

Kapitel 15

Heizen mit Wärmepumpen / Kühlen mit Kälteanlagen

15.1 Einleitung

Heizen und Kühlen sind Prozesse, bei denen einem System (z.B. Wohnraum, Kühlraum) Energie in Form von Wärme zugeführt oder entzogen wird. Wir betrachten als Beispiel die Raumheizung und -kühlung:

Wenn die Umgebungstemperatur unter der Raumtemperatur liegt (Wintermonate), resultiert ein Wärmeverlust über die Wände an die Umgebung. Damit die Temperatur im Raum nicht absinkt, muss diesem Wärme zugeführt werden. Diese Wärmezufuhr erfolgt vorteilhaft mittels einer Wärmepumpe. Sie entzieht der Umgebung Wärmeenergie, “pumpt” sie auf ein höheres Temperaturniveau und gibt sie an das Heizsystem ab, welches seinerseits die Wärmeenergie an den Raum abgibt.

Wenn die Umgebungstemperatur über der Raumtemperatur liegt (Sommermonate), entsteht ein Wärmestrom von der Umgebung zum Raum und dieser wird erwärmt (zudem gibt es interne Lasten im Raum, welche eine zusätzliche Erwärmung zur Folge haben). Soll die Raumtemperatur konstant bleiben, muss Wärme entzogen werden. Die Kälteanlage entzieht dem Raum Wärme, “pumpt” sie auf ein höheres Temperaturniveau und gibt sie an die Umgebung ab.

Mögliche Wärmequellen von Wärmepumpen:

- Umgebungsluft
- Gewässer (Flüsse, Seen, Grundwasser)
- Erdreich

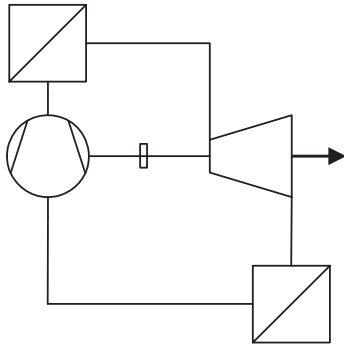
Mögliche Wärmesenken von Kälteanlagen:

- Umgebungsluft
- Wasser

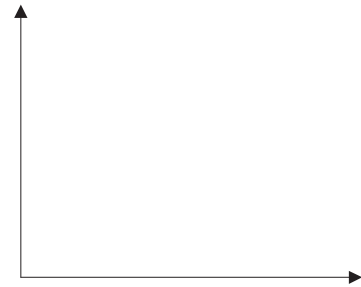
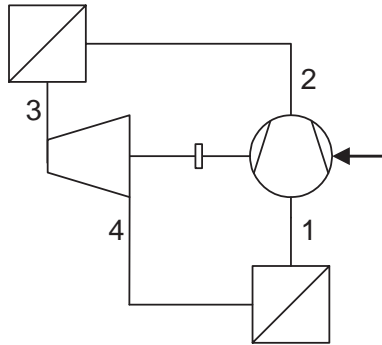
15.2 Idealisierter linkslaufender Kreisprozess

a. Kreisprozess mit idealem Gas als Arbeitsmittel

Joule Prozess



“Umkehr” des Joule-Prozesses

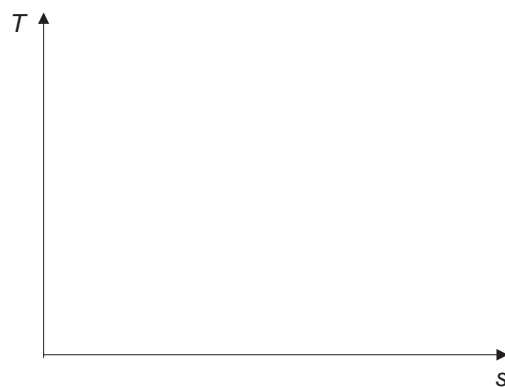


1 → 2: isentrope Kompression

2 → 3: isobare Wärmeabfuhr bei höherem Temperaturniveau

3 → 4: isentrope Expansion

4 → 1: isobare Wärmezufuhr bei tieferem Temperaturniveau

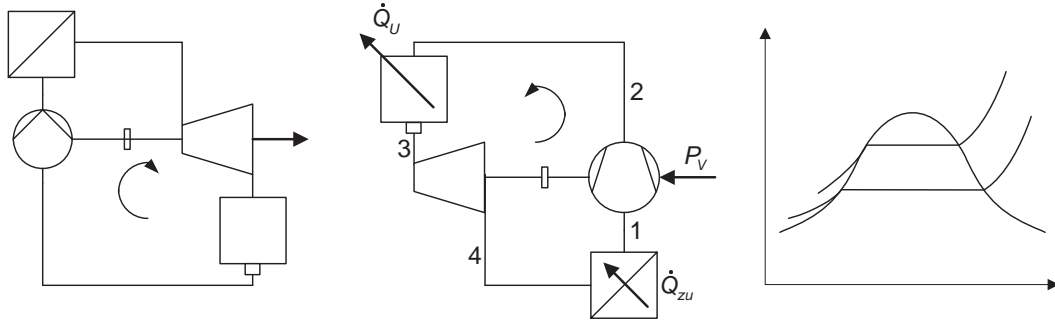


$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m} (h_3 - h_2) = \dot{m} c_p (T_3 - T_2)$$

b. Kreisprozesse mit Aggregatzustandsänderung des Arbeitsmittels

Clausius + Rankine-Prozess

“Umkehr” des Clausius + Rankine-Prozesses

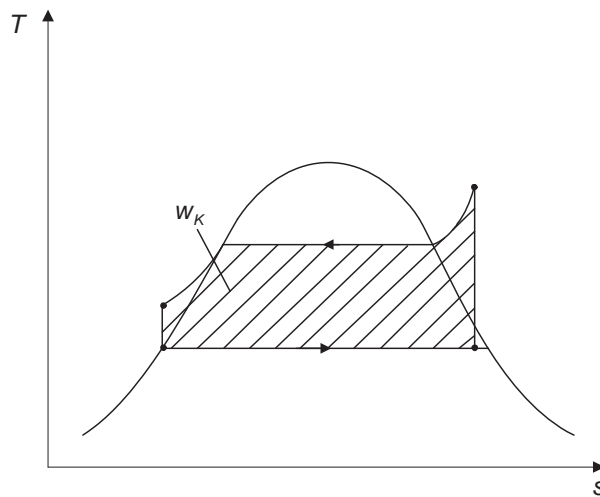


1 → 2: isentrope Verdichtung (Dampförmiges Arbeitsmittel)

2 → 3: isobare Wärmeabfuhr (Kondensator, hohes Temperaturniveau)(Gas-Flüssigkeit)

3 → 4: isentrope Expansion (Flüssigkeit-Nassdampf)

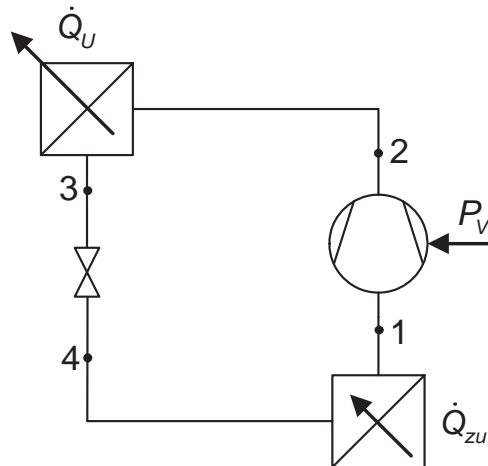
4 → 1: isobare Wärmezufuhr im Verdampfer bei tiefem Temperaturniveau (Nassdampf-Gas)



$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{23} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

15.3 Realer linkslaufender Kreisprozess WP/KA

Kreisprozesse mit Aggregatzustandsänderung des Arbeitsmittels, z. B. KA:



1 → 2: adiabate (polytrope) Verdichtung des dampfförmigen Fluides

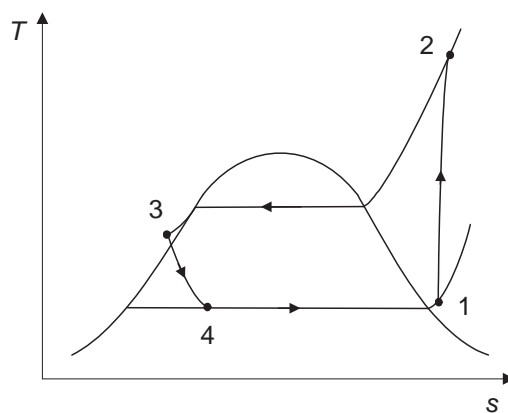
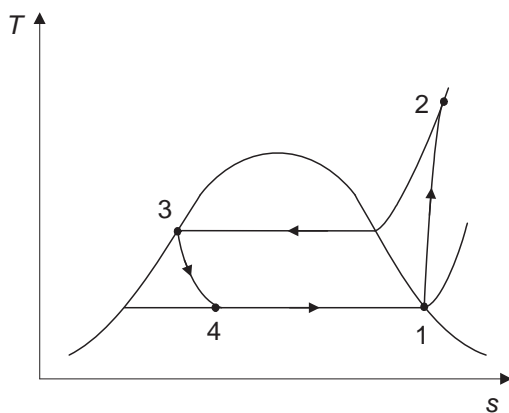
2 → 3: isobare Wärmeabfuhr im Kondensator (hohes Temperaturniveau, Gas-Flüssig)

3 → 4: adiabate Drosselung (Flüssigkeit-Nassdampf)

