

Kapitel 3

Anlagenkonzepte

3.1 W/W- und L/W-Wärmepumpe

Es gibt zwei verschiedene Möglichkeiten für die Betriebsweise der Wärmepumpe. Der Unterschied besteht darin, welches Fluid den Sekundärkreislauf der Wärmequelle durchläuft.

Im Primärkreislauf der Wärmepumpe läuft CO_2 als Kältemittel um. Der Sekundärkreislauf der Wärmesenke auf der Hochdruckseite wird mit Wasser durchströmt. Das Wasser wird im Kreislauf zum Speicher geführt und zur Bereitstellung von Warm- und Heizwasser genutzt. Der Sekundärkreislauf der Wärmequelle wird zum einem mit Grundwasser (W/W-Wärmepumpe) zum anderem mit Umgebungsluft (L/W-Wärmepumpe) beuschlagt. Beide Möglichkeiten werden simuliert, ausgewertet und verglichen.

Eine L/W-Wärmepumpe weist gegenüber einer W/W-Wärmepumpe geringere Installationskosten sowie einfacher Wartung der Anlage auf. Der Grund dafür ist, dass kostenintensive und aufwendige Brunnenbohrung nicht nötig sind und alle Anlagenkomponenten leicht zu erreichen sind. Die Nutzung der Wärmequelle Luft kann jedoch mit Lufttemperaturen unter 0°C Probleme mit der Vereisung hervorrufen. Dieser Aspekt wird in Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht betrachtet.

Der Grundsätzliche Unterschied zwischen beiden Möglichkeiten ist das Temperaturniveau auf der Quellenseite. Wenn man Wasser benutzt, ist die Temperatur ungefähr konstant das ganze Jahr über und in allen Wetterzonen. Für den Fall, dass Luft genutzt wird, ändert sich die Temperatur selbst im Laufe des Tages und für jede Stadt.

3.2 Mögliche Betriebsmodi

3.2.1 Warmwasser

Nach dem Gesetz muss die Temperatur des Warmwassers mindestens 60°C sein. Sie darf nicht kleiner sein, um Probleme wie die Legionellenbildung vermeiden zu können

[DVGW 2004]. In dieser Arbeit wird die Erzeugung des Warmwassers mit 60°C ebenso wie mit 55°C simuliert.

3.2.2 Heizwasser

Der Temperaturbedarf hängt hier von der Heizungsart ab. Man könnte entweder Luftregister oder eine Fußbodenheizung installieren. Im ersten Fall ist eine Temperatur von 55°C des Heizwassers erforderlich. Für die Fußbodenheizung ist eine Temperatur von 35°C ausreichend.

3.2.3 Szenarios

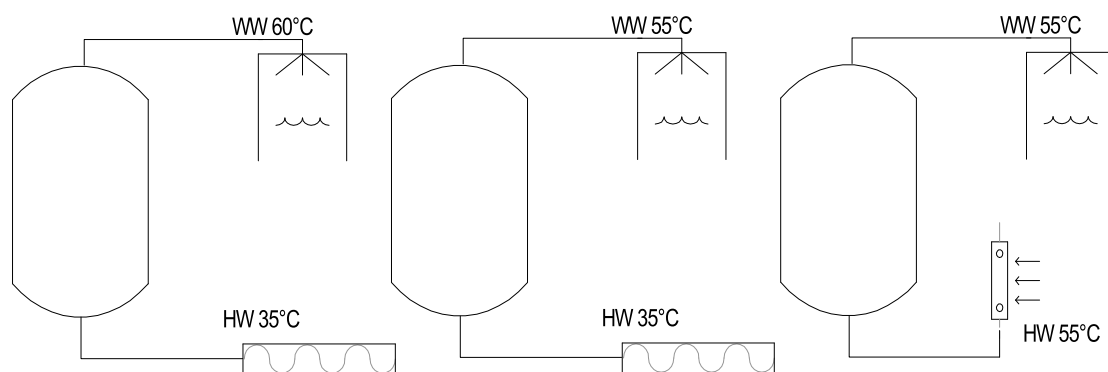


Abbildung 3.1: Verschiedene Anlagen

- Anlage 1: Fußbodenheizung bei einer Temperatur von 35°C und Warmwasserversorgung bei einer Temperatur von 60°C
- Anlage 2: Fußbodenheizung bei einer Temperatur von 35°C und Warmwasserversorgung bei einer Temperatur von 55°C
- Anlage 3: Luftregisterheizung bei einer Temperatur von 55°C und Warmwasserversorgung bei einer Temperatur von 60°C

