abb. A.4.6–1 Wärmequelle unverglaste Absorber

Historische Aufnahme von unverglasten Solarabsorbern, die Solarstrahlung und Umgebungstemperatur als Wärmequelle nutzen.

A.4.7 Phasenwechsel als „Speicherung“ auf der Primärseite

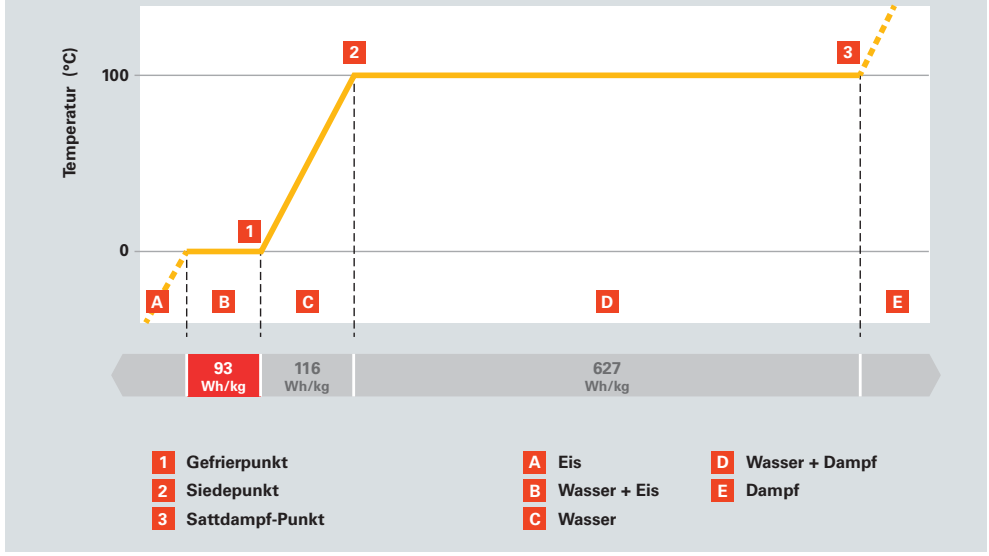
Stehen weder Wasser, Luft noch Erdreich als unmittelbar zu nutzende Wärmequelle zur Verfügung, können Speichertechniken zur Nutzung des Phasenwechsels als Primärquelle eingesetzt werden.

Die Erstarrungsenthalpie wird als Energiequelle für die Wärmepumpen genutzt – die Regeneration (Schmelzen) geschieht durch Umgebungswärme und eine Solaranlage. Neben Wasser (Eis) können auch zum Beispiel Paraffine eingesetzt werden. Das Prinzip ist jeweils das gleiche: Die Kette „gasförmig zu flüssig“ innerhalb der Wärmepumpe wird durch das Glied „flüssig zu fest“ auf der Quellenseite erweitert.

In der Praxis hat sich gezeigt, dass eine kombinierte Nutzung von Phasenwechselspeicher und solarunterstützten Absorbern als „Primärquelle“ zu effizienteren Systemen führt.

Für den Phasenwechsel von einem Kilogramm Eis zu Wasser bei gleichbleibender Temperatur sind 93 Wh erforderlich.

Abb. A.4.7–1 Wärmespeicher Phasenwechsel



Mit einem komplexen Wärmetauscher-Register in einem Erdtank wird der Phasenwechsel von Wasser zu Eis als Wärmespeicher genutzt.

Abb. A.4.7–2 Wärmespeicher Phasenwechsel

Weitere Wärmepumpen-Typen

Wärmepumpen können nicht nur die Energie nutzen, die in der Änderung des Aggregatzustandes steckt. Es gibt Wärmepumpen-Typen, die auf anderen Prinzipien basieren.

In den vorangegangenen Kapiteln wurden Wärmepumpen-Typen beschrieben, die den Phasenübergang von flüssig zu gasförmig nutzen. Es gibt aber noch weitere Zustandsgrößen, deren Änderung mit Energieeinsatz verbunden und so ebenfalls für Wärmepumpen nutzbar ist.

Gibt man beispielsweise Salz in ein Gefäß mit Wasser, so wird sich das Salz auflösen und gleichmäßig im Wasser verteilen. Das Wasser kühlt sich dabei ab. Soll der Prozess umgekehrt werden, muss der Lösung solange Energie zugeführt werden, bis das Wasser verdampft ist und die Salzkristalle übrig bleiben.

In diesem Kapitel werden Wärmepumpen beschrieben, die unter Nutzung von Umweltenergie Flüssigkeiten aus Lösungen oder aus festen Körpern austreiben.

A.5.1 Kompressions-Wärmepumpen mit Verbrennungsmotor

Grundsätzlich können Kompressions-Wärmepumpen auch mit Erdgas, Dieselkraftstoff oder Biomasse (Rapsöl, Biogas) betrieben werden. Zum Antrieb des Verdichters wird dann an Stelle eines strombetriebenen Motors ein Verbrennungsmotor eingesetzt. In diesem Fall ist zusätzlicher Aufwand für Schalldämmung, Abgasführung und Versorgung mit Kraftstoff notwendig.

Kompressions-Wärmepumpen mit verbrennungsmotorischem Antrieb können die Abwärme des Verbrennungsprozesses zusätzlich als Heizwärme nutzen.

A.5.2 Absorptions-Wärmepumpen

Absorptions-Wärmepumpen nutzen prinzipiell die gleichen physikalischen Grundlagen wie die Kompressions-Wärmepumpen. Im Gegensatz zu diesen werden Absorptions-Wärmepumpen üblicherweise mit Erdgas betrieben und anstelle eines mechanischen wird ein thermischer Verdichter eingesetzt.

Der Energieaufwand (Strom) für die Lösungsmittelpumpe ist sehr gering. Die Energie für den thermischen Verdichter wird in Form von Wärme zugeführt. Es können alle Arten von Wärmeerzeugern, bei bestimmten Stoffpaaren auch thermische Solaranlagen, eingesetzt werden.

Eine Absorptions-Wärmepumpe ist sehr effizient, besitzt abgesehen von der Lösungsmittelpumpe keine beweglichen Teile und arbeitet relativ geräuscharm.

Absorptions-Wärmepumpen im hohen Leistungsbereich (größer als 50 kW) sind als Kältemaschinen Stand der Technik. Im kleineren Leistungsbereich bis etwa 2 kW werden diese Geräte z. B. in propangasbetriebenen Camping-Kühlschränken eingesetzt. Für den Einsatz als Heizwärmeerzeuger im mittleren Leistungsbereich existieren derzeit noch keine serientauglichen Lösungen.

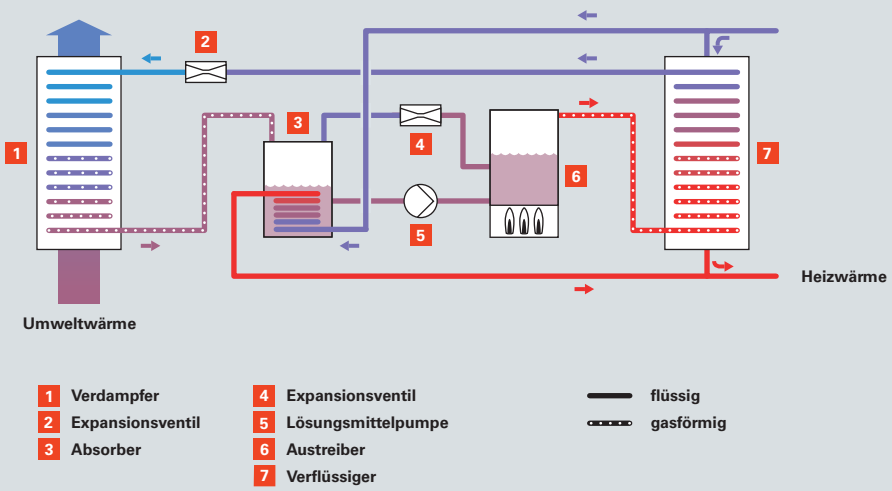
Hinweis

Mit **Sorption** werden alle Vorgänge bezeichnet, bei denen sich ein Stoff innerhalb einer Phase oder auf einer Grenzfläche zwischen zwei Phasen anreichert.

Als **Absorption** wird die Anreicherung innerhalb einer Phase bezeichnet, man spricht auch von Aufsaugen. Dabei dringt ein Stoff in das Innere eines Festkörpers oder einer Flüssigkeit ein.

Als **Adsorption** bezeichnet man die Anreicherung auf einer Grenzfläche zwischen zwei Phasen. Flüssigkeits- oder Gasbestandteile lagern sich an einer festen Oberfläche – z.B. von Aktivkohle oder von Zeolithen – an.

Abb. A.5.2–1 Funktionsweise der Absorptions-Wärmepumpe



Verdampfung
Das Kältemittel (üblicherweise Ammoniak) wird unter Aufnahme von Umweltenergie verdampft (1).

Absorption
Der Kältemitteldampf strömt in den Absorber (3), wo er von einem Lösungsmittel (in der Regel Wasser) absorbiert wird. Bei dieser Kondensation entsteht Wärme – sie wird über einen Wärmetauscher an das Heizsystem abgegeben.

Thermische Verdichtung
Das im Absorber entstandene Stoffpaar aus Kälte- und Lösungsmittel wird über die Lösungsmittelpumpe (5) zum Austreiber, dem „thermischen Verdichter" (6) transportiert. Die beiden Teile des Stoffpaares besitzen unterschiedliche Siedetemperaturen – das gelöste Kältemittel verfügt über die geringere Siedetemperatur. Mit Hilfe von Wärmezufuhr z. B. durch einen Gasbrenner wird das in Lösung befindliche Kältemittel nun wieder ausgetrieben bzw. verdampft.

Verflüssigung (I)
Das im Austreiber abgetrennte flüssige Lösungsmittel, das unter hohem Druck steht, wird über ein Expansionsventil (4) zurück in den Absorber geführt. Hier treffen Lösungsmittel- und Kältemitteldampf aufeinander und kondensieren unter Wärmeabgabe.

Verflüssigung (II)
Der ebenfalls auf hohem Druck- und Temperaturniveau stehende Kältemitteldampf strömt in den Verflüssiger (7) und gibt seine Kondensationswärme an das Heizsystem ab.

Expansion
Das flüssige Kältemittel wird über ein Expansionsventil (2) entspannt und wieder auf das ursprüngliche Druck- und Temperaturniveau gebracht, um unter Aufnahme von Umweltwärme wieder verdampft werden zu können.

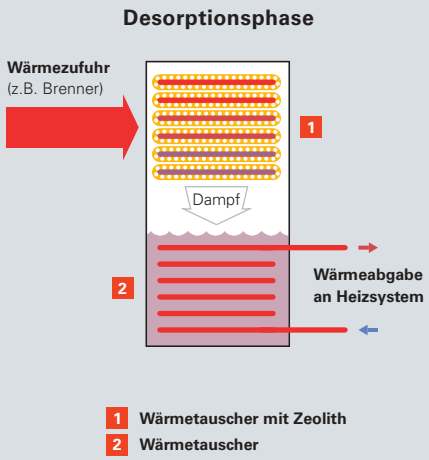
A.5.3 Adsorptions-Wärmepumpen

Die Adsorptions-Wärmepumpe arbeitet mit Feststoffen wie z. B. Aktivkohle, Silicagel (glasartige Silikate) oder Zeolith. Das Mineral Zeolith hat die Eigenschaft, Wasserdampf anzusaugen, an sich zu binden (zu adsorbieren) und dabei Wärme im Temperaturbereich bis ca. 300 °C abzugeben. Dies wird als exotherme Reaktion bezeichnet.

Wie bei den bisher beschriebenen Wärmepumpen ist der Vorgang von Wärmeaufnahme und -abgabe auch in der Adsorptions-Wärmepumpe ein Kreisprozess – der Betrieb erfolgt jedoch periodisch, d. h. in zwei unterschiedlichen Phasen. Für Adsorptions-Wärmepumpen dieser Bauart ist ein Vakuumsystem erforderlich.

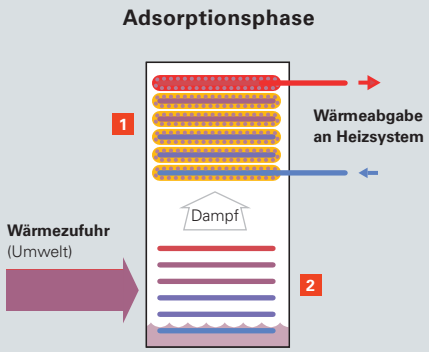
Wie die in Abb. A.5.2–1 beschriebene Absorptions-Wärmepumpe wird auch diese Bauart bereits seit längerem als Kältemaschine im großen Leistungsbereich eingesetzt. Die Anwendung für die Beheizung von Ein- oder Zweifamilienhäusern befindet sich derzeit in der Entwicklung. Der apparative Aufwand ist wegen des notwendigen Vakuums vergleichsweise hoch.

Abb. A.5.3–1 Funktionsweise der Adsorptions-Wärmepumpe



Desorption
In der ersten Phase wird dem mit einem Feststoff (Silicagel oder Zeolith) beschichteten Wärmetauscher (1) z. B. mithilfe eines Brenners oder einer Solaranlage Wärme zugeführt. Das im Feststoff gebundene Wasser wird dabei ausgetrieben (desorbiert) und strömt als Dampf zum zweiten Wärmetauscher (2).

Verflüssigung
Dieser Wärmetauscher wirkt in dieser Phase als Verflüssiger. Er gibt die Wärme, die nun bei der Kondensation des Wasserdampfes frei wird, an das Heizsystem ab.
Die Wärmezufuhr wird beendet, wenn das Zeolith den gewünschten Trocknungsgrad erreicht hat. Das gebundene Wasser ist vollständig verdampft und am zweiten Wärmetauscher kondensiert.



Verdampfung
In der zweiten Phase übernimmt der Wärmetauscher (2) nun die Funktion des Verdampfers. Über ihn wird solange Umweltwärme zugeführt, bis das Wasser vollständig verdampft ist.

Adsorption
Der Wasserdampf strömt zum beschichteten Wärmetauscher (1) zurück und wird dort als Wasser wieder vom Silicagel oder Zeolith aufgenommen (adsorbiert). Die dabei vom Feststoff abgegebene Wärme gelangt über den Wärmetauscher in das Heizsystem.
Sobald der Wasserdampf vollständig adsorbiert ist, ist eine komplette Periode dieses Wärmepumpen-Prozesses abgeschlossen.

B Rahmenbedingungen

Im Zusammenhang mit der Investition in eine Wärmepumpenanlage gibt es im Kundenkontakt stets eine Beratungsphase. Für eine erfolgreiche Beratung sind mehr Kenntnisse erforderlich, als nur die zur Funktion der Geräte.

Die Entscheidung eines potenziellen Investors für eine neue Heizungsanlage wird heute von vielen Faktoren und Fragestellungen beeinflusst. Wie zukunftssicher ist die Entscheidung für einen bestimmten Brennstoff? Genügt das System allen gesetzlichen Anforderungen? Lohnt sich die Investition hinsichtlich der zu erwartenden Betriebskosten?

Diese Fragen müssen auch im Zusammenhang mit einer Wärmepumpe beantwortet werden können. Anders als bei konventionellen Wärmeerzeugern stellt sich hier im Wesentlichen die Frage nach der Verfügbarkeit und Bezahlbarkeit von elektrischem Strom, der als Antriebsenergie für den Verdichter benötigt wird.

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Faktoren für die Bewertung einer Wärmepumpe behandelt.

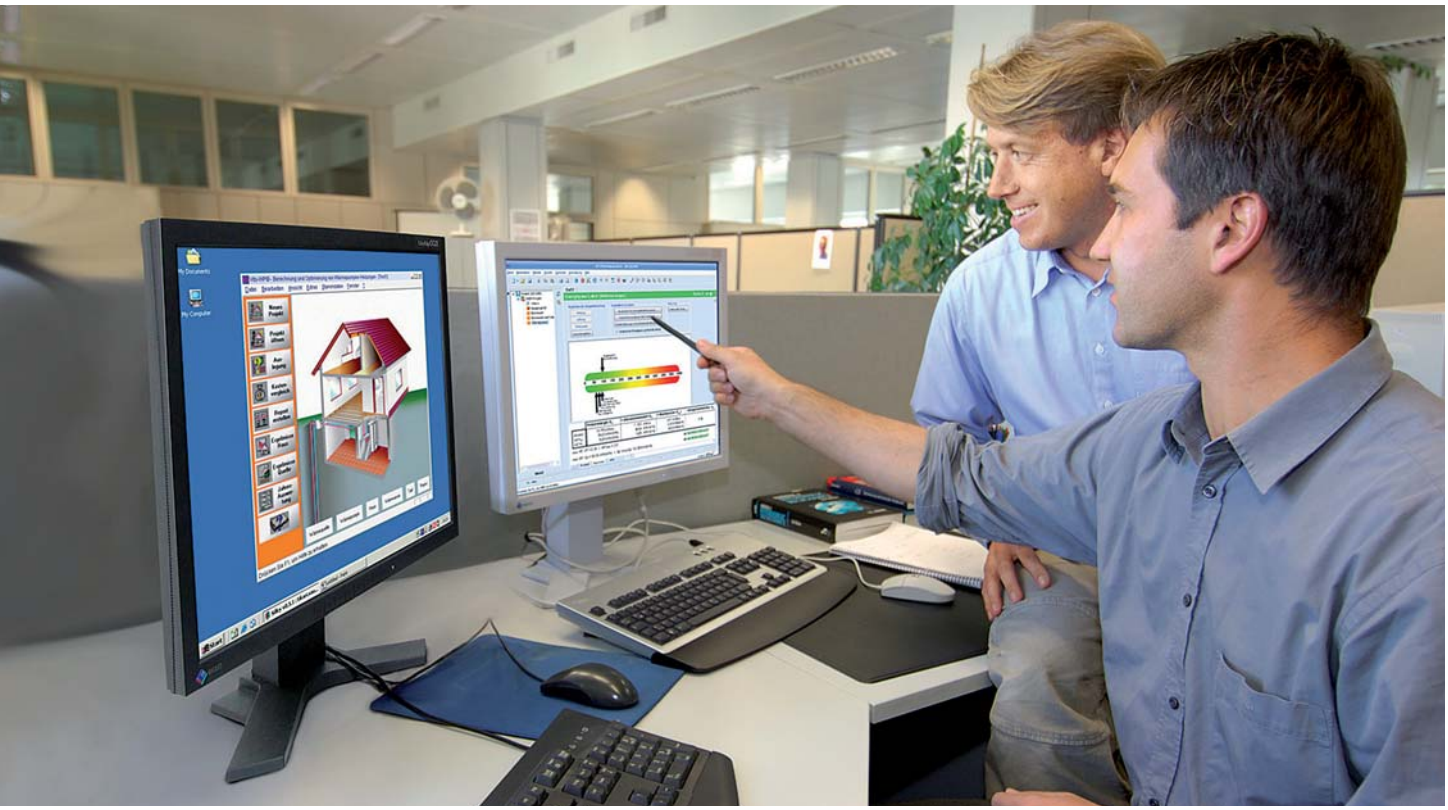
48 B.1 Das Betriebsmittel „Elektrische Energie“

49 B.1.1 Strommix in Deutschland
51 B.1.2 Versorgungssicherheit
53 B.1.3 Smart Metering
54 B.1.4 Wärmepumpen und Photovoltaik
55 B.1.5 Konkurrenz um Strom?

56 B.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

57 B.2.1 Die Wärmepumpe in der EnEV
59 B.2.2 Die Wärmepumpe im EEWärmeG
59 B.2.3 Europäische Rahmenrichtlinien

60 B.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung



Das Betriebsmittel „Elektrische Energie“

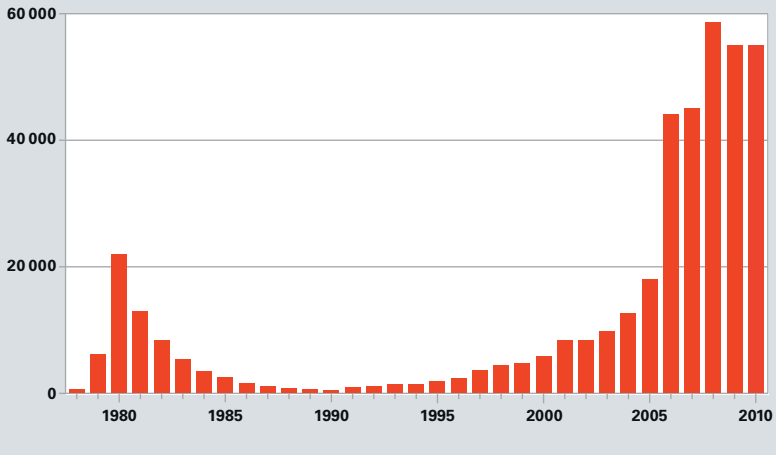
Bei Wärmepumpen mit elektrischer Antriebsenergie steht der Stromverbrauch im Fokus der Bewertung. Wie dieser Aspekt richtig betrachtet werden kann, ist Gegenstand des folgenden Kapitels.

Die in den vergangenen 100 Jahren selbstverständliche Nutzung fossiler Energieträger zur Bereitstellung von Wärme befindet sich im Umbruch.

Klimaeffekte, abnehmende Verfügbarkeit und steigende Kosten von Gas, Öl und Kohle haben dazu beigetragen, dass neben der Nutzung von Solarenergie und Biomasse auch die Wärmepumpe einen festen Platz im Portfolio nicht nur der deutschen Heiztechnik gefunden hat. Der Anteil von Wärmepumpen an den jährlich installierten Wärmeerzeugern in Deutschland ist seit 1990 stark steigend.

Die Absatzverläufe zeigen (wie übrigens auch die Absätze von solarthermischen und Biomasse-Anlagen), dass der Markt für Wärmepumpen Einflussfaktoren unterliegt, die das Interesse an diesem Wärmeerzeuger mal stärker, mal schwächer werden lassen. Eine Wärmepumpe ist noch keine Selbstverständlichkeit, sondern eher die Ausnahme von der Regel. Eine bremsende Rolle spielen die Unsicherheit vieler potenzieller Investoren in Bezug auf die Technik sowie die Wahrnehmung der Wärmepumpe als „Stromheizung". Diese Unsicherheiten in der Beurteilung sind auch in Ämtern und Behörden weit verbreitet. So hat es beispielsweise nach dem Start des Marktanreizprogramms (MAP) der Bundesregierung noch sieben Jahre gedauert, bis auch die Wärmepumpe gefördert, also quasi als „Erneuerbare Energie" anerkannt wurde. Im Sinne einer größeren Verbreitung der Wärmepumpen-Technologie ist es daher notwendig, sich mit dem Thema „Wärmepumpe und Strom" auseinanderzusetzen.

Abb. B.1–1 Marktentwicklung der Wärmepumpe



Die erste Erfolgsphase um 1980 war bedingt durch die Ölkrise. Mit den steigenden Ölpreisen seit 2000 setzte ein deutlich kräftigeres Marktwachstum ein.

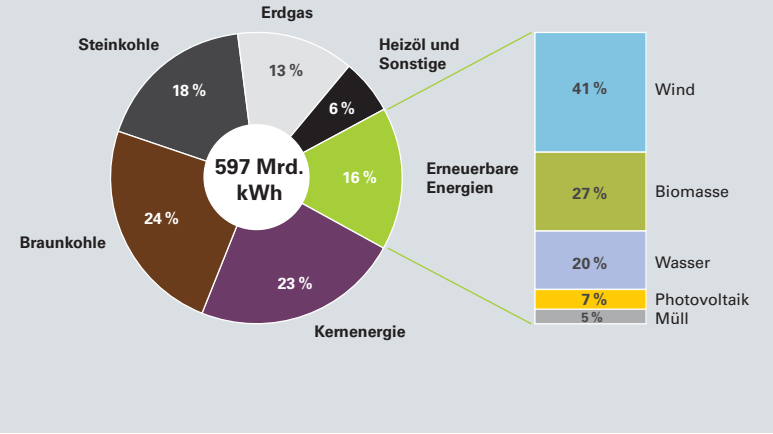
B.1.1 Strommix in Deutschland

Strom wird in Deutschland zum größten Teil in Kondensationskraftwerken – überwiegend Kohle- oder Kernkraftwerken – erzeugt. Die Anteile regenerativer Quellen wie Wasserkraft, Windkraft oder Photovoltaik steigen zwar stetig, machen aber mit derzeit etwa 18 Prozent noch den geringeren Anteil am deutschen Strommix aus.

Diese Zahl begründet einen der wichtigsten Vorbehalte gegen die Nutzung von Strom im Wärmemarkt: Es erscheint unsinnig, in einem Kohle- oder Kernkraftwerk mit geringen Wirkungsgraden Strom durch Wärme zu erzeugen, um diesen dann in einem Gebäude wieder in Wärme zurückzuverwandeln.

Für eine elektrische Widerstandsheizung (z. B. Nachtspeicheröfen) trifft diese Einschränkung voll zu, für eine Wärmepumpe jedoch nicht. Neben der bereitgestellten elektrischen Hilfsenergie (z. B. für Umwälzpumpen) nutzt die Wärmepumpe den Strom lediglich als Antriebsenergie des Verdichters. Und nur dieser Stromanteil macht den Unterschied zur

Abb. B.1.1–1 Brutto-Stromerzeugung 2009 in Deutschland



Mit dem wachsenden Anteil der erneuerbaren Energien an der Brutto-Stromerzeugung in Deutschland steigt die ökologische Qualität des Stromes – der Betrieb einer Wärmepumpe wird immer „grüner".

konventionellen Verbrennungstechnik oder solarthermischen Anlagen.

Da der Strombedarf von Wärmepumpen trotzdem häufig pauschal als Gegenargument genutzt wird, lohnt sich eine detaillierte Betrachtung dieses Themas.

Für eine energetische Bewertung und die Vergleichbarkeit der Wärmepumpe mit anderen Wärmeerzeugern sind also zwei Faktoren von hoher Relevanz:

- Wie ist das Verhältnis von eingesetztem Strom zu der damit gewonnenen Heizwärme (Jahresarbeitszahl)?
- Wie ist der eingesetzte Strom energetisch zu bewerten?

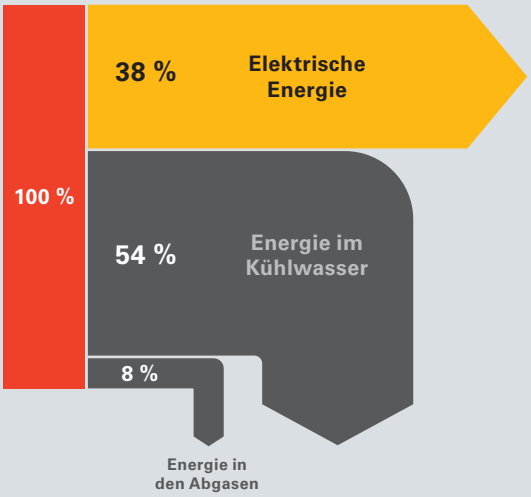
Zur Beantwortung der zweiten Frage wird der vom Gesetzgeber festgelegte Primärenergiefaktor benötigt. Dieser besagt, wie Strom (ebenso wie Gas, Öl oder Holz) primärenergetisch zu bewerten ist (siehe Abb. B.1.1–2).

Zur Berechnung des Primärenergiefaktors des in Deutschland insgesamt erzeugten Stroms wird der deutsche Kraftwerksmix, also der Durchschnitt aller Erzeugungsarten, herangezogen.

Seit Einführung der Energieeinsparverordnung (EnEV) im Jahr 2000 wurde der Primärenergiefaktor zweimal abgesenkt, also an die durchschnittliche Stromerzeugungsstruktur in Deutschland angepasst. Darin spiegeln sich im Wesentlichen die zunehmende Effizienz bei der Erzeugung, vor allen Dingen aber die wachsenden Anteile regenerativen Stroms wider.

Stetig wachsende Anteile von Strom aus regenerativen Primärquellen am gesamten Strommix werden den Primärenergiefaktor weiter senken, machen den Betrieb einer Wärmepumpe also zunehmend „grüner“.

Abb. B.1.1–2 Primärenergiefaktor



Stromerzeugung in einem durchschnittlichen Kondensationskraftwerk

Eingesetzte Primärenergie	100 %
■ nutzbare elektrische Energie	38 %
■ Wärmeverluste im Kühlwasser	54 %
■ Abgasverluste	8 %

Teilt man die eingesetzte Primärenergie durch die nutzbare elektrische Energie, erhält man den Faktor zur primärenergetischen Bewertung des erzeugten Stroms.

In diesem Fall ist der Primärenergiefaktor: 100/38 = 2,6

B.1.2 Versorgungssicherheit

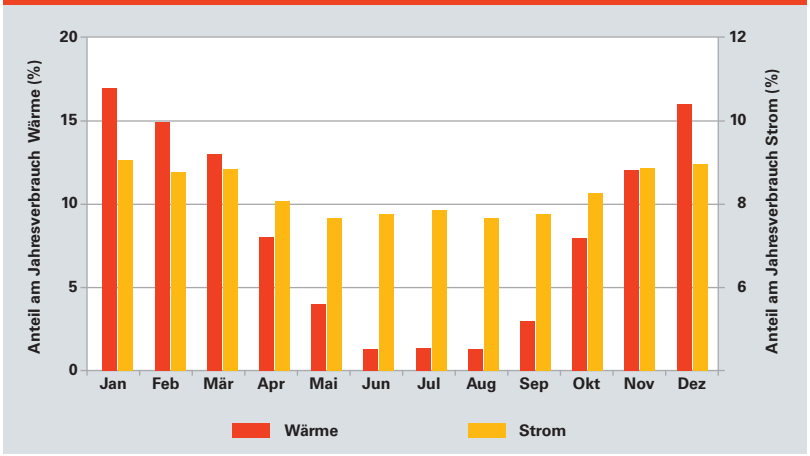
Die Stromversorgung in Deutschland ist eine der zuverlässigsten der Welt. Die hohe Versorgungssicherheit ist deshalb eine relevante Größe in einem Entscheidungsprozess für oder gegen den Einsatz einer Wärmepumpe – zumal auch der Betrieb der meisten Wärmeerzeuger in Gebäuden von elektrischem Strom abhängig ist (Pumpen, Regler etc.).

In den Bemühungen um einen grundsätzlich verstärkten Ausbau der Wärmepumpentechnologie jedoch spielt es eine wichtige Rolle, ob eine zuverlässige, nachhaltige und bezahlbare Versorgung mit Strom auf Dauer gewährleistet ist.

Wärmepumpen verbrauchen den meisten Strom während der Heizperiode. Damit „passt" die Wärmepumpe in ihrem Bedarfsprofil (bezogen auf die benötigte Strommenge) beispielsweise sehr gut zu dem Erzeugungsprofil von Windstromanlagen.

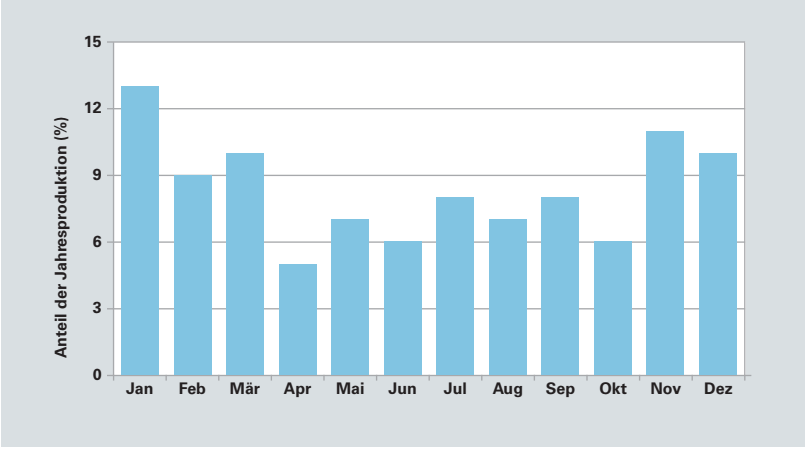
Für den weiteren Ausbau von Wärmepumpen ist es relevant, ob der Betrieb die täglichen Lastspitzen im Versorgungsnetz weiter in die Höhe treibt oder ob sich die Anlage so regeln lässt, dass sie nur in den lastschwachen Tageszeiten mit Strom versorgt werden muss.

Abb. B.1.2–1 Monatliche Anteile am Jahresverbrauch Strom und Wärme (EFH-Bereich)



Mit zunehmendem Anteil von Wärmepumpen an der Wärmeerzeugung wächst auch der winterliche Strombedarf.

Abb. B.1.2–2 Stromeinspeisung aus Windenergie im Jahresverlauf



Mit wachsendem Anteil von Windenergie an der Stromerzeugung wird der Einsatz von Wärmepumpen zur Wärmeerzeugung immer sinnvoller, da sich die Erzeugungs- und Verbrauchskurven im Winterhalbjahr zunehmend decken.

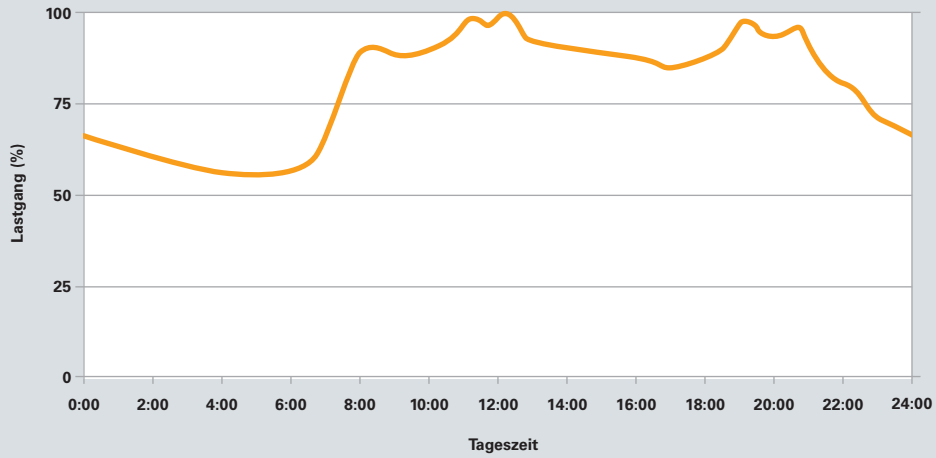
Betrachtet man den typischen Stromlastgang eines Tages (siehe Abb. B.1.2–3), so wird deutlich, dass die Versorgung leistungsmäßig (bezogen auf Stromnetz und -erzeugung) in den mittäglichen Stunden das Maximum erreicht. In diesen Zeiten ist auch der Strompreis, den die Stromversorger an der Strombörse zahlen, am höchsten.

Diese Situation ist der Hintergrund für spezielle Wärmepumpen-Stromtarife und die damit einhergehenden „Sperrzeiten“: Die Energieversorgungsunternehmen geben den Strom in den lastschwachen Tageszeiten günstiger an den Kunden ab und schließen im Gegenzug einen Stromverbrauch durch die Wärmepumpe in bestimmten, sehr kurzen Zeiträumen aus.

Dieser betriebswirtschaftliche Ansatz hat auch technische Konsequenzen: Können die Maschinen durch angemessene Planung außerhalb der Lastspitzen laufen, so führt das zu einem ausgeglicheneren Tageslastgang im Stromnetz.

Um den Tageslastgang auszugleichen, bieten Energieversorgungsunternehmen spezielle Wärmepumpen-Tarife an – mit günstigen Strompreisen zu lastschwachen Zeiten und kurzen „Sperrzeiten“ bei Lastspitzen.

Abb. B.1.2–3 Typischer Tageslastgang im Stromnetz



B.1.3 Smart Metering

Der steigende Anteil regenerativ erzeugten Stroms am Strommix erfordert zunehmend ein intelligentes Aussteuern von Angebot und Nachfrage. Das Ziel des sogenannten Smart Meterings ist es, dieses Aussteuern zu befördern und das beschriebene „Glätten" des Lastgangs im Stromverbrauch zu realisieren. Zusätzlich sollen Erzeugungsspitzen von Wind- und Solarstrom sinnvoll an geeignete Verbraucher gebracht werden.

Smart Metering sorgt nun dafür, dass das Stromangebot zunehmend den Stromverbrauch bestimmt und nicht – wie bisher – das Angebot dem Verbrauch folgt. Letzteres wird mit steigender Erzeugungskapazität insbesondere von Wind- und Solarstromanlagen auch immer schwieriger.

Bei dieser sehr komplexen und grundlegenden Umstrukturierung des Stromnetzes werden Wärmepumpen zudem eine wichtige Rolle spielen. Es gibt eine Vielzahl von Verbrauchern, die mit relativ geringem technischen Aufwand zusätzlich in dieses System eingepasst werden können. Gefrierschränke beispielsweise können für mehrere Stunden abgeschaltet werden – die heutzutage übliche Dämmung verhindert einen kritischen Temperaturanstieg.

Ohne intelligentes Lastmanagement ist es purer Zufall, ob ein Gerät das Stromnetz während einer Lastspitze zusätzlich belastet oder nicht. „Weiß" das Gerät hingegen, dass es gerade ein großes Angebot an Energie gibt, schaltet es sich ein. Im Fall des Gefrierschranks heißt das, es senkt die Innentemperatur um ein paar Grad unter den Sollwert. Dieses bildet dann die Reserve für einen langen Zeitraum, in dem kein Strom aufgenommen werden muss.

Ähnlich funktioniert das Aussteuern mit der Wärmepumpe. Mögliches Über- oder Unterschwingen der Raumtemperatur (beim Heizen und Kühlen), die angemessene Auslegung von Pufferspeichern und ein modulierender Betrieb eröffnen die Möglichkeit, Wärmepumpen effizient in das intelligente Stromnetz einzubinden.

Abb. B.1.4–1 Photovoltaik-Anlage

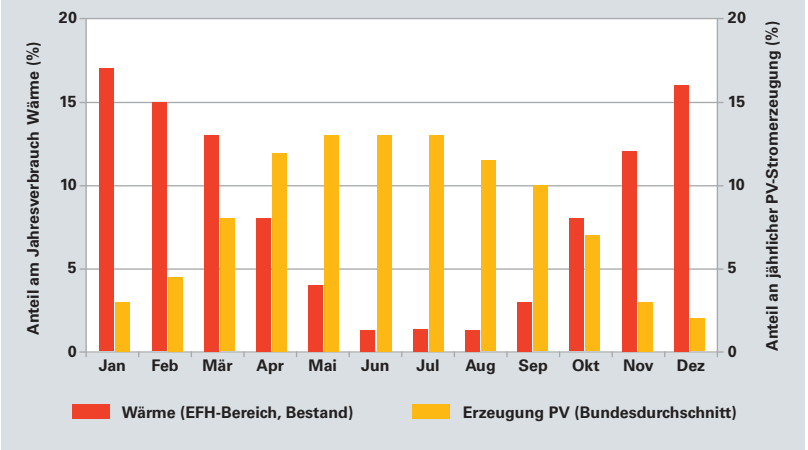
B.1.4 Wärmepumpen und Photovoltaik

Es liegt nahe, zusätzlich zu einer Wärmepumpe eine Photovoltaik-Anlage am Gebäude zu installieren, damit diese über das Jahr die Strommenge erzeugt, die für die Beheizung des Gebäudes verbraucht wird – CO_2-freies Heizen mit der Wärmepumpe also.