4 → 1: isobare Wärmezufuhr bei tiefem Temperaturniveau

Ohne Unterkühlung + Überhitzung

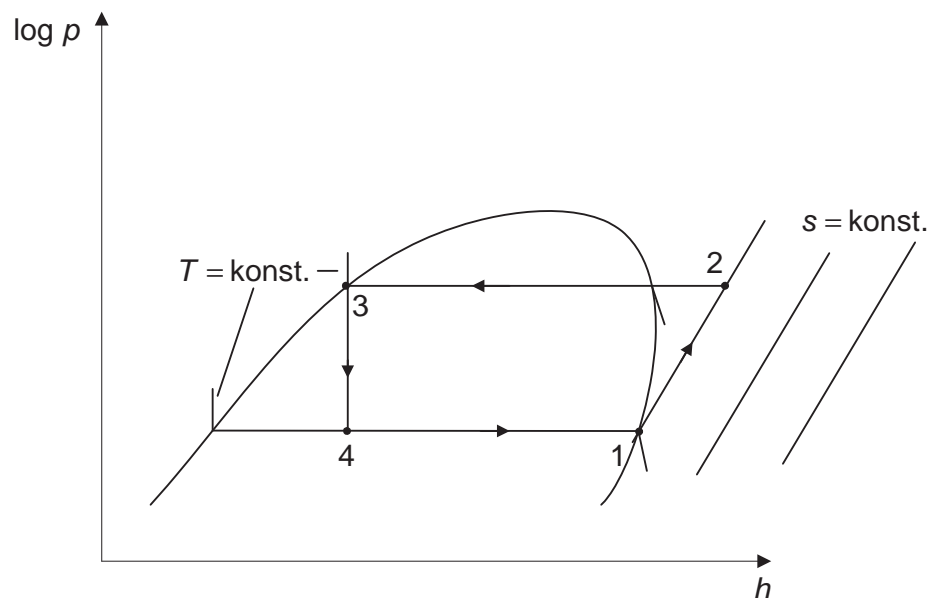
Mit Unterkühlung + Überhitzung



Darstellung des Kreisprozesses im $\log p, h$ -Diagramm

Wenn der Kreisprozess im Zweiphasengebiet des Arbeitsmittels stattfindet, können die Zustandsänderungen im $\log p, h$ -Diagramm einfacher dargestellt werden als im T, s -Diagramm.

- Die Zustandsänderungen im Kondensator und im Verdampfer erfolgen ohne Berücksichtigung der auftretenden Druckverluste isobar.
- Die adiabate Expansion erfolgt isenthalp, wenn die Änderung der kinetischen Energie vernachlässigt wird.
- Die spezifische Enthalpieänderung der adiabaten (polytropen) Verdichtung wird über den Isentropen-Wirkungsgrad definiert.



Die Berechnung der Wärmeströme und Verdichterleistung erfolgt über die aus dem Diagramm oder über Berechnungen bestimmten spezifischen Enthalpiedifferenzen der Zustandsänderungen.

$$1 \rightarrow 2: w_{t12} = h_2 - h_1$$

$$2 \rightarrow 3: q_{23} = h_3 - h_2$$

$$3 \rightarrow 4: h_4 = h_3$$

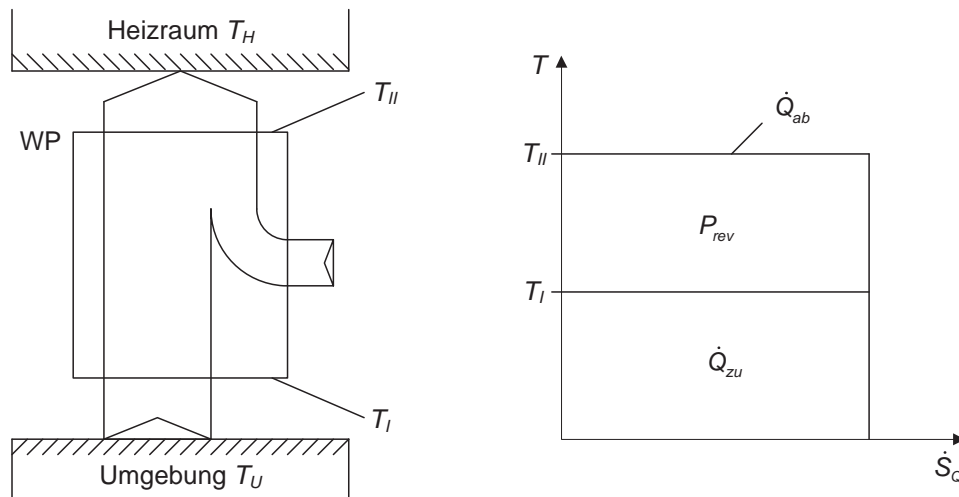
$$4 \rightarrow 1: q_{41} = h_1 - h_4$$

15.4 Definition des Wirkungsgrades (Leistungszahl)

15.4.1 Leistungszahl der Wärmepumpe

Ideale Wärmepumpe

Der Kreisprozess der idealen Wärmepumpe entspricht einem linkslaufenden Carnot-Prozess zwischen den beiden Temperaturniveaus T_{II} und T_I .



Der Nutzen der Wärmepumpe entspricht dem abgegebenen Wärmestrom auf dem höheren Temperaturniveau. Bei der idealen Wärmepumpe ist $T_I = T_U$ und $T_{II} = T_H$. Die Leistungszahl ist:

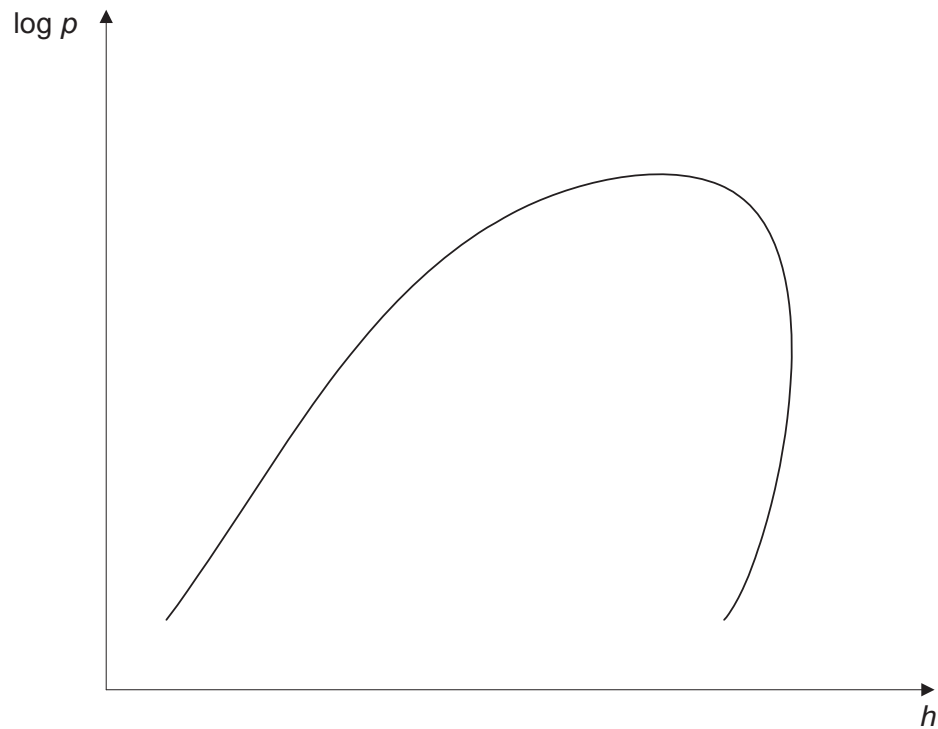
$$\varepsilon_{C,WP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{|q_{ab}|}{w_{K rev}} = \frac{T_{II}}{T_{II} - T_I}$$

$$\varepsilon_{C,WP} = \frac{T_{II}}{T_{II} - T_I} = \frac{T_{II}}{\Delta T_{Hub}}$$

ΔT_{Hub} = innerer Temperaturhub der Wärmepumpe

$$\Delta T_{Hub} \downarrow \rightarrow \varepsilon_{C,WP} \uparrow$$

Reale Wärmepumpe mit Aggregatzustandsänderung



Der Nutzen der **Wärmepumpe** entspricht dem abgegebenen Wärmestrom auf dem höheren Temperaturniveau.

Innere Leistungszahl:

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{|q_{ab}|}{w_K} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Die äussere Leistungszahl (Coefficient of Performance COP_{WP}) ist:

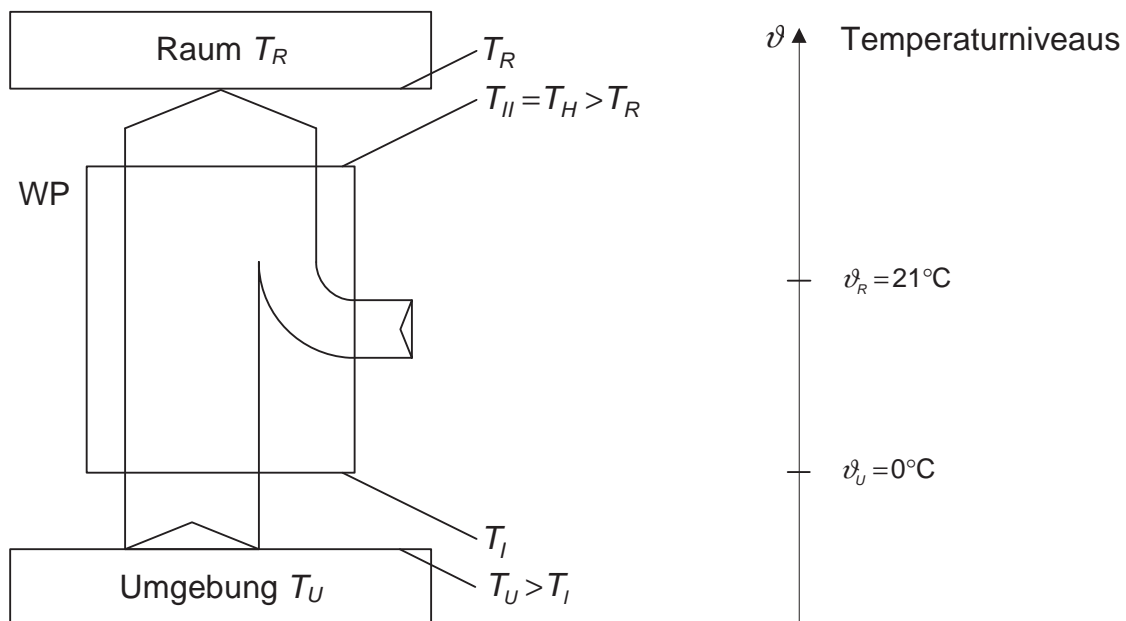
$$\text{COP}_{WP} = \frac{|\dot{Q}_{ab}|}{P_{el}}$$