3.3 Komponenten der Anlage

Im vorliegenden Kapitel werden die verschiedenen Komponenten einer W/W- bzw. einer L/W-Wärmepumpe erläutert. Im Rahmen dieser Arbeit wird grundsätzlich die in [Czapla 2004] vorgestellte konstruktive Lösung untersucht. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt, besteht die Anlage aus vier Grundkomponenten: Verdampfer, Gaskühler,

Beschreibung	Einheit	
Rohranordnung	koaxial	
Wandmaterial	Kupfer	
Wandstärke	1	[mm]
Länge	8	[m]
Hydraulischer Durchmesser, CO ₂ -Rohr	4	[mm]
Hydraulischer Durchmesser, H ₂ O-Rohr	8	[mm]
Wassereintrittstemperatur	10	[°C]
Volumenstrom, H ₂ O	390	[l/h]
Überhitzung, CO ₂	4	[K]

Tabelle 3.1: Charakteristika des Verdampfers

Expansionsventil und Verdichter. Sowohl der Gaskühler als auch das Expansionsventil sind grundsätzlich ähnlich für beide Wärmepumpenkonzepte (W/W- und L/W-Wärmepumpe). Die verschiedenen Kenngrößen, die in diesem Kapitel vorgestellt sind, sollen in die Simulationsplattform implementiert werden.

3.3.1 W/W-Wärmepumpe

Bei der W/W-Wärmepumpe wird Grundwasser als Wärmequelle benutzt. In diesem Fall ist die Temperatur des Kaltemittels während des Jahres annähernd konstant. In dieser Arbeit wird eine Temperatur von 10°C betrachtet.

Verdampfer

Der Verdampfer wurde als spiralförmiger Gegenstromwärmeübertrager aus Kupferrohren festgelegt. In Tabelle 3.1 werden die charakteristischen Daten des Verdampfers vorgestellt.

Verdichter

Als Verdichter der Anlage wurde ein Hubkolbenverdichter der Firma DANFOSS verwendet (siehe Abbildung 3.2). Dieser Verdichter ist ein spezieller CO₂-Verdichter, der dementsprechend für die in einem CO₂-Kreislauf auftretenden Drücke ausgelegt ist.

Größe	DANFOSS-Verdichter	Einheit
Hubvolumen	2,5	[ccm]
Drehzahl	50	[Hz]
max. Saugdruck	60	[bar]
max. Hochdruck	130	[bar]

Tabelle 3.2: Kenngrößen des Verdichters



Abbildung 3.2: Ansicht des Verdichters

In Tabelle 3.2 werden die Kenngröße des Verdichters vorgestellt. Die in der Tabelle enthaltenen Werte werden in die Simulationsplattform eingegeben. Daneben gibt es noch drei andere Kennwerte, die auch einen großen Einfluss auf die Charakterisierung des Verdichters haben und die implementiert werden. Diese drei Kennwerte:

- der effektiver Liefergrad λ_{eff}
- der isentroper Wirkungsgrad η_{isen}
- effektiv-isentroper Gütegrad $\eta_{eff-isen}$

werden in Abhängigkeit vom Druckverhältnis π (π =Hochdruck/Niederdruck) beschrieben [Försterling 2004]. Ein Verdichterprototyp wurde am Institut für Thermodynamik getestet [Kröhnert 2006], um die Kennwerte zu ermitteln. Es wird von einem adiabaten Verdichter ausgegangen. Die beiden Gütegrade η_{isen} und $\eta_{eff-isen}$ sind somit identisch. In Folgenden werden die verwendeten Funktionen dargestellt (Gleichung 3.1 bis 3.3):