Trotz der in Abb. B.1.4–2 dargestellten offensichtlichen Ungleichheit von PV-Stromerzeugung (Schwerpunkt Sommerhalbjahr) und Wärmeverbrauch (Schwerpunkt Winterhalbjahr) ist eine Verknüpfung von Wärmepumpe und Photovoltaik über die Jahresbilanz betrachtet sinnvoll.

Je weiter zudem die im vorigen Kapitel beschriebenen Änderungen im Stromnetz voranschreiten, je besser das Netz also auch saisonal schwankende Stromerzeugung aufnehmen und verteilen kann, desto weniger wichtig wird die Zeitgleichheit von Erzeugung und Verbrauch. Die energetische Bewertung einer Wärmepumpe fällt auch unter diesem Gesichtspunkt – neben der Veränderung des Strommixes – zunehmend besser aus.

Abb. B.1.4–2 Monatliche Anteile vom Jahreswärmeverbrauch und PV-Stromerzeugung



Die Verknüpfung von Wärmepumpe und PV-Anlage ist über die Jahresbilanz betrachtet sinnvoll.

B.1.5 Konkurrenz um Strom?

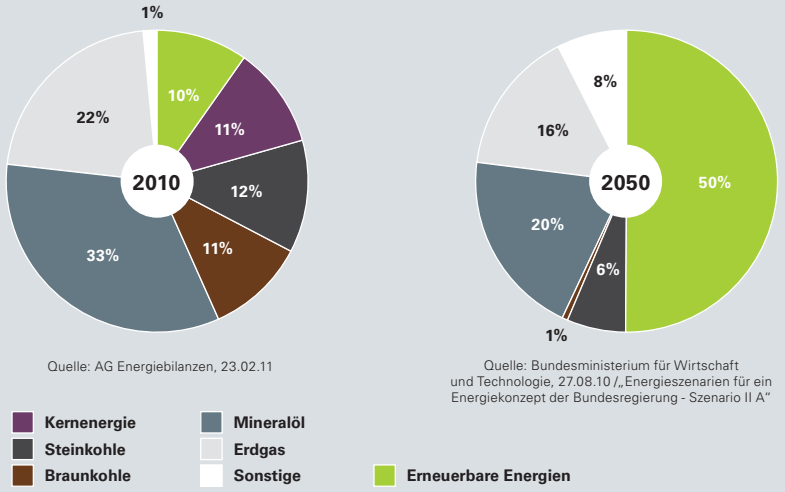
Im Zusammenhang mit der Nutzung von Strom in Wärmepumpen wird häufig die Frage gestellt, ob der Einsatz von Strom in anderen Energiesektoren nicht sinnvoller wäre, ob sich – ökologisch betrachtet – nicht größere Effekte beispielsweise durch die Nutzung von Strom für die Mobilität ergeben könnten.

Diese Diskussion ist aus folgenden Gründen nicht zielführend: In allen Szenarien zur zukünftigen Energieversorgung werden sehr lange Zeiträume betrachtet, teilweise bis zum Jahr 2050 oder sogar bis zum Ende des Jahrhunderts. Eine solche Betrachtungsweise ist notwendig, um jetzt die Weichen für zukünftige Entwicklungen richtig stellen zu können. Die meisten dieser Szenarien kommen zu dem Ergebnis, dass am Ende des jeweiligen Betrachtungszeitraumes unser Energiebedarf entweder ausschließlich, zumindest aber zum deutlich überwiegenden Teil aus regenerativen Energiequellen gedeckt wird. Grobe Schätzungen geben darüber hinaus Anhaltspunkte, welchen Beitrag die einzelnen regenerativen Primärenergieträger prozentual leisten könnten. Was diese Szenarien nicht bieten können, ist eine detaillierte Prognose, in welcher Art und Weise die jeweiligen Energieträger diesen Beitrag leisten werden.

In allen Sektoren des Energieverbrauchs muss daher jeweils für sich die Frage beantwortet werden, wo die Potenziale zur Energieeinsparung liegen und welche Energiequellen für die Deckung des Bedarfes am sinnvollsten eingesetzt werden können. Müsste bereits jetzt entschieden werden, wie der Verbrauchs- und Erzeugungsmix und damit auch der Technologiemix in 30 oder 40 Jahren genau aussehen soll, würde der technische Fortschritt eher behindert als befördert: Biomasse beispielsweise kann direkt verfeuert, verflüssigt oder verstromt werden. Regenerativ erzeugter Strom kann direkt verbraucht, zentral oder im Verbraucher selbst (Fahrzeugbatterie oder mit Wärmepumpe beheiztes Gebäude) gespeichert werden. Zwar gehen Speicherung und Umwandlung immer zulasten der Wirkungsgrade, sind aber in einem realistischen Szenario unerlässlich.

Wo letztlich welche Energie in welcher Form zur Verfügung steht, wissen wir heute nicht. Die einzig sinnvolle Betrachtung im Gebäudebereich wird deshalb in den kommenden Jahren sein: Mit welchem Wärmeerzeuger lässt sich – jeweils bezogen auf das konkrete Objekt – die höchste primärenergetische Effizienz erreichen? Unter diesem Aspekt wird die Wärmepumpe eine sehr wichtige Rolle spielen.

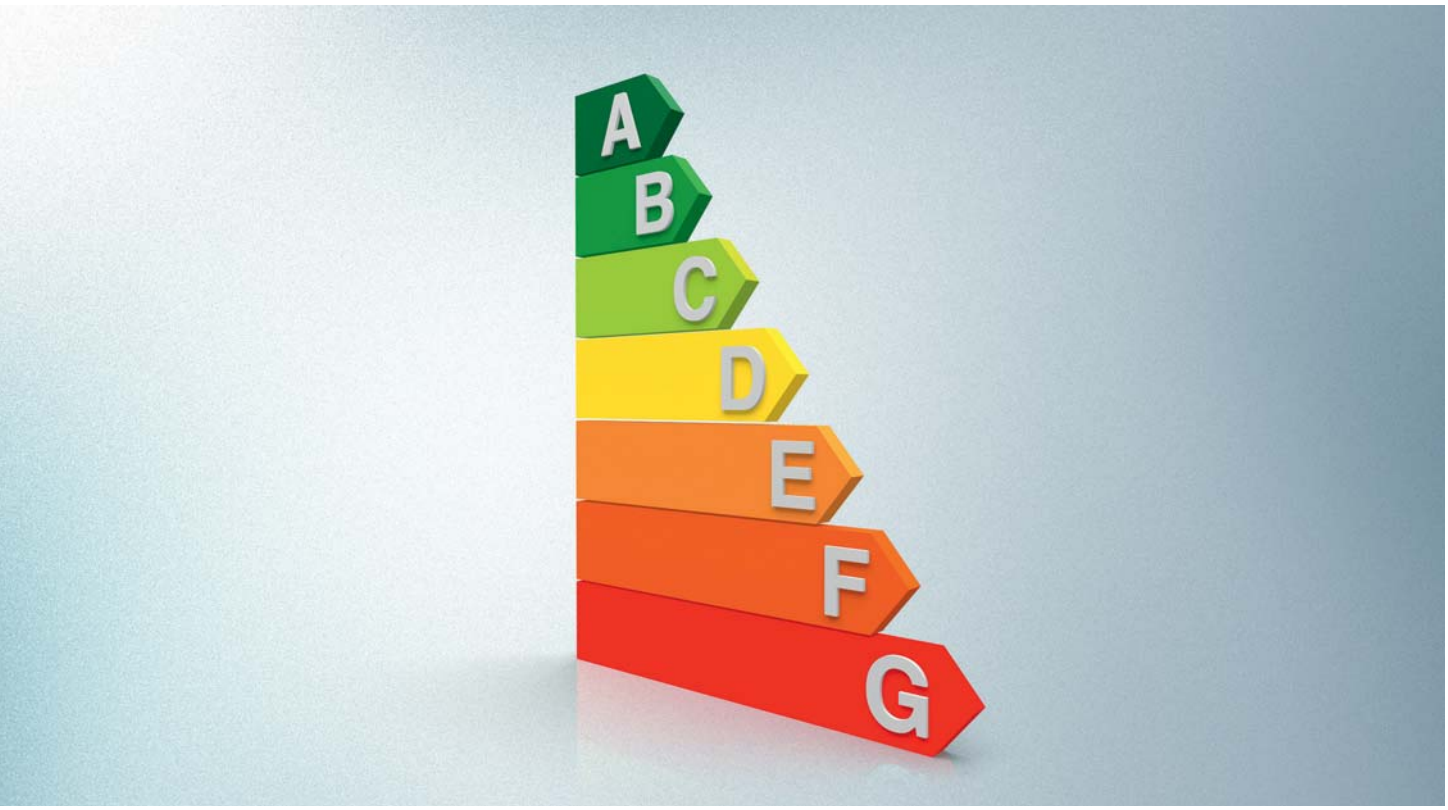
Abb. B.1.5–1 Energieerzeugung in Zukunft



Quelle: AG Energiebilanzen, 23.02.11

Quelle: Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, 27.08.10 /„Energieszenarien für ein Energiekonzept der Bundesregierung - Szenario II A"

Der Primärenergieverbrauch in Deutschland betrug 2010 14000 Petajoule (PJ) und wird in den Prognosen für 2050 mit 7000 PJ angegeben. Die Prognose für 2050 wurde im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie erstellt.



Gesetzliche Rahmenbedingungen

EnEV, Wärmegesetze und Energielabel: Die Effizienz und die Einkopplung von regenerativer Energie bei der Wärmeerzeugung unterliegen zunehmend auch rechtlichen Rahmenbedingungen. Die Wärmepumpe hat in diesem Zusammenhang viele entscheidende Vorteile.

Der Energieverbrauch von Gebäuden hat in Deutschland einen Anteil von ca. 40 % am gesamten Endenergieverbrauch. Damit hat dieser Sektor einen entsprechend hohen Stellenwert in den energiepolitischen Maßnahmen von Bundes- und Landesregierungen. Der deutsche Heiztechnikmarkt wird daher zunehmend stärker durch gesetzliche Rahmenbedingungen beeinflusst.

B.2.1 Die Wärmepumpe in der EnEV

Im Jahr 2002 wurden die bis dahin geltenden Regelungen zum Wärmeschutz und zur Anlagentechnik in der Energieeinsparverordnung (EnEV) zusammengefasst. Der in der EnEV geltende Maßstab zur Beurteilung der energetischen Qualität eines Gebäudes ist der Primärenergiebedarf – dieser Wert wurde im Zuge mehrerer Novellierungen in den vergangenen Jahren immer weiter gesenkt.

Die Senkung des Faktors „Primärenergiebedarf" hat zur Folge, dass die Anforderungen an das Gebäude und die Effizienz der Heizungsanlagen entsprechend steigen. Im Energieausweis eines Gebäudes (siehe Abb. B.2.1–2) wird dies deutlich.

Der Endenergiebedarf in kWh/(m^2·a) des Gebäudes wird im Wesentlichen durch die Gebäudehülle und die Lüftungsverluste bestimmt. Hier dürfen bestimmte Werte nicht überschritten werden.

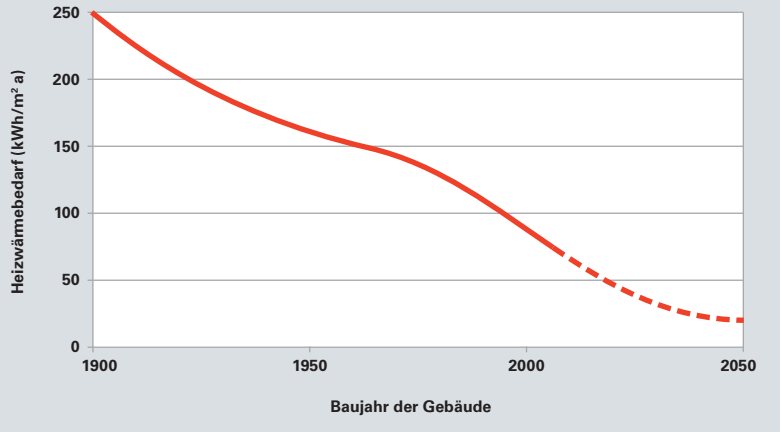
Der Primärenergiebedarf eines Gebäudes, ebenfalls in kWh/(m^2·a), ergibt sich aus der Art der Beheizung, wobei allen verwendbaren Energieträgern jeweils unterschiedliche Primärenergiefaktoren zugeordnet sind (siehe Abb. B.2.1–3).

Abb. B.2.1–3 Primärenergiefaktoren

Energieträger	Primärenergiefaktor EnEV 2009
Heizöl	1,1
Erdgas, Flüssiggas	1,1
Holz	0,2
Strom	2,6
Umweltenergie (Solarenergie, Umgebungswärme, ...)	0,0

Der Maßstab zur Beurteilung der energetischen Qualität eines Gebäudes ist der Primärenergiebedarf.

Abb. B.2.1–1 Heizwärmebedarf von Wohngebäuden (Standard im Baujahr)



Der Baustandard von Wohngebäuden hat sich in Bezug auf den Heizwärmebedarf eindeutig entwickelt – und die Entwicklung geht noch weiter.

Abb. B.2.1–2 Energieausweis

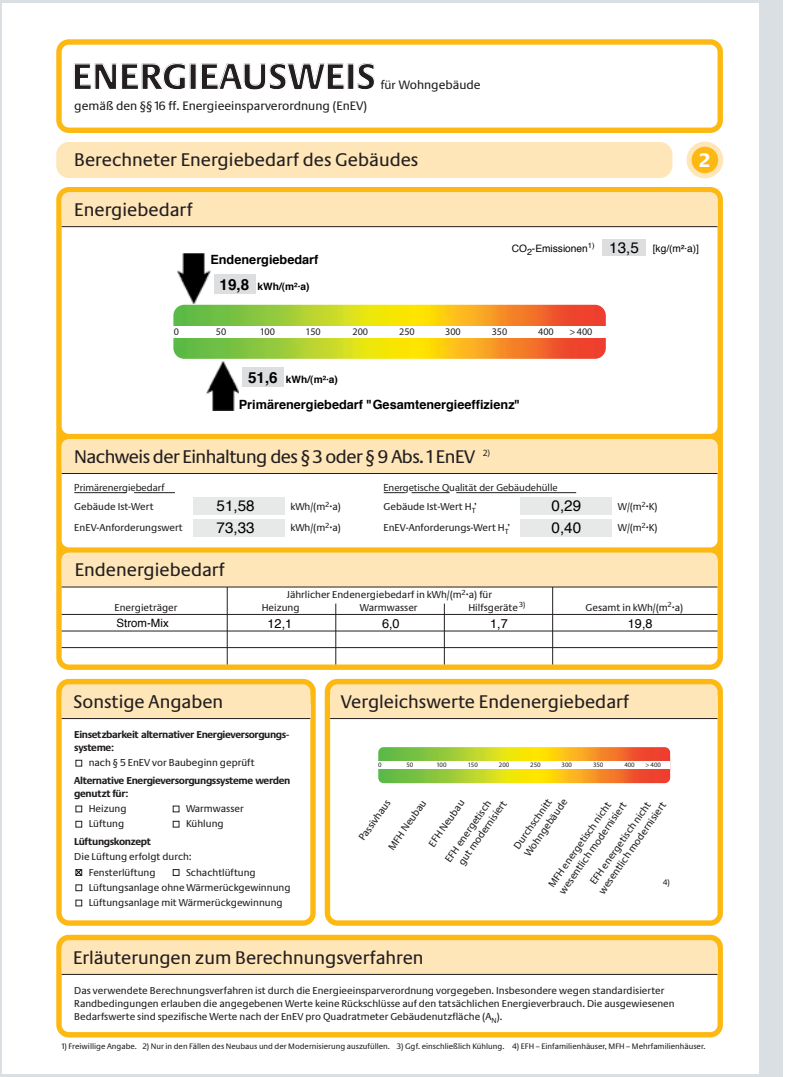
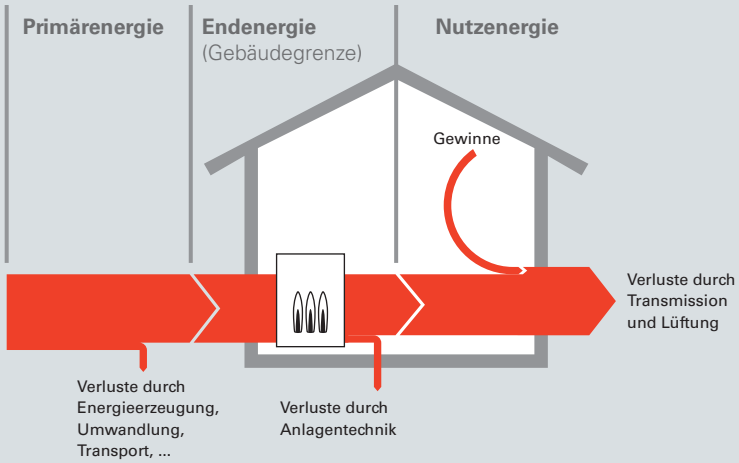
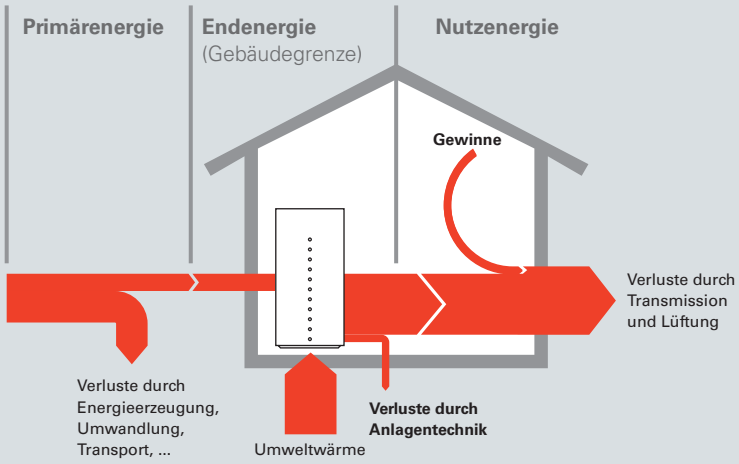


Abb. B.2.1–4 Primärenergiebedarf nach EnEV

Heizkessel



Wärmepumpe



Beispiel

EnEV-Nachweis bei Beheizung mit einer Wärmepumpe:

Primärenergie Q_P = (Heizwärmebedarf Q_h + Warmwasser Q_w) * Aufwandszahl e_P + Kühlenergie $Q_{P,C}$

Primärenergiebedarf	Heizwärmebedarf	Warmwasser	Aufwandszahl	Kühlenergie
10.811 kWh/a	11.398 kWh/a	4.043 kWh/a		- kWh/a
33,43 kWh/(m²a)	35,24 kWh/(m²a)	12,50 kWh/(m²a)	0,70	- kWh/(m²a)
10,70 kWh/(m³a)	11,28 kWh/(m³a)	4,00 kWh/(m³a)		- kWh/(m³a)

1. Prüfung: Maximaler Transmissionswärmeverlust

HT' = 0.26 W/(m²K) ≤ HT'max = 0.40 W/(m²K) ⇒ NACHWEIS ERBRACHT

Keine verschärfte HT'-Prüfung erforderlich

2. Prüfung: Maximaler Primärenergiebedarf

Qp = 33.43 kWh/(m²a) ≤ Qp,max = 70.63 kWh/(m²a) ⇒ NACHWEIS ERBRACHT

Keine verschärfte Qp-Prüfung erforderlich

Berechnung des Primärenergiebedarfs von Wärmepumpen in Gebäuden

Für die Ermittlung des Primärenergiebedarfs bei Beheizung mittels Wärmepumpe ist der Primärenergiefaktor für Strom relevant. Dieser fließt zusammen mit weiteren geräte- und anlagenspezifischen Faktoren als Anlagenaufwandszahl [e_P] in die EnEV-Berechnung ein.

Die Geräteaufwandszahl beziffert die Effizienz der Energieumwandlung eines Heizsystems und hängt damit bei einer Wärmepumpe direkt von der Jahresarbeitszahl (siehe Kapitel A.2.4) ab: Je höher die Jahresarbeitszahl, desto niedriger die Geräteaufwandszahl. Das Berechnungsverfahren ist wie folgt geregelt:

$$e_{H,g} = \frac{1}{\square_{WP}}$$

$e_{H,g}$ Aufwandszahl der Wärmepumpe
$\square_{WP}$ Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe

Für die Berechnung der Jahresarbeitszahl wird in der DIN 4701-10 nach Wärmepumpentypen unterschieden und der Energiebedarf zusätzlicher Hilfsaggregate wie zum Beispiel einer Solepumpe berücksichtigt. Weitere anlagenbezogene Korrekturfaktoren werden einbezogen. Für die Planung einer Wärmepumpenanlage ist es nicht erforderlich, die Aufwandszahl eigenhändig zu berechnen, da die maßgeblichen Daten in den entsprechenden Programmen für einen EnEV-Nachweis hinterlegt sind (siehe Kapitel D.3.2).

B.2.2 Die Wärmepumpe im EEWärmeG

Das Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (EEWärmeG) vom 1. Januar 2009 schreibt in Neubauten einen bestimmten Anteil an regenerativen Energien für die Gebäudebeheizung vor (in einigen Bundesländern gelten ähnliche Gesetze auch bei Bestandssanierungen). Dieses Gesetz muss zusätzlich zur EnEV beachtet werden. Entscheidet man sich für die Beheizung mit einer Wärmepumpe, muss diese mindestens 50 % der benötigten Heizenergie bereitstellen.

Für die verwendeten Geräte gelten im EEWärmeG bestimmte Mindestanforderungen an die Jahresarbeitszahl: Die Nutzungspflicht gilt dann als erfüllt, wenn eine Luft/Wasser- oder Luft/Luft-Wärmepumpe eine rechnerische Jahresarbeitszahl von mindestens 3,5 erreicht. Für alle anderen Typen gilt eine rechnerische Jahresarbeitszahl von mindestens 4.

Wird die Wärmepumpe auch für die Warmwasserbereitung in dem Gebäude genutzt, reduzieren sich die geforderten Jahresarbeitszahlen um jeweils 0,2 Punkte.

Anlagen, in die eine Wärmepumpe integriert ist, müssen ggf. mit einem Wärmemengen- und Stromzähler ausgestattet werden.

Die Praxis der letzten Jahre zeigt: Die Wärmepumpe hat sich in Bezug auf die Anforderungen des EEWärmeG zu einer der effizientesten und preiswertesten Lösungen entwickelt.

B.2.3 Europäische Rahmenrichtlinien

Wie viele andere Technologiebereiche auch wird die Beheizung von Gebäuden zunehmend durch europäische Richtlinien bestimmt, die dann ihrerseits ihren Ausdruck in nationalem Recht finden. So ist beispielsweise die deutsche EnEV in die EU-Richtlinie 2002/91/EG über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (EPBD = Energy Performance of Buildings Directive) eingebettet.

Zukünftig werden Anlagen zur Gebäudebeheizung innerhalb der EU auch der ErP (Energy related Products)/Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG unterliegen. Auf dieser Basis werden auch hier zunehmend mehr Produkte mit einem Label gekennzeichnet, das Verbrauchern Auskunft über die Energieeffizienz geben soll. Von Kühlschränken oder anderen Haushaltsgeräten ist dieses Verfahren bereits länger bekannt.

Bei Drucklegung dieses Planungshandbuches stand noch nicht abschließend fest, wie diese Regelungen für Heizungsanlagen im Detail umgesetzt werden. Es ist aber bereits absehbar, dass Wärmepumpen in die besten Effizienzklassen eingeordnet werden.

Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zu den unbestritten positiven ökologischen Effekten einer gut ausgelegten Wärmepumpenanlage kommen noch die wirtschaftlichen Vorteile hinzu.

Wärmepumpen erfordern zunächst meist relativ hohe Investitionskosten, bei Anlagen mit Erdreichkopplung ist schnell ein fünfstelliger Betrag erreicht. Diesen Kosten gegenüber stehen aber geringe Betriebskosten.

Eine gute Beratung hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit zeigt die Zusammenhänge auf und erleichtert den Hausbesitzern damit die Entscheidung.

Für eine umfassende Betrachtung der Wirtschaftlichkeit einer Heizungsanlage ist es sinnvoll, ein etabliertes Verfahren wie die VDI 2067 zu wählen. Damit ist gewährleistet, dass alle Faktoren, die für eine korrekte Berechnung notwendig sind, berücksichtigt werden.

Wärmepumpen erfordern im Vergleich zu konventionellen Wärmeerzeugern eine – trotz eventueller Fördermittel – vergleichsweise hohe Investition, was eine genaue Berechnung der Kapitalkosten erforderlich macht. Die Betriebskosten dagegen sind vergleichsweise gering – eine Wirtschaftlichkeitsberechnung ist also weniger sensibel gegenüber künftigen Energiepreissteigerungen als bei gas- oder ölbetriebenen Wärmeerzeugern. Für die Ermittlung der notwendigen Brennstoff- bzw. Strommengen wird nicht der Nutzungsgrad (wie bei Kesselanlagen), sondern die Jahresarbeitszahl herangezogen.

Die verbrauchsgebundenen Kosten liegen erfahrungsgemäß etwa um die Hälfte niedriger als bei fossilen Energieträgern und auch die Wartungskosten sind geringer.

Der Vergleich einer Wärmepumpenanlage mit anderen Heizsystemen hängt also stark von der angesetzten Kapitalverzinsung und den angenommenen Energiepreissteigerungen ab. Es hat sich als sinnvoll erwiesen, den Investor in die Festlegung dieser Positionen mit einzubeziehen. So wird die Berechnung transparent und nachvollziehbar.

Beispiel

Vergleich von Betriebskosten und Wirtschaftlichkeit

Objektdaten

Neubau, Standort Brandenburg, Wärmebedarf 6 kW, Heizung (Fußbodenheizung) und Warmwasser

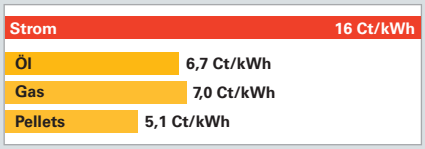
Wärmepumpe

Sole/Wasser-Wärmepumpe, monovalent, Sondentiefe 100 m, Jahresarbeitszahl 4,4

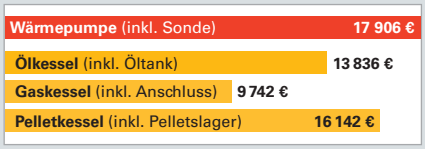
Alternativen

Ölheizung (Wirkungsgrad 85 %)
Gasheizung (Wirkungsgrad 90 %)
Pelletheizung (Wirkungsgrad 90 %)

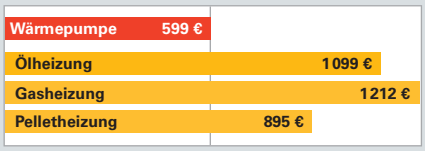
Energiekosten



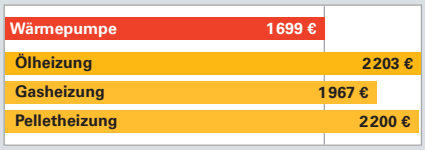
Investitionskosten



Betriebskosten pro Jahr (inkl. Wartung etc.)



Gesamtkosten pro Jahr*

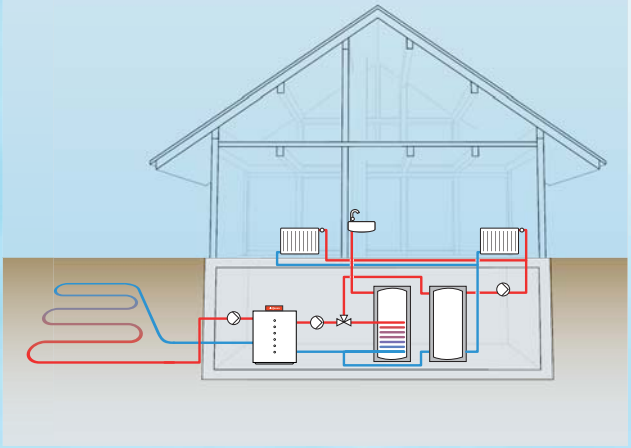


*Gesamtkosten: Zeitraum: 20 Jahre, Zinssatz: 6 %, Investitionskosten und jährliche Betriebskosten

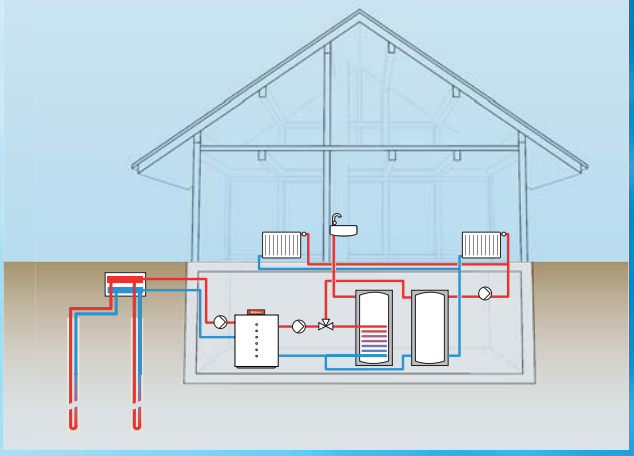
Beispielrechnung aus dem Viessmann Wärmepumpenauslegungsprogramm Vitodesk 200

Die Amortisation einer Wärmepumpe kann durch eventuelle Sondertarife von Energieversorgungsunternehmen (EVU) weiter positiv beeinflusst werden (siehe Kapitel B.1.2.).

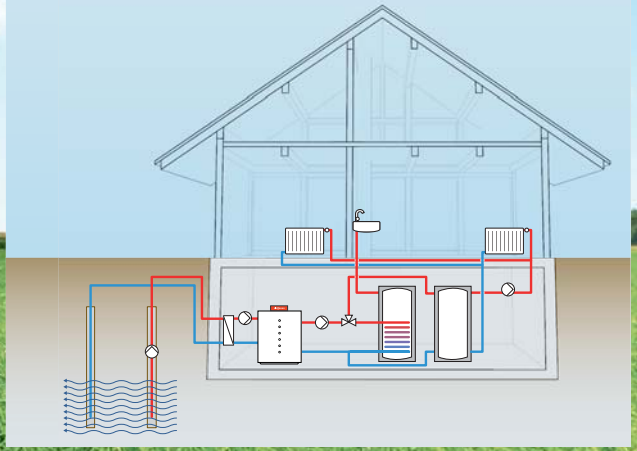
Wärme aus dem Erdreich (Kollektor)



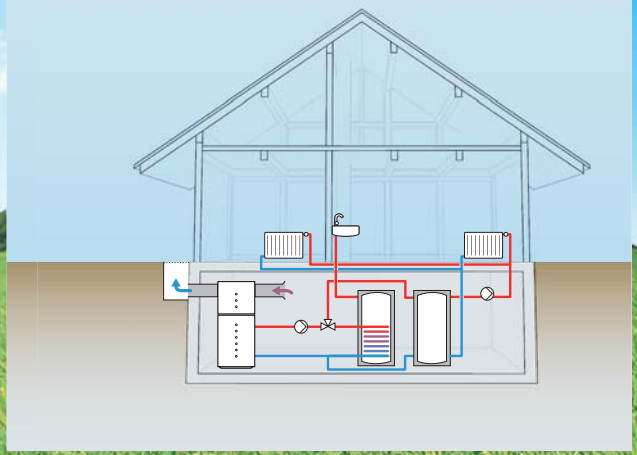
Wärme aus dem Erdreich (Sonde)



Wärme aus dem Grundwasser



Wärme aus der Luft



C Planung und Auslegung der Primärquellen

Die verschiedenen Energiequellen für Wärmepumpen und deren Potenziale sind im Kapitel A ausführlich dargestellt. Das folgende Kapitel beschäftigt sich mit den technischen Grundlagen der Erschließung dieser Wärmequellen.

Die verschiedenen Wärmepumpen-Typen nutzen unterschiedliche Primärquellen. Die Entscheidung, welche Wärmequelle die passende ist, hängt von den örtlichen Gegebenheiten ab.

Sole/Wasser-Wärmepumpen nutzen das Erdreich als primäre Energiequelle, entweder mit Erdkollektoren oder mit Erdsonden. Steht Wasser als Wärmequelle zur Verfügung, werden Wasser/Wasser-Wärmepumpen eingesetzt. Luft/Wasser-Wärmepumpen nutzen die Außenluft oder Abluft als Primärquelle.

In jedem Fall gilt: Eine sorgfältige Planung und Auslegung der Primärquelle ist die Basis einer effizienten Wärmepumpenanlage.

64 C.1 Sole/Wasser-Wärmepumpen

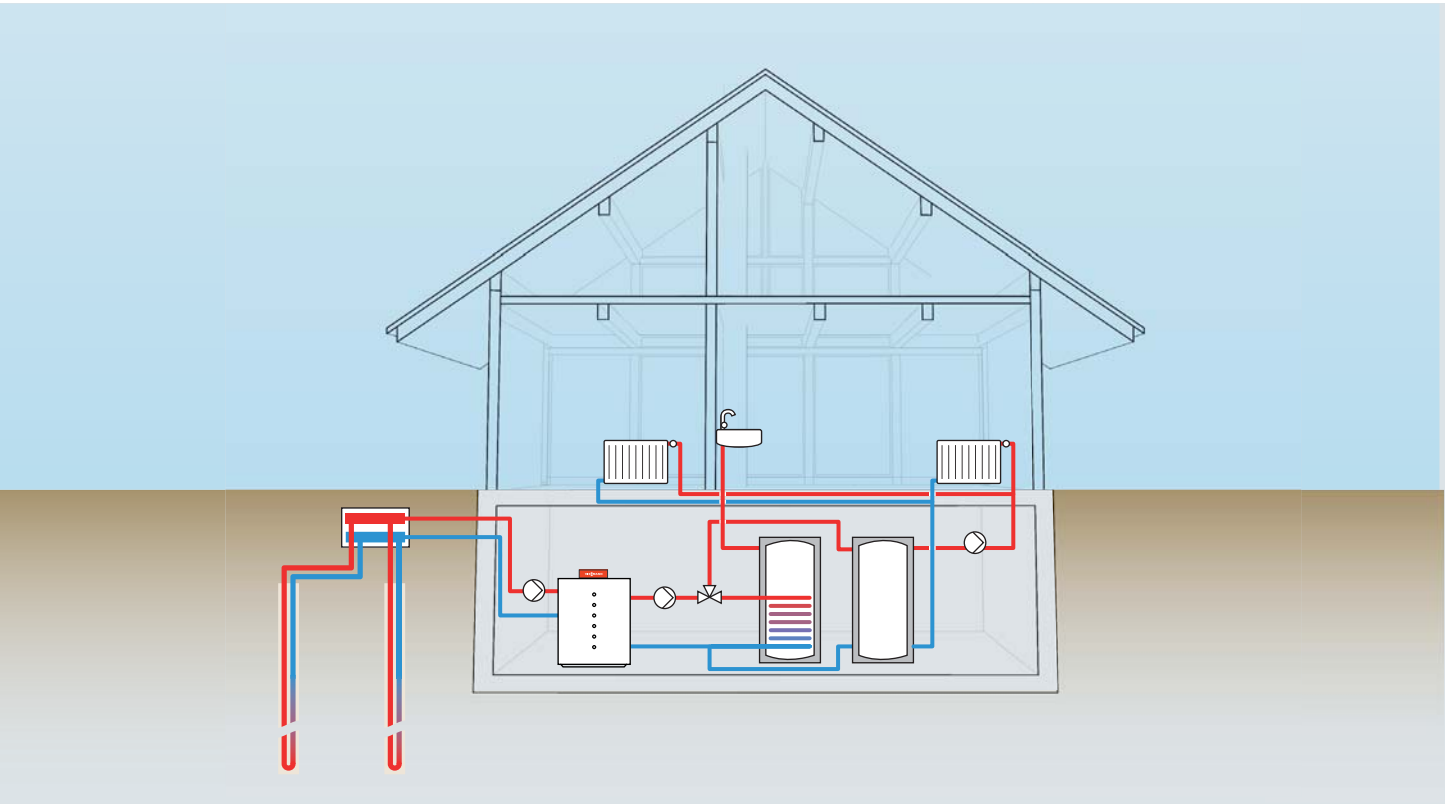
65 C.1.1 Auslegung der Wärmequelle
69 C.1.2 Wärmeträgermedium
70 C.1.3 Volumenstrom und Druckverlust im Solekreis

72 C.2 Wasser/Wasser-Wärmepumpen

73 C.2.1 Grundwasser
75 C.2.2 Kühlwasser

76 C.3 Luft/Wasser-Wärmepumpen

77 C.3.1 Luft/Wasser-Wärmepumpen mit ungeregeltem Verdichter
77 C.3.2 Auslegung
79 C.3.3 Schalltechnische Planung
82 C.3.4 Luftführung bei innen aufgestellten Luft/Wasser-Wärmepumpen



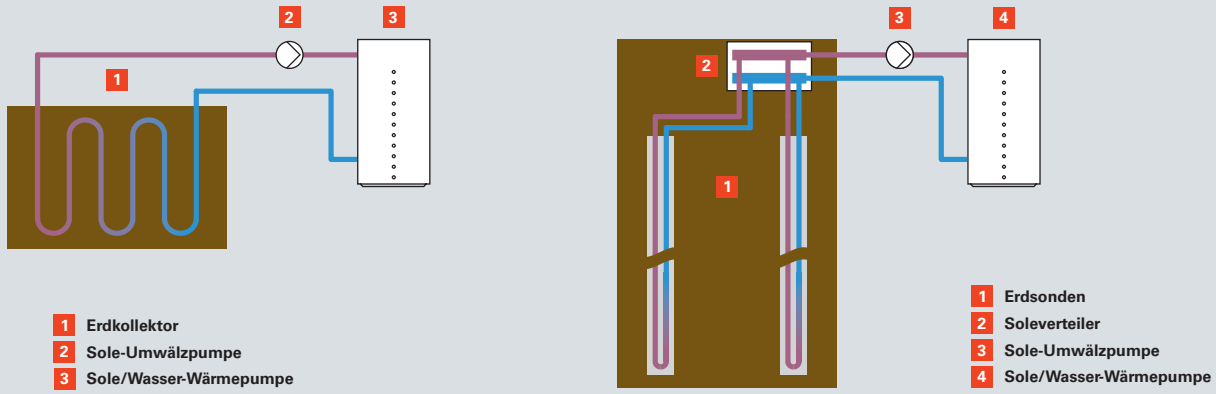
Sole/Wasser-Wärmepumpen

Für Sole/Wasser-Wärmepumpen wird im Wesentlichen das Erdreich als Wärmequelle genutzt. Dabei kommen entweder Erdkollektoren oder Erdsonden zum Einsatz.