Beispiel 15.1: Wärmepumpe. Effizient beheizt werden Wohngebäude mit Wärmepumpen. Wir betrachten folgende Anwendung: Die Temperatur im Gebäude beträgt 21°C , die Umgebungstemperatur 0°C . Das Gebäude wird mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe beheizt. Von der Wärmepumpe und vom Heizsystem sind folgende Angaben bekannt:

- Die Wärmepumpe verwendet R134a als Kältemittel.
- Kompressor: Isentropen-Wirkungsgrad $\eta_s = 0.65$, mechanischer und elektrischer Wirkungsgrad zusammen (Kompressor-Wirkungsgrad) $\eta_{Kp} = 0.90$.
- Folgende vereinfachende Annahmen: Das Kältemittel wird nach der Verdampfung nicht überhitzt und nach der Kondensation nicht unterkühlt.
- Die Expansion erfolgt isenthalp.
- Das Gebäude wird mittels Fussbodenheizung beheizt.

Treffen Sie ingenieurmässige Annahmen zur Verdampfungs- und Kondensationstemperatur!

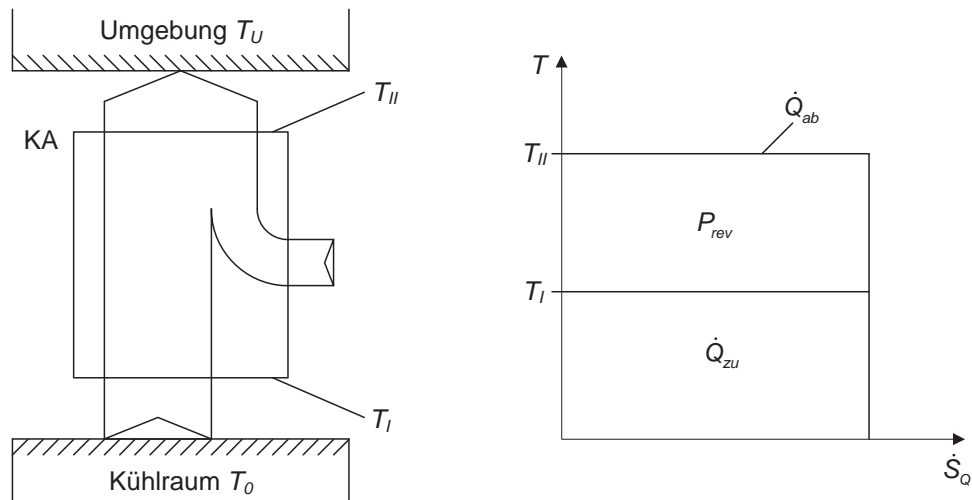
Zeichnen Sie den Kreisprozess in ein $\log p, h$ -Diagramm (bitte selber ausdrucken) und berechnen Sie die Leistungszahl der Wärmepumpe!



15.4.2 Leistungszahl der Kälteanlage

Ideale Kälteanlage

Der Kreisprozess der idealen Kälteanlage entspricht einem linkslaufenden Carnot-Prozess zwischen den beiden Temperaturniveaus T_I und T_{II} .



Der Nutzen der Kälteanlage entspricht dem aufgenommenen Wärmestrom auf dem tieferen Temperaturniveau. Bei der idealen Kälteanlage ist $T_I = T_0$ und $T_{II} = T_U$. Die Leistungszahl ist:

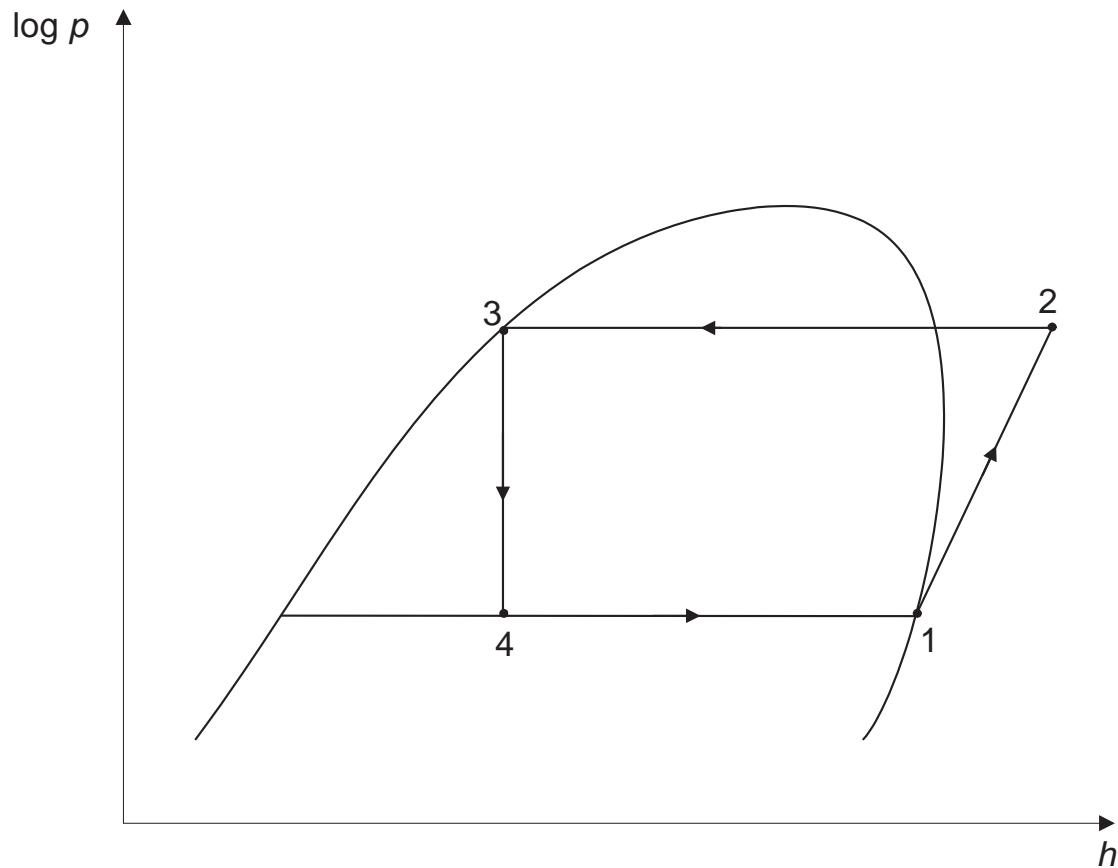
$$\varepsilon_{C,KA} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{q_{zu}}{w_{Krev}} = \frac{T_I}{T_{II} - T_I} = \frac{T_I}{\Delta T_{Hub}}$$

ΔT_{Hub} = innerer Temperaturhub der Kälteanlage

$$\Delta T_{Hub} \downarrow \rightarrow \varepsilon_{C,KA} \uparrow$$

$$\varepsilon_{C,KA} = \frac{|q_{ab}| - w_{Krev}}{w_{Krev}} = \frac{|q_{ab}|}{w_{Krev}} - 1 = \varepsilon_{C,WP} - 1$$

Reale Kälteanlage mit Aggregatzustandsänderung



Der Nutzen der **Kälteanlage** entspricht dem aufgenommenen Wärmestrom auf dem tieferen Temperaturniveau.

Innere Leistungszahl:

$$\varepsilon_{KA} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{q_{zu}}{w_K} = \frac{|q_{ab}| - w_K}{w_K} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \varepsilon_{WP} - 1$$

Die äussere Leistungszahl (Coefficient of Performance COP_{KA}) ist:

$$\text{COP}_{KA} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{P_{el}}$$

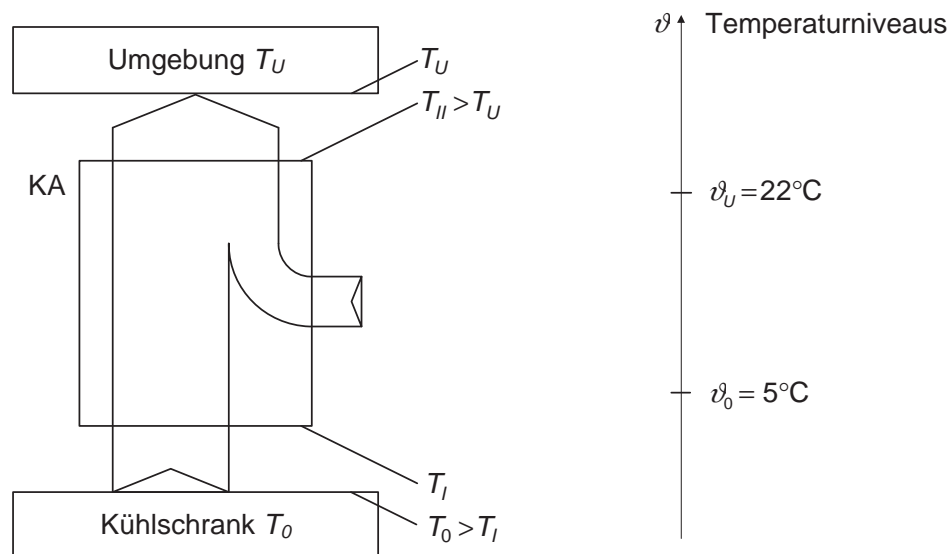
Beispiel 15.2: Kühlschrank. In jeder Wohnung steht ein Kühlschrank; es handelt sich um eine der wichtigsten und häufigsten Anwendung von Kälteanlagen. Wir betrachten folgenden Fall: Die Temperatur im Kühlschrank beträgt 5°C , die Raumtemperatur in der Küche 22°C . Gekühlt wird der Kühlschrank mit einer Kompressionskältemaschine. Folgende Angaben sind bekannt:

- Als Kältemittel wird Butan (R600) verwendet.
- Kompressor: Isentropen-Wirkungsgrad $\eta_s = 0.65$, mechanischer und elektrischer Wirkungsgrad zusammen (Kompressor-Wirkungsgrad) $\eta_{Kp} = 0.85$.
- Folgende vereinfachende Annahmen: Das Kältemittel wird nach der Verdampfung nicht überhitzt und nach der Kondensation nicht unterkühlt.
- Die Expansion erfolgt isenthalp.