- Effektiver Liefergrad λ_{eff}

$$\begin{aligned} \lambda_{eff} &= \frac{\text{effektiver Massenstrom}}{\text{theoretisch möglicher Massenstrom}} & (3.1) \\ &= 0.022 \cdot \pi^2 - 0.17 \cdot \pi + 1.017 \end{aligned}$$

- Isentroper Wirkungsgrad η_{isen}

$$\eta_{isen} = \frac{\text{Enthalpiezunahme bei ideal isentroper Verdichtung}}{\text{Enthalpiezunahme bei realer Verdichtung}} \quad (3.2)$$

$$= -0.0212 \cdot \pi^6 + 0.4331 \cdot \pi^5 - 3.4485 \cdot \pi^4 + \pi^3 - \pi^2 + \pi - 15.057$$

- Effektiv-isentroper Gütegrad $\eta_{eff-isen}$

$$\eta_{eff-isen} = \frac{\text{theoretische isentrope Verdichterleistung}}{\text{effektive elektrisch zugeführte Leistung}} \quad (3.3)$$

$$= -0.0212 \cdot \pi^6 + 0.4331 \cdot \pi^5 - 3.4485 \cdot \pi^4 + \pi^3 - \pi^2 + \pi - 15.057$$

Die Abbildung 3.3 zeigt die Verläufe der Bewertungsgrößen als Funktion des Druckverhältnisses.

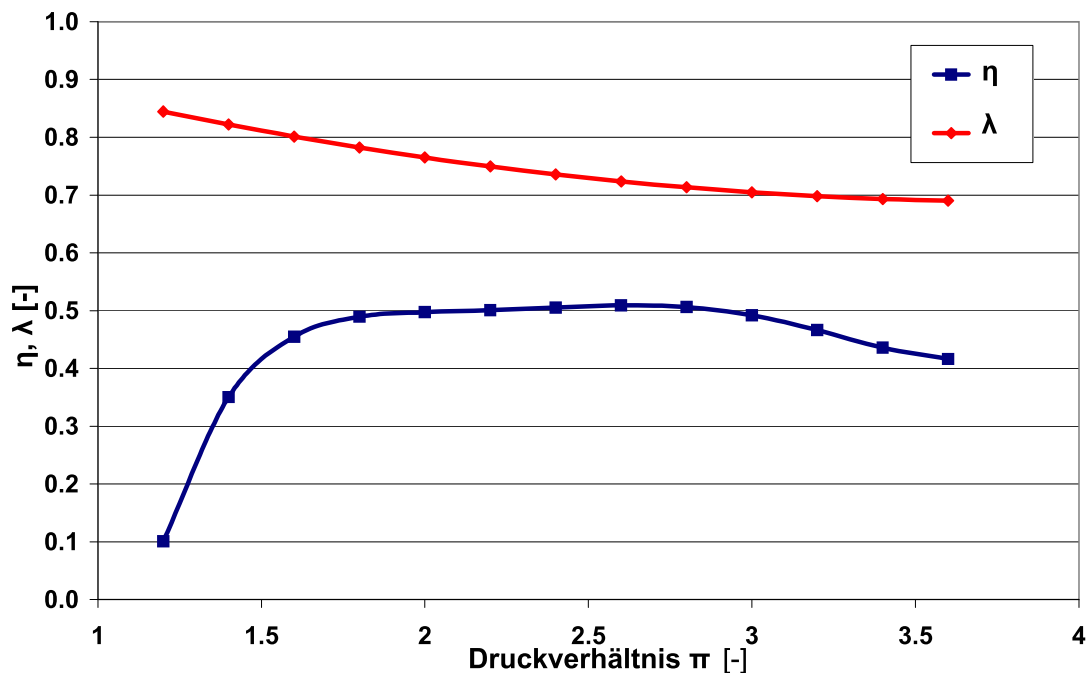


Abbildung 3.3: Kennlinien der Verdichterkenngößen

Gaskühler

Der Gaskühler ist wie der Verdampfer als spiralförmiger Gegenstromwärmeübertrager aus Kupferrohren eingesetzt. In Tabelle 3.3 werden die Haupteigenschaften beschrieben.