Die Auslegung der Wärmequellen orientiert sich an der Entzugsleistung des jeweiligen Erdreichs. Referenzgröße ist dabei nicht die Wärmeleistung der Wärmepumpe, sondern die Kälteleistung. Die entsprechende Angabe findet sich in den Datenblättern der Geräte.

Die Berechnung ergibt dann entweder die erforderliche Sondenlänge (m) oder die Fläche des Erdkollektors (m^2). Daraus lassen sich dann jeweils die notwendigen Rohrlängen für den eigentlichen Wärmetauscher (Erdreich/Sole) und die Verbindungsleitungen ableiten. Die darauf aufbauende Berechnung des Druckverlusts sowie die Auslegung der Primärkreispumpe erfolgen nach den üblichen Regeln der Heiztechnik.

Abb. C.1.1–1 Erdkollektor und Erdsonde



Sole/Wasser-Wärmepumpen nutzen als Wärmequelle das Erdreich. Dabei kommen Erdkollektoren oder Erdsonden zum Einsatz.

C.1.1 Auslegung der Wärmequelle

Für Sonden und Erdwärmekollektoren werden in aller Regel Kunststoffleitungen verwendet (PE 80 oder PE 100). Für die Berechnungen sind in erster Linie die Außendurchmesser wichtig, aus denen sich jeweils die Tauscherfläche und damit die Übertragungsleistung des Rohres ableiten.

Der Innendurchmesser, der für den Inhalt und den Druckverlust ausschlaggebend ist, ergibt sich aus:

$$DI = DA - 2 \cdot S$$

DI Innendurchmesser in mm
DA Außendurchmesser in mm
S Wandstärke im mm

Für die Wandstärke, die maßgeblich für die Druckbeständigkeit ist, wird bei Kunststoffrohren auch die Angabe SDR (standard dimension ratio) verwendet. Diese bezeichnet das Verhältnis von Außendurchmesser zu Wandstärke.

$$SDR = \frac{DA}{S}$$

SDR Standard Dimension Ratio (SDR Zahl)
DA Außendurchmesser in mm
S Wandstärke in mm

Je kleiner die SDR Zahl ist, desto druckbeständiger ist das Rohr. Die Angabe DN, die sich üblicherweise auf den Innendurchmesser bezieht, ist eine normative Festlegung bezogen auf mittlere Wandstärken.

Abb. C.1.1–2 SDR Zahl

		Wanddicke (mm)	
DN	DA	SDR 11	SDR 7,4
15	20	1,9	2,8
20	25	2,3	3,5
25	32	2,9	4,4
32	40	3,7	5,5
40	50	4,6	6,9
50	63	5,8	8,6

Die SDR-Zahl gibt Auskunft über die Druckbeständigkeit von Kunststoffrohren.

Hinweis

Beim Zukauf der Erdsondenbohrung als Dienstleistung sollte die Entzugsleistung Vertragsgegenstand sein. Viessmann bietet Wärmepumpen mit entsprechenden Sondenbohrungen im Paket an.

Für größere Sondenanlagen sollte ein geologisches Planungsbüro mit einer Simulation der Entzugsleistungen des Sondenfeldes beauftragt werden. Viessmann bietet dies über die Abteilung Geothermie an. Ansprechpartner ist Ihre zuständige Verkaufsniederlassung.

C.1.1.1 Auslegung von Erdsondenanlagen

Die Bestimmung der Entzugsleistung von Sonden ist stark von den örtlichen geologischen Schichten abhängig und kann sich in einem Schwankungsbereich von bis zu 100 % bewegen. Als erster Näherungswert kann 50 W/m angenommen werden. Mithilfe geologischer Karten lässt sich die Entzugsleistung für den jeweiligen Standort dann genauer abschätzen. Die Wärmeleitfähigkeit der einzelnen Gesteinsschichten und die spezifischen Entzugsleistungen sind im Kapitel A.4 beschrieben.

Die detaillierte Berechnung und Festlegung der Sondenanlage muss durch einen Fachbetrieb erfolgen. Bei der Bestimmung der erforderlichen Entzugsleistung wird neben der eigentlichen Wärmepumpenleistung auch die von der Wärmepumpe zu erbringende Jahresheizarbeit berücksichtigt. So erbringt eine Wärmepumpe im bivalent parallelen System bei gleicher Heizleistung eine wesentlich größere Jahresheizarbeit als eine monovalent betriebene Wärmepumpe. Entsprechend größer muss die Sonde dann dimensioniert werden.

Für die hydraulische Auslegung der Rohrleitungen einer Sondenanlage und deren Anschlussleitungen sind folgende Faktoren zu beachten:

- gleichmäßige Durchströmung aller Sonden
- ab drei Sonden Einsatz eines Sondenverteilers mit Regulierventilen, um einen hydraulischen Abgleich zu ermöglichen
- geringe Druckverluste im Gesamtsondensystem (wirkt sich auf die erforderliche elektrische Pumpenleistung der Primärpumpe aus)
- das eingesetzte Material und das Wärmeträgermedium müssen miteinander verträglich sein

Sind die Rohrleitungslängen bekannt, können der Druckverlust und die Solepumpe berechnet werden (siehe Kapitel C.1.3).

C.1.1.2 Auslegung von Erdkollektoranlagen

Horizontale Erdkollektoren nutzen die oberste Erdschicht als Wärmequelle – sie sollten deshalb mindestens 20 cm unterhalb der Frostgrenze bis zu einer Tiefe von ca. 1,5 m verlegt werden. Die in dieser Schicht zur Verfügung stehende nutzbare Wärmemenge hängt stark von den thermophysikalischen Eigenschaften des Erdreiches, von der Einstrahlenergie der Sonne und den klimatischen Verhältnissen (Niederschlägen) ab. Erdkollektoren dürfen nicht überbaut und die Flächen über den Kollektoren nicht versiegelt werden.

Zur Erzielung eines möglichst geringen Druckverlusts im Gesamtsystem hat sich eine maximale Länge von 100 m je Rohrkreis bewährt.

Für die Ermittlung der benötigten Fläche des Erdkollektors gibt es zwei Möglichkeiten:

- Rechenweg nach VDI 4640
- Rechenweg nach BDH Arbeitsblatt Nr. 43

Ermittlung der Kollektorfläche nach VDI 4640

Die VDI 4640 Teil 2 liefert Richtwerte für die möglichen Entzugsleistungen der Erdwärmekollektoren, bezogen auf drei verschiedene Bodentypen (siehe Abb. C.1.1–4).

Für die Ermittlung der spezifischen Rohrleitungslänge werden die Abstände der Rohrleitungen so bestimmt, dass ein vollständiges Einfrieren des Erdreiches vermieden wird. Bei Einhalten dieser Abstände ist gewährleistet, dass die Eisschichten, die sich um die Rohre herum bilden, nicht zusammenwachsen können.

Für PE-Rohre mit dem Durchmesser DA 20 (DN 15) beträgt der empfohlene Abstand 30 cm, sodass sich eine spezifische Rohrleitungslänge von 3 m Rohr pro Quadratmeter Erdkollektorfläche (= 3 m/m^2) ergibt.

Beim Durchmesser DA 25 (DN 20) beträgt der empfohlene Abstand 50 cm mit einer spezifischen Rohrleitungslänge von 2 m Rohr pro Quadratmeter Erdkollektorfläche (= 2 m/m^2).

Die Anzahl der Rohrkreise ergibt sich aus der maximalen Länge der einzelnen Kreise von 100 m, der spezifischen Rohrleitungslänge und der benötigten Gesamtfläche des Erdkollektors.

$$N_{RK} = \frac{F_E \cdot L_{RL}}{100\ m}$$

N_{RK} Anzahl der Rohrkreise
F_E Gesamtfläche des Erdkollektors
L_{RL} spezifische Rohrleitungslänge pro m^2

Zur Berechnung der erforderlichen Kollektorfläche dient folgende Formel:

$$F_E = \frac{Q_K}{q_E}$$

F_E erforderliche Gesamtfläche des Erdkollektors in m^2
Q_K Kälteleistung der Wärmepumpe in W
q_E maximale flächenspezifische Entzugsleistung in W/m^2

Ermittlung der Kollektorfläche nach BDH-Informationsblatt Nr. 43

Das Informationsblatt Nr. 43 des BDH gibt Entzugswerte in Diagrammform für Erdkollektoren an. Dabei werden die verschiedenen Klimaregionen der DIN 4710 zugrunde gelegt, was eine genauere Berechnung als das obige Verfahren nach VDI 4640 ermöglicht (siehe Abb. C.1.1–5).

Für die jeweilige Klimaregion kann – ausgehend von der Kälteleistung der Wärmepumpe – die Entzugsleistung im Zusammenhang mit Bodentypen und dem Abstand der Rohrleitungen ermittelt werden.

Abb. C.1.1–3 Verlegeabstand bei Erdkollektoren

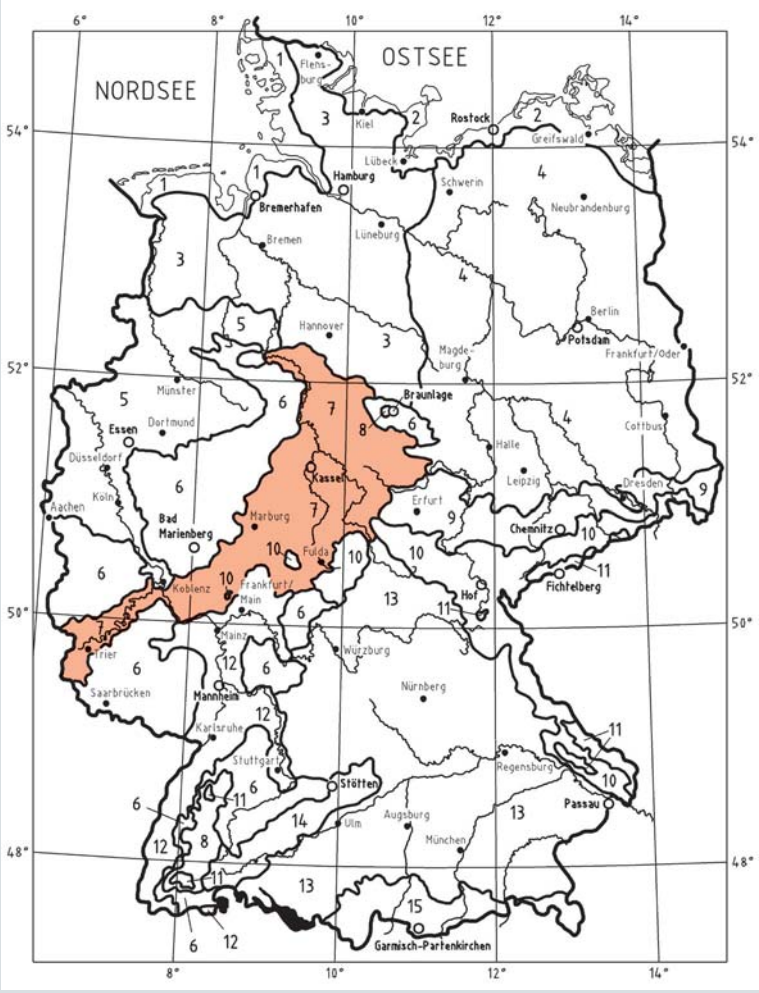
DA	DN	Verlege-Abstand cm	Rohrlänge m/m^2
20	15	30	3
25	20	50	2
32	25	70	1,5

Abb. C.1.1–4 Entzugsleistungen für Erdkollektoren

Untergrund	spezifische Entzugsleistung	
	bei 1800 h	bei 2400 h
Trockener, nichtbindiger Boden	10 W/m^2	8 W/m^2
Bindiger Boden, feucht	20–30 W/m^2	16–24 W/m^2
Wassergesättigter Sand/Kies	40 W/m^2	32 W/m^2

Je trockener der Untergrund ist, desto geringer ist die Entzugsleistung für Erdkollektoren.

Abb. C.1.1–5 Klimaregionen der DIN 4710



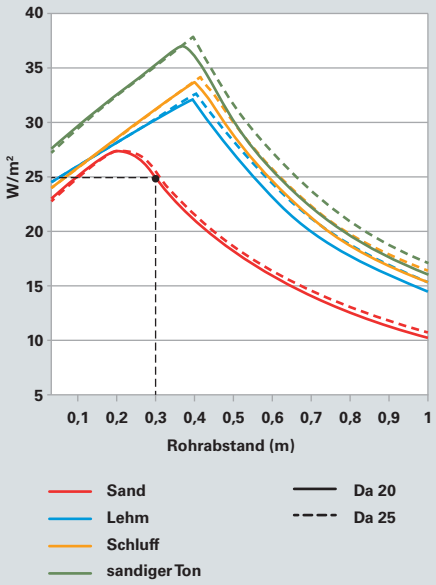
Als Beispiel für eine der 15 Klimaregionen, die der DIN 4710 zugrunde liegen, ist hier die Klimaregion 7 (Kassel) markiert.

Hinweis

Im BDH-Informationsblatt Nr. 43 sind zusätzlich noch die Werte für Erdkollektoren mit Rohrleitungen DA 32 angegeben – in der Praxis aber wird dieses Material für Erdkollektoren kaum verwendet, da es außerordentlich schwer zu verlegen ist.

Beispiel

Für den Raum Kassel (Klimazone 7 nach DIN 4710) gibt das BDH-Informationsblatt Nr. 43 Werte für die maximale flächenspezifische Entzugsleistung (q_E) für verschiedene Abstände der Rohrleitungen und unterschiedliche Bodenarten an.



Beispiel

Daten des Wärmepumpen-Kompaktgerätes Vitocal 333-G BWT 108

Heizleistung: 7,8 kW (bei B 0 °C / W 35 °C)
Kälteleistung: 6,3 kW (bei B 0 °C / W 35 °C)
Soleinhalt: 3,9 l
Monovalenter Betrieb (1 800 h)
Ermittelte Entzugsleistung für den Standort (Sand): 25 W/m²

Damit lässt sich die erforderliche Gesamtfläche des Erdkollektors ermitteln:

Q_K = 6 300 W
q_E = 25 W/m²
F_E = 6 300 W / 25 W/m²

Die erforderliche Gesamtfläche des Erdkollektors beträgt gerundet 250 m².

Für die entsprechende Rohrleitung wird ein PE-Rohr 25 x 2,3 (DA 25) gewählt.

Daraus ergibt sich bei einer maximalen Länge von 100 m und einem Abstand der Rohrleitungen von 0,5 m (= spezifische Rohrleitungslänge von 2 m/m²) für DA 25 (DN 20) die Anzahl der erforderlichen Rohrkreise:

$$N_{RK} = \frac{250\ m^2 \cdot 2\ m/m^2}{100\ m}$$

Die Anzahl der Rohrkreise beträgt 5.

C.1.2 Wärmeträgermedium

Um einen störungsfreien Betrieb der Wärmepumpen zu erzielen, werden im Primärkreis Frostschutzmittel auf Glycol-Basis eingesetzt. Diese müssen einen Frostschutz bis mindestens –15 °C sicherstellen und geeignete Inhibitoren für den Korrosionsschutz beinhalten. Fertiggemische gewährleisten eine gleichmäßige Verteilung der Konzentration.

Für den Primärkreis ist das Viessmann Wärmeträgermedium „Tyfocor" auf Basis von Ethylenglycol (Fertiggemisch bis –15 °C, grün) zu empfehlen.

Erforderliche Menge des Wärmeträgermediums

Für die Ermittlung der erforderlichen Menge des Wärmeträgermediums werden die Inhalte der einzelnen Sonden bzw. Erdkollektorkreise, die Inhalte der Verbindungsleitungen und Armaturen sowie der Wärmepumpe addiert.

Die Einzelwerte können der Abb. C.1.2–1 entnommen werden. Bei abweichenden Rohrdurchmessern oder Wandstärken müssen die Herstellerunterlagen herangezogen werden.

$$V_R = V_{VL} + V_{EK} + V_{WP}$$

V_R erforderliche Menge des Wärmeträgermediums in l
V_{VL} Inhalte der Verbindungsleitungen in l
V_{EK} Inhalte der einzelnen Erdkollektorkreise in l
V_{WP} Inhalt der Wärmepumpe in l

Hinweis

Bei der Wahl des Wärmeträgermediums sind unbedingt die Vorgaben der Bewilligungsbehörde einzuhalten. Falls die Bewilligungsbehörde nur Wärmeträgermedien ohne Inhibitoren für den Korrosionsschutz oder Wasser als Wärmeträgermedium zulässt, können folgende Frostschutzmaßnahmen ergriffen werden:

- Einsatz eines zusätzlichen Trenn-Wärmetauschers (analog Zwischenkreis bei Wasser/Wasser-Wärmepumpen)
- Vergrößerung der Sondenfläche und Befüllung mit Wasser

Abb. C.1.2–1 Inhalt von Rohrleitungen

Außen-Ø-Rohr x Wandstärke mm	DA	DN	Volumen je m Rohr l
20 x 2,0	20	15	0,201
25 x 2,3	25	20	0,327
32 x 3,0 (2,9)	32	25	0,531
40 x 2,3	40	32	0,984
40 x 3,7			0,835
50 x 2,9	50	40	1,595
50 x 4,6			1,308
63 x 3,6	63	50	2,445
63 x 5,8			2,070

Beispiel

Der Rohrleitungsinhalt umfasst neben den 5 Rohrkreisen à 100 m PE-Rohr 25 x 2,3 (DA 25) noch eine Zuleitung von 10 m mit PE-Rohr 32 × 3,0 (DA 32).

V_{EK} = 5 · 100 m · 0,327 l/m
V_{VL} = 10 m · 0,531 l/m
V_{WP} = 3,9 l

V_R = 5 · 100 m · 0,327 l/m + 10 m · 0,531 l/m + 3,9 l

Der Inhalt der Rohrleitungen beträgt 172,71 Liter.

C.1.3 Volumenstrom und Druckverlust im Solekreis

Für die Effizienz eines Wärmepumpensystems ist neben der Systemtemperatur im Sekundärkreis die Dimensionierung der Wärmequellenanlage einschließlich der Rohrleitungssysteme sehr wichtig – das betrifft insbesondere die Festlegung des Volumenstroms im Primärkreis.

Je geringer die Temperaturdifferenz im Solekreis, desto höher ist die Quellentemperatur am Verdampfer – das wiederum steigert die Effizienz der Maschine. Bei Sonden und Erdkollektoren ist für die Berechnung des Volumenstroms eine Temperaturdifferenz von 3 K zu empfehlen, zulässig sind maximal 5 K.

Bei 3 K ergibt sich daraus für ein Gemisch aus 85 % Wasser und 15 % Glykol ein Volumenstrom im Solekreis von 184 l/h pro kW.

Dieser Wert unterstreicht die Bedeutung eines möglichst geringen Druckverlusts des Primärkreises für die Gesamteffizienz der Anlage.

Beispiel

Kälteleistung der Wärmepumpe:
6,3 kW (bei B 0 °C / W 35 °C)

Volumenstrom Solekreis = 6,3 kW · 184 l/(h · kW)

Der Gesamtvolumenstrom im Solekreis beträgt gerundet 1 160 l/h.

Sind der Gesamtvolumenstrom und die Anzahl der Sonden bzw. Erdkollektorkreise bekannt, kann der Gesamtdruckverlust mit Hilfe entsprechender Diagramme ermittelt werden.

Der Gesamtdruckverlust ergibt sich aus der Addition des Druckverlustes in der Zuleitung und des Druckverlustes in einem der parallelen Rohrkreise.

$$\Delta p = \Delta p_{Zuleitung} + \Delta p_{Rohrkreis}$$

Δp	Gesamtdruckverlust in mbar
$\Delta p_{Zuleitung}$	Druckverlust in der Zuleitung in mbar
$\Delta p_{Rohrkreis}$	Druckverlust im Rohrkreis in mbar

Beispiel

Der Gesamtvolumenstrom im Solekreis beträgt 1 160 l/h. Der Volumenstrom in einem Rohrkreis beträgt bei 5 Rohrkreisen (parallel) à 100 m PE-Rohr 25 x 2,3 (DA 25) also 1 160/5 = 232 l/h

Druckverlust Zuleitung:
10 m Zuleitung PE-Rohr 32 × 3,0 (DA 32) mit 1 160 l/h
Widerstand pro m: 3,0 mbar, gesamt 30,0 mbar

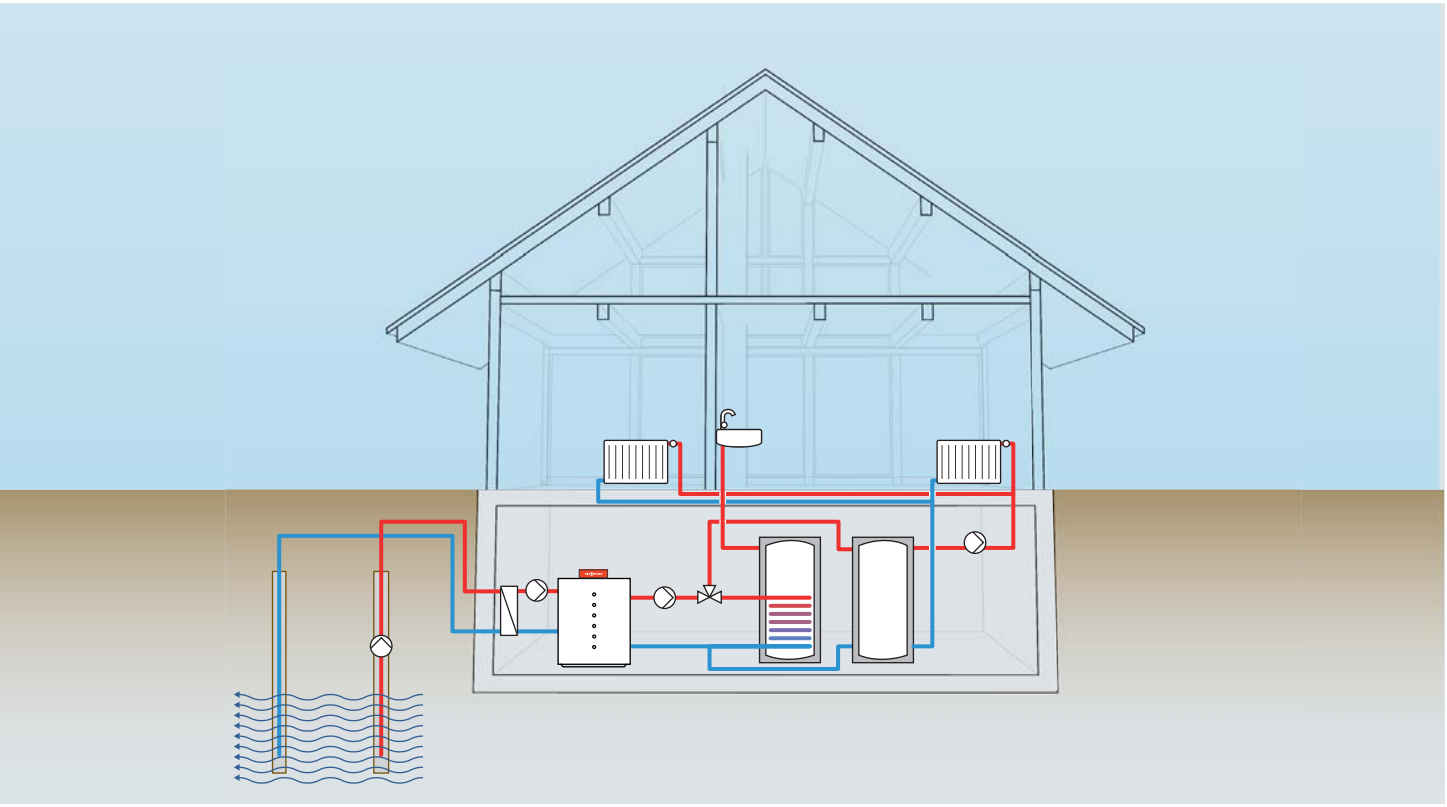
Druckverlust Rohrkreis:
100 m PE-Rohr 25 x 2,3 (DA 25) mit 232 l/h
Widerstand pro m: 0,7 mbar, gesamt 70,0 mbar

Δp = 70,0 mbar + 30,0 mbar

Der Gesamtdruckverlust beträgt 100 mbar.

Bei Wärmepumpen mit eingebauter Solepumpe muss nun der ermittelte Druckverlust mit dem zugelassenen Druckverlust des anzuschließenden Primärkreises verglichen werden. Diese Angabe findet sich im Datenblatt der Maschine.

Bei Wärmepumpen ohne eingebaute Solepumpe wird der ermittelte Druckverlust und der Volumenstrom für die Auslegung einer externen Pumpe genutzt. Hier muss zusätzlich der Druckverlust auf der Verdampferseite der Wärmepumpe berücksichtigt werden. Auch diese Angabe findet sich im Datenblatt.



Wasser/Wasser-Wärmepumpen

Neben Grundwasser ist als primäre Energiequelle auch Kühlwasser nutzbar. Oberflächenwasser kann nur in seltenen Fällen direkt als Wärmequelle genutzt werden. Grundsätzlich ist die Wasserqualität zu beachten, daher ist der Einsatz eines Zwischenkreises empfehlenswert.

Grundwasser bietet ganzjährig eine konstante Temperatur von 7 °C bis 12 °C. Das Grundwasser wird über einen Förderbrunnen entnommen und zur Wärmepumpe transportiert. Nach der Wärmeentnahme wird das abgekühlte Wasser über einen Schluckbrunnen zurück in das Erdreich geleitet.

Bei Nutzung von Oberflächenwasser ist zu beachten, dass die Temperaturen jahreszeitlich bedingt stärker schwanken. Für beide Wasserarten gilt, dass die Nutzung von der zuständigen Behörde, in der Regel dem Wasserwirtschaftsamt, genehmigt werden muss.

Da die Wasserqualitäten sehr stark variieren, ist es zum Schutz der Plattenwärmetauscher innerhalb der Wärmepumpe empfehlenswert, einen Zwischenkreis-Wärmetauscher zu verwenden. Für diesen Zweck haben sich geschraubte Edelstahl-Wärmetauscher bewährt.

C.2.1 Grundwasser

Bei direkter Nutzung des Grundwassers als Wärmequelle sind mindestens zwei Brunnen erforderlich. Planung und Ausführung dieser Brunnenanlage müssen durch ein zugelassenes Brunnenbau-Unternehmen erfolgen. Die Grundwassernutzung ist nach Wasserhaushaltsgesetz genehmigungspflichtig.

Wasser/Wasser-Wärmepumpen können bei ordnungsgemäßer Planung und Ausführung wegen der hohen Primärtemperaturen sehr hohe Jahresarbeitszahlen erzielen. Bei der Planung sind jedoch verschiedene Faktoren zu berücksichtigen:

- Steht Grundwasser in ausreichender Menge zur Verfügung? Eine Menge von 250 l/h pro kW Kälteleistung der Wärmepumpe sollte dauerhaft zur Verfügung stehen, die Fördermenge sollte durch einen Pumpversuch nachgewiesen werden.
- Die maximale Temperaturveränderung des Grundwassers darf +/– 6 K nicht überschreiten.
- Chemische Zusammensetzung und Qualität des Grundwassers sind zu beachten (Elektrische Leitfähigkeit, Sauerstoff-, Eisen- und Mangangehalt). Abhängig von der chemischen Zusammensetzung besteht Korrosionsgefahr für Rohrleitungen und Anlagenbestandteile, sowie die Gefahr der Verockerung des Saug- und Schluckbrunnens.
  Eine chemische Analyse des Grundwassers ist daher in jedem Fall empfehlenswert.

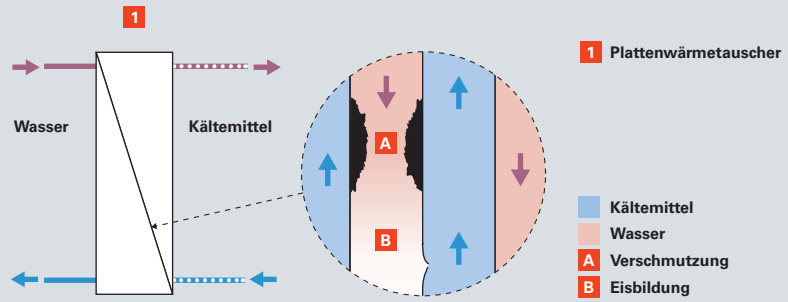
Die Temperaturdifferenz im Primärkreis ist, wie auch bei Sole/Wasser-Wärmepumpen, bei Wasser/Wasser-Maschinen von großer Bedeutung für die Effizienz des Gesamtsystems. Wegen der etwas höheren Quellentemperatur ist bei Wasser als Primärquelle ein Volumenstrom auf Basis einer Temperaturdifferenz von 3 K zu empfehlen, zulässig sind maximal 6 K.

Dieser maximale Wert sollte auf keinen Fall überschritten werden. Im Winter ist von einer Grundwassertemperatur von 8 °C auszugehen, höhere Temperaturdifferenzen können deshalb zum Gefrieren am Wärmetauscher führen.

Zwischenkreis

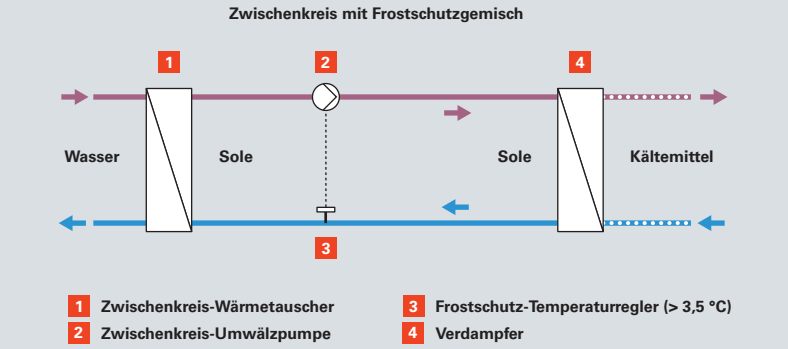
In heute üblichen Wärmepumpen haben sich gelötete Plattenwärmetauscher zur Übertragung der Wärme vom Primär- auf den Kältekreis etabliert. Diese Wärmetauscher sind hohen energetischen Belastungen ausgesetzt, sie stehen in ständigem Kontakt mit dem als Wärmequelle dienenden Medium im Primärkreis. Bei Wasser/Wasser-Wärmepumpen ist das Primärmedium Wasser, in dem die unterschiedlichsten chemischen Inhaltsstoffe gelöst sind. Wie oben erwähnt, besteht deshalb die Gefahr von Korrosion und Ablagerungen – sowohl bei kupfergelöteten als auch bei edelstahlgeschweißten und nickelgelöteten Plattenwärmetauschern.

Abb. C.2.1–1 Plattenwärmetauscher in Gefahr



Lokale Verschmutzungen bewirken durch eine dämmende Wirkung ein partielles Gefrieren des Wassers unter der Schmutzschicht. Dadurch verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit, die Temperatur des Wassers fällt unter den Gefrierpunkt und es bildet sich ein Eispfropfen. So kann der Wärmetauscher aufgesprengt werden, was zu irreparablen Schäden im Kältekreis führen kann.

Abb. C.2.1–2 Zwischenkreiswärmetauscher



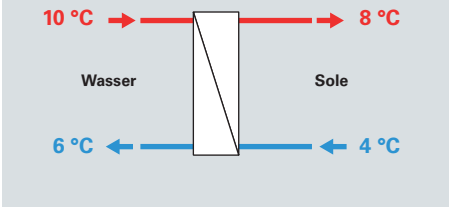
Wie hoch das Gefährdungspotenzial durch Ablagerungen und Korrosion tatsächlich ist, bestimmt letztlich die Qualität des genutzten Wassers. Ein Zwischenkreis bietet deshalb eine hohe Betriebssicherheit der Anlage – auch, weil sich die Wasserqualität im Laufe des Lebenszyklus der Anlage verändern kann.

Zur Berechnung des Zwischenkreiswärmetauschers werden Temperaturspreizungen von 6 °C auf 10 °C (Wasser) bzw. von 4 °C auf 8 °C (Wärmeträgermedium) empfohlen. Die zu übertragende Leistung richtet sich nach der Kälteleistung gemäß Datenblatt.

Für die Auslegung der Umwälzpumpe des Zwischenkreises ist der sich aus der Kälteleistung der Wärmepumpe ergebende Volumenstrom zu ermitteln. Außerdem muss die Summe der Druckverluste von Zwischenkreiswärmetauscher, Verdampferwärmetauscher und Rohrleitung des Zwischenkreises berücksichtigt werden.

Diese empfohlenen Temperaturspreizungen sind Grundlage zur Auslegung des Zwischenwärmetauschers.

Abb. C.2.1–3 Temperaturspreizungen

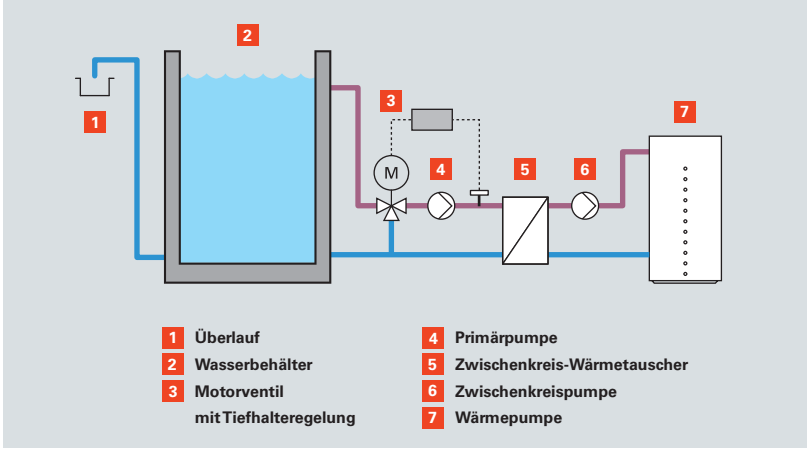


C.2.2 Kühlwasser

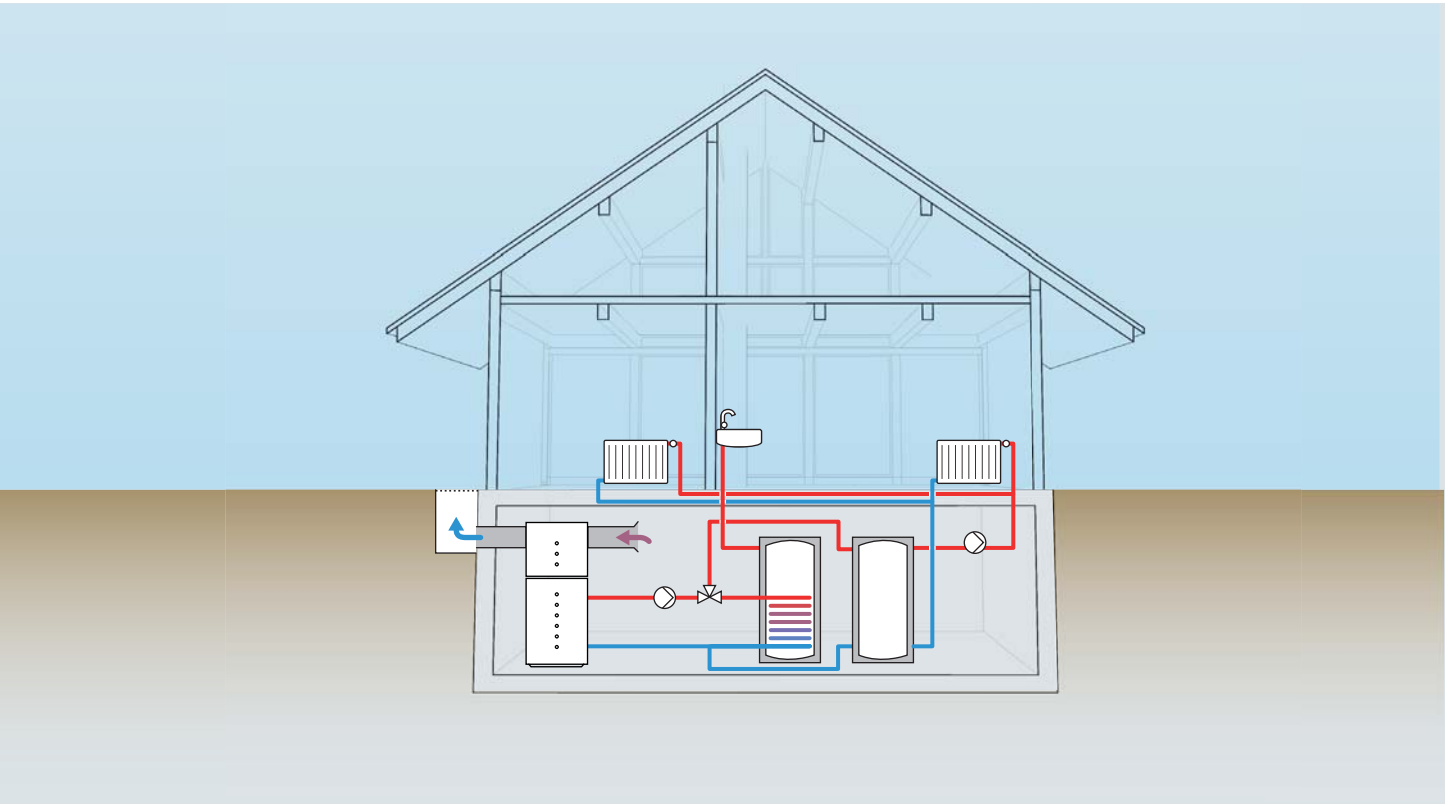
Beim Einsatz von Kühlwasser als Wärmequelle, z. B. aus industrieller Abwärme, sind folgende Punkte zu beachten:

- Die zur Verfügung stehende Wassermenge muss mindestens dem Mindestvolumenstrom entsprechen.
- Eine maximale Primärtemperatur über 25 °C ist zu vermeiden. Dies kann durch den Einsatz einer Tiefhaltereglung erfolgen.
- Der Einsatz eines Zwischenkreises wird auch hier empfohlen.

Abb. C.2.2–1 Kühlwasser als Wärmequelle



Bei der Nutzung von Kühlwasser als Wärmequelle muss die Temperatur im Primärkreis begrenzt werden.



Luft/Wasser-Wärmepumpen

Luft als Wärmequelle erfordert den geringsten Aufwand bei der Erschließung. Die Luft wird angesaugt, im Verdampfer der Wärmepumpe abgekühlt und anschließend wieder an die Umgebung abgegeben.

Die Primärquelle Luft hat zwei Eigenschaften, die bei der Planung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe besonders beachtet werden müssen und in diesem Kapitel erläutert werden.