Treffen Sie ingenieurmässige Annahmen zur Verdampfungs- und Kondensationstemperatur!

Zeichnen Sie den Kreisprozess in ein $\log p, h$ -Diagramm (bitte selber ausdrucken) und berechnen Sie die Leistungszahl der Kälteanlage!

Was muss bei der Verwendung von Butan als Kältemittel bei der Verdichtung beachtet werden?



$$q_{zu} = 298 \text{ kJ/kg} ; \quad w_K = w_{t12} = 60 \text{ kJ/kg} ; \quad \eta_{KM} = \frac{q_{zu}}{w_{t12}} = \frac{298 \text{ kJ/kg}}{60 \text{ kJ/kg}} = 5.0$$

Bei der Verdichtung darf kein Nassdampf auftreten. Bei Butan verlaufen die Isentropen sehr steil. Im oberen Bereich des Nassdampfgebietes besteht die Gefahr, dass ohne Überhitzung im Verdampfer während der Verdichtung Nassdampf entsteht.

15.4.3 Beziehungen zwischen den Carnot-Wirkungsgraden und den Leistungszahlen von Wärmepumpen und Kälteanlagen

Beim linkslaufenden Kreisprozess kann die Leistungszahl der realen Kälteanlage ε_{KA} über die Leistungszahl der realen Wärmepumpe ε_{WP} ausgedrückt werden, wenn die Expansion isenthalp verläuft.

$$\varepsilon_{WP} = \frac{|h_3 - h_2|}{h_2 - h_1} = \frac{(h_1 - h_4) + (h_2 - h_1)}{h_2 - h_1} = \varepsilon_{KM} + 1$$

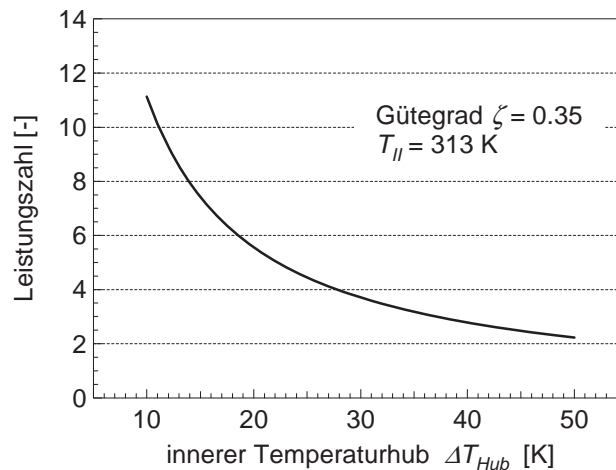
$$\varepsilon_{KA} = \varepsilon_{WP} - 1$$

Achtung: Dies gilt nur für die *innere* Leistungszahl!

Die reale Leistungszahl von Wärmepumpen wird für erste Abschätzungen oft aus dem Carnot-Wirkungsgrad der idealen Wärmepumpe berechnet. Hierzu verwendet man den so genannten Gütegrad ζ .

$$COP_{WP} = \zeta \varepsilon_{Carnot WP}$$

ζ beträgt bei den gängigen Wärmepumpen 0.35-0.5.



15.4.4 Verbesserung der Leistungszahl

Überlegen Sie sich anhand des Kreisprozesses im $\log p, h$ -Diagramm, wie die Effizienz einer Wärmepumpe oder Kälteanlage erhöht werden kann!

15.5 Komponenten von Wärmepumpen und Kälteanlagen

15.5.1 Kompressoren

Kältemittelverdichter werden neben ihrer Konstruktion (z. B. als Kolben-, Schrauben-, Turbo- oder Scrollverdichter) auch in ihrer Bauweise als offene, halbhermetische und hermetische Bauart unterschieden.

Offene Verdichter

Verdichter und Antriebsmotor sind durch Keilriemen bzw. Welle verbunden, so dass die Antriebswelle des Verdichters mit einer geeigneten Wellenabdichtung versehen werden muss.



Halbhermetische Verdichter

Verdichter und Antriebsmotor befinden sich in einem verschraubten Gehäuse oder die Gehäuse sind dicht angeflanscht, so dass keine Wellenabdichtung erforderlich ist. Der Antriebsmotor wird durch Luft oder durch das angesaugte Kältemittel (Sauggaskühlung) gekühlt.

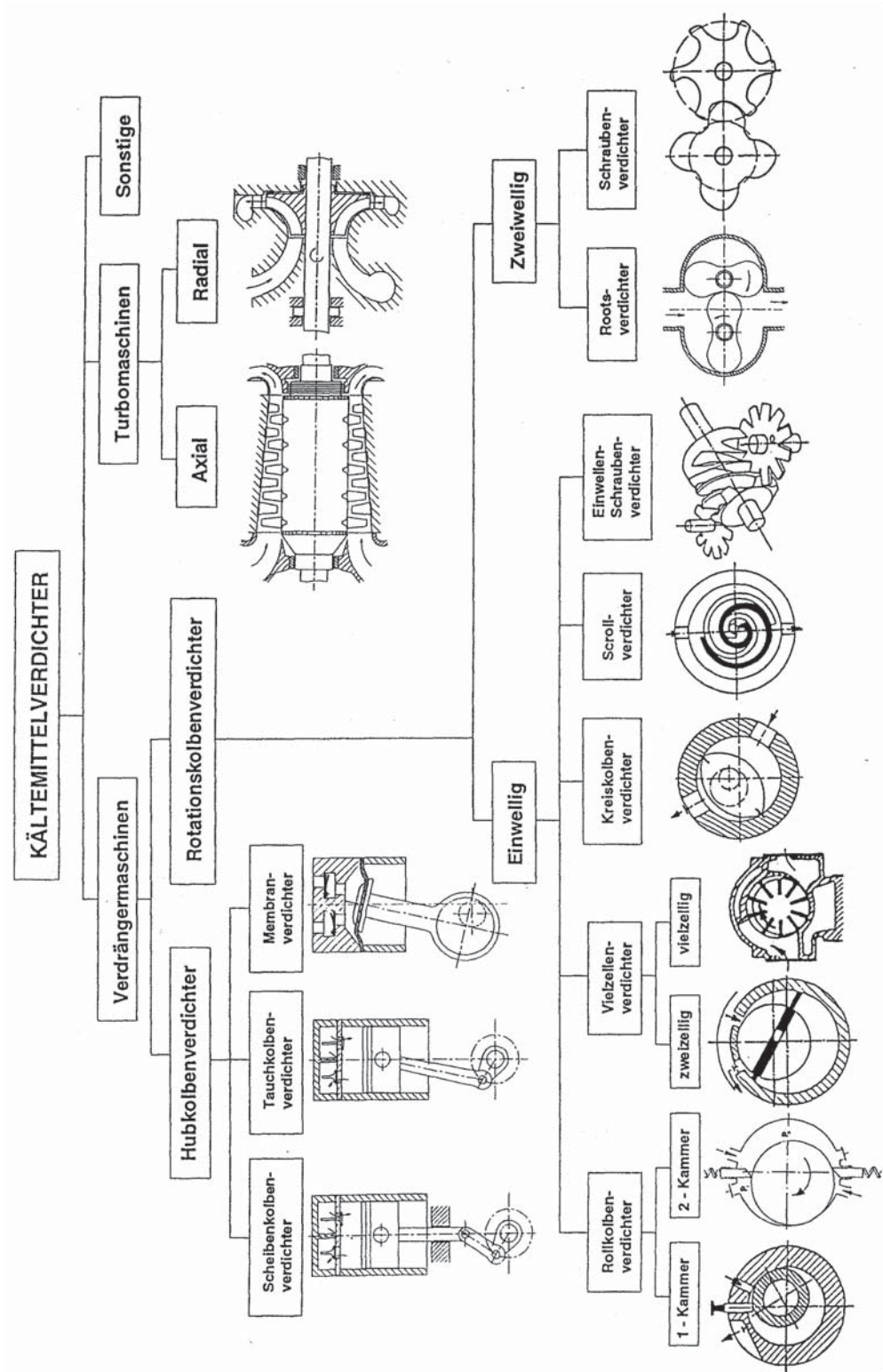


Hermetische Verdichter

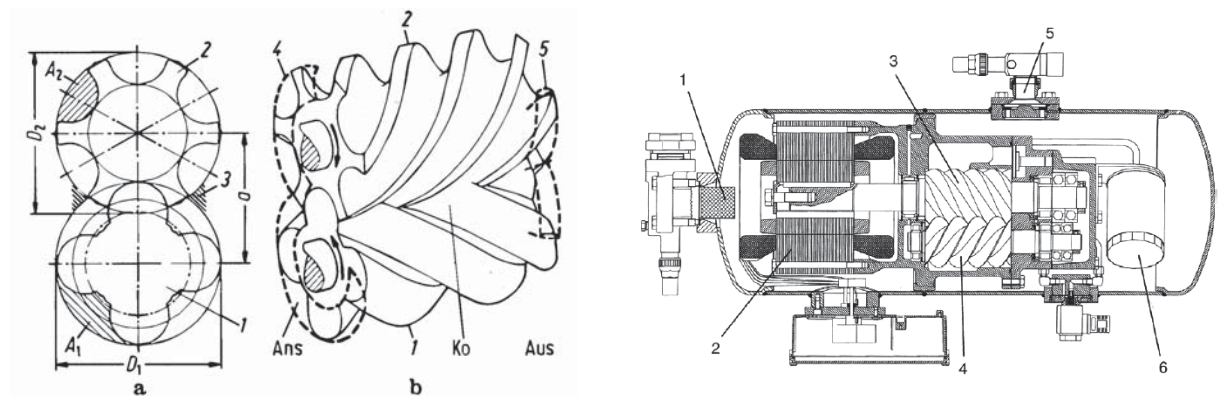
Verdichter und Antriebsmotor befinden sich bei hermetischen Ausführungen in einem nicht zu öffnenden (verschweißten) Gehäuse, weshalb solche Verdichter oft als Kapselverdichter bezeichnet werden. Der Antriebsmotor wird grundsätzlich durch das angesaugte Kältemittel gekühlt (Sauggaskühlung). Hermetische Kompressoren werden im Leistungsbereich zwischen 500 W bis max. 30 kW eingesetzt und sind vorallem bei relativ kleinen Leistungen, wie z. B. in Kühlschränken standard.