Im Gaskühler findet die Wärmeübertragung zwischen dem CO_2 und dem Brauchwasser statt. Das Wasser kommt aus einem Schichtenladenspeicher, das heißt, im Speicher existieren verschiedene Temperaturschichten. Das Wasser wird vom unteren Speicherbereich bei einer Temperatur von 25°C entnommen und je nach Bedienung

Beschreibung	Einheit	
Rohr-Anordnung	koaxial	
Wandmaterial	Kupfer	
Wandstärke	1	[mm]
Länge	12	[m]
Hydraulischer Durchmesser, CO ₂ -Rohr	8	[mm]
Hydraulischer Durchmesser, H ₂ O-Rohr	8	[mm]
Wassereintritts-Temperatur	25	[°C]
Wasseraustritts-Temperatur	35 bzw. 55/60	[l/h]

Tabelle 3.3: Charakteristika des Gaskühlers

wird das schon erwärmte Wasser entweder in den oberen Bereich (Warmwasser mit einer Temperatur von 55°C bzw. 60°C) oder auf das mittlere Niveau des Speichers (Heizwasser mit einer Temperatur von 35°C) zurückgeführt. Der Gaskühler wird in zwei unterschiedlichen Betriebstemperaturen betrieben. Je nach Heiz- und Warmwasserbedarf wird der Wasservolumenstrom so geregelt, dass die Gaskühleraustrittstemperatur des Wassers einen definierten Wert annimmt. Die Wasserentladung wird über ein Beladerohr durchgeführt, so dass das Wasser wegen seiner Dichte in die entsprechende Schicht eingeführt wird. Abbildung 3.4 zeigt das Funktionsprinzip des Schichtenspeicher. Die Temperatur des Wassers am Gaskühleraustritt wird durch eine drehzahlgeregelte Pumpe, die den Volumenstrom des Wassers variiert, konstant gehalten. In Abbildung 3.4 ist zu erkennen, dass es zwei verschiedene Entladekreisläufe je nach der Vorlauftemperatur bzw. dem Endgebrauch gibt.

Expansionsventil

Das CO₂ verlässt den Gaskühler mit einem hohen Druck und wird durch ein Expansionsorgan geführt, damit es wieder Niederdruck bekommt und der Kreislauf geschlossen ist. In Rahmen dieser Arbeit wird ein Expansionsventil mit verstellbarem Öffnungsquerschnitt eingesetzt. Die Variation der Querschnittsfläche stellt den CO₂-Massenstrom ein und auf diese Weise kann die Temperatur am Verdampferaustritt geregelt werden. Je größer der Öffnungsquerschnitt, desto geringer ist die Temperatur am Austritt des Verdampfers. Zur Erklärung setzt man voraus, dass das Kühlmittel (in diesem Fall Wasser) immer eine bestimmte Wärmemenge an das CO₂ abgibt. Bei einem höheren CO₂-Massenstrom wird ein größerer Anteil dieser Energie für dessen Verdampfung benötigt und es steht weniger Energie zur Verfügung, um die Temperatur am Austritt des Verdampfers bzw. am Verdichtereintritt ansteigen zu lassen und zu überhitzen.

Es ist wichtig, flüssiges Kältemittel am Eintritt des Verdichters zu vermeiden, damit er durch Tropfenschlag nicht beschädigt werden kann. Wie zuvor beschrieben wird zu diesem Zweck die Temperatur durch die Variation des Öffnungsquerschnitts des Expansionsventils geregelt.