Zum einen ist sie im Sommer wärmer als im Winter, was die Leistung und die Effizienz der Maschine beeinflusst. Zum anderen verursachen die notwendigen Ventilatoren Geräusche, die eine schalltechnische Beurteilung des Aufstellortes erfordern.

C.3.1. Luft/Wasser-Wärmepumpen mit ungeregeltem Verdichter

Im Bereich Gebäudebeheizung werden Wärmepumpen sowohl mit leistungsgeregelten als auch mit ungeregelten Verdichtern eingesetzt.

Unter bestimmten Betriebsbedingungen erreichen ungeregelte, sogenannte Fixspeed-Verdichter, eine bessere Jahresarbeitszahl. Bei konstanten Quellentemperaturen (wie zum Beispiel Abluft) oder bei hohem Wärmebedarf im Sommer (wie zum Beispiel bei der Freibaderwärmung), kann auf den Einsatz geregelter Verdichter verzichtet werden. Allerdings erfordern Wärmepumpen mit ungeregeltem Verdichter für die Gebäudebeheizung in der Regel einen Pufferspeicher, um effizient betrieben werden zu können. Zur Auslegung dieser Speicher siehe Kapitel D.2.2.

C.3.2 Auslegung

C.3.2.1 Leistung der Wärmepumpe

Bei der Nutzung der Wärmequelle Luft ist zu beachten, dass die Heizleistung der Wärmepumpe bei steigenden Außentemperaturen zunimmt und bei fallenden Außentemperaturen sinkt. Für eine monovalente Betriebsweise wären also sehr große Anlagen erforderlich. Das wiederum würde bedeuten, dass die Wärmepumpe für den größten Teil ihrer Laufzeit überdimensioniert wäre. Deshalb werden Luft/Wasser-Wärmepumpen überwiegend bivalent betrieben. Der Bivalenzpunkt sollte zwischen –3 °C und –10 °C Außentemperatur liegen, damit die Wärmepumpe einen möglichst großen Teil der Jahresheizarbeit abdecken kann (siehe Kapitel D).

Idealerweise wird die Heizlast des Gebäudes bei der gegebenen Normaußentemperatur genau passend von der Wärmepumpe abgedeckt. Obwohl die Leistungsreihen von Viessmann Wärmepumpen sehr eng sind, wird eine „punktgenaue“ Auslegung der Maschine jedoch nur selten möglich sein. Die zur Verfügung stehenden Leistungen liegen also meistens entweder ober- oder unterhalb der Heizlast.

Für die passende Auswahl wird deshalb zunächst die Wärmepumpe gewählt, die in der Leistung unter der Heizlast des Gebäudes liegt. In einer Simulation wird der Anteil der Nachheizung an der Jahresheizarbeit ermittelt. Die DIN EN 15450 begrenzt eine elektrische Nachheizung auf max. 5 %. Liegt das Ergebnis unter diesem Wert, kann mit der ausgewählten Wärmepumpe weiter geplant werden. Mithilfe eines Simulationsprogramms lässt sich zudem die notwendige Leistung der elektrischen Nachheizung berechnen. Zur Erläuterung des Rechenweges kann das Leistungsdiagramm einer Wärmepumpe dienen, in dem die Leistung in Abhängigkeit von Quellen- und Vorlauftemperatur abgebildet ist.

Beispiel

Heizlast des Gebäudes: 15 kW
Normaußentemperatur –14 °C
Systemtemperaturen 45/35 °C

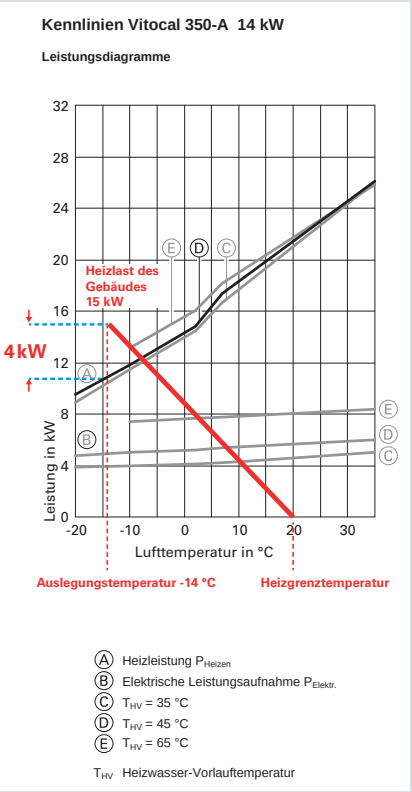
Die Simulation mit einer 14-kW-Maschine ergibt einen Anteil der elektrischen Nachheizung (Heizstab) an der Jahresheizarbeit von 2 %.

Beispiel

In das Diagramm der 14-kW-Wärmepumpe wird die Kennlinie der Heizlast des Beispielgebäudes (rote Linie) eingezeichnet.

Die Heizlast im Temperaturbereich links vom Schnittpunkt der beiden Kennlinien kann von der Wärmepumpe nicht mehr abgedeckt werden.

Aus diesem Beispiel ergeben sich ca. 4 kW, die von einem zweiten Wärmeerzeuger bereitgestellt werden müssen.



C.3.2.2 Dimensionierung der Anschlussleitungen

Die Leistung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe ist bekanntlich von der Außentemperatur abhängig, die Anschlussleitungen an das Heizsystem müssen deshalb besonders sorgfältig geplant werden. Das heißt: Die hydraulischen Verbindungen zwischen Wärmepumpe und Heizsystem werden auf den Punkt der maximal möglichen Heizleistung der Wärmepumpe ausgelegt. Es muss gewährleistet sein, dass die mittels Wärmepumpe produzierte Heizleistung an das nachgeschaltete System sicher übertragen wird.

Wird die Wärmepumpe im Sommerbetrieb für die Warmwasserbereitung genutzt, wird zur Bestimmung der maximalen Leistung eine Lufttemperatur von 35 °C angenommen. Bei dieser Auslegung kann mit einer Spreizung von 10 K gerechnet werden.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t$$

$\dot{Q}$ Leistung (der Wärmepumpe) in W
$\dot{m}$ Volumenstrom in l/h
c Wärmekapazität (von Wasser) in Wh/(kg·K)
Δt Temperaturdifferenz (Spreizung) in K

Die Formel wird zur Berechnung des maximalen Volumenstroms wie folgt umgestellt:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t}$$

Beispiel

Die Heizleistung einer 14 kW Wärmepumpe (bei A 35 °C / W 65 °C) beträgt max. 26 kW.

Für die Anschlussleitungen bedeutet das bei:
Leistung der Wärmepumpe: 26 kW
Spreizung: 10 K

$\dot{Q}$ = 26 000 W
c = 1,16 Wh/(kg·K)
Δt = 10 K

$$\dot{m} = \frac{26\,000\ \text{W}}{1{,}16\ \text{Wh/(kg·K)} \cdot 10\ \text{K}} = 2\,241\ \text{l/h}$$

Die Rohrleitungen müssen für einen Volumenstrom von 2 200 l/h ausgelegt werden.

Bei der Planung von Luft/Wasser-Wärmepumpen ist es außerdem wichtig, zwischen innen und außen aufgestellten Wärmepumpen zu unterscheiden. Bei außen aufgestellten Wärmepumpen muss vor allem die Schallausbreitung in die Umgebung geplant werden, bei innen aufgestellten Wärmepumpen zusätzlich das Luftkanalsystem.

C.3.3 Schalltechnische Planung

Die schalltechnische Beurteilung von Wärmeerzeugern und -verteileinrichtungen in der Gebäudetechnik ist in den vergangenen Jahren zunehmend wichtiger geworden. Mit Blick auf den Komfort für die Nutzer müssen Fließgeräusche in Rohrleitungen und Körperschallübertragungen von Pumpen oder anderen technischen Aggregaten vermieden werden. In diesem Zusammenhang unterscheiden sich Wärmepumpenanlagen nicht von anderen Wärmeerzeugern.

Bei der Nutzung der Primärquelle Luft kommt mit dem Ventilator jedoch ein Bauteil ins Spiel, dessen Schallemissionen besonders bei außen aufgestellten Maschinen Beachtung bei der Planung erfordern.

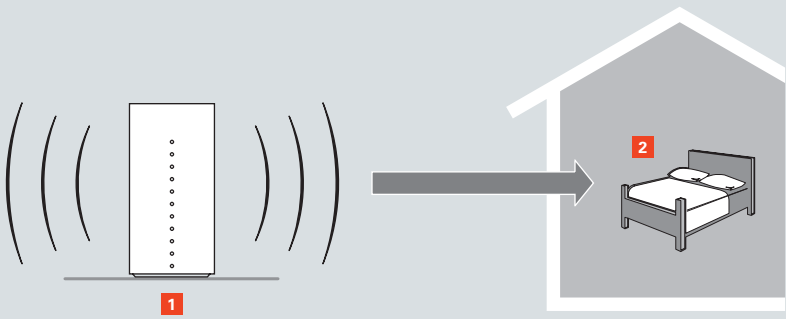
Der Schall-Leistungspegel L_W bezeichnet die gesamte von der Wärmepumpe abgestrahlte Schallemission in alle Richtungen, und zwar unabhängig von den Umgebungsverhältnissen (Reflexionen). Der Schall-Leistungspegel wird unter Laborbedingungen ermittelt und ist die Beurteilungsgröße für Wärmepumpen im direkten Vergleich miteinander.

Der Schalldruckpegel L_P ist ein Maß, das zur Orientierung in Bezug auf die an einem bestimmten Ort empfundene Lautstärke dient. Er bezeichnet quasi das, was am Ohr „ankommt“. Der Schalldruckpegel wird maßgeblich beeinflusst vom Abstand zur Geräuschquelle und von den Umgebungsverhältnissen. Der Schalldruck kann vor Ort gemessen werden und ist die Beurteilungsgröße für die standortbezogenen Immissionen von Einzelanlagen. Er bietet Anhaltspunkte für den geeigneten Aufstellungsort der Wärmepumpe.

Kompressionswärmepumpen erzeugen im Betriebszustand Geräusche, die Konsequenzen für die Auswahl des Aufstellungsortes haben können. Besonders bei im Freien aufgestellten Luft-Wärmepumpen ist daher eine sorgfältige Planung erforderlich. Angaben zum Schall-Leistungspegel der Geräte finden sich in den Datenblättern der Hersteller.

Für außen aufgestellte Wärmepumpen werden die Schallimmissionen der am stärksten betroffenen schutzbedürftigen Räume gemessen. Für die Ermittlung der Werte sind die Schallimmissionen außerhalb des Gebäudes,

Abb. C.3.3–1 Schalldruckpegel und Schall-Leistungspegel



1 Schallquelle (Emissionsort)
Messgröße: Schall-Leistungspegel L_W

2 Schalleinstrahlung (Immissionsort)
Messgröße: Schalldruckpegel L_P

Die Schall-Leistung geht von der Schallquelle aus. Der Schalldruck wird am Ohr empfunden.

Abb. C.3.3–2 Immissionsrichtwerte für Immisionsorte außerhalb von Gebäuden

	Tagsüber	Nachts
In Industriegebieten	70 dB(A)	70 dB(A)
In Gewerbegebieten	65 dB(A)	50 dB(A)
In Kerngebieten, Dorfgebieten und Mischgebieten	60 dB(A)	45 dB(A)
In allgemeinen Wohngebieten und Kleinsiedlungsgebieten	55 dB(A)	40 dB(A)
In reinen Wohngebieten	50 dB(A)	35 dB(A)
In Kurgebieten, für Krankenhäuser und Pflegeanstalten	45 dB(A)	35 dB(A)

Auszug TA Lärm

0,5 m von der Mitte des geöffneten Fensters entfernt, maßgeblich. Die einzuhaltenden Richtwerte sind in der TA Lärm festgelegt.

Schutzbedürftige Räume sind gemäß DIN 4109:

- Wohn- und Schlafräume
- Kinderzimmer
- Arbeitsräume/Büros
- Unterrichtsräume/Seminarräume

Hinweis

Nähert sich der überschlägig ermittelte Schalldruckpegel der Wärmepumpe um mehr als 3 dB(A) dem zulässigen Richtwert nach TA-Lärm, ist in jedem Fall eine genaue Lärmimmissionsprognose zu erstellen (Akustiker hinzuziehen).

Zur schalltechnischen Beurteilung des Aufstellortes der Wärmepumpe müssen die zu erwartenden Schalldruckpegel an schutzbedürftigen Räumen rechnerisch ermittelt werden.

Mithilfe folgender Formel kann aus dem Schall-Leistungspegel des Gerätes, der Aufstellsituation und der jeweiligen Entfernung zu dem schutzwürdigen Raum der Schalldruckpegel überschlägig ermittelt werden:

$$L_P = L_W + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \right)$$

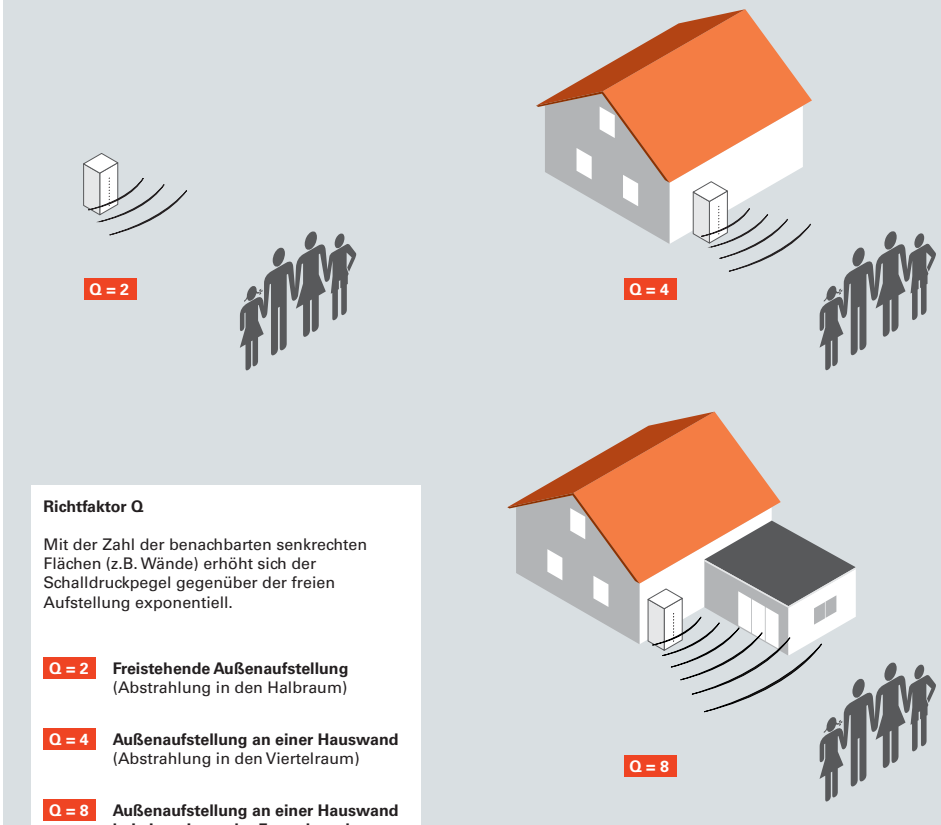
L_P Schalldruckpegel am Empfänger (Richtwert gemäß TA Lärm)
L_W Schall-Leistungspegel an der Schallquelle (Angabe im Datenblatt)
Q Richtfaktor
r Abstand zwischen Empfänger und Schallquelle

Der Richtfaktor Q berücksichtigt die räumlichen Abstrahlbedingungen an der Schallquelle. Befindet sich eine Schallquelle in einem völlig freien Raum, breiten sich die Schallwellen in der Luft in alle Richtungen gleichmäßig kugelförmig aus. In diesem Fall ist der Richtfaktor Q = 1.

Steht die Schallquelle auf dem Boden, können sich die Schallwellen nur in Form einer Halbkugel ausbreiten, der Richtfaktor Q ist in diesem Fall 2. Je enger der Abstrahlungswinkel wird (Viertelraum, Achtelraum) desto höher sind der Richtfaktor und der Schallpegel beim Empfänger.

Der Schalldruckpegel am schutzbedürftigen Raum reduziert sich (ausgehend vom gemessenen Schall-Leistungspegel am Gerät) also in Abhängigkeit von der Entfernung und vom Richtfaktor.

Abb. C.3.3–3 Richtfaktoren



Richtfaktor Q

Mit der Zahl der benachbarten senkrechten Flächen (z.B. Wände) erhöht sich der Schalldruckpegel gegenüber der freien Aufstellung exponentiell.

Q = 2 **Freistehende Außenaufstellung** (Abstrahlung in den Halbraum)

Q = 4 **Außenaufstellung an einer Hauswand** (Abstrahlung in den Viertelraum)

Q = 8 **Außenaufstellung an einer Hauswand bei einspringender Fassadenecke** (Abstrahlung in den Achtelraum)

Abb. C.3.3–4 Abstand von der Schallquelle

Richtfaktor Q	Abstand von der Schallquelle in m								
	1	2	4	5	6	8	10	12	15
	Schalldruckpegel L_p bezogen auf den am Gerät gemessenen Schall-Leistungspegel L_W in dB(A)								
2	-8	-14	-20	-22	-23,5	-26	-28	-29,5	-31,5
4	-5	-11	-17	-19	-20,5	-23	-25	-26,5	-28,5
8	-2	-8	-14	-16	-17,5	-20	-22	-23,5	-25,5

Bestimmung des Schalldruckpegels anhand des Schall-Leistungspegels.

Beispiel

Ausgewählte Wärmepumpe 14 kW

Die Aufstellsituation an einer Hauswand führt zum Richtfaktor Q 4. Das Haus steht in einem allgemeinen Wohngebiet nach örtlichem Bebauungsplan, hier beträgt der zulässige Immissionsrichtwert am Empfänger tagsüber 55 dB(A) und nachts 40 dB(A).

Schall-Leistung gemäß Datenblatt:

Vitocal 350-A Typ	14 kW
Schall-Leistungspegel L_w	
– Ventilatorstufe 1	56 dB(A)
– Ventilatorstufe 2	57 dB(A)
– Ventilatorstufe 1	59 dB(A)

Zur Ermittlung des erforderlichen Mindestabstands zum schutzbedürftigen Raum wird der Schall-Leistungspegel bei Ventilatorstufe 3 (59 db(A)) bei der Aufstellsituation Q 4 berücksichtigt.

Verringerung des Schalldruckpegels durch Abstand (nach Abb. C.3.3–4)

Tagsüber

Der Schalldruckpegel reduziert sich in 1 m Abstand um 5 db(A)

59 db(A) – 5 db(A) < 55 db(A)

Die Wärmepumpe kann mit 1 m Abstand vom schutzbedürftigen Raum aufgestellt werden.

Nachts

Der Schalldruckpegel reduziert sich in 5 m Abstand um 19 db(A)

59 db(A) – 19 db(A) = 40 db(A)

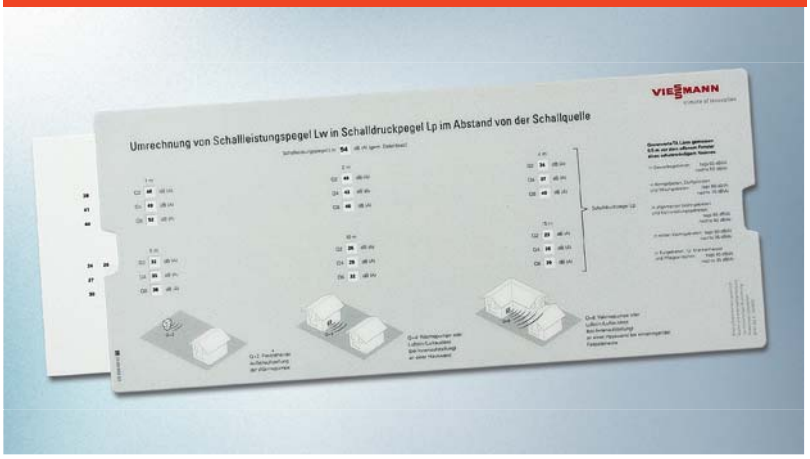
Die Wärmepumpe kann mit 5 m Abstand vom schutzbedürftigen Raum aufgestellt werden.

Viessmann Regler bieten die Möglichkeit einer Nachtabsenkung. Wird dieser Parameter eingestellt, kann von dem Schall-Leistungswert der Ventilatorstufe 2 ausgegangen werden.

Für die einfache Ermittlung des Schalldruckpegels und der erforderlichen Mindestabstände kann die Tabelle in Abb. C.3.3–4 oder der Viessmann Systemdimensionierer genutzt werden (siehe Abb. C.3.3–5).

Weitere Hinweise zum Viessmann Systemdimensionierer finden sich in Kapitel D.

Abb. C.3.3–5 Schallberechnung mit dem Wärmepumpen-Systemdimensionierer



Der Kunststoffschieber wird wie ein Rechenschieber verwendet.

Abb. C.3.4–1 Luftführung bei Innenaufstellung

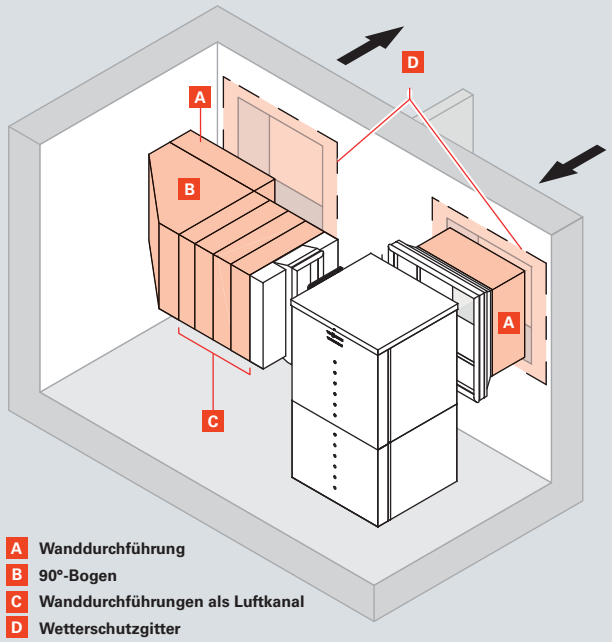
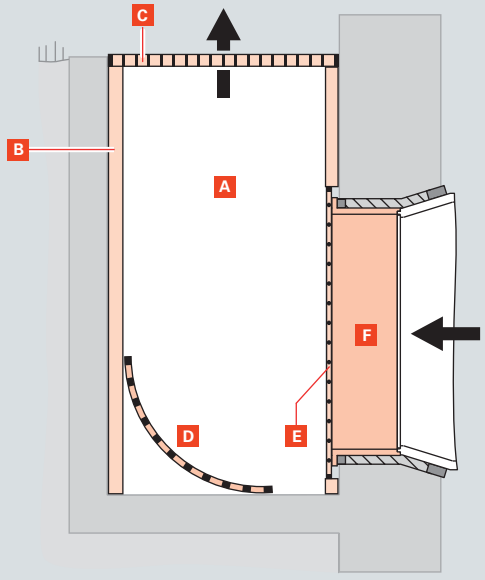


Abb. C.3.4–2 Luftführung mit Lichtschacht



C.3.4 Luftführung bei innen aufgestellten Luft/Wasser-Wärmepumpen

Bei innen aufgestellten Luft/Wasser-Wärmepumpen wird der Wärmepumpe die als Wärmequelle benötigte Außenluft über ein Kanalsystem zugeführt. Es ist daher notwendig, eine Druckverlustberechnung für das Kanalsystem durchzuführen.

In den technischen Datenblättern der Wärmepumpe ist der maximal zulässige Druckverlust angegeben, den der Ventilator überwinden kann. Anhand dieses Wertes ist das geplante Kanalsystem zu überprüfen.

Die Druckverluste der Luftkanäle sind abhängig vom Luftvolumenstrom, in den Datenblättern der Bauteile sind die Einzelwiderstände den verschiedenen Wärmepumpentypen zugeordnet.

$$\Delta p < \Delta p_{verf}$$

Δp Gesamtdruckverlust in Pa
Δp_{verf} Zulässiger Druckverlust in Pa

$$\Delta p = \sum \Delta p1 + \sum \Delta p2 + \sum \Delta p3$$

$\sum \Delta p1$ Summe der Einzelwiderstände Wanddurchführung
$\sum \Delta p2$ Summe der Einzelwiderstände Bogen 90°
$\sum \Delta p3$ Summe der Einzelwiderstände Wetterschutzgitter

Für die Anschlüsse von Luftkanälen unterhalb des Erdreichniveaus ist auf ausreichende Querschnitte zu achten, um Luftgeräusche zu minimieren. Es ist daher empfehlenswert, bei der Luftführung im Lichtschacht auf strömungstechnisch günstige Anordnung zu achten (siehe Abb. C.3.4–2).

Beispiel

Wärmepumpe 14 kW, innen aufgestellt.

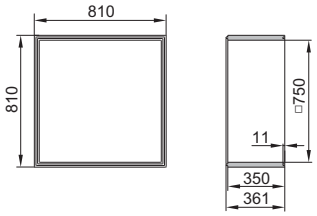
Der maximal zulässige Druckverlust ist im Datenblatt mit 45 Pa angegeben.

Für die Luftzuführung ist ein Kanal mit insgesamt 3,5 m Länge notwendig,

Der Kanal wird aufgebaut aus:

- 10 Wanddurchführungen à 0,35 m = 3,5 m
- ein Luftkanal Bogen 90°
- zwei Wetterschutzgitter

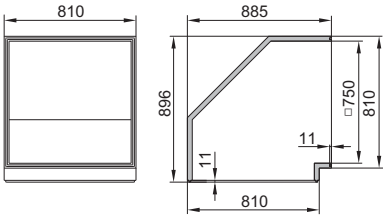
Wanddurchführung, gerade



Druckverlust pro Meter Luftkanal

	Vitocal 350-A 14 kW
Luftvolumenstrom	4000 m³/h
Druckverlust	0,07 Pa

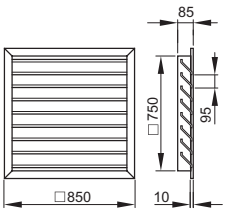
Luftkanal Bogen 90°



Druckverlust pro 90°-Bogen

	Vitocal 350-A 14 kW
Luftvolumenstrom	4000 m³/h
Druckverlust	2,0 Pa

Wetterschutzgitter



Druckverlust

	Vitocal 350-A 14 kW
Luftvolumenstrom	4000 m³/h
Druckverlust	20 Pa

Wärmepumpe 350-A, Leistung 14 kW

Luftvolumenstrom	4 000 m^3/h
Zulässiger Druckverlust Δp_{verf}	45 Pa

Widerstand pro m Wanddurchführung: 0,07 Pa
Widerstand Luftkanal Bogen 90°: 2,0 Pa
Einzelwiderstand Wetterschutzgitter: 20 Pa

Gesamtdruckverlust

$\Delta p = 3,5 \cdot 0,07\ Pa + 2,0\ Pa + 2 \cdot 20\ Pa = 42,245\ Pa$

$\Delta p < \Delta p_{verf}$

Das geplante Kanalsystem kann mit der gewählten Maschine betrieben werden.

VIESMANN
VITOCAL 300

D Anlagenplanung

Nach der Betrachtung der verschiedenen Energiequellen für Wärmepumpen liegt in diesem Kapitel das Augenmerk auf dem Zusammenspiel mit den weiteren Komponenten. Erst durch gute Anlagenplanung wird aus effizienten Geräten ein effizientes System.

Effizienz wird in der Haustechnik durch das optimale Zusammenspiel aller verwendeten Komponenten erzielt. Planung und Aufbau eines Heizsystems müssen unter diesem Aspekt im Wesentlichen drei Anforderungen genügen: Komfort für den Nutzer, sicherer Betrieb und möglichst geringer Einsatz von Primär- und Hilfsenergie.

In diesem Kapitel finden Planer und Heizungsbauer Informationen, die für die richtige Auswahl der Geräte und die Bedingungen wichtig sind, um auf der Seite der Wärmeabgabe die Effizienz des Gesamtsystems maßgeblich beeinflussen zu können. Am Schluss des Kapitels finden sich Erläuterungen zu den Planungshilfen, die Viessmann seinen Marktpartnern zur Verfügung stellt.

86 D.1 Betriebsweisen

87 D.1.1 Monovalente Betriebsweise
87 D.1.2 Bivalente Betriebsweise
89 D.1.3 Kaskadenanlagen
90 D.1.4 Kombination mit regenerativen Energien

92 D.2 Sekundärkreis

93 D.2.1 Trinkwassererwärmung (TWE)
106 D.2.2 Heizbetrieb
111 D.2.3 Kühlung

116 D.3 Leistungsermittlung und Planungshilfen

117 D.3.1 Bestimmung der Wärmepumpenleistung
118 D.3.2 Auslegungshilfen für Wärmepumpenanlagen

Betriebsweisen

Je nach gewünschter Anwendung und den damit zusammenhängenden Temperaturen lassen sich Wärmepumpen auf unterschiedliche Weise betreiben, als Einzelgerät oder in Kombination mit einem weiteren Wärmeerzeuger.

Die Effizienz einer Wärmepumpe ist wesentlich von dem nachgeschalteten Anlagensystem und der maximal notwendigen Vorlauftemperatur abhängig. Bei Neubauten kann das nachgeschaltete Anlagensystem von vornherein mit niedrigen Systemtemperaturen (z. B. Flächenheizungen) effizient geplant werden. In der Modernisierung findet man dagegen häufig Anlagensysteme vor, die schwierig an einen reinen Wärmepumpenbetrieb angepasst werden können oder die einen sehr hohen Heizwärmebedarf aufweisen. Dennoch ist es möglich, die Wärmepumpe effizient einzusetzen – dafür ist es jedoch notwendig, die genaue Betriebsweise der Wärmepumpe im Anlagensystem bereits bei der Planung festzulegen.

Eine Wärmepumpe kann monovalent oder bivalent betrieben werden. Bei der bivalenten Betriebsweise unterscheidet man zwischen der alternativen, der parallelen und der teilparallelen Betriebsweise.

D.1.1 Monovalente Betriebsweise

Die Wärmepumpe deckt als alleiniger Wärmeerzeuger die gesamte Heizlast des Gebäudes und der Warmwasserbereitung ab. Die maximal benötigte Systemtemperatur muss dabei unterhalb der von der Wärmepumpe maximal erzielbaren Vorlauftemperatur liegen.

D.1.2 Bivalente Betriebsweise

Neben der Wärmepumpe ist ein zweiter Wärmeerzeuger notwendig – dieser stellt entweder einen Teil der Wärmeleistung oder der erforderlichen höheren Systemtemperatur bereit. Handelt es sich bei dem zweiten Wärmeerzeuger um einen elektrischen Zusatzheizer (zum Beispiel ein Heizstab oder ein Heizwasser-Durchlauferhitzer), spricht man von einer monoenergetischen Betriebsweise.

D.1.2.1 Parallele Betriebsweise

Die Wärmepumpe deckt bis zu einer bestimmten Außentemperatur (Bivalenzpunkt) allein die Heizlast des Objektes. Unterhalb dieser Temperatur wird ein zweiter Wärmeerzeuger zugeschaltet.

Diese Betriebsweise hat Konsequenzen für die Planung der Wärmequelle: Bei monovalenten Anlagen steht die Leistung der Wärmepumpe in einem bestimmten Verhältnis zur entzogenen Wärmemenge. Bei paralleler Betriebsweise erhöht sich die Laufzeit der Wärmepumpe, sie entzieht der Wärmequelle also mehr Energie. Das muss bei der Auslegung besonders von Sonden und Flächenkollektoren beachtet werden.

Der zweite Wärmeerzeuger erhöht die Leistung des Gesamtsystems. Auf Grundlage der DIN 4701-10 kann der Anteil der Wärmepumpe an der Gesamtheizarbeit berechnet werden (siehe Abb. D.1.2–4).

Abb. D.1.1–1 Monovalente Betriebsweise

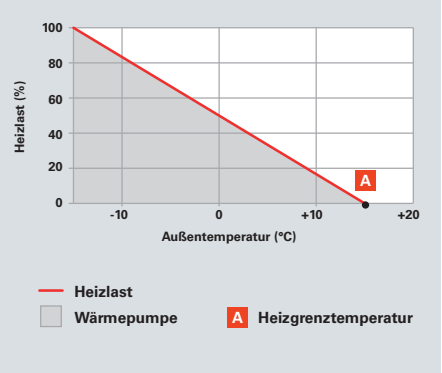
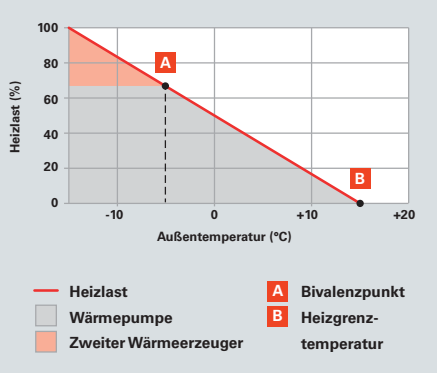


Abb. D.1.2–1 Parallele Betriebsweise



Entweder die Wärmepumpe ist alleiniger Wärmeerzeuger (Abb. D.1.1–1) oder sie wird ab einer bestimmten Heizlast von einem zweiten Wärmeerzeuger unterstützt (Abb. D.1.2–1).

Entscheidend für die Auslegung der Wärmequelle: Entweder schaltet die Wärmepumpe bei Erreichen des Bivalenzpunktes ab (Abb. D.1.2–2) oder sie arbeitet noch parallel zum zweiten Wärmeerzeuger (Abb. D.1.2–3).

Abb. D.1.2–2 Alternative Betriebsweise

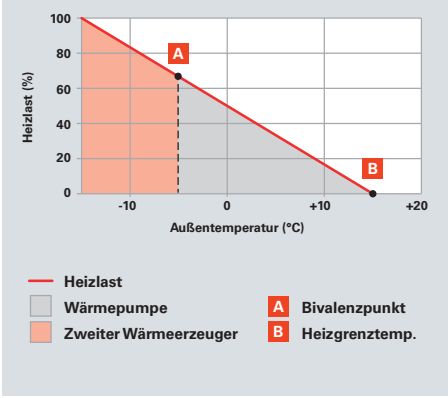
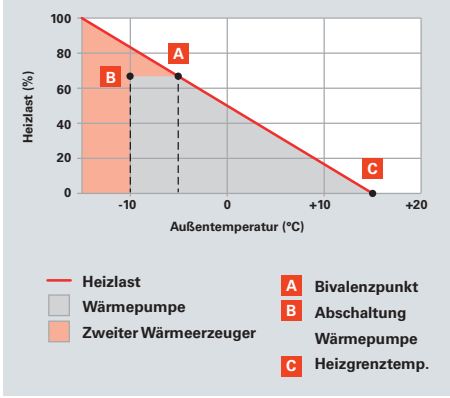


Abb. D.1.2–3 Teilparallele Betriebsweise



D.1.2.2 Alternative Betriebsweise

Die Wärmepumpe deckt bis zum Bivalenzpunkt allein die Heizlast des Objektes und übergibt dann die gesamte Wärmeerzeugung an den zweiten Wärmeerzeuger. Die Wärmepumpe ist ab diesem Bivalenzpunkt ausgeschaltet. Der zweite Wärmeerzeuger kann die gesamte Heizlast bei dem jeweils geforderten Temperaturniveau abdecken. Bei dieser Betriebsweise wird die Wärmequelle auf die Leistung der Wärmepumpe ausgelegt.

D.1.2.3 Teilparallele Betriebsweise

Die Wärmepumpe deckt bis zum Bivalenzpunkt allein die Heizlast des Objektes. Unterhalb des Bivalenzpunktes wird zusätzlich zur Wärmepumpe ein zweiter Wärmeerzeuger zugeschaltet. Bis zum Erreichen der maximalen Vorlauftemperatur arbeitet die Wärmepumpe parallel zum zweiten Wärmeerzeuger mit, sie wird dann abgeschaltet.

Der zweite Wärmeerzeuger wird wie bei der alternativen Betriebsweise auf die gesamte Heizlast ausgelegt. Bei dieser Betriebsweise muss die Wärmequelle auf die Gesamtheizarbeit der Wärmepumpe ausgelegt werden.

Der Deckungsanteil der Wärmepumpe wird in der DIN 4701-10 festgelegt und dient auch in der VDI 4650 als Berechnungsgrundlage (siehe Abb. D.1.2–4).

Deckungsanteil einer bivalent betriebenen Anlage in Abhängigkeit vom Bivalenzpunkt, Leistungsanteil und der Betriebsweise der Wärmepumpe.

Abb. D.1.2–4 Deckungsanteil der Wärmepumpe (Auszug DIN 4701 Teil 10)

Bivalenzpunkt ϑ_{Biv} [°C]	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3
Leistungsanteil μ [-]	0,77	0,73	0,69	0,65	0,62	0,58	0,54	0,50
Deckungsanteil $\alpha_{H,g}$ [-] bei biv.-paral. Betrieb	1,00	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,96
Deckungsanteil $\alpha_{H,g}$ [-] bei biv.-altern. Betrieb	0,96	0,96	0,95	0,94	0,93	0,91	0,87	0,83

Bivalenzpunkt ϑ_{Biv} [°C]	-2	-1	0	1	2	3	4	5
Leistungsanteil μ [-]	0,46	0,42	0,38	0,35	0,31	0,27	0,23	0,19
Deckungsanteil $\alpha_{H,g}$ [-] bei biv.-paral. Betrieb	0,95	0,93	0,90	0,87	0,83	0,77	0,70	0,61
Deckungsanteil $\alpha_{H,g}$ [-] bei biv.-altern. Betrieb	0,78	0,71	0,64	0,55	0,46	0,37	0,28	0,19

D.1.3 Kaskadenanlagen

Wärmepumpen werden derzeit hauptsächlich im Ein- und Zweifamilienhausbereich eingesetzt. Dieser Leistungsbereich kann in der Regel über Standard-Serienprodukte abgedeckt werden. Darüber hinaus aber wächst der Markt im Bereich größerer Heizleistung wie z. B. in Mehrfamilienhäusern, kommunalen Einrichtungen oder im industriellen Sektor. Hier kommen Wärmepumpen sowohl zur Deckung des Heizungs- und Warmwasserbedarfs als auch bei der Kühlung zum Einsatz.

Für diese Zwecke stehen neben individuell gefertigten Wärmepumpen auch Standardwärmepumpen zur Verfügung. Damit Standardwärmepumpen größere Heizleistungen effizient erbringen können, werden sie als Kaskade aus kleineren Teilanlagen zusammengesetzt.

Eine Kaskade besteht aus mehreren Modulen und bietet entscheidende Vorteile: Einzelne Module können während der Bauphase leichter eingebracht werden und ermöglichen eine flexiblere Planung von Anlagen. So lassen sich Module mit unterschiedlichen Leistungen und Vorlauftemperaturen in der Anlage miteinander verknüpfen. Eine Kaskadenanlage kann somit individuell an den Bedarf des jeweiligen Objektes angepasst werden.