In der nachfolgenden Abbildung sind die in Wärmepumpen und Kälteanlagen meist verwendeten Verdichterbauarten dargestellt.



- Die geschmierten Schraubenverdichter weisen eine bessere hydraulische Abdichtung zwischen den Rotoren und dem Gehäuse auf, erfordern jedoch den Einbau eines Ölabschieders nach dem Verdichter. Geschmierte Schraubenverdichter haben in der Regel kein Synchronisationsgetriebe.
- Die nicht-geschmierten (trocken laufenden) Schraubenverdichter werden mehrheitlich als Luftverdichter eingesetzt. Sie haben gegenüber geschmierten Schraubenverdichtern größere Spaltverluste. Synchronisationsräder sind notwendig um die mechanische Berührung der Rotorflächen zu minimieren.

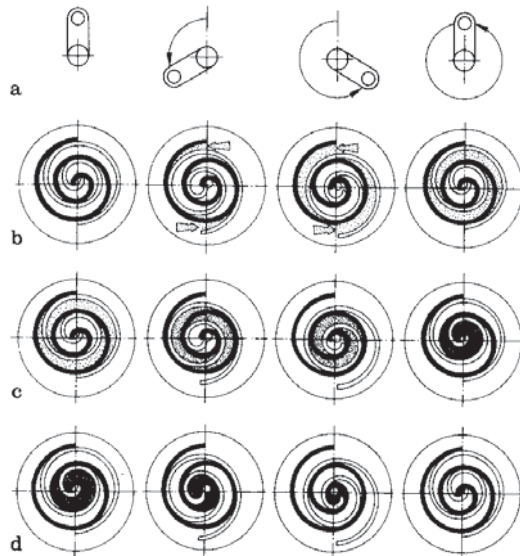


Scrollverdichter

Das Verdichtungskonzept des Scrollverdichters besteht darin, dass eine Evolventenspirale mit einer ebensolchen zweiten Spirale eine Reihe sichelförmiger Gastaschen bildet. Beim Verdichten bleibt die eine Spirale stationär (feste Spirale), während die andere (orbitierende Spirale) auf dieser abrollt. Im Verlauf dieser Bewegung werden die Gastaschen zwischen den beiden Formen langsam zum Mittelpunkt der beiden Spiralen verschoben, wobei zugleich ihr Volumen abnimmt. Die Umsetzung der rotierenden Bewegung des Motors in eine orbitierende Bewegung (Abrollbewegung) der beweglichen Spirale wird durch einen speziellen Kupplungsmechanismus erzielt.

In Scrollverdichtern hat man:

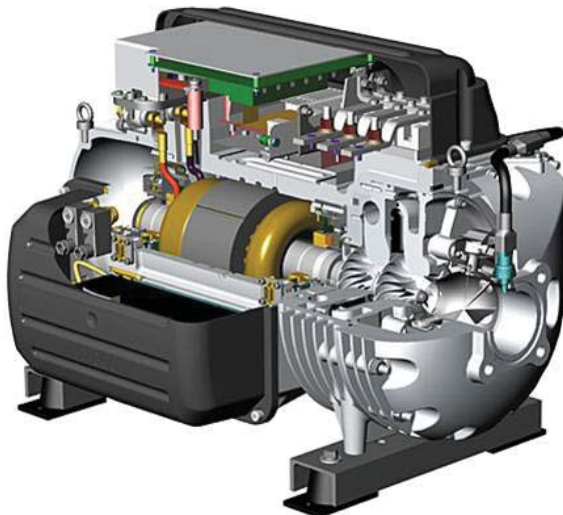
- keine Arbeitsventile
- einen ausgeglichenen Drehmomentverlauf (weil zwei Taschen gleichen Druckes gegenüber liegen und mehrere Gastaschen-Paare gleichzeitig verdichten)
- eine diskontinuierliche jedoch mit geringen Pulsationen verwirklichte Förderung (und Ansaugung) und daraus eine grössere Laufruhe (weil sich Gastaschen-Paare gleichzeitig in verschiedenen Verdichtungsstadien befinden)



Turboverdichter

Turboverdichter (Radialverdichter/Axialverdichter) sind Strömungsverdichter: Das zu verdichtende Gas wird durch rotierende Schaufeln beschleunigt und die kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt. Das Funktionsprinzip des Turboverdichters lässt sich wie folgt beschreiben:

1. Zufuhr von mechanischer Arbeit
2. Umlenkung des Fluids im Rotor (rotierendes Gitter/Schaufelrad = Laufrad)
3. Erhöhung der kinetischen Energie (Beschleunigung)
4. Umlenkung des Fluids im Stator (stationäres Gitter) / im Diffusor (beschaufelt oder unbeschaufelt)
5. Reduktion der kinetischen Energie (Verzögerung)
6. Enthalpie-Erhöhung (Druck- und Temperaturzunahme)



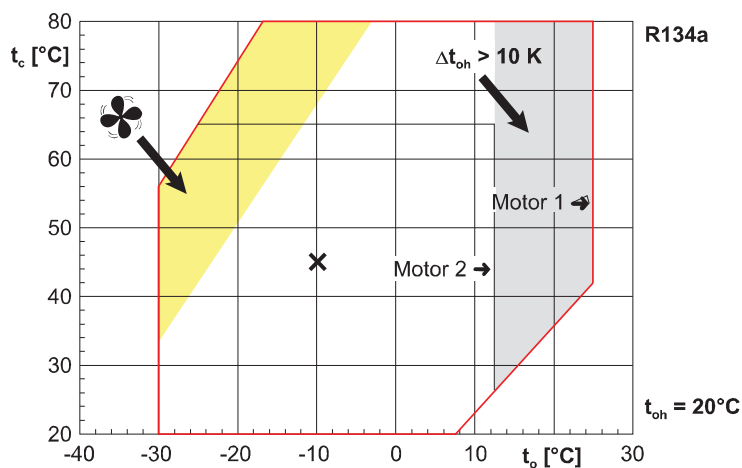
Einsatzgrenzen eines Kompressors

Der Betrieb von Kompressoren ist nur innerhalb mehr oder weniger engen Einsatzgrenzen zulässig. Zur Gewährleistung eines störungsfreien Betriebs sowie einer langen Lebensdauer sind diese Einsatzgrenzen zwingend einzuhalten. Die Einsatzgrenzen des Kompressors werden üblicherweise begrenzt durch:

- maximaler Druck auf der Saugseite wegen der Festigkeit des Gehäuses
- maximale Druckdifferenz
- maximale Auslasstemperatur wegen Ölverharzung
- maximale Sauggastemperatur bei sauggasgekühlten Kompressoren wegen thermischer Überlastung
- maximaler Saugdruck wegen Überlastung des Antriebsmotors
- minimaler Saugdruck wegen Kühlung
- maximales Druckverhältnis wegen zu hoher Auslasstemperatur
- minimale und maximale zulässige Drehzahl wegen Schmierung und Festigkeit (bei Kompressoren mit Drehzahlregelung)

Besonders genau zu untersuchen gilt es diese Einsatzgrenzen, wenn ein anderes Kältemittel als vorgeschrieben verwendet werden soll. Liegen die Saug- und Auslassdrücke des verwendeten Kältemittels innerhalb des zulässigen Einsatzbereichs, ist bezüglich der Überlastung oder Kühlung des Motors im Allgemeinen nichts zu befürchten. Hingegen kann die Verwendung eines anderen Kältemittels zu Problemen mit der Schmierung führen.

Die folgende Abbildung zeigt die Einsatzgrenzen eines halbhermetischen Hubkolbenkompressors der Firma Bitzer.



15.5.2 Entspannungsorgan

Im Entspannungsorgan wird der Druck des Kältemittels vom Kondensationsdruck auf den Verdampfungsdruck reduziert. Ohne dieses Drosselorgan könnte kein Kondensationsdruck aufgebaut werden und das Heissgas aus dem Kompressor würde ohne im Kondensator zu kondensieren dem Verdampfer zugeleitet. Die vorhandene Druckdifferenz könnte theoretisch mit einer Expansionsmaschine unter Arbeitsgewinn abgebaut werden. Die technische Umsetzung ist aufgrund der Entspannung ins Nassdampfgebiet schwierig und die resultierende Verbesserung der Leistungszahl gering. Aus diesen Gründen erscheint eine solche Anwendung vorläufig uninteressant. Drosselorgane in diversen Ausführungen bis hin zu elektronisch geregelten Varianten sind üblich. Mit Ausnahme der Kapillare handelt es sich bei sämtlichen in Wärmepumpen und Kälteanlagen eingesetzten Drosselorganen um geregelte Ventile. Solche Ventile nennt man Expansionsventile.