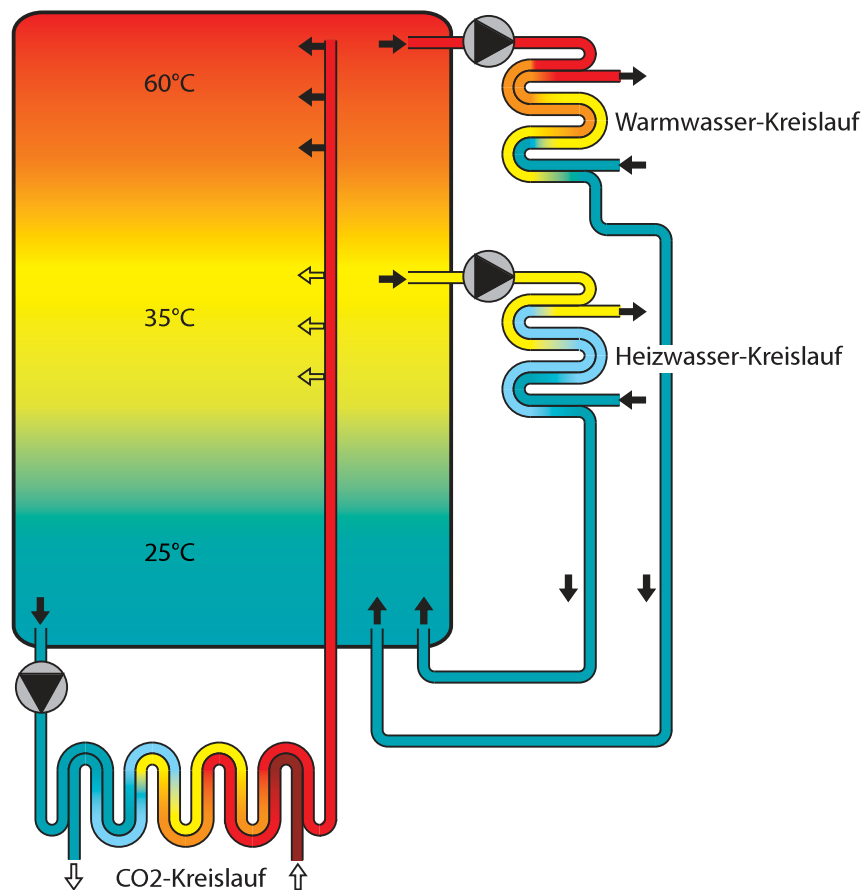


Abbildung 3.4: Prinzipskizze des Schichtenspeichers

Nebenaggregate

Als Nebenaggregate werden zwei Flügelzellenpumpen zur Förderung des Speicherwassers im Gaskühler (60 l/h) bzw. zur Versorgung des Grundwassers (400 l/h) im Verdampfer betrachtet. Daraufhin wird in diesem Fall die nachfolgende Leistungsaufnahme vorausgesetzt:

- Grundwasserpumpe (Wärmequelle) : 50 W
- Speicherwasserpumpe (Wärmesenke): 35 W

3.3.2 L/W-Wärmepumpe

Im vorliegenden Kapitel werden die Komponenten bei der L/W-Wärmepumpe erklärt. Grundsätzlich werden die gleiche Komponenten wie im Kapitel 3.3.1 verwendet, jedoch dient in diesem Fall Umgebungsluft als Wärmequelle. Als Nebenaggregat wird ein Lüfter verwendet, da die Pumpe, die im letzten Kapitel zur Förderung des Grundwassers verwendet wurde, mit Luft als Wärmequelle nicht mehr verwendet wird. Sowohl beim Gaskühler als auch beim Expansionsventil werden keine Veränderungen vorgenommen, weshalb sie in diesem Kapitel nicht mehr erläutert werden.

Verdampfer

Als Verdampfer wird ein Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager eingesetzt, siehe Abbildung 3.5. Der Verdampfer wird durch einen Lufter mit Außenluft versorgt. Die Tabelle 3.4 stellt die Kenngrößen des Wärmeübertragers dar.