D.1.3.1 Kaskadenanlagen mit gleichem Temperaturniveau

Kaskadenanlagen können so ausgelegt werden, dass die diskontinuierlichen Leistungsanforderungen stufig, d. h. durch Einzelmodule mit jeweils unterschiedlichen Leistungen, bedient werden können. Der Leistungsanforderung des Gebäudes entsprechend schaltet der Kaskadenregler einzelne Module bedarfsgerecht zu. Als Führungsgröße dient dabei in der Regel die gemeinsame Rücklauftemperatur.

D.1.3.2 Kaskadenanlagen mit unterschiedlichem Temperaturniveau

Anlagen mit gleichzeitig unterschiedlich hohen Temperaturanforderungen können durch eine Kaskadenanlage ebenfalls effizient versorgt werden. Liegen zum Beispiel in einem Mehrfamilienhaus eine Warmwasseranforderung und eine Heizungsanforderung parallel vor, so kann eine Hochtemperatur-Wärmepumpe mit 70 °C Vorlauftemperatur den Speicher-Wassererwärmer auf 60 °C aufheizen, während andere Module der Kaskade auf wesentlich geringerem Temperaturniveau die Heizung effizient versorgen. Dieses wäre mit einer Einzelmaschine nicht möglich.

Abb. D.1.3–1 Kaskadenanlagen

Für größere Heizleistungen können kleinere Teilanlagen als Kaskade zusammengesetzt werden.

D.1.4 Kombination mit regenerativen Energien

Wärmepumpen können im alternativen oder parallelen Betrieb auch mit anderen regenerativen Energiequellen kombiniert werden. Bei Kombinationen mit solarthermischen Anlagen erfolgt die Einkopplung der Solarstrahlung vorrangig, bei Biomassekesseln ist die Betriebsweise abhängig von den Gebäudevoraussetzungen.

D.1.4.1 Wärmepumpe und Solaranlage

Eine Kombination aus Wärmepumpe und Solaranlage bietet die Möglichkeit, zwei mit regenerativen Primärquellen betriebene Systeme miteinander zu verknüpfen. Wie bei jedem anderen Wärmeerzeuger auch können thermische Solaranlagen die Wärmepumpe bei Trinkwassererwärmung, Raumheizung und Schwimmbadwassererwärmung unterstützen. Die entsprechenden Dimensionierungsgrundlagen werden im Planungshandbuch Solarthermie, Kapitel C.3, beschrieben.

Die Solaranlage ermöglicht es, die Wärmepumpe für einen großen Zeitraum des Jahres von der Trinkwassererwärmung (bei der die Wärmepumpe grundsätzlich wenig effizient arbeitet) zu entlasten. Für die Kombination mit einer solarthermischen Anlage stehen neben Kompaktwärmepumpen mit integrierten Solarspeichern auch Speicher-Wassererwärmer mit vorgefertigten Solaranbaugruppen zur Verfügung (siehe Abb. D.1.4–2).

Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen steigt in den Sommermonaten mit zunehmender Außentemperatur zwar die Effizienz, aber: Jede vermiedene Primärenergieeinheit ist eine gewonnene Energieeinheit.

Wegen der meist niedrigen Vorlauftemperaturen von Wärmepumpenanlagen lassen sich mit einer solaren Heizungsunterstützung sehr gute solare Deckungsraten erzielen. Die

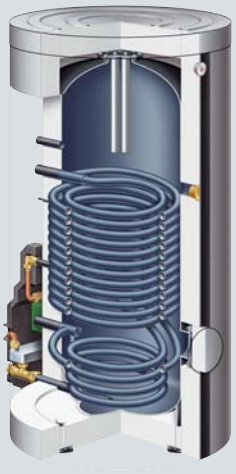
Abb. D.1.4–1 Wärmepumpen-Kompaktgerät

Sole/Wasser-Wärmepumpen-Kompaktgerät Vitocal 343-G mit Möglichkeit zur Einbindung einer Solaranlage.

Einkopplung der solaren Energie erfolgt über Kombipufferspeicher oder getrennte Speichersysteme. Kombipufferspeicher bieten den Vorteil des geringeren Platzbedarfs und benötigen weniger Installationsaufwand.

Die Kombination aus Wärmepumpe und Solaranlage kann auch beim Betrieb eines Schwimmbades sehr sinnvoll sein, da – je nach Bauform – unter Umständen sehr große Energiemengen bereitgestellt werden müssen. Die Wärmepumpe muss in diesen Fällen dann lediglich den Spitzenbedarf decken.

Abb. D.1.4–2 Speicher-Wassererwärmer



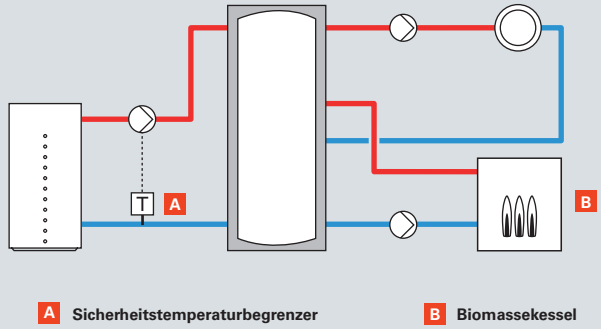
Speicher-Wassererwärmer Vitocell 100-CVW mit Solarwärmetauscherset.

D.1.4.2 Wärmepumpe und Biomasse

Eine weitere Möglichkeit zur Einkopplung erneuerbarer Energie ist die Einbindung von Biomasseanlagen in Wärmepumpensysteme. Dies können Pelletöfen oder Kamine mit Wassertasche, stationäre Scheitholz-, Pellet- oder Hackschnitzelkessel sein. Hierbei kann es sich um automatische oder handbeschickte Anlagen handeln.

Die hydraulische Verbindung bildet der Heizungspufferspeicher. Die Wärmepumpenregelung überwacht die Temperatur im Heizungspufferspeicher und fordert die Wärmepumpe bedarfsgerecht an. Bei der Kombination von Biomasseanlagen und Wärmepumpenanlagen muss die Wärmepumpe vor unzulässig hoher Temperatur aus dem Pufferspeicher geschützt werden. Dies erfolgt in der Regel durch einen Sicherheitstemperaturbegrenzer, der die Pufferladepumpe unterbricht.

Abb. D.1.4–3 Wärmepumpe und Biomasse



Einbindung eines Biomassekessels in das Wärmepumpensystem.

Sekundärkreis

Neben der ausreichend dimensionierten Wärmequelle und der Wahl der passenden Betriebsweise sind Auslegung und Ausführung des Sekundärkreises entscheidend für die Effizienz der Wärmepumpe.

Die maximale Vorlauftemperatur des Heizsystems, die Spreizung der Systemtemperaturen, der Warmwasserbedarf sowie die hydraulische Ausgestaltung des Sekundärkreissystems wirken sich entscheidend auf den Energieverbrauch und die Betriebskosten aus. Das gilt zwar grundsätzlich für alle Anlagen mit modernen Wärmeerzeugern – bei Wärmepumpen jedoch kann der Effizienzverlust durch schlecht geplante oder schlecht ausgeführte Heizkreise noch deutlich höher ausfallen als beispielsweise bei Brennwertkesseln. Eine sorgfältige Anlagenplanung ist daher dringend erforderlich.

Wärmepumpenanlagen sollten sekundärseitig mit einer Spreizung zwischen 5 und 10 K betrieben werden. Damit wird erreicht, dass der Verflüssiger mit einer effizienten mittleren Verflüssigungstemperatur (Kondensation) betrieben werden kann.

Der Heizbetrieb und die Trinkwassererwärmung werden nachfolgend getrennt beschrieben.

D.2.1 Trinkwassererwärmung (TWE)

Die Warmwasserbereitung mittels Wärmepumpen kann – je nach Anforderung – durch folgende Systeme abgedeckt werden:

- Zentrale TWE über Warmwasser-Wärmepumpe
- Zentrale TWE über Speicherung im Speicher-Wassererwärmer
- Zentrale TWE über Speicherung des Heizungswassers im Pufferspeicher und zentralem Frischwassermodul
- Dezentrale Erwärmung über Wohnungsanschluss-Stationen
- Dezentrale Erwärmung über elektrische Durchlauferhitzer

D.2.1.1 Temperatur und Hygiene

Bei der Auslegung von Anlagen zur Trinkwassererwärmung sind zwei Grundanforderungen zu erfüllen, die jede für sich genommen zu unterschiedlichen Dimensionierungen der Anlagenkomponenten führen: Aus hygienischen Gründen sollte die Menge des bevorrateten Trinkwarmwassers so klein wie möglich sein, bei Warmwasserspeichern also ein kleines Volumen gewählt werden. Je kleiner das Speichervolumen, desto größer muss für eine Bedarfsdeckung die Leistung des Wärmeerzeugers sein. Unter der Voraussetzung eines guten Modulationsgrades ist das bei konventionellen Wärmeerzeugern einfach und vergleichsweise kostengünstig zu machen.

Bei begrenzter Leistung des Wärmeerzeugers muss das Speichervolumen größer gewählt werden, um den Warmwasserbedarf decken zu können. Die Planung der Trinkwassererwärmung erfordert also bei Wärmepumpenanlagen eine große Sorgfalt.

Das DVGW-Arbeitsblatt W 551 unterscheidet unter hygienischen Aspekten zwischen Klein- und Großanlagen. Mit Kleinanlagen sind TWE-Anlagen in Ein- und Zweifamilienhäusern gemeint – unabhängig vom Volumen des Speicher-Wassererwärmers und dem Inhalt der Rohrleitung. Ebenfalls zu den Kleinanlagen zählen Anlagen mit einer Speichergröße kleiner gleich 400 l und einem Rohrinhalt kleiner gleich 3 l zwischen dem Anschluss des Trinkwarmwasser-Speichers (TWW-Speicher) und der Entnahmestelle.

Mehrfamilienhäuser und öffentliche Anlagen zählen zu den Großanlagen, wenn die Speichergröße 400 l überschreitet und/oder der Wasserinhalt in jeder Rohrleitung zwischen TWW-Speicher und Entnahmestelle größer als 3 l ist.

Das DVGW-Arbeitsblatt W551 fordert für Großanlagen eine permanente Wasseraustrittstemperatur von mindestens 60 °C am TWW-Speicher. Die Rücklauftemperatur der Zirkulationsleitung muss mindestens 55 °C betragen.

Für den Trinkwasserinhalt von Vorwärmstufen gilt, dass dieser mindestens einmal täglich auf 60 °C oder höher aufgeheizt werden muss. Bei Kleinanlagen muss gewährleistet sein, dass eine Austrittstemperatur von 60 °C eingehalten werden kann.

Herkömmliche Wärmepumpen können aufgrund der eingesetzten Kältemittel in der Regel maximale Vorlauftemperaturen zwischen 55 °C und 65 °C erreichen. Bei einer Vorlauftemperatur von 55 °C lassen sich Trinkwarmwasser-Temperaturen bis 48 °C, bei einer Vorlauftemperatur von 65 °C bis max. 58 °C erzielen. Zum Erreichen dieser Temperaturen im TWW-Speicher arbeiten die Wärmepumpen mit sehr niedrigen Leistungszahlen (COP 2,5–3,3 je nach Temperatur der Wärmequelle).

Um die hygienische Anforderung an TWW-Speicher im Mehrfamilienhausbereich zu erfüllen, müssen die Speicher auf 60 °C Auslauftemperatur nacherwärmt werden. Dies kann durch einen bivalenten Wärmeerzeuger, durch speziell hierfür entwickelte Wärmepumpen mit Vorlauftemperaturen bis zu 75 °C oder direkt elektrisch erfolgen.

D.2.1.2 Bedarfsermittlung

Für eine Bedarfsermittlung gibt es in der Praxis verschiedene Ansätze:

Für Wohngebäude erfolgt die Auslegung häufig nach DIN 4708 Teil 2. Unter Berücksichtigung der sanitären Ausstattung der einzelnen Wohnungen bzw. Wohneinheiten, der Belegungs-/Nutzerzahl und der Gleichzeitigkeitsfaktoren wird die Bedarfskennzahl N bestimmt. Diese Bedarfskennzahl fließt zusammen mit der Kesselleistung und der NL-Zahl des Speichers in die Planung der Trinkwassererwärmung ein.

Dieses für Heizkessel gültige Auslegungs- und Dimensionierungsverfahren kann bei Wärmepumpensystemen in der Regel jedoch nicht angewendet werden, da NL-Zahlen der Speicher für die im Wärmepumpenbetrieb verwendeten Vorlauftemperaturen kaum zur Verfügung stehen.

Daher ist es sinnvoll, die Auslegung über in der Anlage benötigte Wärmemengen durchzuführen. Dabei sind mehrere, sich gegenseitig beeinflussende, Faktoren zu beachten: Der Tagesbedarf, der Spitzenbedarf, zu erwartende Verluste sowie die zur Verfügung stehende Heizleistung der Wärmepumpe zum Nachheizen des TWW-Speichers.

Die erforderliche TWW-Leistung muss in der Bezugsperiode in Form von gespeichertem Trinkwarmwasser oder als Heizleistung zur Verfügung stehen.

Für die Auslegung müssen zunächst der maximale tägliche Warmwasserbedarf und das entsprechende Verbrauchsverhalten ermittelt werden. Für diese Ermittlung können neben realen Verbrauchswerten auch durchschnittliche Zapfprofile verwendet werden. Diese sind in der EN 15450 exemplarisch für drei Nutzergruppen im Anhang E dargestellt und können individuell erweitert werden.

Aus dem Lastprofil heraus wird die Periode mit dem größten Leistungsbedarf ermittelt. Aus diesem Leistungsbedarf ergibt sich dann eine Speichergröße.

Hinweis

Überschlägig kann ein täglicher mittlerer Warmwasserbedarf von 1,45 kWh pro Person angesetzt werden. Bei einer Bevorratungstemperatur von 60 °C entspricht das einer Wassermenge von 25 l pro Person.

Im Anhang E der EN 15450 sind Annahmen zum Zapfvolumen nach Zapfart angegeben.

Abb. D.2.1–1 EN 15450: Annahmen zum Zapfvolumen

Zapfart	Energie kWh	Volumen l	Gewünschter Wert für $\Delta\theta$ K	Zapfungsdauer bei angegebenen Massenstrom min			
				bei 3,5 l/min	bei 5,5 l/min	bei 7,5 l/min	bei 9 l/min
Wenig	0,105	3	30	0,9	0,5	0,4	0,3
Fußboden	0,105	3	30	0,9	0,5	0,4	0,3
Reinigen	0,105	2	45	0,6	0,4	0,3	0,2
Geschirrspülen wenig	0,315	6	45	1,7	1,1	0,8	0,7
Geschirrspülen mittel	0,420	8	45	2,3	1,5	1,1	0,9
Geschirrspülen mehr	0,735	14	45	4,0	2,5	1,9	1,6
„Viel“	0,525	15	30	4,3	2,7	2,0	1,7
Duschen	1,400	40	30	11,4	7,3	5,3	4,4
Baden	3,605	103	30	29,4	18,7	13,7	11,4

Abb. D.2.1–2 EN 15450: Durchschnittliches Zapfprofil einer Einzelperson (36 Liter bei 60 °C)

Nr.	Tageszeit hh:mm	Energie Zapf-vorgang kWh	Bezugsperiode für Teilspeichersysteme		Zapfart	Gewünschter Wert für $\Delta\theta$ (während der Entnahme zu erreichen) K	Mindestwert von θ für den Start des Zählens der Energie-nutzung °C
1	07:00	0,105			wenig		25
2	07:30	0,105			wenig		25
3	08:30	0,105			wenig		25
4	09:30	0,105			wenig		25
5	11:30	0,105			wenig		25
6	11:45	0,105			wenig		25
7	12:45	0,315			Geschirrspülen	50	0
8	18:00	0,105			wenig		25
9	18:15	0,105			Reinigen		45
10	20:30	0,420			Geschirrspülen	50	0
11	21:30	0,525			viel		45
	Q_{DP} [kWh]	**2,1**	**1,78**	**0,945**			
	t_{DP} [hh:mm]	**14:30**	**9:00**	**1:00**			
					36 Liter bei 60 °C		

Abb. D.2.1–3 EN 15450: Durchschnittliches Zapfprofil einer Familie (ohne Baden, 100 Liter bei 60 °C)

Nr.	Tageszeit hh:mm	Energie Zapf-vorgang kWh	Bezugsperiode für Teilspeichersysteme		Zapfart	Gewünschter Wert für $\Delta\theta$ (während der Entnahme zu erreichen) K	Mindestwert von θ für den Start des Zählens der Energie-nutzung °C
1	07:00	0,105			wenig		25
2	07:15	1,400			Duschen		40
3	07:30	0,105			wenig		25
4	08:01	0,105			wenig		25
5	08:15	0,105			wenig		25
6	08:30	0,105			wenig		25
7	08:45	0,105			wenig		25
8	09:00	0,105			wenig		25
9	09:30	0,105			wenig		25
10	10:30	0,105			Fußboden	30	10
11	11:30	0,105			wenig		25
12	11:45	0,105			wenig		25
13	12:45	0,315			Geschirrspülen	45	10
14	14:30	0,105			wenig		25
15	15:30	0,105			wenig		25
16	16:30	0,105			wenig		25
17	18:00	0,105			wenig		25
18	18:15	0,105			Reinigen		40
19	18:30	0,105			Reinigen		40
20	19:00	0,105			wenig		25
21	20:30	0,735			Geschirrspülen	45	10
22	21:15	0,105			wenig		25
23	21:30	1,400			Duschen		40
	Q_{DP} [kWh]	**5,845**	**5,740**	**2,24**			
	t_{DP} [hh:mm]	**14:30**	**14:15**	**1:00**			
					100,2 Liter bei 60 °C		

Im Anhang E der EN 15450 sind durchschnittliche Zapfprofile für drei Nutzergruppen angegeben. Es werden Angaben zu Zeitpunkt und Energiemenge der TWW-Entnahmen gemacht, die für die Planung einer TWE mit Wärmepumpe hilfreich sind.

Abb. D.2.1–4 EN 15450: Durchschnittliches Zapfprofil einer Familie (mit Baden, 200 Liter bei 60 °C)

Nr.	Tageszeit hh:mm	Energie Zapf-vorgang kWh	Bezugsperiode für Teilspeichersysteme		Zapfart	Gewünschter Wert für $\Delta\theta$ (während der Entnahme zu erreichen) K	Mindestwert von θ für den Start des Zählens der Energie-nutzung °C
1	07:00	0,105			wenig		25
2	07:05	1,400			Dusche		40
3	07:30	0,105			wenig		25
4	07:45	0,105			wenig		25
5	08:05	3,605			Bad	30	10
6	08:25	0,105			wenig		25
7	08:30	0,105			wenig		25
8	08:45	0,105			wenig		25
9	09:00	0,105			wenig		25
10	09:30	0,105			wenig		25
11	10:30	0,105			Fußboden	30	10
12	11:30	0,105			wenig		25
13	11:45	0,105			wenig		25
14	12:45	0,315			Geschirrspülen	45	10
15	14:30	0,105			wenig		25
16	15:30	0,105			wenig		25
17	16:30	0,105			wenig		25
18	18:00	0,105			wenig		25
19	18:15	0,105			sauber		40
20	18:30	0,105			sauber		40
21	19:00	0,105			wenig		25
22	20:30	0,735			Geschirrspülen	45	10
23	21:00	3,605			Bad	30	10
24	21:30	0,105			wenig		25
	Q_{DP} [kWh]	**11,655**	**11,445**	**4,445**			
	t_{DP} [hh:mm]	**14:30**	**13:55**	**1:00**			
					199,8 Liter bei 60 °C		

Beispiel

Mehrfamilienhaus

6 Nutzungseinheiten à 3 Personen

Für die Auslegung der Trinkwassererwärmung wird aus der Abb. D.2.1–4 die Bezugsperiode mit dem größten Energiebedarf abgelesen.

19:00	0,105			wenig
20:30	0,735			Geschirrspülen
21:00	3,605			Bad
21:30	0,105			wenig
Q_{DP} [kWh]	11,655	11,445	4,445	
t_{DP} [hh:mm]	14:30	13:55	1:00	
				199,8 Liter

Auslegung nach Bezugsperiode

Die Bezugsperiode mit dem größten Energiebedarf ist die Zeit von 20:30 bis 21:30 Uhr – in dieser Zeit werden je Wohnung 4,445 kWh für Warmwasser benötigt.

Mit diesen Daten können die einzelnen Planungsschritte durchgeführt werden.

Der gesamte Energiebedarf während einer Bezugsperiode wird folgendermaßen ermittelt:

$$\mathbf{Q_{DPB} = N_{NE} \cdot Q_{DPB\ N_{NE}}}$$

Q_{DPB} Energiebedarf während einer Bezugsperiode in kWh

$Q_{DPB\ N_{NE}}$ Energiebedarf einer Nutzungseinheit während einer Bezugsperiode in kWh

N_{NE} Anzahl Nutzungseinheiten mit gleichem Profil

Beispiel

Für die Beispielanlage bedeutet das:

$Q_{DPB\ N_{NE}}$ = 4,445 kWh

N_{NE} = 6

Q_{DPB} = 6 · 4,445 kWh

Der gesamte Energiebedarf während der Bezugsperiode beträgt 26,67 kWh.

Aus dem gesamten Energiebedarf während einer Bezugsperiode lässt sich die erforderliche Trinkwarmwassermenge errechnen.

$$\mathbf{V_{DP} = \frac{Q_{DPB}}{c_w \cdot (t_{soll} - t_{cw})}}$$

V_{DP} erforderliche Trinkwarmwassermenge während einer Bezugsperiode in Liter

Q_{DPB} Energiebedarf während einer Bezugsperiode in kWh

c_w spezifische Wärmekapazität (= 1,163 Wh/kg · K bei Wasser)

t_{soll} Speichersolltemperatur

t_{cw} Kaltwassertemperatur

Beispiel

Für die Beispielanlage bedeutet das:

Q_{DPB} = 26,67 kWh

c_w = 0,001163 kWh/kg·K

t_{soll} = 60 °C

t_{cw} = 10 °C

$$V_{DP} = \frac{26{,}67\ \text{kWh}}{0{,}001163\ \text{kWh/kg·K} \cdot (60\text{-}10)\text{K}}$$

Die erforderliche Trinkwarmwassermenge während der Bezugsperiode beträgt 459 l.

Bei der Speicherauswahl sind folgende Verluste zu berücksichtigen:

- Speicherverlust durch Wärmeabgabe über die Oberfläche
- Verlust durch Durchmischung des nachströmenden Kaltwassers

Der Speicherverlust ist in den technischen Datenblättern des Herstellers angegeben.

Als Zuschlag für nicht nutzbares Speichervolumen aufgrund der Durchmischung können 15–20 % des Speichervolumens angenommen werden.

$$\mathbf{V_{Sp\text{-}min} = V_{DP} \cdot 1{,}15}$$

$V_{Sp\text{-}min}$ Mindest-Speichervolumen in Liter

V_{DP} erforderliche Trinkwarmwassermenge während einer Bezugsperiode in Liter

1,15 15 % Durchmischungsverlust

Beispiel

Für die Beispielanlage bedeutet das:

V_{DP} = 459 l
15 % Durchmischungsverlust

$V_{Sp\text{-}min}$ = 459 l · 1,15

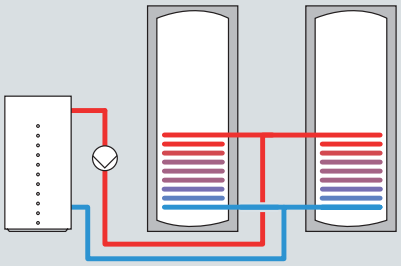
Das erforderliche Mindest-Speichervolumen beträgt 528 l.

Als Speicher stehen dafür 2 Lösungen zur Verfügung:

Variante 1:
Speicher mit internem Wärmetauscher

Hier werden zwei Speicher-Wassererwärmer mit je 390 l Inhalt gewählt. Laut Datenblatt betragen die Speicherverluste 2,78 kWh/24 h. Die Speicherverluste über die gesamte Bezugsperiode sind im größeren Speichervolumen ausreichend berücksichtigt.

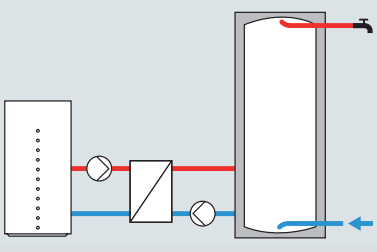
Die Speicher-Wassererwärmer bieten die Möglichkeit, mittels E-Heizeinsatz die Auslauftemperatur von 60 °C im oberen Drittel zu gewährleisten.



2 Speicher parallel geschaltet

Variante 2:
Ladespeicher mit externem Wärmetauscher

Hier wird ein 750-l-Speicher gewählt. Laut Datenblatt betragen die Speicherverluste 3,2 kWh/24 h. Auch bei dieser Lösung muss eine Speicherauslauftemperatur von 60 °C gewährleistet sein. Je nach Wärmepumpentyp muss dafür eine Nacherwärmung des Speichers durch einen zweiten Wärmeerzeuger oder direkt elektrisch erfolgen.



Ladespeicher mit externem Wärmetauscher

Im nächsten Schritt muss nun die für die Trinkwassererwärmung notwendige Heizleistung der Wärmepumpe bestimmt werden. Dieser Wert ist der erforderliche Zuschlag für die Trinkwassererwärmung auf die Heizleistung der Wärmepumpe und richtet sich nach der zur Verfügung stehenden Zeit zwischen den einzelnen Bezugsperioden.

$$Q_{WP} = \frac{V_{Sp} \cdot c_w \cdot (t_{soll} - t_{cw})}{T_{aufh}}$$

Q_{WP} erforderliche Heizleistung Wärmepumpe für TWE in kW
V_{Sp} Speichervolumen (gesamt) in l
c_w spezifische Wärmekapazität (= 1,163 Wh/kg · K bei Wasser)
t_{soll} Speichersolltemperatur
t_{cw} Kaltwassertemperatur
T_{aufh} Zeit zwischen den Bezugsperioden in h

Beispiel

Für die Beispielanlage wird folgende Annahme für die Zeit zwischen zwei Bezugsperioden getroffen:

08:45	0,105			wenig
09:00	0,105			wenig
09:30	0,105			wenig
10:30	0,105			Fußboden
11:30	0,105			wenig
11:45	0,105			wenig
12:45	0,315			Geschirrspülen
14:30	0,105			wenig
15:30	0,105			wenig
16:30	0,105			wenig
18:00	0,105			wenig
18:15	0,105			sauber
18:30	0,105			sauber
19:00	0,105			wenig
20:30	0,735			Geschirrspülen
21:00	3,605			Bad
21:30	0,105			wenig
Q_{DP} [kWh]	11,655	11,445	4,445	
t_{DP} [hh:mm]	14:30	13:55	1:00	

11,5 Stunden zwischen zwei Bezugsperioden

Daraus ergibt sich für die Speichervariante 1 folgende Berechnung:

V_{Sp} = 2 · 390 l
c_w = 0,001163 kWh/kg·K
t_{soll} = 60 °C
t_{cw} = 10 °C
T_{aufh} = 11,5 h

$$Q_{WP} = \frac{2 \cdot 390 \text{ kg} \cdot 0{,}001163 \text{ kWh/kg·K} \cdot (60-10)\text{K}}{11{,}5 \text{ h}}$$

Die erforderliche Heizleistung für die Trinkwassererwärmung beträgt 3,94 kW.

Ist die Zeitspanne zwischen zwei Bezugsperioden sehr kurz, die notwendige Leistung der Wärmepumpe für die Warmwasserbereitung also sehr hoch, kommen zwei Alternativen in Betracht: Entweder wird die Speichergröße um den Wert für die zweite Bezugsperiode erhöht oder es wird ein zweiter Wärmeerzeuger für die Warmwasserbereitung als bivalenter Wärmeerzeuger beigestellt. Letzteres kann aus Kostensicht die bessere Lösung darstellen, da für die Erschließung der Primärquelle der Wärmepumpe geringere Investitionskosten entstehen. Dieses ist in größeren Mehrfamilienhäusern relativ häufig der Fall.

Bei einer Auslegung über Bezugsperioden empfiehlt sich am Ende ein Plausibilitätscheck. Die für die Aufheizzeit ermittelte Heizleistung muss größer sein als die rechnerisch notwendige Leistung bei konstanter Zapfung über den gesamten Tag.

$$Q_{WP} > Q_{DPT} \cdot N_{NE}$$

Q_{WP} erforderliche Heizleistung Wärmepumpe für TWE in kW
N_{NE} Anzahl Nutzungseinheiten gleichen Profils
Q_{DPT} Leistungsbedarf für den Tagesverbrauch in kW

Beispiel

Für die Beispielanlage bedeutet das:

11:30	0,105			wenig
11:45	0,105			wenig
12:45	0,315			Geschirrspülen
14:30	0,105			wenig
15:30	0,105			wenig
16:30	0,105			wenig
18:00	0,105			wenig
18:15	0,105			sauber
18:30	0,105			sauber
19:00	0,105			wenig
20:30	0,735			Geschirrspülen
21:00	3,605			Bad
21:30	0,105			wenig
Q_{DP} [kWh]	11,655	11,445	4,445	
t_{DP} [hh:mm]	14:30	13:55	1:00	
				199,8 Liter

Konstante Zapfung über den gesamten Tag

Q_{WP} = 3,94 kW
N_{NE} = 6
Q_{DPT} = 11,445 kWh / 24 h

$$3{,}94\ \text{kW} > 6 \cdot \frac{11{,}445\ \text{kWh}}{24\ \text{h}}$$

3,94 kW > 2,86 kW

Zusammenfassung der einzelnen Schritte der Bedarfsermittlung:

1. Lastprofil ermitteln
2. Energiebedarf der längsten Periode ermitteln
3. Berechnen des theoretischen Speichervolumens zur Sicherung der längsten Periode
4. Bestimmung des tatsächlichen Speichervolumens durch Zuschlagfaktoren für Abstrahl- und Durchmischungsverluste
5. Bestimmung der erforderlichen Heizleistung der Wärmepumpe
6. Plausibilitätscheck zum Tagesbedarf
7. Heizleistung TWE berücksichtigen

Vereinfachtes Verfahren

Im Ein- und Zweifamilienhausbereich mit sanitärer Standardausstattung können die erforderliche Speichergröße und die benötigte Heizleistung mit Hilfe eines vereinfachten Verfahrens ermittelt werden:

Pro Person werden 25 l (60 °C) als Tagesbedarf angesetzt (siehe Kap. D.2.1.2). Für die Speicherauslegung bis ca. 10 Personen wird dieser Wert verdoppelt – somit erhält man das erforderliche Mindestspeichervolumen. Dieses Mindestvolumen wird auf die tatsächliche Bevorratungstemperatur umgerechnet.

$$V_{Sp} = V_{tsoll}$$

$$V_{tsoll} = V_{DP60} \cdot \frac{(60 - t_{cw})}{(t_{soll} - t_{cw})}$$

V_{Sp} Speichervolumen (gesamt) in Liter
V_{tsoll} Trinkwarmwasser-Volumen bei t_{soll} in Liter
V_{DP60} Trinkwarmwasser-Volumen bei 60 °C in Liter
t_{soll} Speichersolltemperatur
t_{cw} Kaltwassertemperatur

Beispiel

Einfamilienhaus mit 4 Personen:
4 Personen · 25 l · 2 = 200 l (60 °C)

V_{DP60} = 200 l
t_{soll} = 50 °C
t_{cw} = 10 °C

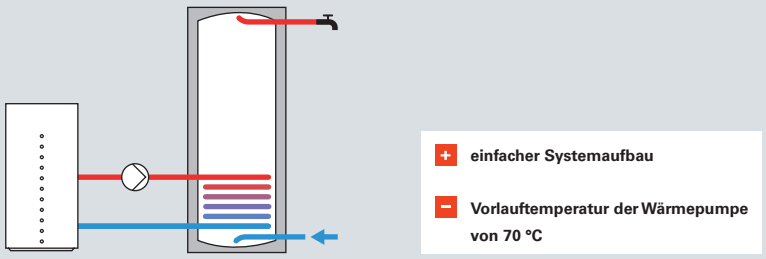
$$V_{tsoll} = 200\ \text{l} \cdot \frac{(60 - 10)\text{K}}{(50 - 10)\text{K}}$$

Bei 50 °C ergibt sich ein Speichervolumen von 250 l.

D.2.1.3 Systemauswahl für die Warmwasserbereitung mit einer Wärmepumpe

Alle in Kapitel D.1 beschriebenen Betriebsweisen sind auch auf die Warmwasserbereitung anwendbar. Es muss dabei jedoch auf das richtige Verhältnis von Wärmetauscherfläche zu Wärmepumpenleistung geachtet werden (siehe Hinweise auf Seite 103).

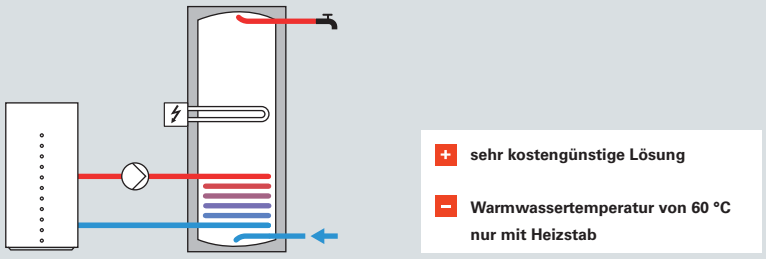
Abb. D.2.1–5 Monovalente Warmwasserbereitung



Monovalente Warmwasserbereitung

Die Wärmepumpe deckt als alleiniger Wärmeerzeuger den gesamten Trinkwarmwasserbedarf. Vorteilhaft ist der einfache Systemaufbau. Um die Möglichkeit einer Aufheizung auf 60 °C zu gewährleisten, muss die Wärmepumpe jedoch eine Vorlauftemperatur von 70 °C erbringen.

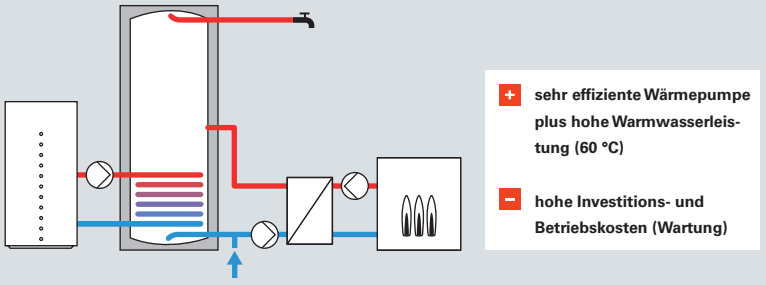
Abb. D.2.1–6 Monoenergetische Warmwasserbereitung



Monoenergetische Warmwasserbereitung

Die Wärmepumpe deckt den gesamten Trinkwarmwasserbedarf bis zur Erreichung der maximalen Vorlauftemperatur. Der darüber hinausgehende Bedarf wird direkt elektrisch durch Heizstäbe gedeckt. Bei dieser kostengünstigen Lösung kann eine ggf. notwendige oder gewünschte Warmwassertemperatur von 60 °C immer nur durch den Heizstab erreicht werden. Das Gleiche gilt für den Energieverbrauch für die Zirkulation.

Abb. D.2.1–7 Bivalente Warmwasserbereitung



Bivalente Warmwasserbereitung

Die Wärmepumpe deckt die Grundlast und der zweite Wärmeerzeuger den Bereich, in dem die Wärmepumpe unwirtschaftlich arbeitet. Diese Lösung bietet einen sehr effizienten Betrieb der Wärmepumpe bei gleichzeitig sehr hoher Warmwasserleistung auch auf hohem Temperaturniveau (60 °C). Nachteil sind jedoch die vergleichsweise hohen Investitions- und Betriebskosten (Wartung).

Zentrale TWE über Warmwasser-Wärmepumpen

Warmwasser-Wärmepumpen sind insbesondere für diskontinuierlich betriebene Wärmeerzeuger eine sinnvolle und leicht zu installierende Ergänzung. Aus diesem Grund werden sie hauptsächlich in der Modernisierung eingesetzt.

Der Energieinhalt der Raumluft kann von modernen Warmwasser-Wärmepumpen zur Erwärmung des Trinkwassers genutzt werden. Für die Energieübertragung auf die Wärmepumpe führt ein Ventilator die Raumluft über den Verdampfer der Wärmepumpe. Das für die Trinkwassererwärmung benötigte hohe Temperaturniveau wird durch den Wärmepumpenprozess erreicht, da Verdichter und Kältemittel auf diese Anforderung optimiert sind.

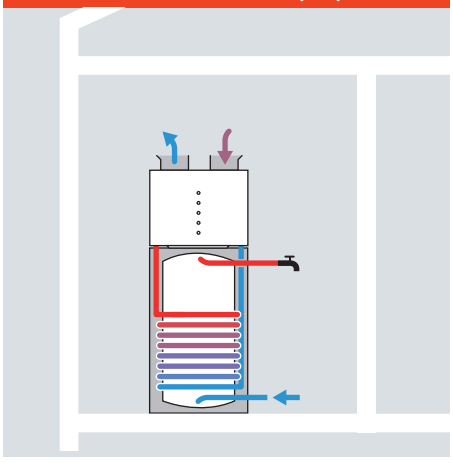
Warmwasser-Wärmepumpen können als Umluft- oder Abluft-Wärmepumpe eingesetzt werden (siehe Abb. D.1.2–9 und D.1.2–10)

Im Umluftbetrieb kühlt die Wärmepumpe die Umgebungsluft und führt die Wärmeenergie dem Trinkwasser zu. Für diese Betriebsweise muss bei der Wahl des Aufstellraumes das notwendige freie Mindest-Raumvolumen beachtet werden. Empfohlen werden mindestens 15 m^3 pro kW installierter Wärmepumpenleistung. Ein positiver Nebeneffekt kann dabei eine gegebenenfalls notwendige Kellerentfeuchtung sein.

Die Warmwasser-Wärmepumpe mit Abluftbetrieb ermöglicht ein einfaches mechanisches Lüftungssystem. Die Fortluft wird gezielt aus WC, Bad, Küche oder weiteren Räumen abgesaugt und für die Warmwasserbereitung genutzt. Die abgekühlte Fortluft wird über einen Luftkanal nach außen abgeführt. Die Zuluft gelangt über feuchtegeregelte Zuluftöffnungen in das Haus.

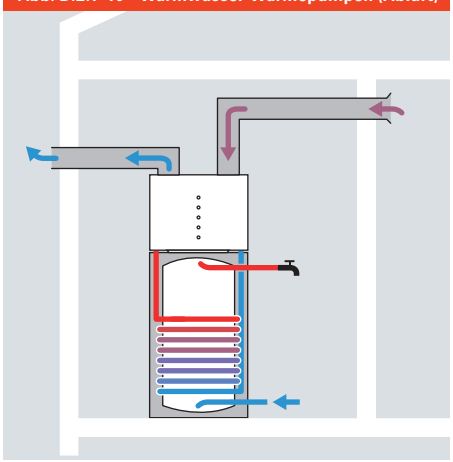
D.2.1–8 Warmwasser-Wärmepumpe Vitocal 160-A.