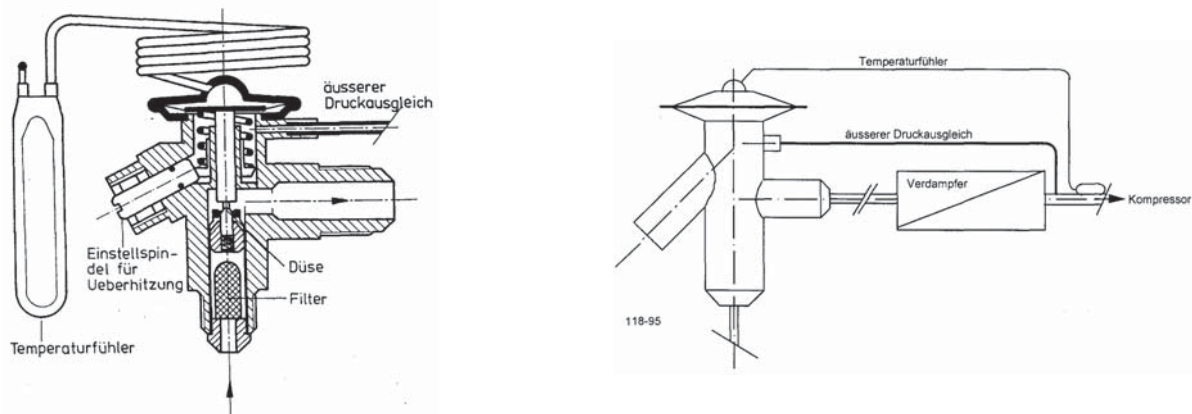
Kapillare

Kapillaren sind dünne, relativ lange Rohre. Es handelt sich dabei um die einfachsten und billigsten Drosselorgane. Verwendet werden sie üblicherweise bei kleinen Leistungen, wie z. B. in Kühlschränken oder Entfeuchtern, oder bei Anlagen mit relativ konstanten Betriebsbedingungen. Der kleine Innendurchmesser und die relativ grosse Länge sorgen für die gewünschte Reduktion vom Kondensationsdruck auf den Verdampfungsdruck. Die Charakteristik der Kapillare kann durch die Wahl des Innendurchmessers sowie der Länge verändert werden. Da es sich um ein unreguliertes Drosselorgan handelt, muss bei der Dimensionierung der Kapillare darauf geachtet werden, dass in sämtlichen Betriebszuständen der Wärmepumpe bzw. der Kälteanlage eine minimale Überhitzung des aus dem Verdampfer austretenden Sauggases gewährleistet werden kann.

Thermostatisches Expansionsventil

Die Regelgrösse beim thermostatischen Expansionsventil ist die Überhitzung des Sauggases. Dieses Ventil sorgt durch seinen eingebauten Regelmechanismus dafür, dass das aus dem Verdampfer austretende Sauggas (gegenüber der Verdampfungstemperatur) um einen gewissen Betrag überhitzt ist. Es stellt auf diese Weise sicher, dass keine Flüssigkeit im Sauggas vorhanden ist, welche den Kompressor eventuell beschädigen könnte.

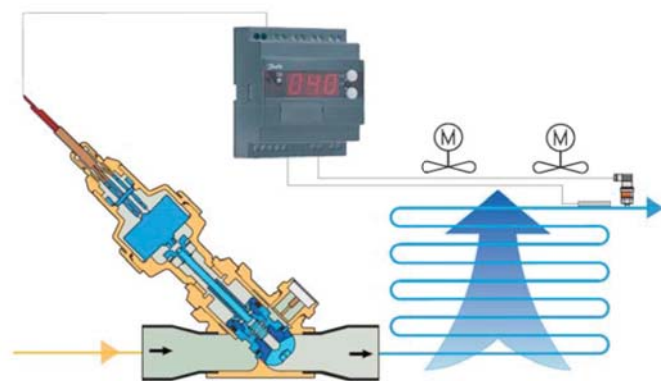
In der nachfolgenden Abbildung ist der Aufbau eines thermostatischen Expansionsventils dargestellt.



Die Wirkungsweise des thermostatischen Expansionsventils kann anhand des Kräftegleichgewichts am Membranteller erklärt werden. Die an diesem Membranteller angreifenden Kräfte sind einerseits die Druckkräfte unterhalb der Membrane (dieser Druck entspricht dem Verdampfungsdruck), die Federkraft und die Druckkräfte im Fühlersystem (oberhalb der Membrane). Der Fühler dient der Temperaturmessung des Sauggases am Austritt aus dem Verdampfer. Das Fühlersystem ist mit dem gleichen Kältemittel gefüllt wie der Kältekreislauf und hat somit die gleiche Dampfdruckkurve. Der Dampfdruck im Inneren des Fühlersystems entspricht somit immer dem Dampfdruck bei der jeweiligen Sauggastemperatur. Dieser liegt wegen der angestrebten Überhitzung stets über dem Verdampfungsdruck im Verdampfer, was zur Folge hat, dass der Druck oberhalb der Membrane grösser ist als der Druck unterhalb der Membrane. Die Membrane wird daher tendenziell nach unten gedrückt wodurch sich das Ventil öffnet. Durch die Einstellung der Federvorspannung kann der Schliesspunkt des Ventils und damit die Überhitzung des Sauggases eingestellt werden.

Elektronisch geregelte Expansionsventile

Elektronisch geregelte Expansionsventile ermöglichen einen stabilen Betrieb der Wärmepumpe bzw. der Kälteanlage mit sehr kleinen Sauggasüberhitzungen auch bei stärkeren Schwankungen des Saugdrucks. Aufgrund der geringen, aber stabilen Sauggasüberhitzung bei Verwendung eines elektronisch geregelten Expansionsventils kann ein effizienterer Betrieb als bei Verwendung eines thermostatischen Expansionsventils gewährleistet werden. Zur Erreichung einer stabilen, minimalen Überhitzung muss sowohl der Druck als auch die Temperatur nach dem Verdampfer gemessen werden. Anhand dieser Daten wird die erforderliche Öffnung des Ventils vom Regler vorgegeben.



15.5.3 Wärmeübertrager

Die Aufgabe der Wärmeübertrager von Wärmepumpen bzw. Kälteanlagen besteht einerseits darin, Wärme aus der Umgebung bzw. dem Kühlraum aufzunehmen und andererseits Wärme an den Raum bzw. die Umgebung abzugeben. Die Auslegung der Wärmeübertrager (Verdampfer und Kondensator) einer Wärmepumpe oder Kälteanlage beeinflussen die resultierende Betriebscharakteristik stark und ist deshalb von grosser Bedeutung. Das gilt besonders in Bezug auf den Teillastbetrieb, welcher insbesondere bei Luft/Wasser-Wärmepumpen einen grossen Teil der jährlichen Betriebsstunden ausmacht. Die Wärmeübertrager sollten im Teillastbetrieb gute Betriebszustände (d.h. keine zu grossen Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung) garantieren. Die geschickte Auslegung und Konstruktion der Wärmeübertrager hat neben der Funktionstüchtigkeit auch einen beträchtlichen Einfluss auf den Preis der Wärmepumpe bzw. Kälteanlage.

Kondensator

Um die bei tiefer Temperatur aufgenommene Wärme an den Raum (Wärmepumpe) bzw. die Umgebung (Kälteanlage) abzuführen, wird der meist überhitzte Kältemitteldampf im Kondensator enthitzt, kondensiert und ggf. leicht unterkühlt. Die abgegebene Wärme wird auf das Wärmeträgermedium (Heizwasser, Raumluft) bzw. das Kühlmedium (Kühlwasser, Umgebungsluft) übertragen.

Kondensatoren werden in verschiedenen Bauformen hergestellt. Die häufigsten Bauarten sind:

- luftgekühlte, verrippte Kondensatoren mit horizontalen Rohren
- koaxiale Kondensatoren (Doppelrohrkondensatoren)
- Rohrbündelkondensatoren
- Plattenkondensatoren

Die am besten geeignete Bauform hängt neben dem Wärmeträgermedium bzw. dem Kühlmedium auch von den Einbauverhältnissen und dem Preis ab.

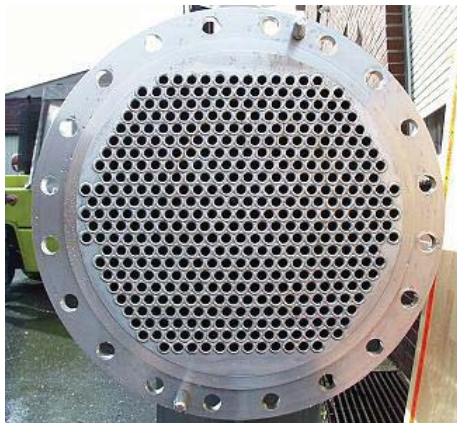
Wenn Luft als Wärmesenke vorhanden ist, so muss analog zum Verdampfer die Fläche auf der Luftseite aufgrund des kleineren Wärmeübergangskoeffizienten ein Mehrfaches der Fläche auf der Kältemittelseite betragen. Dies wird durch die Lamellen erreicht, welche normalerweise aus Aluminium bestehen. Da die Luft senkrecht zum Kältemittel durch den Kondensator strömt, handelt es sich um einen Kreuzstrom-Wärmeübertrager.