Beschreibung	Einheit	
Länge	400	[mm]
Breite	176	[mm]
Höhe	330	[mm]
Lamellenabstand	2,5	[mm]
Lamellendicke	0,15	[mm]
Rohrdurchmesser	8,1	[mm]
Rohrebenen, horizontal	13	[-]
Rohrebenen, vertikal	8	[-]
Rohrabstand, horizontal	22	[mm]
Rohrabstand, vertikal	25	[mm]
Anzahl paralleler Kältemittel-Durchgänge	2	[-]
Volumenstrom, Luft	1200	[m ³ /h]

Tabelle 3.4: Charakteristika des Verdampfers

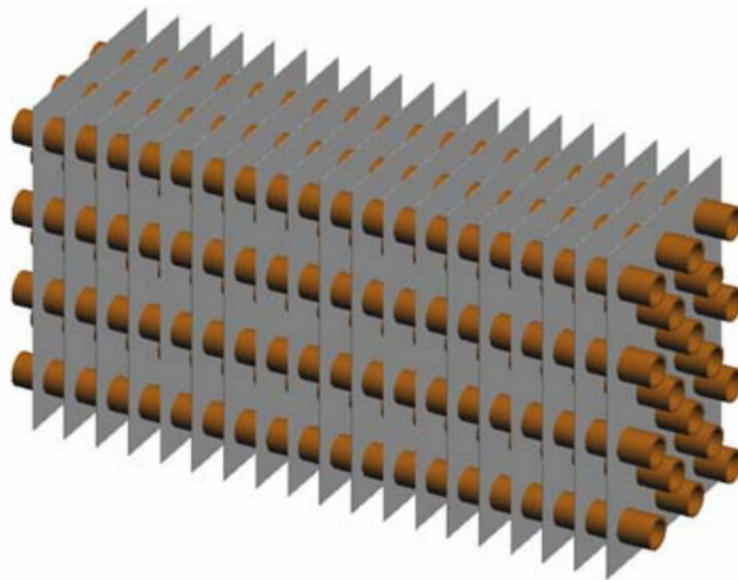


Abbildung 3.5: Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager

In Rahmen dieser Arbeit wird nur trockene Luft betrachtet. Das heißt, die Luftfeuchtigkeit wird auf Null gesetzt. Damit umgeht man die Problematik der Vereisung der in der Luft enthaltenen Feuchtigkeit an den Lamellen.

Vedichter

Es wird ebenfalls der CO₂-Verdichter der Firma DANFOSS verwendet. Es ist allerdings zu berücksichtigen, dass das Druckverhältnis größer sein kann, d.h. ist die Lufttemperatur niedrig, ergeben sich niedrige Verdampfungstemperaturen. Bei annähernd gleichem Hochdruck erhält man ein entsprechend höheres Druckverhältnis von $\pi > 4$. Wie in Abbildung 3.6 zu erkennen ist, steigen die Funktionswerte für $\pi > 3,7$ von den in Kapitel 3.3.1 angegebenen Funktionen für den isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{isen} und den effektiv-isentropen Gütegrad $\eta_{eff-isen}$ stark an. Die für Wasser als Wärmequelle ermittelte Ausgleichskurve zeigt nur in einem begrenzten Bereich des Druckverhältnisses ($1 < \pi < 4$) sinnvolle Werte an. Bei Luft als Wärmequelle können höhere Druckverhältnisse vorliegen. Die ursprünglich ermittelte Kurve kann nicht verwendet werden, da sie außerhalb dieses Bereichs physikalisch unsinnige Werte liefert. Deswegen ist es nötig eine neue Funktion zu benutzen, die auch für höhere Druckverhältnisse anwendbar ist. Die verschiedenen Werte von η_{isen} und $\eta_{eff-isen}$ in Funktion des Druckverhältnisses π sind in der Abbildung 3.6 dargestellt [Kröhnert 2006].

Die im letzten Kapitel verwendete Funktion für den effektiven Liefergrad λ_{eff} wird bei der L/W-Wärmepumpe ebenfalls benutzt. Die Gleichungen 3.4 bis 3.6 zeigen die Funktionen der drei Kenngrößen, die in die Simulationsplattform implementiert werden.