Abb. D.2.1–9 Warmwasser-Wärmepumpen (Umluft)



Warmwasser-Wärmepumpen im Umluftbetrieb entziehen der Umgebungsluft Wärme und trocknen sie dabei durch Kondensation der Luftfeuchtigkeit.

Abb. D.2.1–10 Warmwasser-Wärmepumpen (Abluft)



Im Abluftbetrieb wirken Warmwasser-Wärmepumpen auch als einfaches mechanisches Lüftungssystem.

Trinkwarmwasserspeicher

Trinkwarmwasserspeicher müssen bestimmte Voraussetzungen erfüllen, um effizient in Wärmepumpensystemen eingesetzt werden zu können: Zum einen müssen die Wärmetauscherflächen so groß bemessen sein, dass die Heizleistung der Wärmepumpe auch noch am Ende der Beladung übertragen werden kann. Da Wärmepumpen mit geringeren Temperaturen als Heizkessel arbeiten, ist die Temperaturdifferenz im Wärmetauscher gering, somit auch die Leistung, die übertragen werden kann.

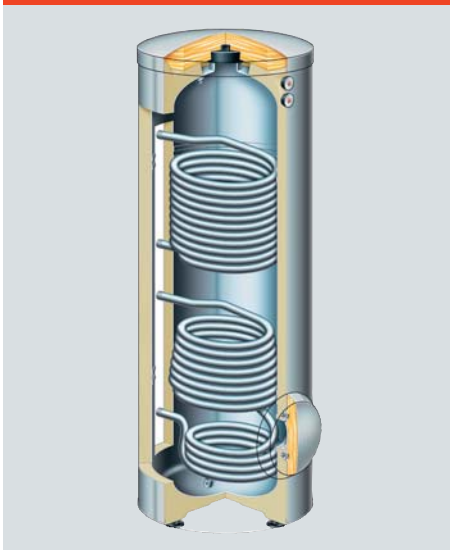
Als Faustregel gilt: Pro zu übertragendem Kilowatt Heizleistung sollte eine Wärmetauscherfläche von 0,25 m^2 vorhanden sein. Bei ungeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen ist hier die maximale Heizleistung im Sommer anzusetzen. Außerdem ist ein großer Volumenbereitschaftsteil für eine hohe Zapfleistung erforderlich, da in der Regel kleinere Leistungen übertragen werden müssen (vergl. D.2.1.2. Auslegung).

Deshalb wird der Wärmetauscher nicht bis in den oberen Bereich des Speichers geführt, da die Wärmepumpe ansonsten in der ersten Phase der Speicherladung das Trinkwarmwasser abkühlen und somit die Zapfleistung mindern würde.

Um eine möglichst große Wärmetauscherfläche zu erhalten, sind auch bivalente Solarspeicher geeignet. Die beiden Wärmetauscher werden in Reihe verschaltet. Allerdings ist hier der Volumenbereitschaftsteil kleiner als bei dem Wärmepumpen-Spezialspeicher.

In Kompaktwärmepumpen sind Speichergröße und Tauscherfläche an die Leistung der Wärmepumpe angepasst – sie vereinfachen so den Planungsprozess.

Abb. D.2.1–12 Bivalenter Speicher-Wasserwärmer



Speicher-Wasserwärmer Vitocell 300-B

Abb. D.2.1–11 Speicher-Wasserwärmer

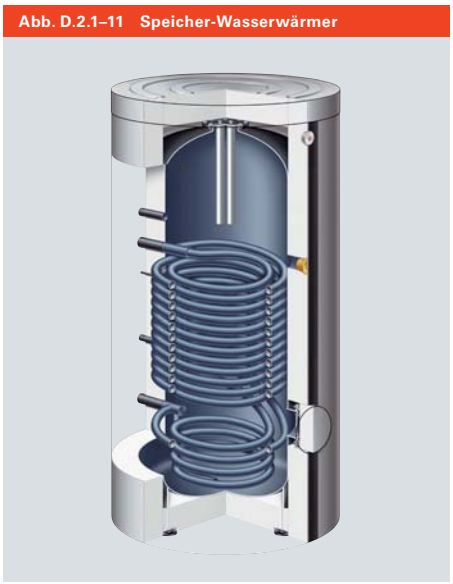


Abb. D.2.1–11
Speicher-Wasserwärmer
Vitocell 100-V Typ CVW

Abb. D.2.1–13 Wärmepumpen-Kompaktgerät

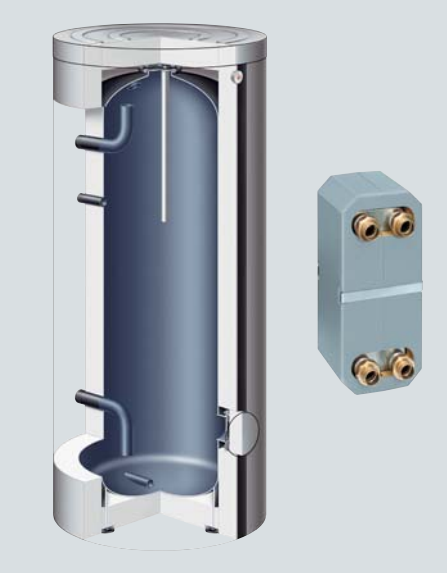
Abb. D.2.1–13
Sole/Wasser-Wärmepumpen-
Kompaktgerät Vitocal 222-G

Speicherladesysteme

Sollen hohe Leistungsspitzen bereitgestellt oder große Wärmepumpen eingesetzt werden, ist der Einsatz von Ladespeichern mit externen Wärmetauschern sinnvoll. Externe Wärmetauscher bieten den Vorteil, dass die Wärmetauscherfläche beliebig groß gewählt werden kann. Somit können große Leistungen mit kleinen Grädigkeiten übertragen werden.

Für den Wärmepumpenbetrieb müssen die Ladespeicher mit sogenannten Ladelanzen versehen werden. Durch den Einsatz einer Ladelanze wird die Eintrittsgeschwindigkeit des erwärmten Wassers vermindert – die Temperaturschichtung im Speicher bleibt so erhalten. Dies ist notwendig, da Wärmepumpen aufgrund der geringen Spreizung über dem Verdampfer nur kleine Temperaturhübe gestatten.

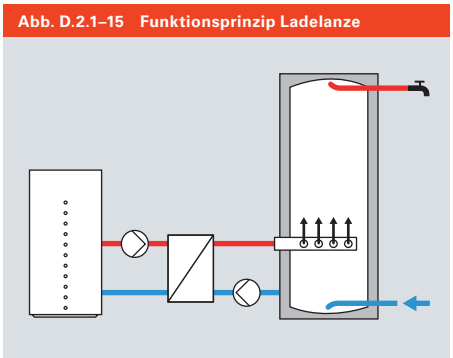
Abb. D.2.1–14 Ladespeicher mit Ladelanze



Vitocell 100-L mit Ladelanze

Die Ladelanze reduziert die Eintrittsströmung und schützt damit die Temperaturschichtung im Speicher.

Abb. D.2.1–15 Funktionsprinzip Ladelanze

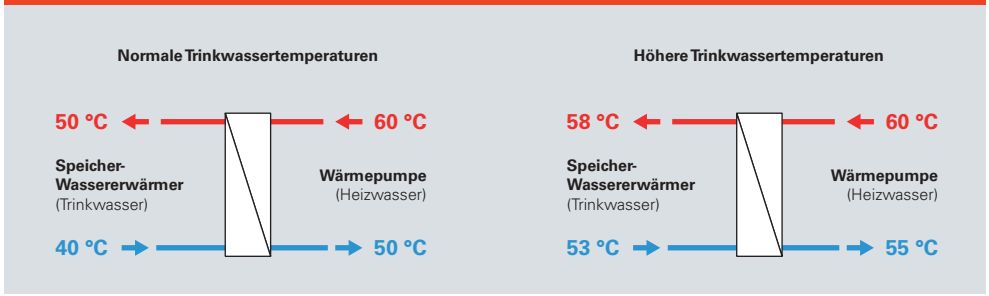


Auslegung der Wärmetauscher

Als Wärmetauscher für Speicherladesysteme werden häufig Plattenwärmetauscher eingesetzt. Diese Wärmetauscher haben den Vorteil, dass eine sehr große Wärmetauscherfläche auf einer relativ kleinen Fläche bereitgestellt werden kann.

Die Größe der Plattenwärmetauscher ist entscheidend für die maximal erreichbare Trinkwarmwassertemperatur. Erstrebenswert ist eine möglichst kleine Grädigkeit zwischen Primär- und Sekundärkreis. In der Abbildung D.2.1–16 sind mögliche Temperaturspreizungen für die Wärmetauscher der Speicherladesysteme aufgeführt. Bei der Auslegung ist zu beachten, dass die Spreizung auf der Primärseite durch die Wärmepumpe gegeben ist und nur in sehr engen Grenzen variiert werden kann. Die Größe der Plattenwärmetauscher kann über entsprechende Programme berechnet werden. Die ermittelten Volumenströme und Druckverluste werden zur Auswahl der Umwälzpumpen benötigt.

Abb. D.2.1–16 Auslegung der Wärmetauscher



Frischwassermodule sind besonders gut für die Deckung eines großen Leistungsbedarfs geeignet.

Pumpenauslegung für Speicherladesysteme
Auf Grundlage der berechneten Volumenströme und Druckverluste aus der Wärmetauscherauslegung wird sowohl die Heizungs- als auch die Speicherladepumpe ausgelegt.

Über eine intelligente Drehzahlsteuerung der Beladepumpe auf der Sekundärseite kann die Effektivität des Speicherladesystems wesentlich erhöht werden. Bei Speicherladeanforderung wird die Beladepumpe zunächst mit einer sehr kleinen Drehzahl betrieben – dadurch ergeben sich kleine Volumenströme mit hohen Einschichttemperaturen. Zum Ende der Beladung wird die Pumpe mit maximaler Drehzahl betrieben. Dadurch kann die Leistung der Wärmepumpe bei sehr hohem Temperaturniveau übertragen werden – so gerät die Wärmepumpe nicht in den Taktbetrieb.

Hinweis

Da in Kombi- und Pufferspeichern im Wesentlichen Heizungswasser bevorratet wird, besteht häufig die Ansicht, dass die Temperaturforderungen der DIN 1988 oder des DVGW-Arbeitsblatts W 551 von mindestens 60 °C nicht eingehalten werden müssten. Richtig ist jedoch, dass der trinkwasserführende Teil von Kombispeichern den gleichen Anforderungen unterliegt. Bei Frischwassermodulen ist der Inhalt der Rohrleitung zwischen Frischwassermodul-Abgang und Entnahmestelle ausschlaggebend (< 3 l).

Kombispeicher

Oftmals besteht die Anforderung, zusätzlich zur Wärmepumpe auch noch Kaminöfen, Solaranlagen oder weitere Wärmeerzeuger sowohl für die Heizung als auch für die Warmwasserbereitung zu nutzen. Eine Möglichkeit, dies zu realisieren, bieten Kombipufferspeicher – das sind Heizungspufferspeicher und Warmwasserbereiter in einem Behälter. Der Vorteil dieser Speicher besteht im geringen Platzbedarf.

Bei Kombipufferspeichern werden zwei wesentliche Arten unterschieden:

- **Tank-in-Tank-Systeme**
- **Kombispeicher mit integriertem Durchlaufprinzip**

Für die Integration von Kombipufferspeichern in Wärmepumpensysteme gelten besondere Anforderungen:

Da die Zieltemperaturen in Kombipufferspeichern höher sein müssen als bei Trinkwarmwasserspeichern, sind die erzielbaren Warmwasserleistungen aufgrund der geringen Vorlauftemperaturen der Wärmepumpen generell sehr gering.

Insbesondere Speicher mit integriertem Innentank eignen sich in der Regel nur für einen sehr kleinen Warmwasserbedarf, da die Nachladung (wie bei einem Doppelmantelspeicher) über die vergleichsweise kleine Oberfläche des Innentanks als Wärmetauscher stattfindet.

Abb. D.2.1–17 Tank-in-Tank-System

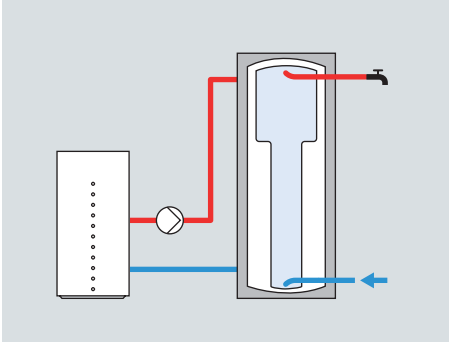
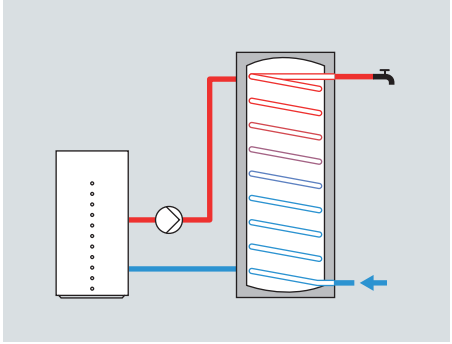


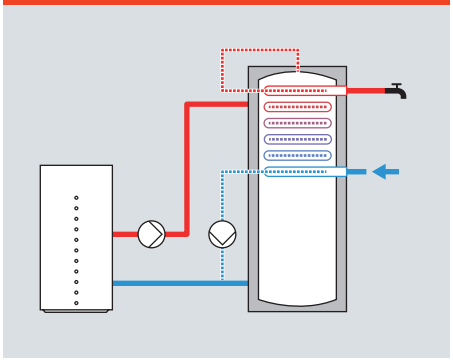
Abb. D.2.1–18 Integriertes Durchlaufprinzip



Kombispeicher dienen gleichzeitig als Heizwasser-Pufferspeicher und als Warmwasserbereiter.

Speziell für Wärmepumpen wurden aber auch Kombispeicher mit angepasstem Durchlaufprinzip entwickelt. Hierbei handelt es sich um koaxiale Booster-Wärmetauscher, die bei größerer Warmwasseranforderung mittels zusätzlicher Umwälzpumpe aktiviert werden. Die Wärmetauscherleistung kann so auch bei geringen Temperaturdifferenzen zwischen Heizwasser und gewünschter Warmwassertemperatur deutlich erhöht werden.

Abb. D.2.1–19 Koaxialer Booster-Wärmetauscher



Bei größeren Warmwasseranforderungen oder bei geringen Temperaturdifferenzen wird die Tauscherleistung mit einer zusätzlichen Umwälzpumpe erhöht.

Frischwassersysteme

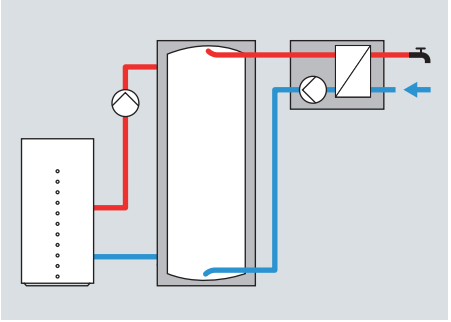
Eine weitere Möglichkeit, Warmwasser zu erwärmen, bieten sogenannte Frischwassersysteme. Diese bestehen aus einem Heizungspufferspeicher und einem oder mehreren Frischwassermodulen. Bei diesen Systemen wird Heizungswasser in einem Heizungspufferspeicher bevorratet und über ein Plattenwärmetauschersystem an die Trinkwasserverteilung abgegeben.

In der Regel sind Frischwassermodule vorgefertigte Baugruppen, die Pumpen, Ventile, Plattenwärmetauscher und Regelung beinhalten. Mit der Volumenstromregelung der Primärpumpe wird die schnelle und genaue Regelung der eingestellten Warmwassertemperatur ermöglicht. Unterstützt wird die Volumenstromregelung durch eine elektronische Durchflussmengenmessung im Sekundärkreis.

Für große Warmwasserleistungsanforderungen können mehrere Module parallel zu einer Kaskade geschaltet werden.

Der Vorteil eines Frischwassersystems liegt in der möglichen Deckung eines großen Leistungsbedarfs ohne Bevorratung von Trinkwasser. Zu beachten ist, dass die Pufferspeichertemperatur wie bei Kombispeichern um die Grädigkeit der Wärmetauscher über der gewünschten Warmwassertemperatur liegen muss.

Abb. D.2.1–20 Pufferspeicher mit Frischwassermodul



D.2.2 Heizbetrieb

D.2.2.1 Anforderungen an die Heizungshydraulik

Damit der Verdichter störungsfrei betrieben werden kann, ist eine Mindestlaufzeit für die Wärmepumpe erforderlich. Dadurch wird z. B. bei Scrollverdichtern eine ordnungsgemäße Ölversorgung gewährleistet. Die Mindestlaufzeit der Verdichter ist in den Wärmepumpenregelungen hinterlegt. Während der Mindestlaufzeit muss sichergestellt sein, dass die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme an das Heizungssystem abgeführt werden kann, da ansonsten Hochdruckstörungen auftreten können.

Aus der Mindestlaufzeit ergeben sich die erforderlichen Wasservolumen sowie der Mindestvolumenstrom. Letzterer ist immer in der Herstellerdokumentation angegeben und sollte unbedingt eingehalten werden.

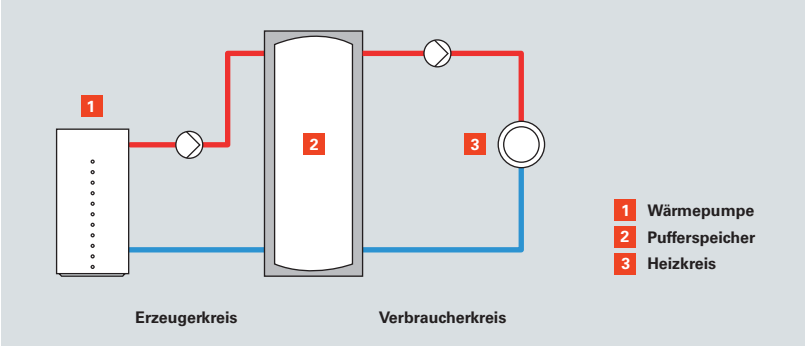
Das minimal notwendige Wasservolumen in den Verteilleitungen richtet sich nach der maximalen Heizleistung der Wärmepumpe. Bei Viessmann Wärmepumpen beträgt das minimal notwendige Volumen 3 l/kW Heizleistung. Bei Luft/Wasser-Wärmepumpen muss als maximale Heizleistung der Wärmepumpe der Sommerfall betrachtet werden.

Reicht das Wasservolumen im Heizkreis nicht aus, um den Mindestvolumenstrom für die vorgesehene Mindestlaufzeit zu gewährleisten, werden Heizwasser-Pufferspeicher eingesetzt.

Hinweis

Das minimale Wasservolumen in den Rohrleitung (z. B. bei Anschluss eines Überströmventils) muss groß genug sein, um den Mindestvolumenstrom sicherstellen zu können. Viessmann empfiehlt ein Mindestvolumen von 3 l/kW Heizleistung.

Abb. D.2.2–1 Parallel verschalteter Pufferspeicher



Parallel verschaltete Pufferspeicher übernehmen auch die Funktion einer hydraulischen Weiche.

Bei Anlagen mit großen Wasserinhalten wie z. B. Fußboden- oder Flächenheizungen ist ein Betrieb auch ohne Pufferspeicher möglich. In diesem Fall muss für die Einhaltung des Mindestvolumenstroms ein Überströmventil oder eine hydraulische Weiche eingebaut werden. In beiden Fällen muss aber das erforderliche Wasservolumen beachtet werden und ist durch ausreichende Entfernung zur Wärmepumpe (Rohrvolumen) zu berücksichtigen. Bei Verwendung einer hydraulischen Weiche ist sicherzustellen, dass der sekundärseitige Volumenstrom der Wärmepumpe größer ist als die Summe der heizkreisseitigen Volumenströme.

D.2.2.2 Pufferspeicher

Pufferspeicher in Wärmepumpenanlagen können zwei Funktionen übernehmen:

- Sie dienen der hydraulischen Absicherung und Laufzeitoptimierung der Wärmepumpenanlage.
- Sie überbrücken die Sperrzeiten des Energieversorgers.

Pufferspeicher können als Reihen- oder Parallelpufferspeicher eingesetzt werden.

Parallelpufferspeicher

Parallel verschaltete Pufferspeicher entkoppeln die Wärmepumpe vom Heizkreis und erfüllen so auch die Funktion einer hydraulischen Weiche.

Eine hydraulische Entkopplung ist beim Einsatz mehrerer Heizkreise immer erforderlich. Diese Schaltung ist die sicherste Methode, um hydraulische Fehler zu vermeiden. Mit dem parallelen Betrieb kann der erforderliche Mindestvolumenstrom für die Wärmepumpe unabhängig vom Volumenstrom im Heizkreis gewährleistet werden.

Für die Dimensionierung der Verbindungsrohrleitungen sowie der Umwälzpumpen werden die maximal mögliche Heizleistung der Wärmepumpe und eine Spreizung von 5 – 7 K angesetzt (Berechnung siehe D.3, Planungshilfen). Der Volumenstrom im Erzeugerkreis

muss größer ausgelegt sein als die Summe der heizkreisseitigen Volumenströme. Die Regelung der Puffertemperatur erfolgt über die Sollwertvorgabe durch die angeforderten höchsten Heizkreistemperaturen.

Vorteile:
- robustes hydraulisches System
- hydraulische Entkopplung des Heizkreises vom Erzeugerkreis
- mehrere Heizkreise können parallel arbeiten

Nachteile:
- Für den Erzeugerkreis ist eine zusätzliche Umwälzpumpe (zusätzliche Antriebsenergie) erforderlich.
- Da der Heizkreis mit dem höchsten Temperaturniveau die Zieltemperatur im Pufferspeicher bestimmt, arbeitet die Wärmepumpe im Mittel mit etwas höheren Vorlauftemperaturen. Das bedeutet höhere Abstrahlverluste als bei seriell verschalteten Pufferspeichern im Rücklauf (siehe D 2.2.2.).

Reihenpufferspeicher

Unter energetischen Gesichtspunkten günstiger, aber hydraulisch anspruchsvoller, sind Reihenpufferspeicher. Sie dienen der Volumenvergrößerung des Heizsystems. Je nach Standort innerhalb des Systems unterscheidet man zwischen Vorlauf- und Rücklaufpufferspeicher. Da diese Pufferspeicher hydraulisch in Reihe eingebunden werden, muss der Mindestvolumenstrom durch den Einbau eines Überströmventils gewährleistet sein. Dieses Ventil wird so eingestellt, dass bei Schließen aller Heizkreise der erforderliche Mindestvolumenstrom gesichert ist.

Diese Systeme sind bei Anlagen mit nur einem einzelnen Heizkreis zu empfehlen. Der Einbau des Pufferspeichers in den Vorlauf bietet den Vorteil, dass ein Heizeinsatz als zweiter Wärmeerzeuger in den Speicher integriert werden kann.

Eine Positionierung im Rücklauf hat geringere Abstrahlverluste des Speichers zur Folge, der Speicher kann jedoch nicht nachgeheizt werden. Rücklaufpufferspeicher werden lediglich zur Volumenvergrößerung der Anlage und zur Verlängerung der Verdichterlaufzeit eingesetzt.

Abb. D.2.2–2 In Reihe geschalteter Pufferspeicher (Vorlauf)

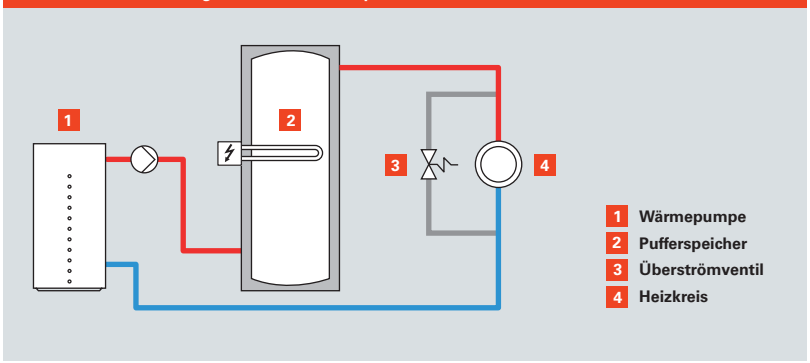
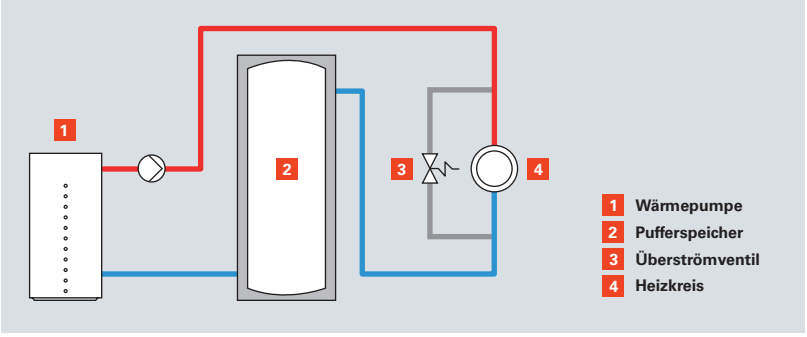


Abb. D.2.2–3 In Reihe geschalteter Pufferspeicher (Rücklauf)



In Reihe geschaltete Pufferspeicher sind energetisch günstiger, benötigen aber zur Sicherung des Mindestvolumenstroms ein Überströmventil.

Auslegung von Pufferspeichern

Die Auslegung der Pufferspeicher erfolgt je nach gewünschter Funktion entweder zur Überbrückung von Sperrzeiten oder zur Bereitstellung des Mindestvolumenstroms in den Verteilleitungen.

Wird der Pufferspeicher für die Überbrückung von Sperrzeiten ausgelegt, ergibt sich ein so großes Volumen, dass die anderen Funktionen gewährleistet sind.

Pufferspeicher zur Bereitstellung des Mindestvolumens

Das Mindestvolumen für einen sicheren Betrieb der Wärmepumpe beträgt 3 l/kW. Dieses Volumen muss in Heizkreisen mit statischen Heizflächen auch ohne Wärmeabnahme, also bei geschlossenen Thermostatventilen, zur Verfügung stehen. Bei Flächenheizungen ist das Volumen der Rohrleitungen zwischen Wärmeerzeuger und Verteiler oder Systemtrennung zur Flächenheizung ausschlaggebend.

Pufferspeicher zur Laufzeitoptimierung

Wärmepumpen lassen sich durch möglichst lange Laufzeiten und damit verbundene lange Pausen im Betrieb optimieren. Die Parameter für diese Betriebsweise werden im Wärmepumpenregler vorgegeben.

Um den Mindestvolumenstrom sicherstellen zu können, muss ein Mindestvolumen in den Anschlussleitungen eingehalten werden.

Sofern das Mindestvolumen vorhanden ist, benötigen Flächenheizungen keinen weiteren Speicher zur Optimierung der Laufzeit der Wärmepumpe, da die Kapazität in den Heizflächen ausreichend groß ist. Bei statischen Heizflächen können längere Pausen des Wärmepumpenbetriebs zu einer merklichen Auskühlung der Heizflächen führen (geringe Masse, geringer Wasserinhalt). Hier gilt als Empfehlung ein Pufferspeichervolumen von mindestens 20 l/kW Heizleistung.

$$V_{HP} = Q_{WP} \cdot V_{HP\ min.}$$

V_{HP} Volumen Heizwasser-Pufferspeicher in Liter
Q_{WP} Nennwärmeleistung der Wärmepumpe absolut in kW
$V_{HP\ min.}$ empfohlenes Mindestvolumen pro kW Heizleistung bei statischen Heizflächen in Liter

Beispiel

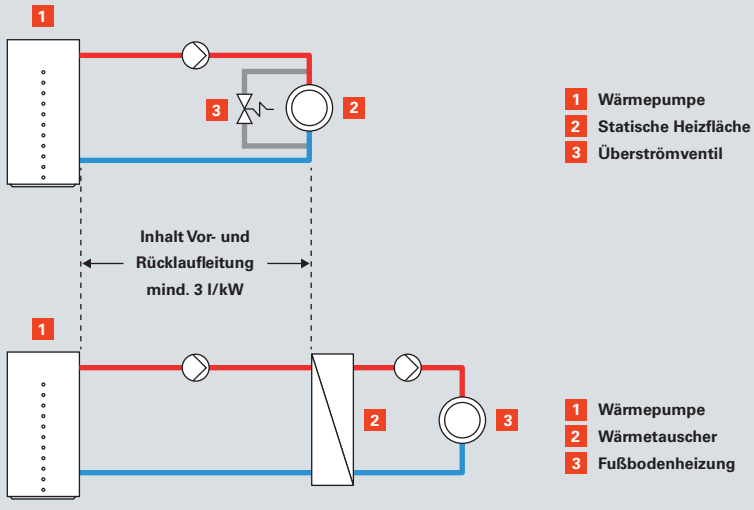
Berechnung des notwendigen Volumens vom Heizwasser-Pufferspeicher für eine Wärmepumpe mit einer Leistung von 15 kW und statischen Heizflächen:

Q_{WP} = 15 kW
$V_{HP\ min.}$ = 20 l

V_{HP} = 15 kW · 20 l/kW

Der Heizwasser-Pufferspeicher hat ein Volumen von 300 l.

Abb. D.2.2–4 Mindestvolumen im Heizkreis



Pufferspeicher zur Überbrückung von Sperrzeiten

Wärmepumpentarife sehen häufig vor, dass der Energieversorger die Anlage zu bestimmten Zeiten abschalten kann (siehe Kapitel B). In der Regel werden hier zwei Stunden nicht überschritten. Die vertraglich geregelten Sperrzeiten müssen nicht nur bei der Auslegung der Leistung der Wärmepumpe berücksichtigt werden, sondern erfordern auch eine Speichermöglichkeit für diese Zeiten. Bei im Estrich verlegten Fußbodenheizungen ist die Speichermasse normalerweise groß genug, um diese Zeiten zu überbrücken. Bei statischen Heizflächen oder trocken verlegten Flächenheizungen ist ein Pufferspeicher erforderlich. Es ist nicht nötig, diesen auf die gesamte maximale Energiemenge, die wäh-

rend der Sperrzeit im Gebäude benötigt wird, auszulegen. In Wohngebäuden hat sich bei maximal zwei Stunden Sperrzeit ein Wert von 60 l Pufferspeichervolumen pro kW Heizleistung bewährt.

$$V_{HP} = Q_{WP} \cdot V_{HP\ Sperr}$$

V_{HP} Volumen Heizwasser-Pufferspeicher in Liter
Q_{WP} Nennwärmeleistung der Wärmepumpe absolut in kW
$V_{HP\ Sperr}$ empfohlenes Mindestvolumen pro kW Heizleistung für maximal 2 Stunden Sperrzeit in Liter

Beispiel

Berechnung des notwendigen Volumens vom Heizwasser-Pufferspeicher für eine Wärmepumpe mit einer Leistung von 15 kW und maximal 2 Stunden Sperrzeit.

Q_{WP} = 15 kW
$V_{HP\ Sperr}$ = 60 l

V_{HP} = 15 kW · 60 l/kW

Der Heizwasser-Pufferspeicher hat ein Volumen von 900 l.

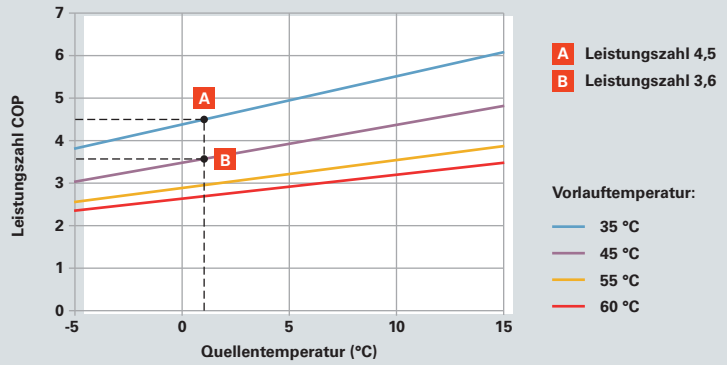
D.2.2.3 Wärmeabgabe

Bei der Anlagenplanung gilt der Grundsatz: Die Systemtemperaturen werden so niedrig wie möglich ausgelegt. Eine Absenkung der Vorlauftemperatur um 1 K kann den COP um bis zu 2,5 % verbessern. Daher erfordert die Auslegung der Heizfläche besondere Aufmerksamkeit – bei Inbetriebnahme und Einregulierung müssen die Heizkennlinien und somit die Vorlauftemperaturen optimal auf das System abgestimmt werden.

Um niedrige Temperaturen zu erreichen, können neben Flächenheizungen auch gebläseunterstützte Heizkörper eingesetzt werden. Die Spreizung sollte bei Flächenheizungen 7 K, bei Heizflächen 10 K und bei gebläseunterstützten Heizkörpern zwischen 5 und 10 K betragen. Im Neubau sind diese Werte in der Regel problemlos zu erzielen, da die einzubauenden Heizflächen neu bestimmt werden.

Auch in der Modernisierung sollte versucht werden, die Systemtemperaturen so niedrig wie möglich zu halten (siehe auch Kapitel D.1). Zwar können Wärmepumpen durchaus Vorlauftemperaturen von über 70 °C erzielen, diese sollten jedoch nur für die Trinkwassererwärmung verwendet werden. Systemtemperaturen über 55 °C sollten bei monovalent betriebenen Wärmepumpen vermieden werden. Im Gebäudebestand mit höheren Systemtemperaturen gibt es für die Planung der Wärmepumpenanlage unterschiedliche Ansätze. Findet die Modernisierung der Heizungsanlage im Zusammenhang mit einer größeren Sanierung auch der Gebäudehülle statt, ist es durchaus möglich, dass die vorhandenen Heizflächen den dann reduzierten Bedarf mit geringeren Vorlauftemperaturen decken können. Kann der Bedarf nicht oder nicht ausreichend gesenkt werden, müssen die Heizflächen für einen monovalenten Betrieb einer Wärmepumpe modernisiert oder ergänzt werden.

Abb. D.2.2–5 Vorlauftemperatur Heizkreis und Effizienz

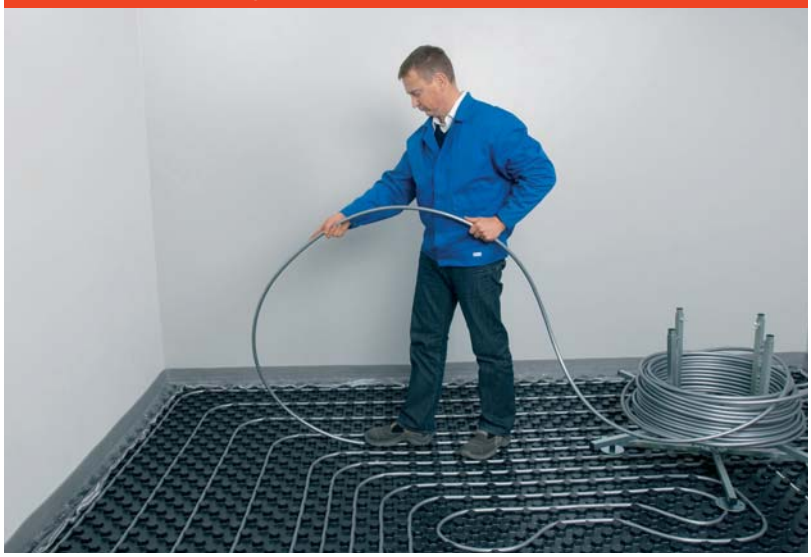


Bei gleicher Quellentemperatur sinkt die Leistungszahl bei höheren Vorlauftemperaturen im Heizkreis deutlich.

Flächenheizungen

Flächenheizungen sind wegen der erforderlichen niedrigen Temperaturen für Wärmepumpenheizungen besonders gut geeignet. Zum Einsatz kommen sie im Wesentlichen als Fußboden- und Wandheizungen. Darüber hinaus können komplette Bauteile – als sogenannte Bauteilaktivierung – erwärmt werden. Die relativ niedrigen Oberflächentemperaturen erzeugen mittels Strahlungswärme ein angenehmes Raumklima. Speziell für die Modernisierung wurden Fußbodenheizungssysteme mit extrem niedrigen Aufbauhöhen, die auf vorhandene Fußböden aufgebracht werden können, entwickelt.

Abb. D.2.2–6 Flächenheizungen



Eine Fußbodenheizung ermöglicht für die Wärmepumpe vorteilhaft niedrige Temperaturen im Heizkreis.

Gebläsekonvektor

Herkömmliche Heizkörper geben ihre Wärme mittels Strahlung und natürlicher Konvektion an den Raum ab. Bei Gebläsekonvektoren wird die Wärmeabgabe durch Konvektion mit Hilfe einer Zwangsumwälzung deutlich erhöht, wodurch sich wiederum die Vorlauftemperaturen deutlich absenken lassen. Die Zwangsumwälzung wird durch integrierte elektrisch betriebene Lüfter erzielt. Je nach Bauart können Gebläsekonvektoren sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen verwendet werden. Für den Kühlbetrieb ist eine Kondensatabführung erforderlich.

Abb. D.2.2–7 Tieftemperaturheizkörper

Auch Gebläsekonvektoren ermöglichen aufgrund der erhöhten Wärmeabgabe niedrige Vorlauftemperaturen.

D.2.3 Kühlung

Raumklimageräte können sehr unterschiedliche Ansprüche an das Raumklima erfüllen. Die wichtigste Aufgabe erfüllt ein solches Gerät, in dem es den sogenannten Behaglichkeitsbereich in Bezug auf Raumtemperatur und Luftfeuchtigkeit herstellt. Der Behaglichkeitsbereich beschreibt ein Raumklima, in dem sich der Mensch einerseits wohlfühlt und andererseits am leistungsfähigsten ist.

Bei der Raumklimatisierung muss beachtet werden, dass der Raumlufttemperatur-Sollwert in Abhängigkeit von der Außentemperatur eingestellt wird. Die Raumlufttemperatur sollte nicht mehr als 5 K unter der Außentemperatur liegen. Größere Temperaturdifferenzen können zu Problemen bei der Akklimatisierung führen. Das Raumklima wird von folgenden Faktoren beeinflusst: Raumlufttemperatur, Luftfeuchtigkeit, Luftbewegung, Oberflächentemperatur der Wände, Aktivitätsgrad und Art der Bekleidung der im Raum befindlichen Personen sowie Luftreinheit.