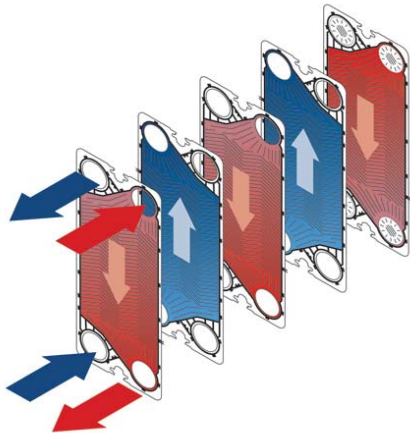
Mit Wasser als Wärmesenke können koaxiale Kondensatoren eingesetzt werden. Hier fließen Wasser und Kältemittel exakt im Gegenstrom. Dadurch kann das Wasser am Austritt über die Kondensationstemperatur (aufgrund der Dampfüberhitzung am Kondensatoreintritt) erwärmt werden. Koaxiale Kondensatoren werden in kleineren Anlagen oft in Form einer Schraubenlinie gewunden.



Rohrbündelkondensatoren werden vor allem in grösseren Anlagen und bei Wasser als Wärmeträger- bzw. Kühlmedium eingesetzt. Aufgrund seiner Bauart kann er auch die Funktion des Sammlers übernehmen.



Zunehmend kommen auch Plattenwärmeübertrager als Kondensatoren zum Einsatz (geeignet bei Wasser als Wärmeträger- bzw. Kühlmedium). Sie zeichnen sich durch gute Wärmeübertragungseigenschaften, Kompaktheit und kleine Kältemittelfüllmengen aus. Plattenwärmeübertrager bestehen aus einer grösseren Zahl von Einzelplatten von geringer Stärke. Alternierend strömt in den Kammern Wasser und Kältemittel. Die Plattenpakete sind aussen meist verlötet.

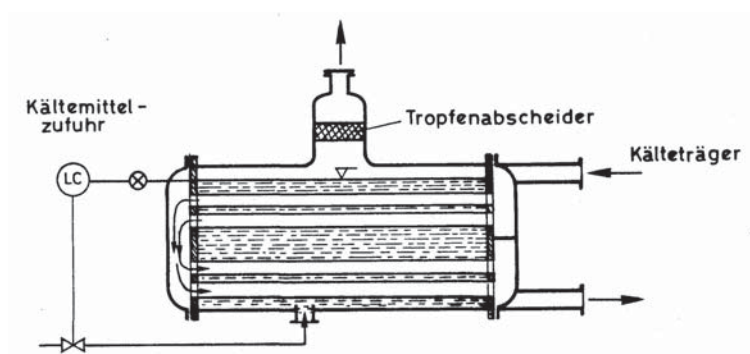


Verdampfer

Im Verdampfer wird Wärme bei tiefer Temperatur aus der Umgebung (Wärmepumpe) bzw. dem Kühlraum (Kälteanlagen) aufgenommen und dadurch das Kältemittel verdampft und ggf. leicht überhitzt. Es werden grundsätzlich zwei Bauarten von Verdampfern unterschieden:

- überflutete Verdampfer
- Einspritzverdampfer

Für die Wärmeaufnahme aus Flüssigkeiten bzw. die Kühlung von Flüssigkeiten wie z. B. Wasser oder Sole eignen sich überflutete Verdampfer, welche üblicherweise aus horizontalen Rohrbündeln bestehen. Die zu kühlende Flüssigkeit fließt durch die Rohre, während das Kältemittel, welches das Rohrbündel bedeckt, ausserhalb der Rohre verdampft.



Erfolgt die Kältemiteleinspritzung in den Verdampfer mittels thermostatischem bzw. elektronisch geregeltem Expansionsventil, handelt es sich um einen Einspritzverdampfer. Bei diesem Anwendungsfall erfolgt die Verdampfung des Kältemittels innerhalb der Rohre. Einspritzverdampfer werden angewendet in:

- Kleinanlagen
- ölgeschmierten Anlagen
- Kältemittel-Luft-Wärmetauschern (Lamellenluftkühler)

Damit bei ölgeschmierten Anlagen das Öl vom Verdampfer zurück in den Kompressor befördert wird, muss in der Saugleitung eine minimale Strömungsgeschwindigkeit des Kältemitteldampfs eingehalten werden.

Die üblichen Bauarten von Einspritzverdampfern entsprechen denjenigen der Kondensatoren (Lamellenluftkühler, koaxiale Verdampfer, Rohrbündelverdampfer, Plattenverdampfer).

15.6 Kältemittel

15.6.1 Das ideale Kältemittel

Folgende Eigenschaften charakterisieren ein “ideales Kältemittel”. Bei einem realen Kältemittel muss je nach Anwendung abgeklärt werden, welche Anforderungen erfüllt werden müssen.

- Nicht giftig, nicht gesundheitsschädigend
- Nicht brennbar, nicht explosiv
- Nicht korrosiv, nicht chemisch reaktiv
- Wahrnehmbar bei allfälligem Austritt
- Umweltverträglich
 - kein Ozonabbaupotenzial
 - kein direkter Treibhauseffekt
 - nicht wassergefährdend
 - mit wenig Aufwand entsorgbar
 - keine Gefahr durch Abbauprodukte
 - Stoffe, die in der Natur vorkommen
- Thermisch und chemisch stabil
- Verträglich mit den Konstruktionsmaterialien
 - Metalle
 - Kunststoffe
 - Elastomere
- Verträglich mit Schmiermitteln (in Anlagen mit Verdichtern)
- Energieeffizient
 - geringe Siededrucke (flache Dampfdruckkurve)
 - grosse volumetrische Kälteleistung
 - grosse Wärmeübertragungskoeffizienten
- Wirtschaftlich
 - leicht erhältlich
 - billig

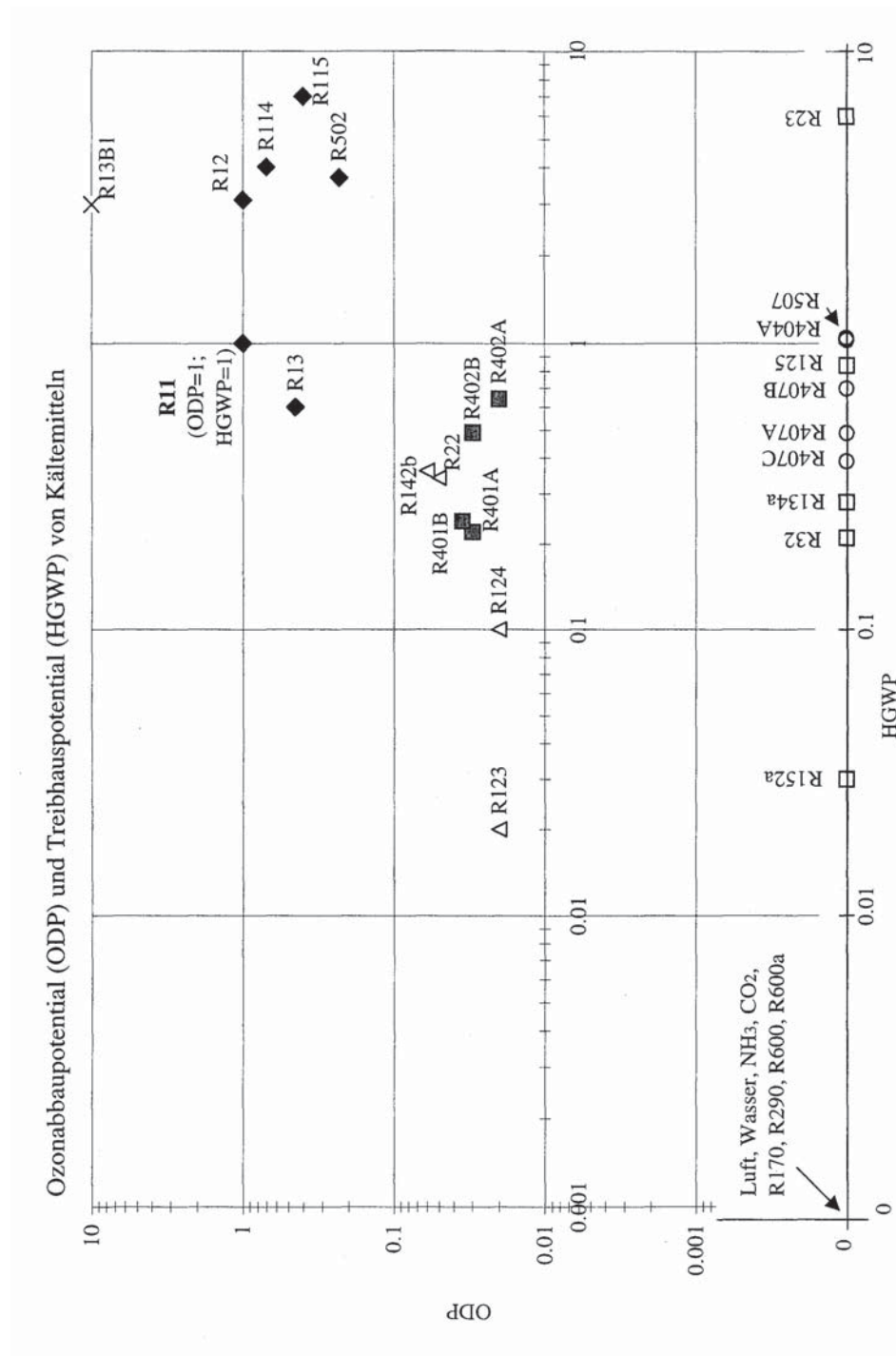
15.6.2 Einteilung der Kältemittel

Die Kältemittel werden in zwei Hauptgruppen unterteilt:

- Anorganische Verbindungen z. B. Luft, Wasser, Ammoniak, Kohlendioxid usw.
- Organische Verbindungen z. B. Kohlenwasserstoffe, halogenierte Kohlenwasserstoffe (FCKW) und deren Gemische usw.

15.6.3 Ozonabbaupotenzial und Treibhauspotenzial

Bei der Wahl des Kältemittels spielt die Umweltverträglichkeit eine wichtige Rolle. Die Abbildung zeigt das Ozonabbaupotenzial (ODP) und Treibhauspotenzial (HGWP) verschiedener Kältemittel bezogen auf die Werte des Kältemittels R11 (ODP=1, HGWP=1).