- Effektiver Liefergrad λ_{eff}

$$\begin{aligned}\lambda_{eff} &= \frac{\text{effektiver Massenstrom}}{\text{theoretisch möglicher Massenstrom}} \\ &= 0.022 \cdot \pi^2 - 0.17 \cdot \pi + 1.017\end{aligned}\tag{3.4}$$

- Isentroper Wirkungsgrad η_{isen}

$$\begin{aligned}\eta_{isen} &= \frac{\text{Enthalpiezunahme bei ideal isentroper Verdichtung}}{\text{Enthalpiezunahme bei realer Verdichtung}} \\ &= -0.03157 \cdot \pi^2 + 0.18736\pi + 0.23830\end{aligned}\tag{3.5}$$

- Effektiv-isentropen Gütegrad $\eta_{eff-isen}$

$$\begin{aligned}\eta_{eff-isen} &= \frac{\text{theoretische isentrope Verdichterleistung}}{\text{effektive elektrisch zugeführte Leistung}} \\ &= -0.03157 \cdot \pi^2 + 0.18736\pi + 0.23830\end{aligned}\tag{3.6}$$

Die Charakteristika des Verdichters wurden in Tabelle 3.2 vorgestellt.

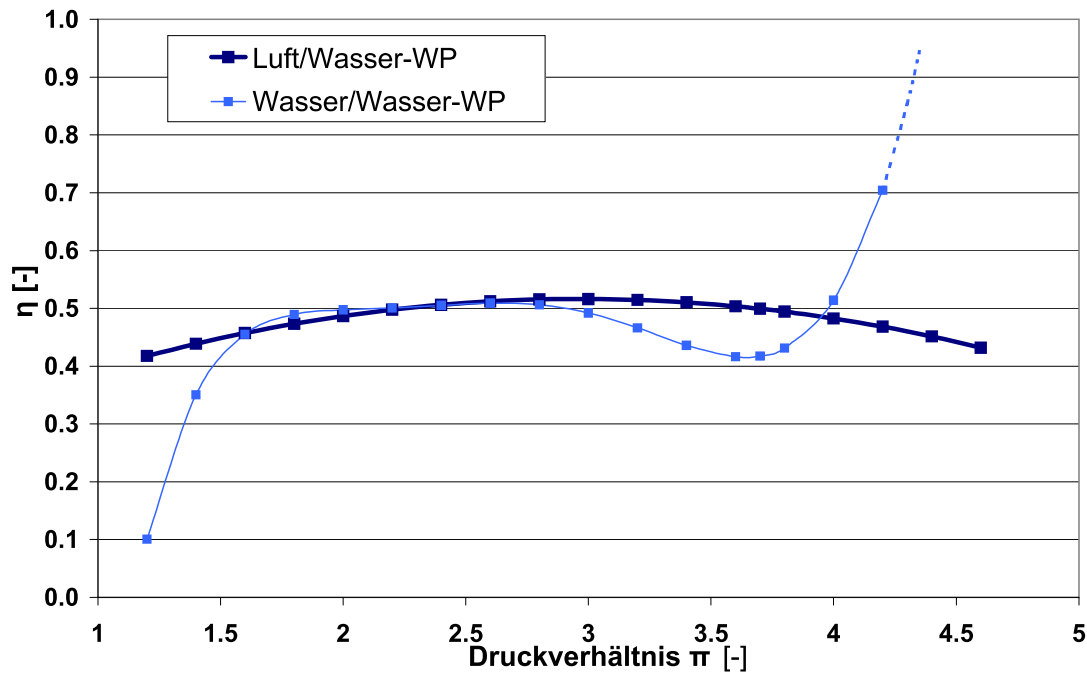


Abbildung 3.6: Isentroper Wirkungsgrad und effektiv-isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

Nebenaggregate

Es gibt an der Wärmequelle keine Flügelzellenpumpe, sondern einen Lüfter zur Förderung der Umgebungsluft im Verdampfer. Für die spätere Rechnungen wird die Leistungsaufnahme dieser beiden Aggregate wie folgt vorgegeben:

- Lüfter (Wärmequelle) : 50 W
- Speicherwasserpumpe (Wärmesenke): 35 W

3.4 Kühlung

Im Rahmen dieser Arbeit wird für den Ort Sevilla qualitativ die Kälteerzeugung betrachtet. Der Verdampfungsprozess des Kältemittels findet durch die Aufnahme von Wärme über die Wärmequelle statt und verursacht die Abkühlung entweder des Grundwassers oder der Umgebungsluft. Auf diese Weise kann man z.B. die Wärmepumpe zur Kühlung der Räume benutzen. Die Kälteleistung, die in Verdampfer produziert werden kann, kann wie folgt berechnet werden(3.7):

$$\dot{Q}_{Vdf} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.7)$$

Der COP wird in diesem Fall wie in der Gleichung 3.8 berechnet:

$$COP_{Kühl} = \frac{\dot{Q}_{Vdf}}{P_{VD}} \quad (3.8)$$

Wie in Kapitel 5.11 beschrieben wird, ist in Stockholm und Bern die Nutzung der Kühlung nicht sinnvoll. Deswegen werden sowohl der Kühlbedarf als auch der COP nur in Sevilla berechnet.

Die Konzipierung der Anlage wird in Abbildung 3.7 vorgestellt. Um Kälte bereitzustellen wird der Prozess umgekehrt. Der Gaskühler operiert beim Umkehrprozess als Verdampfer. Die Wärme wird dem zu kühlenden Medium entzogen und dem Kältemittel im Gaskühler zugeführt, wodurch es dort verdampft.

Der Verdampfer ist nun die Wärmesenke. Das Kältemittel gibt dort die Wärme an die Umgebung ab. Bei Temperaturen unterhalb des kritischen Punktes kann es auch zu einer Kondensation des CO_2 kommen. Zu beachten ist, dass beide Wärmeübertrager in den beiden Betriebsmodi hohe Temperaturschwankungen haben.

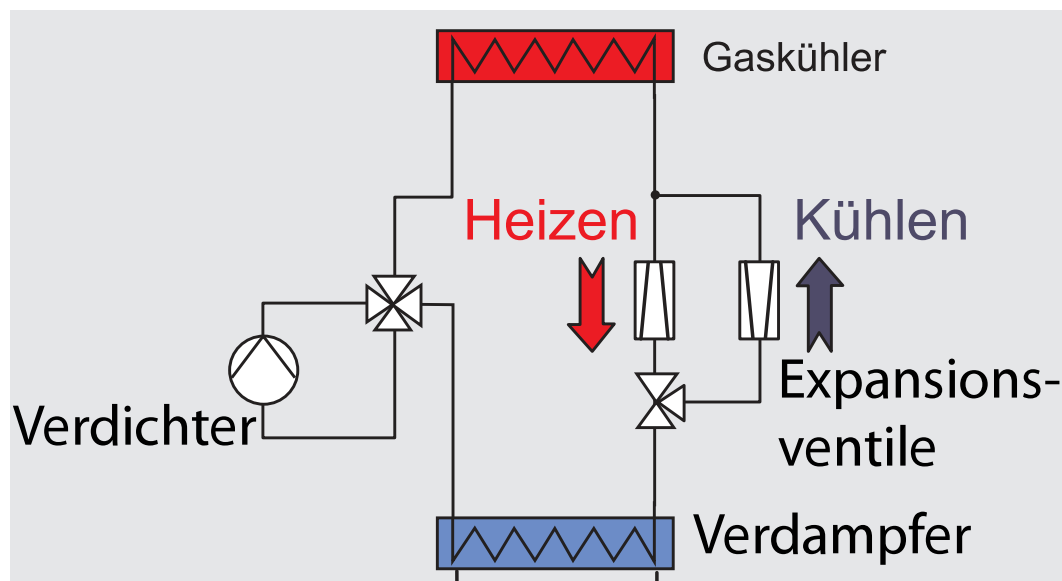


Abbildung 3.7: Umkehr des Wärmepumpenprozesses