Abb. D.2.3–1 Raumklimatisierung

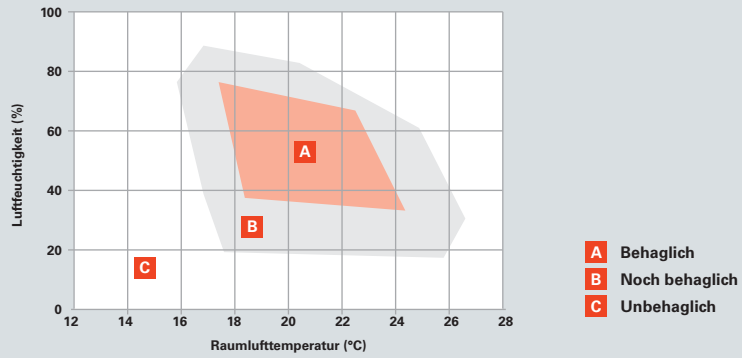


Abb. D.2.3–2 Kühllast

Erfahrungswerte für überschlägige Ermittlung der Kühllast für Mitteleuropa

Raumtyp	**Kühllast** bezogen auf Raumvolumen
Wohnräume	30 – 40 W/m³
Büroräume	50 W/m³
Verkaufsräume	50 – 60 W/m³
Glasanbauten	bis 200 W/m³

D.2.3.1 Grundlagen

Um die Raumluft in den Behaglichkeitsbereich zu bringen, erfolgt eine Kühlung und Entfeuchtung der Raumluft. Für Planung und Auslegung von Kühlsystemen müssen die Kühllast berechnet und der Taupunkt (siehe unten) berücksichtigt werden.

Kühllast

Mit Kühllast ist der Wärmestrom gemeint, der abgeführt werden muss, um den gewünschten Raumluftzustand aufrechtzuerhalten. Folgende Faktoren haben einen Einfluss auf die Kühllast:

- äußere Faktoren wie Sonneneinstrahlung und Transmission
- innere Faktoren wie Personen, Beleuchtung, elektrische Geräte
- gegebenenfalls Stoffströme (z. B. Außenluftanteile)

Die Berechnungsgrundlage für die Kühllast ist die EN ISO 13790, ein vereinfachtes Verfahren bietet die VDI 2067. Für eine überschlägige Berechnung gibt es einfache Rechenprogramme für Einzelräume (siehe Kapitel D.3.2).

Hierbei wird die Kühllast mittels geometrischer Angaben des Raumes, der Ausrichtung der Fensterflächen, einfacher bauphysikalischer Angaben und der Angabe der inneren Lasten ermittelt.

Für eine erste Abschätzung der Kühllast von Einzelräumen können auch Erfahrungswerte zugrunde gelegt werden.

Taupunkt

Als Taupunkttemperatur wird der Punkt bezeichnet, bei dessen Unterschreitung die Kondensation von Wasserdampf einsetzt. Im Taupunkt beträgt die relative Luftfeuchte 100 %. Ist die Oberflächentemperatur von Körpern niedriger als die Taupunkttemperatur der Umgebungsluft, kondensiert der Wasserdampf (Schwitzen).

In der Raumlufttechnik ist die Taupunkttemperatur von besonderer Bedeutung: Wird die Taupunkttemperatur an Kühlflächen unterschritten, fällt an diesen Flächen Kondenswasser an. Die Raumluft wird dadurch entfeuchtet.

D.2.3.2 Anlagentypen

Bei den Anlagentypen wird unterschieden, ob die Kühlung mit Einsatz von Antriebsenergie für den Verdichter erfolgt (Aktive Kühlung) oder nur die Primärquelle (Erdreich oder Wasser) genutzt wird (Natural Cooling).

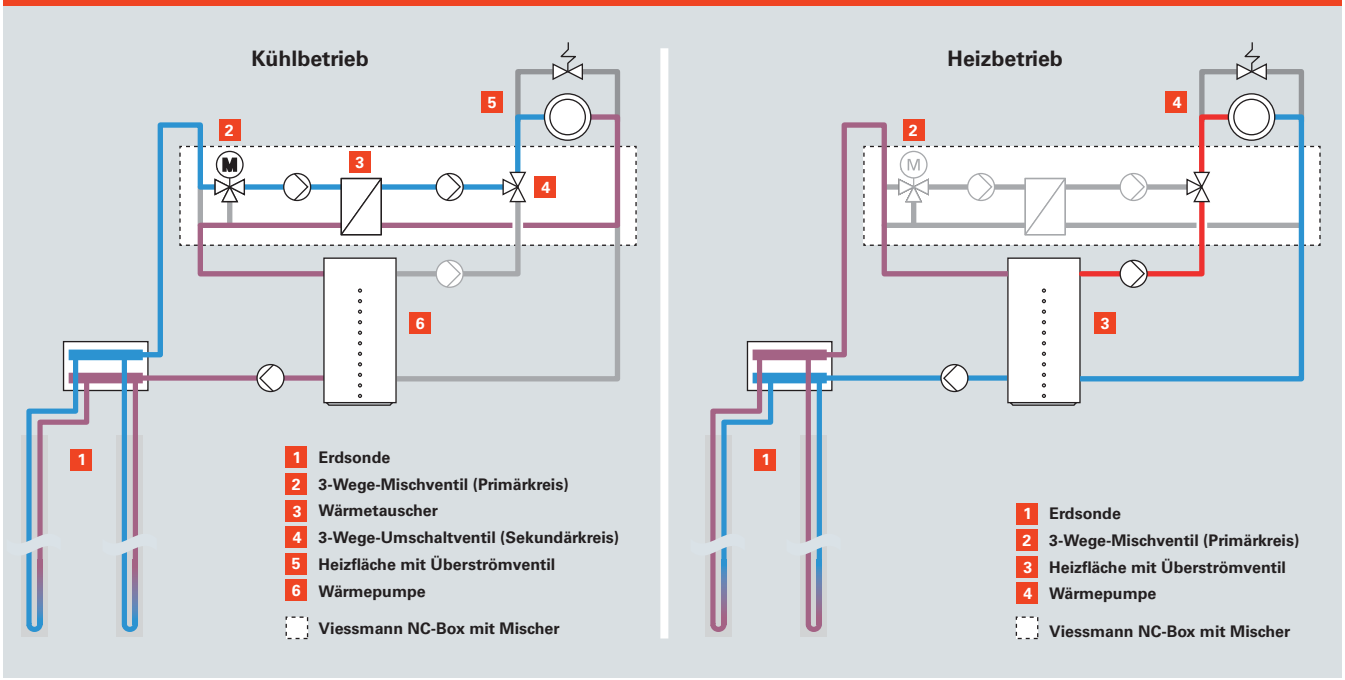
Passive Kühlung

Passive Kühlung wird auch Natural Cooling genannt. Dabei wird dem Raum Wärme entzogen und an die Primärquelle abgegeben. Der Verdichter der Wärmepumpe ist dabei nicht in Betrieb. Die Systemtrennung erfolgt über einen zusätzlichen Wärmetauscher.
Beim Natural Cooling mit Sole/Wasser-Maschinen ist das Kühlen sehr effizient, da hierfür lediglich zwei Umwälzpumpen betrieben werden müssen. Die Wärmepumpe wird beim Natural Cooling nur zur Trinkwassererwärmung eingeschaltet. Durch das erwärmte Wärmeträgermittel steigt die Primärtemperatur, was zu einer Verbesserung der Arbeitszahl während der Warmwasserbereitung führt. Bei Viessmann Wärmepumpen können für die Nutzung von Natural Cooling vorgefertigte Baugruppen eingesetzt werden.

Natural Cooling kann über folgende Systeme erfolgen:
- Fußbodenheizungen
- Ventilatorkonvektoren
- Kühldecken
- Betonkerntemperierung

Eine Entfeuchtung der Raumluft in Verbindung mit Natural Cooling ist nur mit Ventilatorkonvektoren möglich – dafür ist ein Kondenswasserablauf erforderlich. Bei der Kühlung über andere Heizflächen wird die Anlage so geregelt, dass Kondensation, also eine Taupunktunterschreitung an den Heizflächen, vermieden wird.

Abb. D.2.3–3 Passive Kühlung



Aktive Kühlung

Beim aktiven Kühlen (Active Cooling) im Wärmepumpenprozess ist der Verdichter in Betrieb. Dabei werden die Funktionen Verdampfer und Verflüssiger über ein Umschaltventil getauscht. Die Wärmepumpe kühlt das Gebäude mit der zur Verfügung stehenden Kälteleistung ab. Die dabei konstant zur Verfügung gestellte Kühlleistung ist von der Leistungsgröße der Wärmepumpe abhängig. Die Kühlleistung beim aktiven Kühlen ist deutlich höher als beim Natural Cooling.

Die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb kann entweder außerhalb der Wärmepumpe erfolgen oder über ein 4-Wege-Umschaltventil im Kältekreislauf.

Sole/Wasser-Maschinen
Bei Sole/Wasser-Maschinen erfolgt die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb in der Regel durch die hydraulische Peripherie. Bei der aktiven Kühlung nimmt der Kältekreis seine Arbeit auf – jedoch nicht zum Heizen. Eine interne Steuerung dreht die Funktionalität der Aus- und Eingänge um und führt nun aktiv Wärme aus dem Gebäude an die Erdsonde ab. Im Heizkreislauf selbst fließt nun gekühltes Heizwasser. Die so aus den Räumen abgeführte Wärme kann auch direkt, zum Beispiel für die Trinkwassererwärmung oder zum Heizen eines Schwimmbades, genutzt werden.

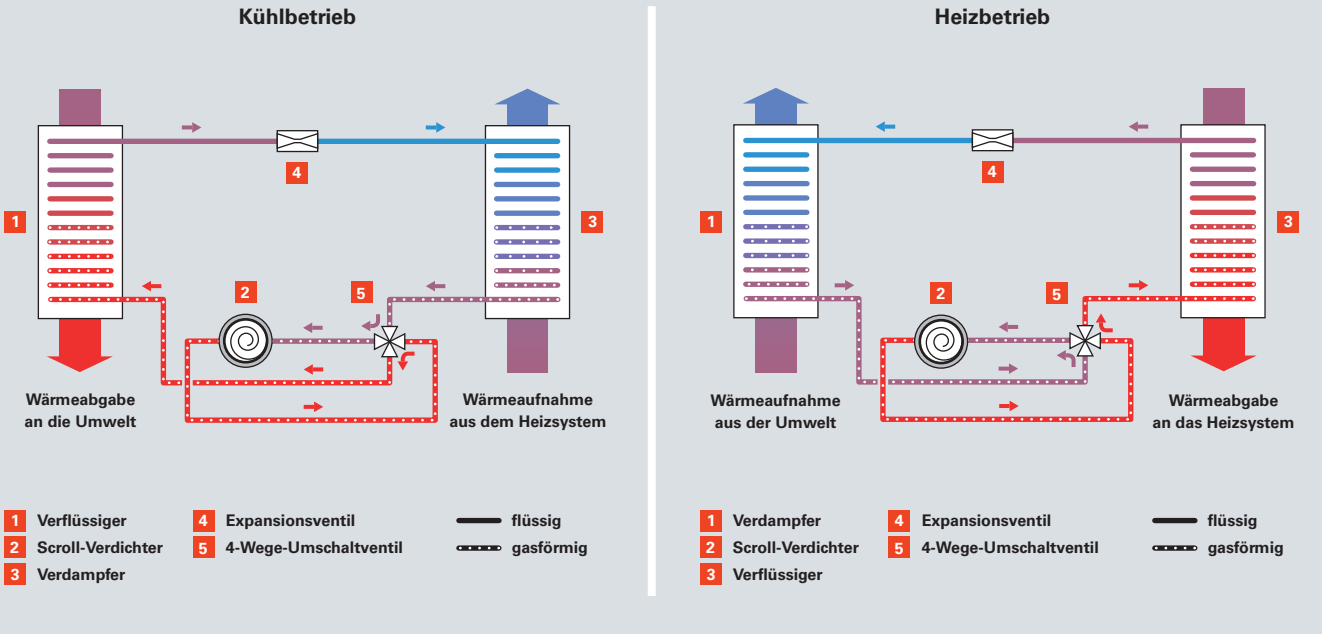
Luft/Wasser-Maschinen
Bei Luft/Wasser-Maschinen erfolgt die Umschaltung zwischen Heiz-und Kühlbetrieb durch ein 4-Wege-Umschaltventil im Kältekreislauf. Der Verdichter arbeitet unverändert, das Ventil dreht die Flussrichtung des Kältemittels um.

Im Heizbetrieb übernimmt der Luft-Kältemittel-Wärmetauscher die Rolle des Verdampfers und der Kältemittel-Wasser-Wärmetauscher die des Verflüssigers. Im Kühlbetrieb kehrt das 4-Wege-Ventil die Funktion dieser beiden Wärmetauscher um – der Luft-Kältemittel-Wärmetauscher wird zum Verflüssiger und der Kältemittel-Wasser-Wärmetauscher wird zum Verdampfer. Dadurch wird das durchströmende Heizkreiswasser abgekühlt.

Hinweis

Im Kühlbetrieb wird Wärme an die Erdkollektoren oder Sonden abgegeben. Es wird immer wieder diskutiert, ob diese Wärme für den Heizbetrieb im Erdreich „verwahrt" werden kann, um damit den COP der Maschine zu verbessern oder sogar die Erschließungskosten für die Anlage (geringere Sondenlängen) reduzieren zu können. Dies ist bei kleinen Anlagen nicht möglich – lediglich bei sehr großen Sondenfeldern kann eine Regeneration über den Kühlbetrieb sinnvoll sein. Dafür ist aber immer eine geologische Beurteilung notwendig.

Abb. D.2.3–4 Aktive Kühlung



D.2.3.3 Kälteabgabe

Die Kälte kann über verschiedene Systeme an den Raum abgegeben werden. Bei Planung und Auswahl der Systeme müssen die baulichen Gegebenheiten (Fußbodenheizung) sowie die gewünschten Anforderungen an den Raumluftzustand (Entfeuchtung, Raumlufttemperatur) berücksichtigt werden.

Flächenkühlung

Bei der Flächenkühlung werden die Raumumschließungsflächen (Decken, Fußboden oder Wände) gekühlt. Systeme, die hier eingesetzt werden, sind Kühldecken, Betonkernaktivierung oder Kühlung über die Fußbodenheizung. Bei allen Flächenkühlsystemen darf die Taupunkttemperatur auf den Oberflächen nicht unterschritten werden, damit es nicht zur Kondensatbildung kommt. Eine Entfeuchtung der Raumluft ist mit Flächenkühlsystemen nicht möglich und muss, wenn gewünscht, über zusätzliche Systeme erfolgen.

Wird die Raumluft nicht entfeuchtet, erhöht sich die relative Luftfeuchte bei sinkender Raumtemperatur – was zu einer Beeinträchtigung der Behaglichkeit führen kann.

Flächenkühlsysteme werden auch als „Stille Kühlung“ bezeichnet, weil sie vielfach ohne Gebläseunterstützung ausgeführt werden. Mittlerweile gibt es aber auch Systeme mit Gebläseunterstützung, mit deren Hilfe eine höhere Kühlleistung möglich ist.

In kleineren Gebäuden wird die Fußbodenheizung häufig als Kühlsystem eingesetzt. Dabei wird kaltes Wasser durch die Fußbodenheizungsrohre gepumpt, sodass sich der Fußboden abkühlt und den Raum dadurch temperiert. Bei diesem System können bis zu 25 W/m² übertragen werden – das entspricht je nach Kühlfall ca. einem Viertel bis der Hälfte der gesamten Kühllast.

Kühlung über Gebläsekonvektoren

Um einen größeren Behaglichkeitsgewinn zu erzielen, besteht bei der Kühlung über Gebläsekonvektoren die Möglichkeit, die Raumluft zu kühlen und zu entfeuchten. In den Gebläsekonvektor strömt kaltes Wasser mit einer Temperatur unterhalb des Taupunktes ein und wird durch einen Rippenrohrwärmetauscher geführt. Über diesen Wärmetauscher wird Raumluft mit Hilfe eines Lüfters geleitet. Die Raumluft kühlt sich dadurch ab, das durchströmende Wasser wird erwärmt. An der Oberfläche des Wärmetauschers entsteht Kondensat, welches über die Kondensatwanne abgeführt werden muss. Wichtig: Die Anschlussleitungen zum Gebläsekonvektor müssen dampfdiffusionsdicht gedämmt werden, damit an ihnen kein Kondensat entsteht.

Gebläsekonvektoren können in 2-Leiter- oder 4-Leiter-Versionen ausgeführt sein. Im 2-Leitersystem strömt im Kühlfall kaltes Wasser, im Heizfall warmes Wasser durch den gleichen Wärmetauscher. Im 4-Leitersystem besitzt der Gebläsekonvektor zwei separate Wärmetauscher – je einen für kaltes Wasser im Kühlfall und einen für warmes Wasser im Heizfall.

Bei der Dimensionierung von Gebläsekonvektoren spielen die gewünschte Raumtemperatur und die Kaltwassereintrittstemperatur eine große Rolle. Je größer die Differenz zwischen diesen beiden Temperaturen, desto mehr Kälteleistung gibt der Gebläsekonvektor ab. Umgekehrt gilt: Bei großer Differenz zwischen Kaltwassereintritts- und Raumtemperatur kann meist ein kleineres Gerät eingesetzt werden.

Kühlung über Lüftung

Eine Kühlung über Lüftungsanlagen ist ebenfalls möglich. Allerdings ist die erzielbare Kühlleistung für einen Raum durch die Einblastemperatur in den Raum begrenzt. Die Einblastemperatur in den Raum sollte 14 °C nicht unterschreiten, um unangenehme Zugerscheinungen zu vermeiden. Damit können ca. 5 W Kühlleistung pro 1 m³/h eingebrachtem Luftvolumenstrom abgeführt werden.

Bei dieser Anwendungsform befindet sich im Lüftungsgerät ein Kühlregister, das die durchströmende Luft abkühlt. Wird eine Entfeuchtung der Umluft gewünscht, befindet sich die Oberflächentemperatur des Kühlregisters unterhalb des Taupunktes – dadurch kondensiert Wasser aus der durchströmenden Luft. Bei dieser Anwendung sind zusätzlich ein Tropfenabscheider und gegebenenfalls ein Nachheizregister im Lüftungszentralgerät erforderlich. Außerdem bestehen erhöhte hygienische Anforderungen an die Wartung der Geräte.

Bei Lüftungsgeräten für die kontrollierte Wohnraumlüftung wird deshalb auf die Entfeuchtungsfunktion verzichtet.

Leistungsermittlung und Planungshilfen

Die erforderliche Leistung einer Wärmepumpenanlage wird auf die gleiche Weise ermittelt wie bei jedem anderen Wärmeerzeuger auch. Im monovalenten oder monoenergetischen Betrieb muss die Wärmepumpe als alleiniger Wärmeerzeuger nach DIN EN 12831 ausgelegt werden.

Eine Besonderheit bei der Auslegung von Wärmepumpenanlagen ist die Berücksichtigung von Sperrzeiten, die im Zuge von Sonderstromtarifen auftreten.

Zur Leistungsermittlung stellt Viessmann den Marktpartnern ein Auslegungsprogramm zur Verfügung, das neben der Wärmepumpe auch den dazu passenden Warmwasserspeicher berechnet.

Als weitere Hilfsmittel für die Planung stehen der Viessmann Wärmepumpen-Systemdimensionierer und der Viessmann Schemenbrowser zur Verfügung. So können Schritt für Schritt effiziente Wärmepumpenanlagen sicher geplant werden.

D.3.1 Bestimmung der Wärmepumpenleistung

Wie der Warmwasserbedarf errechnet wird und welche Anforderungen in Bezug auf die Wärmeabgabe an die zu beheizenden Räume bestehen, wurde bereits in Kapitel D.2 beschrieben.

Um nun die erforderliche Leistung der Wärmepumpe ermitteln zu können, müssen zusätzlich zur Heizlast und zum Warmwasserbedarf eventuelle Sperrzeiten seitens des Energieversorgers berücksichtigt werden.

Bei Sonderstromtarifen für Wärmepumpen hat der Energieversorger das Recht, bis zu dreimal 2 Stunden die Stromversorgung zu unterbrechen – diese Fehlzeiten müssen in die Tagesbilanz des Gebäudes einkalkuliert werden.

Die Größe der Wärmepumpe bei monovalenten Anlagen wird in zwei Schritten ermittelt:

1. Schritt: Tageswärmebedarf im Auslegungszustand bestimmen
2. Schritt: Tageswärmebedarf durch die Anzahl der tatsächlich möglichen Heizstunden teilen

Beispiel

Die Heizlast des Gebäudes beträgt 12 kW.
Die Sperrzeiten umfassen dreimal 2 Stunden.

Tatsächlich mögliche Heizstunden:
24 h – 6 h Sperrzeit = 18 h

Tageswärmebedarf des Gebäudes:
12 kW · 24 h = 288 kWh

Heizleistung der Wärmepumpe:
288 kWh / 18 h = 16 kW

Die Warmwasserbereitung wird bei der Auslegung der Wärmepumpe als Zuschlag nur berücksichtigt, wenn die erforderliche Leistung für die Trinkwassererwärmung während der Aufheizzeiten (siehe Kapitel D.2.1) höher als 20 % der Heizlast ist.

Beispiel

Die Heizlast des Gebäudes beträgt 12 kW. Die Leistung für die Warmwasserbereitung beträgt 2 kW.

20 % der Heizlast sind 12 kW · 0,2 = 2,4 kW

2 kW < 2,4 kW

Es ist kein Zuschlag die Warmwasserbereitung erforderlich.

Hinweis

Bei den in Deutschland herrschenden klimatischen Bedingungen hat es sich in der Praxis bewährt, bei Sperrzeiten bis zu 2 Stunden pro Tag keine Zuschläge auf die Leistung der Wärmepumpe vorzunehmen, sie also nur auf Basis der Heizlast des Gebäudes auszulegen.
Damit ist es zwar theoretisch möglich, dass nicht alle Räume des Gebäudes durchgehend auf Zieltemperatur gehalten werden können, bei üblichem Heizbetrieb in Wohngebäuden ist dies jedoch sehr unwahrscheinlich.

D.3.2 Auslegungshilfen für Wärmepumpenanlagen

Abb. D.3.2–1 Viessmann Wärmepumpenauslegungsprogramm

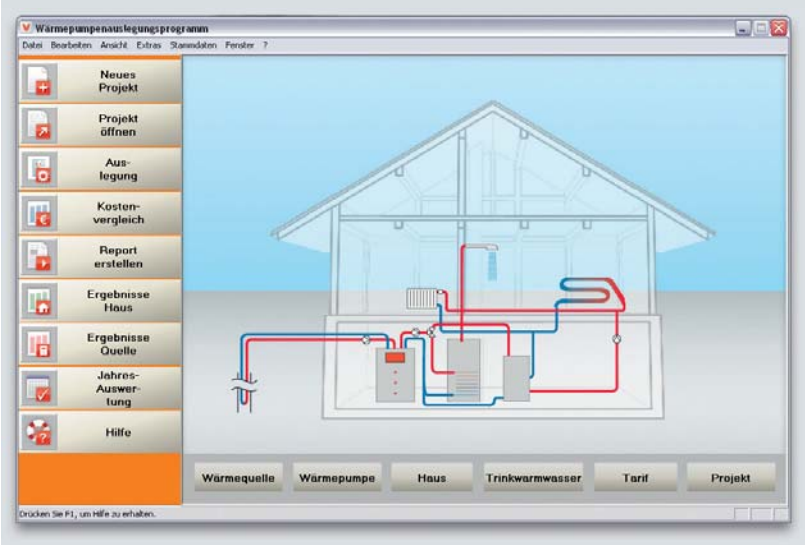
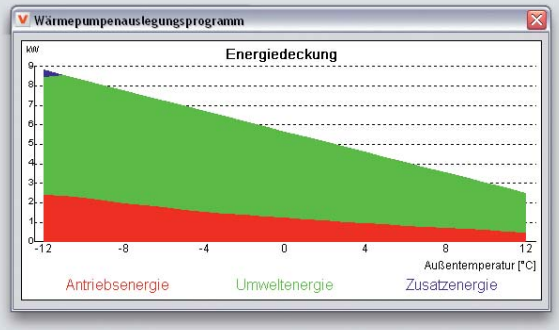


Abb. D.3.2–2 Beispiel Wärmepumpenauslegungsprogramm



Wärmepumpenauslegungsprogramm

Mit dem Wärmepumpenauslegungsprogramm können Wärmepumpensysteme rechnerisch simuliert und ausgelegt werden. Die Ermittlung der notwendigen Leistung erfolgt bei Bestandsgebäuden auf der Grundlage von Verbrauchswerten und bei Neubauten auf der Basis von Heizlastberechnungen. Das Programm gibt dann die passende Wärmepumpe und den dazugehörigen Warmwasserspeicher aus.

Das Ergebnis kann mithilfe einer Energiekostenbetrachtung mit anderen Heizsystemen verglichen werden. Darüber hinaus ist es möglich, eine Wirtschaftlichkeitsberechnung vorzunehmen.

Neben der Berechnung der Jahresarbeitszahl nach VDI 4650 erfolgt auch eine Berechnung des Anteils der erneuerbaren Energien an der Gesamtwärmebereitstellung. Dieser Wert kann in EnEV-Berechnungen übernommen werden oder als Nachweis zur Erfüllung gesetzlicher Vorgaben dienen.

Einige Ergebnisse der Wärmepumpenauslegung werden im Programm auch grafisch dargestellt und können so gezielt in der Kundenberatung eingesetzt werden.

Das Programm steht Viessmann Marktpartnern zur Verfügung, Lizenzen sind bei allen Außendienstmitarbeitern erhältlich.

Wärmepumpen-Systemdimensionierer

Der Wärmepumpen-Systemdimensionierer ist ein einfaches Hilfsmittel zur Bestimmung der Rohrdimensionierung, zur Speicherauswahl und zur Schallbewertung.

Die Dimensionierung der Rohrleitung erfolgt auf der Grundlage der vorgegebenen Temperaturdifferenzen von 5 K bis maximal 10 K im Sekundärkreis (siehe Kapitel D.2). Der zu erwartende Druckverlust kann ebenfalls errechnet werden. Damit ist der Systemdimensionierer auch eine schnelle Kalkulationshilfe für die Systemeinbindung durch den Handwerksbetrieb.

Mit dem Systemdimensionierer lässt sich der Schalldruckpegel (siehe Kapitel C.3.3) in Abhängigkeit von der Entfernung zum Aufstellort ermitteln. Es können also relativ schnell Aussagen über die zu erwartenden Schall-Emissionen, insbesondere bei Luftmaschinen, getroffen werden.

Der Systemdimensionierer steht als Programm online zur Verfügung oder ist als Kunststoffschieber über den Viessmann Außendienst erhältlich.

Abb. D.3.2–3 Viessmann Wärmepumpen-Systemdimensionierer

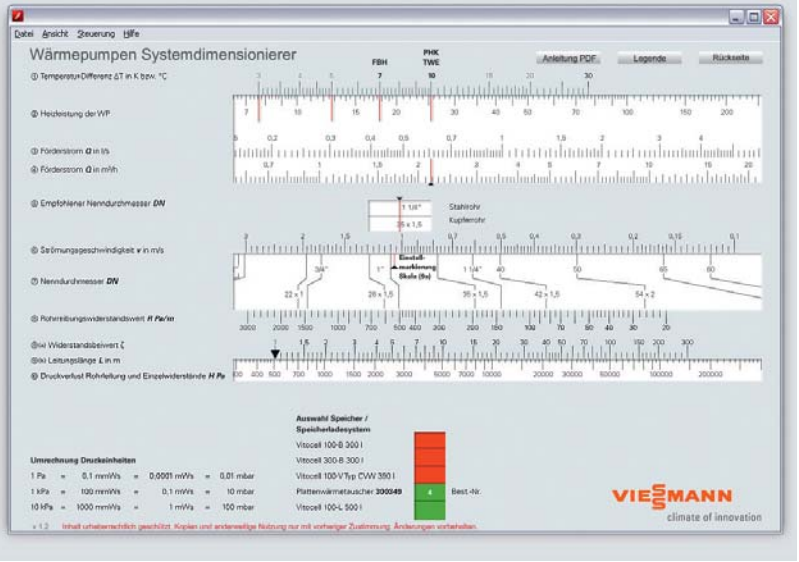


Abb. D.3.2–4 Beispiel Wärmepumpen-Systemdimensionierer

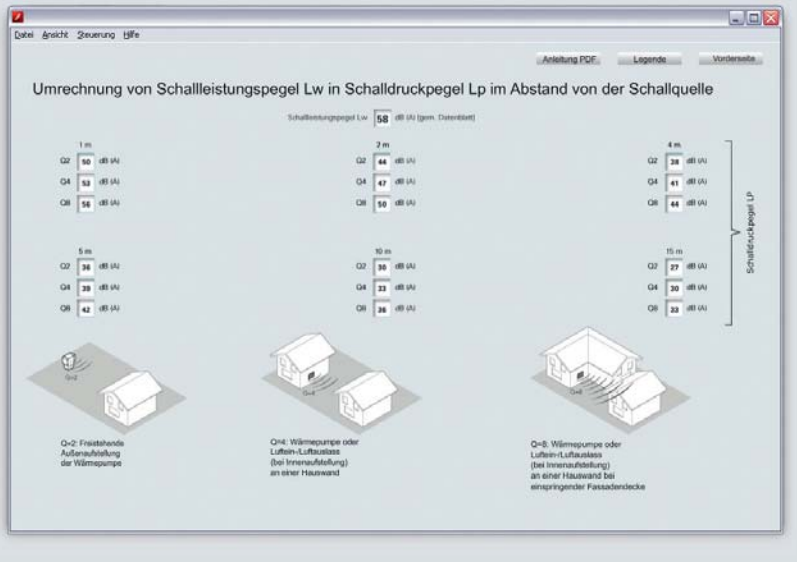
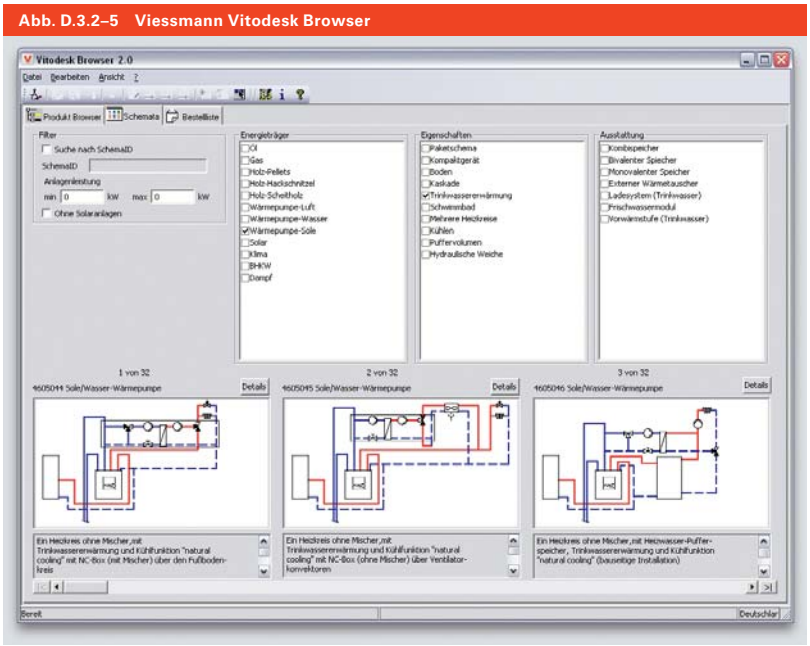


Abb. D.3.2–5 Viessmann Vitodesk Browser



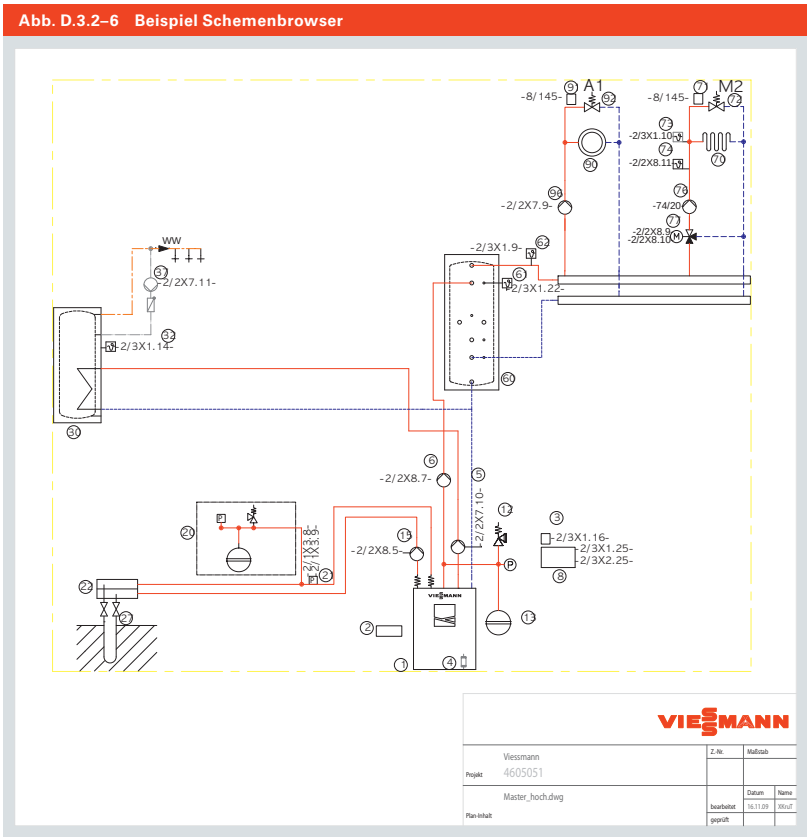
Vitodesk Browser

Der Viessmann Schemenbrowser bietet für alle Wärmeerzeuger und für die häufigsten Kombinationen von Wärmeerzeugern komplette Hydraulikschemen, Verdrahtungspläne und Funktionsbeschreibungen. Die einfache Bedienerführung ermöglicht es in wenigen Schritten, das passende Hydraulikschema zu finden. Die Schemen werden als bearbeitbare dwg-Dateien oder als pdf-Dateien zur Verfügung gestellt.

In den Hydraulikschemen sind alle Hauptkomponenten des Systems dargestellt. Es müssen projektbezogen lediglich Absperr-, Entlüftungs- oder Sicherheitseinrichtungen eingeplant werden. Die Schemen sind in der Regel dimensionslos, d. h. sie berücksichtigen dann keine Leistungsgrenzen einzelner Produkte.

Daher ist bei der Auswahl zu prüfen, ob alle Komponenten für die gewünschten Leistungen geeignet sind, zum Beispiel Speicher mit internen Wärmetauschern. Unter Umständen muss ein anderes Schema ausgewählt werden, beispielsweise mit einem Speicherladesystem.

Abb. D.3.2–6 Beispiel Schemenbrowser



Alle Aktoren und Sensoren sind in den Schemen eindeutig mit den Bezeichnungen der Anschlussklemmen im Regler gekennzeichnet.

Anhang

Ergänzend zu den planungsrelevanten technischen Informationen werden im Anhang Hinweise gegeben, die für die praktische Umsetzung nützlich und sinnvoll sind.

In Form einer kurzen Übersicht werden die wichtigsten und notwendigen Schritte einer erfolgreichen Planung und Installation aufgezeigt. Dazu werden die Punkte zusammengefasst, die bei der Planung auf jeden Fall berücksichtigt werden müssen.

Um den Anforderungen und Erwartungen an die Wärmepumpe gerecht zu werden, ist eine regelmäßige Inspektion und Optimierung empfehlenswert. Die Hinweise zur Inspektion und Optimierung zeigen, worauf es ankommt.

Im Stichwortverzeichnis sind noch mal alle wesentlichen Begriffe aufgeführt, die dieses Buch zu einem nützlichen Nachschlagewerk im beruflichen Alltag machen.

124 Der Weg zur effizienten Wärmepumpenanlage

130 Hinweise zu Inspektion und Optimierung

132 Stichwortverzeichnis

Der Weg zur effizienten Wärmepumpenanlage

Die kompetente Beantwortung aller wirtschaftlichen Fragen, die sich im Zusammenhang mit der Planung einer Solaranlage stellen, ist für die Realisierung häufig ebenso wichtig wie die technischen Aspekte.

1. Bestandsaufnahme und Kundenberatung

Die Entscheidung für eine Wärmepumpenanlage erfordert eine kompetente und ausführliche Beratung – dieses gilt insbesondere in der Modernisierung. Die notwendige Investition für eine Wärmepumpenanlage ist in der Regel höher als bei Modernisierungen mit konventionellen Wärmeerzeugern, entsprechend hoch sind erfahrungsgemäß auch die Erwartungen potenzieller Investoren an Ökologie und Wirtschaftlichkeit der geplanten Anlage. In einem Beratungsgespräch muss daher ausreichend Zeit eingeplant sein, um diese Erwartungen ausführlich besprechen und dabei auch die Grenzen der Technologie benennen zu können. Wärmepumpen sind Wärmeerzeuger, deren Einspareffekt in hohem Maße von den Betriebsbedingungen abhängig ist. Je früher und genauer ein Interessent die relevanten Rahmenbedingungen seiner Investition kennt, desto eher lassen sich enttäuschte Erwartungen vermeiden.

Um diese Beratung seriös durchführen zu können, bedarf es bei der Modernisierung einer umfassenden Bestandsaufnahme des vorhandenen Gebäudes. Dazu gehört neben den baulichen Gegebenheiten auch das installierte Heizsystem. Hierbei müssen insbesondere die vorhandenen Heizflächengrößen, die Vorlauftemperaturen und Rohrdimensionen beachtet werden. Mithilfe der durchschnittlichen Jahresenergieverbräuche und des Wärmepumpenauslegungsprogramms kann man sich einen ersten Überblick über sinnvolle Systemvarianten, die zu erwartenden Kosten und die möglichen Einsparungen verschaffen.

Detaillierte Informationen zur Wirtschaftlichkeitsberechung sind in Kapitel B.3 zu finden.

2. Berechnung der Heizlast

Die Anlagenplanung beginnt mit der Ermittlung der Heizlast, sie ist sowohl für den Neubau als auch in der Modernisierung für eine optimale Auslegung des Wärmepumpensystems zwingend erforderlich.

Die Grundlage für die Heizlastermittlung bildet die DIN EN 12831, das Ergebnis dieser Ermittlung ist die maximale Wärmelast des Gebäudes, die durch die Heizleistung des Wärmeerzeugers gedeckt werden muss.

Ein Herleiten der Heizlast aus dem EnEV-Energieausweis (EnEV Nachweis) des Gebäudes ist nicht möglich.

Im Energieausweis wird unter anderem der Endenergiebedarf ausgewiesen. Dieser kann mit den Ergebnissen der Sondenplanung bei der Wärmepumpenauslegung abgeglichen werden.

Im Neubau, bei dem ja keine Referenzverbräuche aus den Vorjahren bekannt sind, dient der Endenergiebedarf aus dem Energieausweis als Planungsgrundlage. Damit kann bei der Planung von erdgekoppelten Wärmepumpen sowohl die Entzugsleistung als auch die zu entziehende Wärmemenge bestimmt werden.