Das Ozonabbau- und Treibhauspotenzial ist bei den anorganischen Verbindungen im Vergleich zu den organischen Verbindungen sehr gering.

15.7 Geschichte der WP/KA

Im Jahre 1824 hat der französische Physiker Sadi Carnot das Prinzip der reversiblen Wärmekraftmaschine und damit der bestmöglichen thermodynamischen Maschine für die Erzeugung mechanischer Arbeit aus Wärme erdacht. Das Arbeitsprinzip der Wärmepumpe (und damit auch der Kälteanlage), Wärme mit Hilfe eines thermodynamischen Kreisprozesses auf ein höheres Temperaturniveau zu “pumpen”, beschrieb vor rund 150 Jahren der ideenreiche englische Physiker Thomson, bekannt als Lord Kelvin. Die Fachwelt misstraute dieser Idee; Kelvin deckte auf, dass sein Prinzip der Wärmepumpe lediglich die Umkehrung der reversiblen Wärmekraftmaschine ist.

Im Gegensatz zur Kälteanlage, zu der es bisher keine konkurrierenden Verfahren für die kontinuierliche Kälteerzeugung gibt, steht die Wärmepumpe mit allen üblichen (irreversiblen) direkten Heizverfahren (Holz-, Kohle-, Gas-, Öl- und elektrische Heizung) im Wettbewerb. Aus diesem Grund wurden Wärmepumpen zum Heizen von Gebäuden in der Schweiz erst 1939/40 erfolgreich realisiert, nämlich in Zürich für Kongresshaus, Rathaus und Hallenbad, als die Schweiz im Krieg nicht mehr genügend Kohle einführen konnte. Das Heizen von privaten Wohnhäusern mit Wärmepumpen kam, ausgelöst durch die Erdölkrisen, in den 1970er-Jahren auf.

Die nachfolgende Abbildung zeigt die Wärmepumpen-Anlage des Rathaus Zürich, welche als Wärmequelle das Wasser der Limmat nutzt.



15.8 Weitere Anwendungen der Kältetechnik

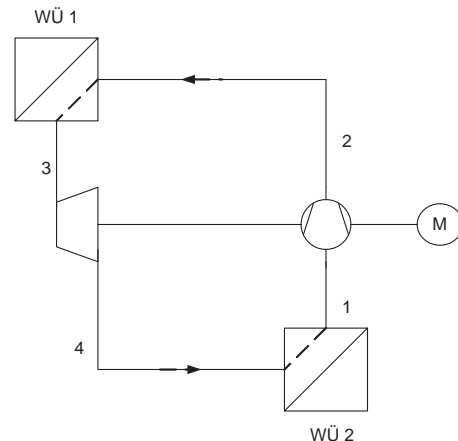
Führen Sie selbständig eine kurze Recherche durch zu weiteren wichtigen Anwendungen in der Kältetechnik!

15.9 Übungen

Übung 15.1: Idealisierter linkslaufender Kreisprozess. Mit der dargestellten Anlage soll ein idealisierter linkslaufender Kreisprozess mit Luft als Arbeitsmittel mit folgenden Zustandsänderungen realisiert werden:

- 1 \rightarrow 2: isentrope Verdichtung
- 2 \rightarrow 3: isobare Wärmeabgabe
- 3 \rightarrow 4: isentrope Expansion
- 4 \rightarrow 1: isobare Wärmezufuhr

Dabei wird die von 2 \rightarrow 3 abgegebene Wärmeenergie zur Beheizung eines Behälters in einem chemischen Prozess verwendet.



Der Luftmassenstrom im Kreislauf beträgt $\dot{m}_L = 2 \text{ kg/s}$. Die Druckniveaus liegen bei $p_1 = p_4 = p_U = 1 \text{ bar(a)}$ und $p_2 = p_3 = 10 \text{ bar(a)}$. Die Temperatur ϑ_1 beträgt 20°C und die Temperatur $\vartheta_4 = -20^\circ\text{C}$.

Stellen Sie den Prozess im T, s -Diagramm dar!

Berechnen Sie für diesen Kreisprozess:

- a. den abgeführten Wärmestrom $\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{23}$ ($\dot{Q}_{ab} = -155.2 \text{ kW}$)
- b. den zugeführten Wärmestrom $\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{41}$ ($\dot{Q}_{zu} = 80.4 \text{ kW}$)
- c. die Leistung der Turbine $P_T = P_{34}$ ($P_T = -473.4 \text{ kW}$)
- d. die Leistung des Verdichters $P_K = P_{12}$ ($P_K = 548.2 \text{ kW}$)
- e. die zusätzliche Leistung, welche dem System über den Elektromotor zugeführt werden muss ($P_M = 74.8 \text{ kW}$)
- f. die Leistungszahl der "Wärmepumpe" ($\varepsilon_{WP} = 2.08$)

Luft: $R_L = 287.2 \text{ J/kg K}$; $\kappa = 1.4$; Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazitäten kann vernachlässigt werden.

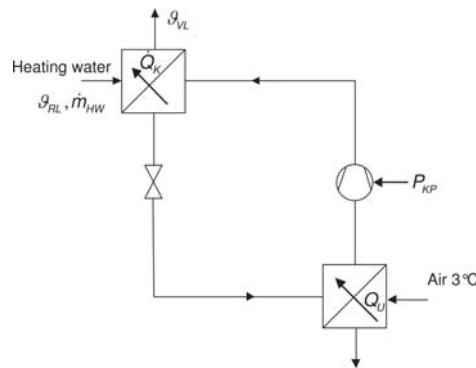
Übung 15.2: Kälteanlage mit R134a als Kältemittel. Eine mit R134a arbeitende Kälteanlage soll 1.40 kg/s Kühlsole (KS) von 2°C auf −5°C abkühlen. Die spezifische Wärmekapazität der Kühlsole beträgt $c_{pKS} = 3.60$ kJ/kg K.

Die Verdampfung findet bei 2 bar(a) statt und der Dampf am Austritt des Verdampfers ist um 8 K überhitzt. Dieser Dampf wird in einem Verdichter mit einem isentropen Wirkungsgrad von $\eta_s = 0.70$ auf 8 bar(a) verdichtet. Der mechanische und elektrische Wirkungsgrad beträgt zusammen $\eta_{m,e} = 0.85$. Der Dampf durchströmt anschliessend den Kondensator, in dem er vollständig kondensiert und um 5 K unterkühlt wird. Das flüssige Kältemittel wird schliesslich in einem Expansionsventil auf den Verdampfungsdruck entspannt.

- Die Anlage soll schematisch dargestellt werden.
- Der Kreisprozess ist in ein $\log p, h$ -Diagramm einzutragen (bitte selber ausdrucken).
- Lesen Sie aus dem $\log p, h$ -Diagramm die Zustandsgrössen Druck p , Temperatur ϑ und die spezifische Enthalpie h an den Eckpunkten des Kreisprozesses ab.
- Wie gross ist die Kälteleistung dieser Anlage? ($\dot{Q}_0 = 35.3$ kW)
- Wie gross ist der Kältemittelmassenstrom im Kältekreislauf? ($\dot{m}_{KM} = 0.24$ kg/s)
- Welche elektrische Leistung ist für die Verdichtung erforderlich? ($P_K = 10.9$ kW)
- Wie gross ist die im Kondensator abzuführende Wärmeleistung? ($\dot{Q}_{ab} = -44.6$ kW)
- Wie gross ist die Leistungszahl dieser Kälteanlage? ($\varepsilon_{KA} = 3.80$)
- Wie gross ist der Gütegrad dieser Kälteanlage? ($\zeta = 0.51$)

Übung 15.3: Luft/Wasser-Wärmepumpe mit R134a als Arbeitsfluid.

Zur Beheizung eines Wohngebäudes wird eine Luft/Wasser-Wärmepumpe eingesetzt.



Die Temperatur der Umgebungsluft beträgt 3°C. Bei diesem Umgebungszustand stellt sich der folgende Betriebspunkt der Luft/Wasser-Wärmepumpe ein:

Verdampfungstemperatur:	$\vartheta_V =$	-5 °C
Kondensationstemperatur:	$\vartheta_K =$	40 °C
Sauggasüberhitzung:	$\Delta T_{\dot{U}h} =$	5 K
Kondensatunterkühlung:	$\Delta T_{Uk} =$	5 K
Aus der Umgebung aufgenommener Wärmestrom im Verdampfer:	$\dot{Q}_U =$	6 kW

Der Kompressor weist einen isentropen Wirkungsgrad von $\eta_s = 0.65$ auf. Der Kompressorwirkungsgrad, d.h. der mechanische und elektrische Wirkungsgrad beträgt $\eta_{KP} = 0.85$.

Aufgaben:

- Zeichnen Sie den Kreisprozess der Luft/Wasser-Wärmepumpe in ein $\log p, h$ -Diagramm ein (bitte selber ausdrucken). Die im Verdampfer und Kondensator auftretenden Druckverluste können dabei vernachlässigt werden.
- Berechnen Sie den Arbeitsfluid-Massenstrom \dot{m}_{KM} mit Hilfe der Bilanzierung des Verdampfers.
- Ermitteln Sie die zugeführte (elektrische) Kompressorleistung P_{KP} .
- Wie gross ist der im Kondensator abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_K bzw. die von der Luft/Wasser-Wärmepumpe erzeugte Heizleistung \dot{Q}_H ?
- Berechnen Sie die Vorlauftemperatur des Heizwassers ϑ_{VL} am Austritt aus dem Kondensator. Der Heizwassermassenstrom beträgt $\dot{m}_{HW} = 0.38 \text{ kg/s}$, die Rücklauftemperatur des Heizwassers $\vartheta_{RL} = 30^\circ\text{C}$ und die spezifische Wärmekapazität des Heizwassers $c_{pHW} = 4.2 \text{ kJ/kg K}$.