3. Festlegung der Systemtemperatur im Heizkreis

Je niedriger die Systemtemperatur, desto effizienter ist die Heizungsanlage. Jede Steigerung der Vorlauftemperatur um 1 K verschlechtert den COP der Wärmepumpe um 2,5 %.

Wird eine Wärmepumpenanlage im Neubau geplant, werden in der Regel Flächenheizsysteme eingesetzt, um möglichst tiefe Systemtemperaturen und somit eine hohe Energieeffizienz zu erreichen.

Bestehende statische Heizflächen haben einen schlechteren COP und damit auch eine schlechtere Jahresarbeitszahl zur Folge, da ihre Vorlauftemperaturen höher sind als bei Flächenheizungen. Um in der Modernisierung die maximal mögliche Effizienz zu erreichen, sind folgende Maßnahmen notwendig, um die Vorlauftemperaturen im Heizsystem zuverlässig unter 55 °C zu halten:

- Generell sollten die Heizflächen nachgerechnet werden.
- Der Vorlauftemperaturbedarf der einzelnen Heizflächen muss ausgeglichen sein.
- Einzelne Heizflächen mit hohen Temperaturanforderungen müssen ausgetauscht oder ergänzt werden.

Bestandteil des Angebotes in einer Modernisierung sollten auf jeden Fall eine Heizkreisberechnung und ein hydraulischer Abgleich sein.

Die Kenntnis der Heizlast, des Jahresenergiebedarfs und der Systemtemperaturen sind unverzichtbare Grundlage für die weiteren Planungsschritte.

4. Überprüfung und Festlegung der Wärmequelle

Vor der Festlegung der Wärmequelle müssen deren spezifische Rahmenbedingungen projektbezogen überprüft werden.

Luft
Die Möglichkeit des Einsatzes einer Luft/Wasser-Wärmepumpe ist vom Aufstellort abhängig. Die Anforderungen der TA Lärm müssen eingehalten werden, um Geräuschbelästigungen zu vermeiden.

Bei innenaufgestellten Wärmepumpen muss der Standort so gewählt werden, dass mit einem möglichst kurzen Kanalsystem die ausreichende Luftmenge bereitgestellt werden kann.

Sole
Grundlage der Planung bei erdgekoppelten Anlagen sind Entzugsleistung und zu entziehende Wärmemenge. Hier ist die sachkundige Unterstützung erfahrener Bohrunternehmen oder der Viessmann Abteilung Geothermie erforderlich. Die Primärquelle Erdreich muss gerechnet und darf nicht geschätzt werden.

Der Abstand zwischen Sondenanlage oder Erdkollektor zur Wärmepumpe muss ermittelt werden. Je größer die Entfernung, desto höher ist die erforderliche Pumpenleistung der Solepumpe.

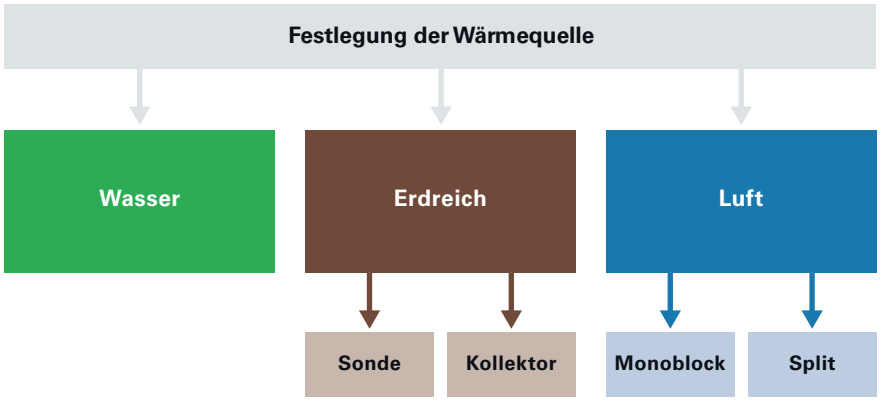
Bei Sondenanlagen ist eine Genehmigung von der unteren Wasserbehörde (in der Regel bei Bohrungen bis 100 m) oder dem Bergbauamt notwendig. Es ist zu prüfen, ob eventuell vorhandene Auflagen auch eingehalten werden können.

Da die Erschließung von Erdwärme schweres Gerät erfordert, muss im Zuge der Planung geprüft werden, ob ausreichend Platz vorhanden und die Zugänglichkeit gewährleistet ist.

Wasser
Für die Nutzung von Grundwasser als Wärmequelle muss geprüft werden, ob dieses in ausreichender Menge und Qualität vorhanden ist. Bei Einfamilienhäusern sollte die Tiefe des Grundwassers oberhalb von 15 m liegen, um den notwendigen Einsatz von Strom für die Brunnenpumpe in vertretbaren Grenzen zu halten.

Detaillierte Informationen zur Auswahl der Wärmequelle sind in Kapitel C zu finden.

Auswahl der Wärmequelle



5. Festlegung der Warmwasserbereitung

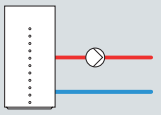
Ausschlaggebend für die Festlegung der Art der Warmwasserbereitung ist im Wesentlichen der Bedarf. Im Wohnbereich wird die Systementscheidung durch Zapfmenge, Zapfspitze und hygienische Vorschriften bestimmt. Die häufigsten Fehler werden vermieden, wenn die jeweiligen Wärmetauscherflächen korrekt auf die Spreizung und Leistung der Wärmepumpe abgestimmt werden.

Bei Nutzgebäuden, zum Beispiel Bürogebäuden, muss sorgfältig geprüft werden, ob sich der Einbau einer zentralen Warmwasserbereitung lohnt. Bei geringem Bedarf sollte keine Speicherung des Trinkwarmwassers vorgenommen werden, da die Speicher- und Zirkulationsverluste zu unnötigen Ladezyklen des Speichers führen. Berücksichtigt man den vergleichsweise schlechten COP von Wärmepumpen bei der Warmwasserbereitung, kann in solchen Fällen ein dezentrales elektrisches System die effizientere Lösung sein.

Detaillierte Informationen zur Warmwasserbereitung sind in Kapitel D.2 zu finden.

6. Anlagenplanung

Wichtige Punkte bei der Anlagenplanung auf einen Blick

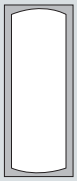


Inhalt der Vor- und Rücklaufleitungen bei Anlagen ohne Pufferspeicher

mind. 3 l / kW

Wärmetauscherfläche des Speicher-Wassererwärmers

mind. 0,25 m² / kW



Pufferspeichervolumen

20 l/kW (Laufzeitoptimierung)
60 l/kW (Überbrückung Sperrzeiten)

Liegen Leistung und Art der Primärquelle fest, sind die Systemtemperaturen ausschlaggebend für die Entscheidung zu einer mono- oder bivalenten Betriebsweise. Da ein bivalenter Betrieb entweder zusätzliche Investitionen bedeutet oder (bei elektrischer Zusatzheizung) die Effizienz negativ beeinflusst, kann die Entscheidung nur auf Grundlage einer Anlagensimulation erfolgen.

Der Bivalenzpunkt sollte zwischen –3 °C und –7 °C liegen. Bei monoenergetischen Anlagen sollte der Anteil direkt elektrischer Zusatzheizung so gering wie möglich ausfallen, d. h. der Bivalenzpunkt sollte so niedrig wie möglich liegen.

Sämtliche anderen Rohrnetzplanungen folgen den gleichen Regeln wie bei dem Einsatz konventioneller Wärmeerzeuger. Das gilt auch für die Erstellung einer umfassenden Dokumentation.

7. Installation und Inbetriebnahme

Sofern keine Arbeiten am Kältekreis erforderlich sind, entsprechen die Anforderungen an die handwerkliche Ausführung bei der Installation einer Wärmepumpe den Anforderungen bei der Installation anderer Wärmeerzeuger.

Für die Installation von Kälteleitungen ist bei Split-Wärmepumpen sachkundiges Personal gemäß KlimaChem.VO (Verordnung zum Schutz des Klimas vor Veränderungen durch den Eintrag bestimmter fluorierter Treibhausgase) erforderlich. Viessmann bietet entsprechende Sachkundelehrgänge an.

Die Effizienz der Anlage beweist sich im täglichen Betrieb. Daher ist eine Inbetriebnahme mit Funktionskontrolle aller projektierten Eigenschaften zwingend notwendig:

- Hydraulischer Abgleich der Primär- und Sekundärkreise mit Überprüfung der geplanten Volumenströme
- Überprüfung der ausgelegten Warmwassertemperatur
- Einstellung der Heizkennlinien gemäß ausgelegter Systemtemperatur
- Einstellung der Reglungsparameter der vorhandenen Hydraulik
- Überprüfung der Betriebsmittel wie z. B. Solekonzentration bei Sole/Wasser WP

8. Einweisung

Moderne Wärmepumpen sind sicher im Betrieb und von den Bedienungsmöglichkeiten her nicht schwerer zu verstehen als Anlagen mit konventionellen Wärmeerzeugern.

Ein möglichst effizienter Betrieb erfordert aber eine Nutzung, die besonders hinsichtlich der Systemtemperaturen ein gewisses Verständnis und eine entsprechende Sorgfalt erfordert. Die Änderungen einzelner Betriebsparameter können Konsequenzen auf die Effizienz haben – dieses muss dem Nutzer der Anlage verständlich dargelegt werden. Es ist sinnvoll, Parameter wie Solltemperaturen oder Sperrzeiten am Regler bei der Einweisung mit dem Nutzer gemeinsam einzustellen.

Der Zusammenhang zu den weiteren Komponenten im Heizsystem muss erläutert werden. Dazu gehört, dass zur Aufrechterhaltung eines effizienten Betriebs

- die Regelung des gesamten Systems bei bivalenten Anlagen über die Wärmepumpenreglung erfolgt,
- Raumregler, auch Thermostate, untergeordnet zu bedienen sind,
- Warmwasserschaltzeiten möglichst verbrauchsabhängig eingestellt werden.

Hinweise zu Inspektion und Optimierung

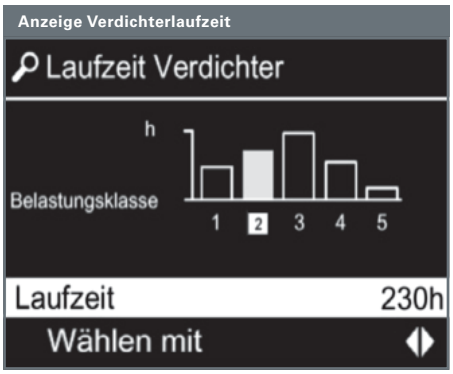
Zur Sicherung der Effizienz der Wärmepumpenanlage gehört neben einer regelmäßigen Wartung auch die Überprüfung des Anlagenverhaltens. Dabei können Hinweise zur Optimierung der Anlage gefunden und umgesetzt werden.

Die Anforderungen an Inspektion und Wartung sind bei Wärmepumpenanlagen grundsätzlich vergleichbar mit denen bei konventionellen Wärmeerzeugern, sofern die Menge Kältemittel in der gesamten Anlage 3 kg nicht überschreitet.

Nach jeder Heizperiode sollte die Anlage durch den Fachhandwerker inspiziert und, wenn möglich, optimiert werden. Bei Neubauten ist diese Optimierung zwingend erforderlich, da hier im Erstellungsjahr aufgrund von Baufeuchtigkeit ein erhöhter Energiebedarf besteht.

Bei erdgekoppelten Wärmepumpen muss während der Bautrocknungsphase der Entzug von Wärmeenergie regelmäßig kontrolliert werden. Wird die entzogene Wärmemenge zu groß, sinkt die Quellentemperatur auf kritische Werte ab und die Sondenanlage kann Schaden nehmen. Ist der Energieaufwand für die Bautrocknung zu hoch, muss für diesen Zusatzbedarf ein zweiter Wärmeerzeuger eingekoppelt werden.

Als Hilfsmittel zur Inspektion und Optimierung bieten Viessmann Wärmepumpenregler ein Betriebstagebuch, in dem Energiebilanzen und Belastungsklassen aufgezeichnet werden.



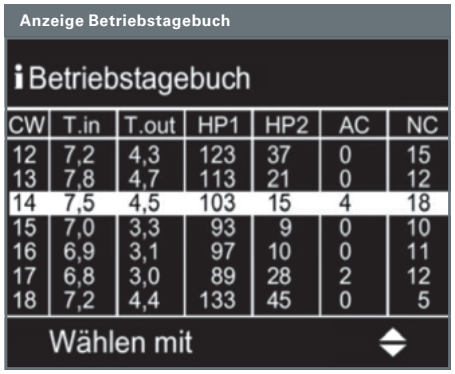
Die Zuordnung von Betriebsstunden zu Belastungsklassen lassen Rückschlüsse darauf zu, welche Temperaturniveaus sich im Gebäude tatsächlich eingestellt haben und ob unter Umständen noch Optimierungspotenziale bestehen. Die Betriebsstunden können für jede Belastungsklasse einzeln abgefragt werden.

Die Klassen bilden die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur (ΔT V/K) ab.

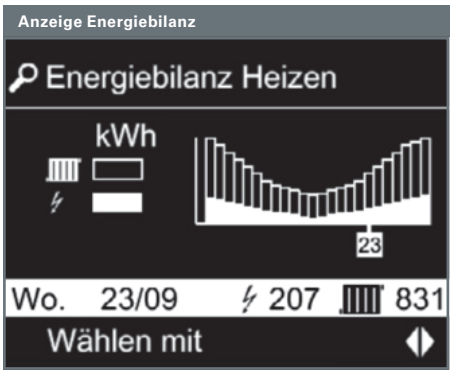
Belastungsklasse	Betriebsstunden bei $\Delta T_{V/K}$
1	$\Delta T_{V/K} < 25$ K
2	25 K < $\Delta T_{V/K} < 32$ K
3	32 K < $\Delta T_{V/K} < 41$ K
4	41 K < $\Delta T_{V/K} < 50$ K
5	$\Delta T_{V/K} > 50$ K

Je länger die Laufzeiten bei niedrigen Temperaturdifferenzen sind, desto effizienter arbeitet die Wärmepumpe.

Anzeige Betriebstagebuch



Anzeige Energiebilanz



Die Angaben zur eingesetzten Strommenge und abgegebener Heizenergie ergeben den wöchentlichen Nutzungsgrad.

Eine weitere Analysemöglichkeit für den Betrieb der Wärmepumpe bietet das Betriebstagebuch. Hier werden Informationen im zeitlichen Verlauf bereitgehalten. Für jede Kalenderwoche (CW = calender week) lassen sich folgende Werte ablesen:

	Mittlere Temperaturen
T.in	Eintritt in die Wärmepumpe
T.out	Austritt aus der Wärmepumpe
	Betriebsstunden
HP1	Wärmepumpe 1. Stufe
HP2	Wärmepumpe 2. Stufe
AC	Aktiver Kühlbetrieb „active cooling“
NC	Kühlfunktion „natural cooling“

Bei Anlagen mit elektronischem Expansionsventil lässt sich zusätzlich für einzelne Kalenderwochen eine „Energiebilanz Heizen“ erstellen. Diese zeigt das Verhältnis von eingesetzter Strommenge und abgegebener Heizenergie, ermittelt also einen wöchentlichen Nutzungsgrad. Bei Luftwärmepumpen lässt sich so das Betriebsverhalten der Wärmepumpen bei verschiedenen Außentemperaturen analysieren.

Auf Grundlage dieser Daten kann überprüft werden, ob sich Verdichterlaufzeiten und Temperaturverläufe entsprechend den geplanten Betriebsbedingungen eingestellt haben. Eine Kontrolle des Heizkreises (Ist die Anlage gut abgeglichen? Gibt es zu kleine Heizflächen, die das gesamte System „hochziehen“?) und der eingestellten Warmwassertemperaturen und Nachheizzeiten kann Hinweise auf Optimierungspotenziale geben. Bei Anlagen mit mehreren Wärmeerzeugern ist die Anpassung des Bivalenzpunktes erfahrungsgemäß eine weitere Möglichkeit der Effizienzsteigerung.

Stichwortverzeichnis

Abluftbetrieb 101
Absorption 43
Absorptions-Wärmepumpe 43
Abwasserwärmetauscher 38
Active Cooling 113
Adsorption 43
Adsorptions-Wärmepumpe 45
Aktive Kühlung 113
Amortisation 61
Anlagenaufwandszahl 58
Anlagenplanung 85 ff.
Antriebsenergie, elektrisch 48
Auslegung
- Außenluft 82 f.
- Erdkollektoranlagen 65 ff.
- Erdsondenanlagen 65 ff.
- Grundwasser 73 f.
- Kühlwasser 75
- Primärquellen 63 ff.

Bautrocknung 130
BDH-Informationsblatt Nr. 43 67 f.
Bedarfsermittlung (Warmwasser) 94 ff.
Belastungsklassen 130
Betriebstagebuch 131
Betriebsweisen 86 ff.
- alternativ 88
- bivalent 87
- monovalent 87
- parallel 87
- teilparallel 88

Bezugsperiode 97
Biomasse 91
Bivalenzpunkt 87
Bohrungen 35
Booster-Wärmetauscher 105

Carnot 17
COP21

Dampfmaschine 16
Dampfzwischeneinspritzung 27
Deckungsanteil 88
Desorption 45
DIN 4701-10 88
Druckentlastungsventil 26
Druckverlust (Solekreis) 70
DVGW-Arbeitsblatt W 551 93

EEWärmeG 59
Einblastemperatur 115
Einweisung 128
Elektronisches 28
EN 15450 94
Endenergiebedarf 57
energetische Bewertung 50
Energieausweis 57
Energieeinsparverordnung (EnEV) 57
Entfeuchtung 112
Enthalpie 20
Entzugsleistungsgarantie 35
EPBD (Energy Performance of Buildings Directive) 59
Erdkollektor 33 f.
Erdsonde 35 f.
ErP (Energy related Products) 59
Erstarrungsenthalpie 40
Ethylenglycol 69
EVI (Enhanced Vapourized Injection) 27
Expansion 20
Expansionsventil 28

Fixspeed-Verdichter 77
Flächenheizungen 110
Flächenkühlung 114
Fluor-Kohlenwasserstoffe 31
Förderbrunnen 37
Frischwassersysteme 105
Fußbodenheizung 110

Gebläsekonvektor 110
Geräteaufwandszahl 58
Grundwasser 37

Halogene 31
Heißgasauskopplung 30
Heizbetrieb 106 ff.
Heizkennlinien 109
Heizstab 87
Heizungshydraulik 106
Hydraulikschemen 120

Inbetriebnahme 128
Inspektion 123 ff.
Installation 128
Invertertechnologie 26
Investitionskosten 61
isotherm 19

Jahresarbeitszahl 22

Kälteabgabe 114 f.
Kältekreis 19 f.
Kältemaschine 20
Kältemittel 31
natürliche 31
Kältemittelmassenstrom 28
Kältemittel-Verteileinrichtung 29
Kaskadenanlagen 89
Kelvin 17
Kombispeicher 104
Kompressions-Wärmepumpen 43
Kondensationswärme 19
Kosten, verbrauchsgebunden 61
Kühldecken 114
Kühllast 111
Kühlregister 115
Kühlung 111
über Gebläsekonvektoren 114
über Lüftung 115

Ladelanzen 103
Ladespeichern 103
Lastprofil 94
Laufzeitoptimierung 108
Leistungsermittlung 116 ff.
Leistungsregelung 26
Leistungszahl 21
log p,h-Diagramm 20
Luftführung 82
Luft/Wasser-Wärmepumpen 37
Auslegung 76 ff.
Luftkanal 82 f.

Marktentwicklung der Wärmepumpe 49
Mindestabstände 81
Mindestvolumen (Pufferspeicher) 108

Natural Cooling 112

Oberflächenwasser 37
Ökodesign-Richtlinie 59
Optimierung 130 f

Parallelpufferspeicher 106 ff.
Passive Kühlung 112
Perkins 17
Phasenwechselspeicher 40
Photovoltaik 54
Planungshilfen 116 ff.
Primärenergiebedarf 57
Primärenergiefaktor 50
Primärkreis 24
Primärquellen 32 ff.
Pufferspeicher 106 ff.

Raumklimatisierung 111
Reihenpufferspeicher 107
Richtfaktor 80

Sauggaswärmetauscher 30
Schalldruckpegel LP 79
Schall-Leistungspegel LW 79
Schalltechnische Planung 79 ff.
Schemenbrowser 120
Schluckbrunnen 37
Scroll-Verdichter 25
Sekundärkreis 92 ff.
Smart Metering 53
Solarabsorber 33
Solaranlage 90
Sole 33
Sole/Wasser-Wärmepumpe 33
  Auslegung 64 ff.
Sorption 43
Speicherladepumpe 104
Speicherladesysteme 103
Sperrzeiten 52
Sperrzeiten 109
Standard Dimension Ratio (SDR Zahl) 65
Stille Kühlung 114
Strommix 49
Stromverbrauch 48
Systemtemperaturen 109

Tageslastgang 52
Tank-in-Tank-Systeme 104
Taupunkt 111
Thermal Response Test (TRT) 36
Thermische Verdichtung 44
Thermostatisches 28
Tieftemperaturheizkörper 110
Trinkwarmwasserspeicher 102
Trinkwassererwärmung 93
Trinkwasserhygiene 93

Überbrückung von Sperrzeiten 108
Überströmventil 107
Umluftbetrieb 101

VDI 4640 66
VDI 4650 88
Verdampfer 29
Verdampfung 19 f.
Verdampfungsenthalpie 19
Verdichter 25
Verdichtung 20
Verdrahtungspläne 120
Vereisung 29
Verflüssiger 30
Verflüssigung 19 f.
Versorgungssicherheit 51 f.
Volumenstrom (Solekreis) 70
Vorlauftemperatur 109
Vorwärmstufen 93

Wärmeabgabe 109
Wärmeentzugsleistungen 33
Wärmepumpenauslegungsprogramm 118
Wärmepumpen-Stromtarife 52
Wärmepumpen-Systemdimensionierer 119
Wärmequelle 33 ff.
  Abwärme 38
  Außenluft 37
  Erdreich 33 ff.
  Solarunterstützte Absorber 39
  Wasser 37
Wärmetauscher 29
  Koaxial-Wärmetauscher 29
  Lamellenwärmetauscher 29
  Plattenwärmetauscher 29
Wärmeträgermedium 69
Warmwasserbereitung 100 ff.
  bivalent 100
  monoenergetisch 100
  monovalent 100
Warmwasser-Wärmepumpen 101
Wasser/Wasser-Wärmepumpe 37
  Auslegung 72 ff.
Wasserqualität 37
Wirkungsgrad 21
Wirtschaftlichkeit 60

Zapfprofil 94
Zeolith 45
Zwischenkreis 72 f.

Kessel für Öl
bis 116 MW Wärme bzw.
bis 120 t/h Dampf

Kessel für Gas
bis 116 MW Wärme bzw.
bis 120 t/h Dampf

Solarthermie und
Photovoltaik

Einfamilienhäuser

Mehrfamilienhäuser

Gewerbe/Industrie

Nahwärmenetze

Individuelle Lösungen mit effizienten Systemen

Das Viessmann Komplettangebot
Das Komplettangebot von Viessmann bietet für alle Anwendungsbereiche und alle Energieträger individuelle Lösungen mit effizienten Systemen. Das Unternehmen liefert seit Jahrzehnten besonders effiziente und schadstoffarme Heizsysteme für Öl und Gas sowie Solaranlagen, Wärmeerzeuger für nachwachsende Rohstoffe und Wärmepumpen.

Das Viessmann Komplettangebot bietet Spitzentechnologie und setzt Maßstäbe. Mit hoher Energieeffizienz hilft es, Heizkosten zu sparen und bietet auch in ökologischer Hinsicht die richtige Wahl.

Individuell und wirtschaftlich
Viessmann hat für jeden Bedarf das passende Heizsystem, wandhängend und bodenstehend, individuell kombinierbar, zukunftssicher und wirtschaftlich. Ob für Ein- oder Zweifamilienhäuser, ob für große Wohngebäude, ob für Gewerbe und Industrie oder für Nahwärmenetze, ob für die Modernisierung oder für den Neubau.

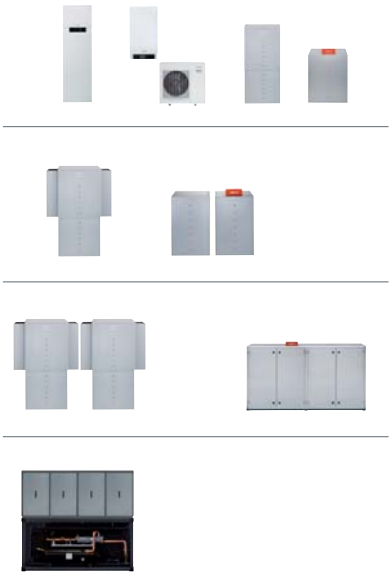
Die Leistungsträger
Die Viessmann Group ist technologischer Schrittmacher der Heizungsbranche. Dafür steht der Name Viessmann, und dafür stehen in der Unternehmensgruppe die Namen von Tochterunternehmen, die vom selben Pioniergeist und derselben Innovationskraft geprägt sind.

Holzfeuerungstechnik, Kraft-Wärme-Kopplung und Biogaserzeugung bis 50 MW

Wärmepumpen für Sole, Wasser und Luft bis 2 MW

Klimatechnik

Systemkomponenten



Das Viessmann Komplettangebot: individuelle Lösungen mit effizienten Systemen für alle Energieträger und Anwendungsbereiche

Das Angebot für alle Energieträger und Leistungsbereiche:

- Kessel für Öl oder Gas bis 116 MW Wärme bzw. 120 t/h Dampf
- Solarthermie
- Photovoltaik
- Wärmepumpen bis 2 MW
- Holzfeuerungstechnik bis 50 MW
- Kraft-Wärme-Kopplung bis 30 MW_{el}
- Anlagen zur Erzeugung von Biogas von 18 kW_{el} bis 20 MW_{Gas}
- Biogasaufbereitungsanlagen bis 3000 m^3/h
- Klimatechnik
- Heizsystemkomponenten
- Dienstleistungen

In allen diesen Marktsegmenten ist Viessmann hochgradig spezialisiert, zugleich aber hat das Unternehmen gegenüber den Spezialanbietern im Markt einen entscheidenden Vorteil: Viessmann versteht Heiztechnik als systematisches Ganzes und bietet technologieoffene und energieträgerneutrale Beratung. Das garantiert für jeden Anwendungsfall die beste Lösung.

Viessmann Group

VIESMANN
KWT
KOB
MAWERA
ESS
HKB
BIOFERM
Schmack
Carbotech

Das Viessmann Komplettangebot

	Einfamilienhäuser	Mehrfamilienhäuser	Gewerbe/Industrie	Nahwärmenetze
Öl-Kessel	Architektenhaus Bad Füssing, Deutschland	Wohnanlage „Zi Wei Garden“ Xi´an, China	Ameco A380 Hangar Peking, China	Europaparlament Straßburg, Frankreich
Gas-Kessel	Einfamilienhaus Kevelaer, Deutschland	Mehrfamilienhaus „Wohnoase“ Regensburg, Deutschland	Porsche Leipzig, Deutschland	Europaparlament Brüssel, Belgien
Solarthermie und Photovoltaik	Heliotrop Freiburg, Deutschland	HafenCity Hamburg, Deutschland	City of tomorrow, Malmö, Schweden	The Palm Jumeirah, Dubai
Holzfeuerungstechnik, Kraft-Wärme-Kopplung und Biogaserzeugung	Einfamilienhaus Wiesloch, Deutschland	Hotel Lagorai Cavalese, Italien	Kongresscentrum Brunstad, Norwegen	Kloster St. Ottilien, Deutschland
Wärmepumpen für Sole, Wasser und Luft	Loftcube Landesgartenschau Neu-Ulm, Deutschland	Atelierwohnungen Brandenburg, Deutschland	Universitätsbibliothek Bamberg, Deutschland	Wohnsiedlung Pfäffikon, Schweiz

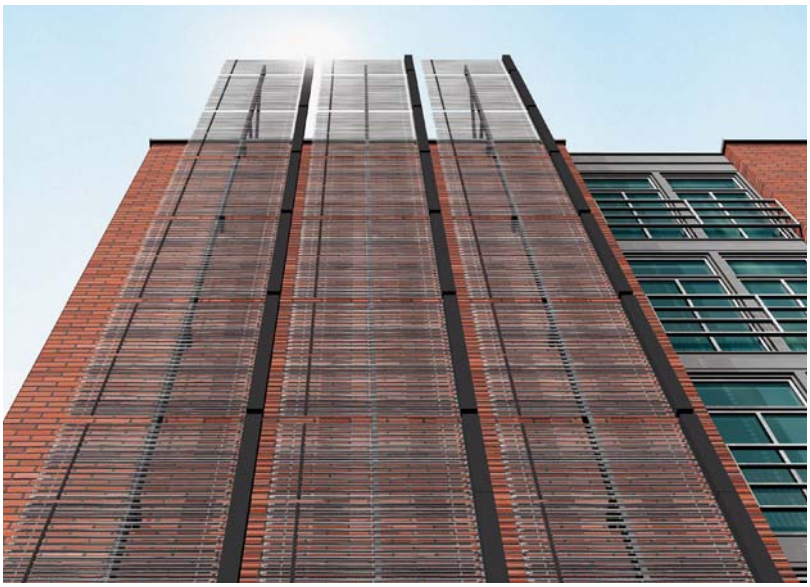
Das Viessmann Komplettangebot: individuelle Lösungen mit effizienten Systemen für alle Energieträger und Anwendungsbereiche

Zukunftssichere Heiztechnik für alle Anforderungen

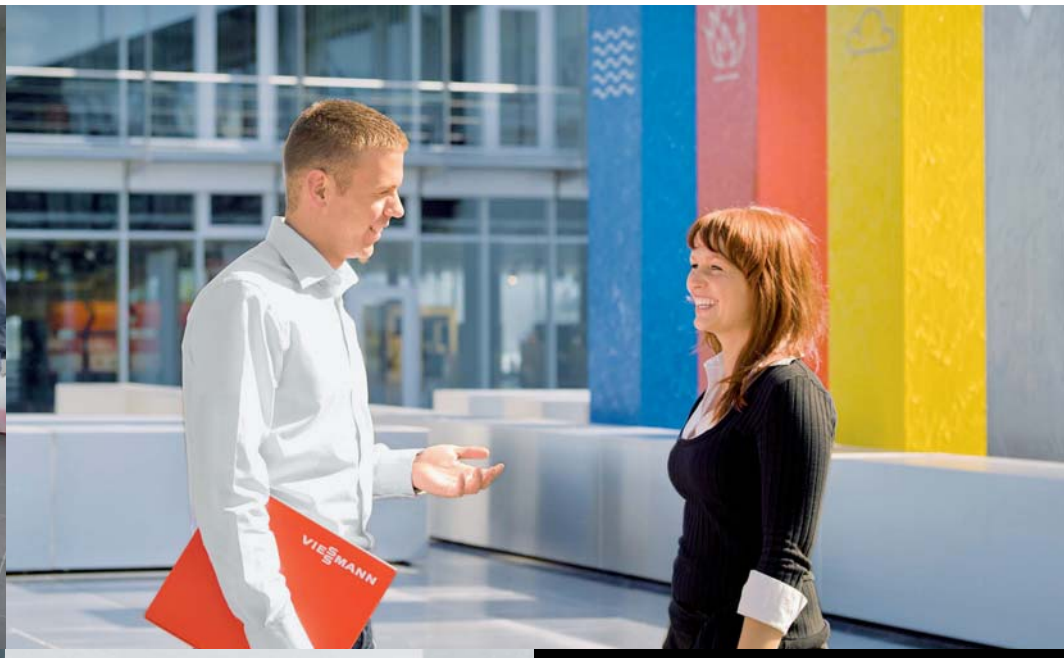
Der weltweite Energieverbrauch hat sich seit 1970 verdoppelt und wird sich bis 2030 verdreifachen. Die Folge: Die fossilen Brennstoffe Öl und Gas schwinden, die Energiepreise steigen, und zu hohe CO_2-Emissionen beeinflussen unser Klima. Energieeffizienz ist unverzichtbar, wenn wir die Zukunft sichern wollen.

In nahezu allen Industrienationen hat die Wärmeversorgung von Wohn- und Gewerbeflächen den größten Anteil am Energieverbrauch – und bietet somit das größte Potenzial für Einsparungen. Moderne, energieeffiziente Heizsysteme von Viessmann sind weltweit nicht nur in vielen Haushalten, sondern auch in zahlreichen großen internationalen Objekten im Einsatz und leisten so einen wichtigen Beitrag zum sparsamen Umgang mit den Energieressourcen.

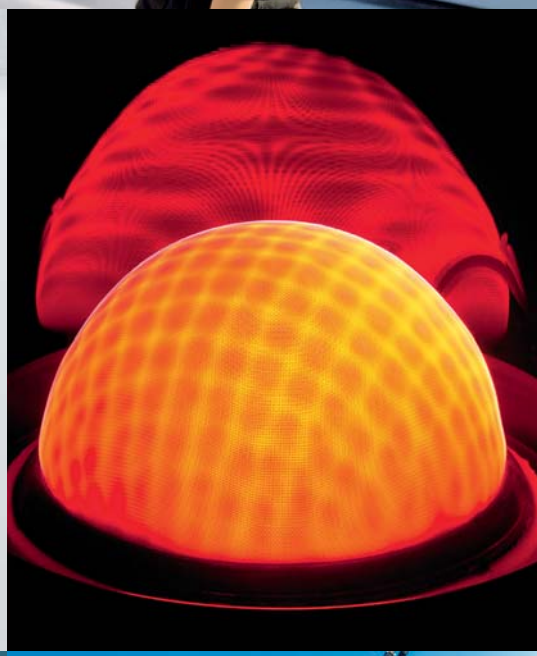
Dabei stellt sich Viessmann mit innovativen Lösungen immer wieder erfolgreich den unterschiedlichsten Herausforderungen an effiziente Heiztechnik – vom historischen Denkmal über moderne Industrieobjekte bis hin zum großflächigen Wohn- und Arbeitsareal.



City of tomorrow, Malmö, Schweden


VIESMANN

VIESMANN
VITOLADENS 300



VIESMANN

Audi
VIESMANN
VIESMANN

Viessmann – climate of innovation

Das Viessmann Markenversprechen bringt den Leistungsanspruch des Unternehmens in komprimierter Form zum Ausdruck. Es ist die zentrale Markenbotschaft und zusammen mit unserem Markenzeichen weltweites Erkennungsmerkmal. „Climate of innovation“ wirkt in drei Dimensionen: Es ist ein Bekenntnis zu einer Kultur der Innovation. Es ist ein Versprechen hohen Produktnutzens und zugleich Verpflichtung zum Klimaschutz.

Komplettangebot für alle Energieträger
Viessmann ist einer der international führenden Hersteller von Heiztechnik-Systemen und bietet mit seinem Komplettangebot für alle Anwendungsbereiche und alle Energieträger individuelle Lösungen mit effizienten Systemen. Als inhabergeführtes Unternehmen in dritter Generation liefert Viessmann seit Jahrzehnten besonders effiziente und schadstoffarme Heizsysteme.

Nachhaltig handeln
Verantwortung übernehmen bedeutet für Viessmann nachhaltiges Handeln. Das heißt: Ökologie, Ökonomie und soziale Verantwortung so in Einklang zu bringen, dass die heutigen Bedürfnisse befriedigt werden, ohne die Lebensgrundlagen kommender Generationen zu beeinträchtigen.

Effizienz Plus
Mit unserem 2005 gestarteten, strategischen Nachhaltigkeitsprojekt Effizienz Plus beweisen wir am Unternehmenssitz in Allendorf (Eder), dass die energie- und klimapolitischen Ziele für 2050 schon heute mit marktverfügbarer Technik erreicht werden können.

Durch die Nutzung erneuerbarer Energien und durch die Steigerung von Energie-, Material- und Arbeitseffizienz stärken wir nicht zuletzt unsere Wettbewerbsfähigkeit und sichern so unseren Standort.

Deutscher Nachhaltigkeitspreis
Deutschlands nachhaltigste Produktion 2009

Deutscher Nachhaltigkeitspreis
Deutschlands nachhaltigste Marke 2011

Viessmann wurde mit dem Deutschen Nachhaltigkeitspreis für die „nachhaltigste Produktion 2009“ und die „nachhaltigste Marke 2011“ ausgezeichnet.

Viessmann wurde für die besonders effiziente Energienutzung durch die innovative Wärmerückgewinnungszentrale am Stammsitz Allendorf/Eder mit dem Energy Efficiency Award 2010 ausgezeichnet.

Viessmann Group

Unternehmensdaten
- Gründungsjahr: 1917
- Mitarbeiter: 9600
- Gruppenumsatz: 1,86 Milliarden Euro
- Auslandsanteil: 55 Prozent
- 24 Produktionsgesellschaften in 11 Ländern
- Vertriebsgesellschaften und Vertretungen in 74 Ländern
- 120 Verkaufsniederlassungen weltweit

Viessmann Komplettangebot für alle Energieträger und Leistungsbereiche
- Kessel für Öl und Gas
- Solarthermie
- Photovoltaik
- Wärmepumpen
- Holzfeuerungstechnik
- Kraft-Wärme-Kopplung
- Anlagen zur Erzeugung von Biogas
- Biogasaufbereitungsanlagen
- Klimatechnik
- Heizsystemkomponenten
- Dienstleistungen

Impressum

Planungshandbuch Wärmepumpen

Herausgeber
Viessmann Werke, Allendorf (Eder)

Redaktion & Gestaltung
solarcontact, Hannover

Gesamtherstellung
Grafisches Centrum Cuno, Calbe (Saale)

© 2011 Viessmann Werke

Quellenangaben

Soweit hier nicht anders angegeben, stammen alle Grafiken und Fotos von Viessmann.

A.1–3	Linde AG
A.4.1–2	Ebner OG, Sitzendorf, Österreich
B.1.1–1	BDEW, AG Energiebilanzen
B.1.4–2	Solarenergie-Förderverein Deutschland (SFV)
S. 56	Pixel – Fotolia.com
B.2.1–2	dena
S. 60	U21, Hannover
C.1.1–3	VDI 4640
C.1.1–4	VDI 4640
C.1.1–5	BDH, Informationsblatt Nr. 43
D.2.1–1	DIN EN 15450
D.2.1–2	DIN EN 15450
D.2.1–3	DIN EN 15450
D.2.1–4	DIN EN 15450

VIESMANN

climate of innovation

Viessmann Deutschland GmbH
35107 Allendorf (Eder)
Telefon 06452 70-0
Telefax 06452 70-2780
www.viessmann.de

9443 898 D 04/2012

Inhalt urheberrechtlich geschützt.
Kopien und anderweitige Nutzung nur mit vorheriger Zustimmung.
Änderungen vorbehalten.