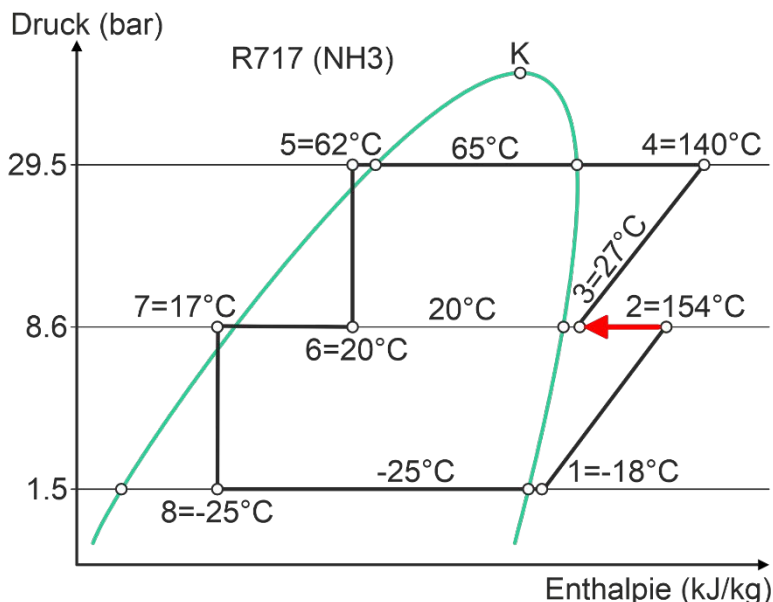
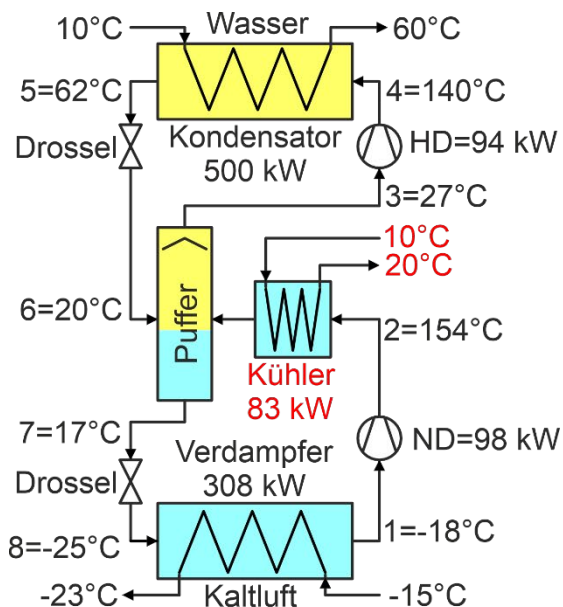




Wärmepumpen 2-stufig mit Puffer

Luft-Wasser-Wärmepumpen: Wenn im Winter die Aussenluft genutzt werden soll, also zum Beispiel in Mitteleuropa bei **-15°C**, empfiehlt sich eine 2-stufige Wärmepumpe mit einem natürlichen Kältemittel wie R717 (NH3) mit einem GWP = 0 (Global Warming Potential), am besten für eine grössere Leistung mit ölfreien Turboverdichtern. Man verzichtet dank berührungsloser Magnet- oder Gaslagern vollständig auf Schmieröl. Als Schmiermittel dient das strömende Kältemittel, wodurch ein Aufschäumen des Öls vermieden wird und der Wirkungsgrad in den Wärmetauschern durch fehlende Ölfilme ansteigt.



Niederdruck-Stufe 1: Aus Gründen einer optimalen Regulierung komprimieren 2 Turboverdichter das Kältemittel auf ein bescheidenes Druck- und Temperaturniveau. Der Verdampfer ist ein lamellierter Wärmetauscher, welcher die Aussenluft abkühlt und im Winter infolge Frostbildung periodisch mit Heissgasen über einen zweiten Kollektor abgetaut werden muss. Würde man über die Kapillaren abtauen wollen, nähme das viel zu viel Zeit in Anspruch.

Hochdruck-Stufe 2: Aus Gründen einer optimalen Regulierung komprimieren 2 Turboverdichter das Kältemittel auf ein vertretbares Druck- und Temperaturniveau an. Dadurch entsteht eine hohe Nutzwärme für Warm- und Heizungswasser von 60°C.

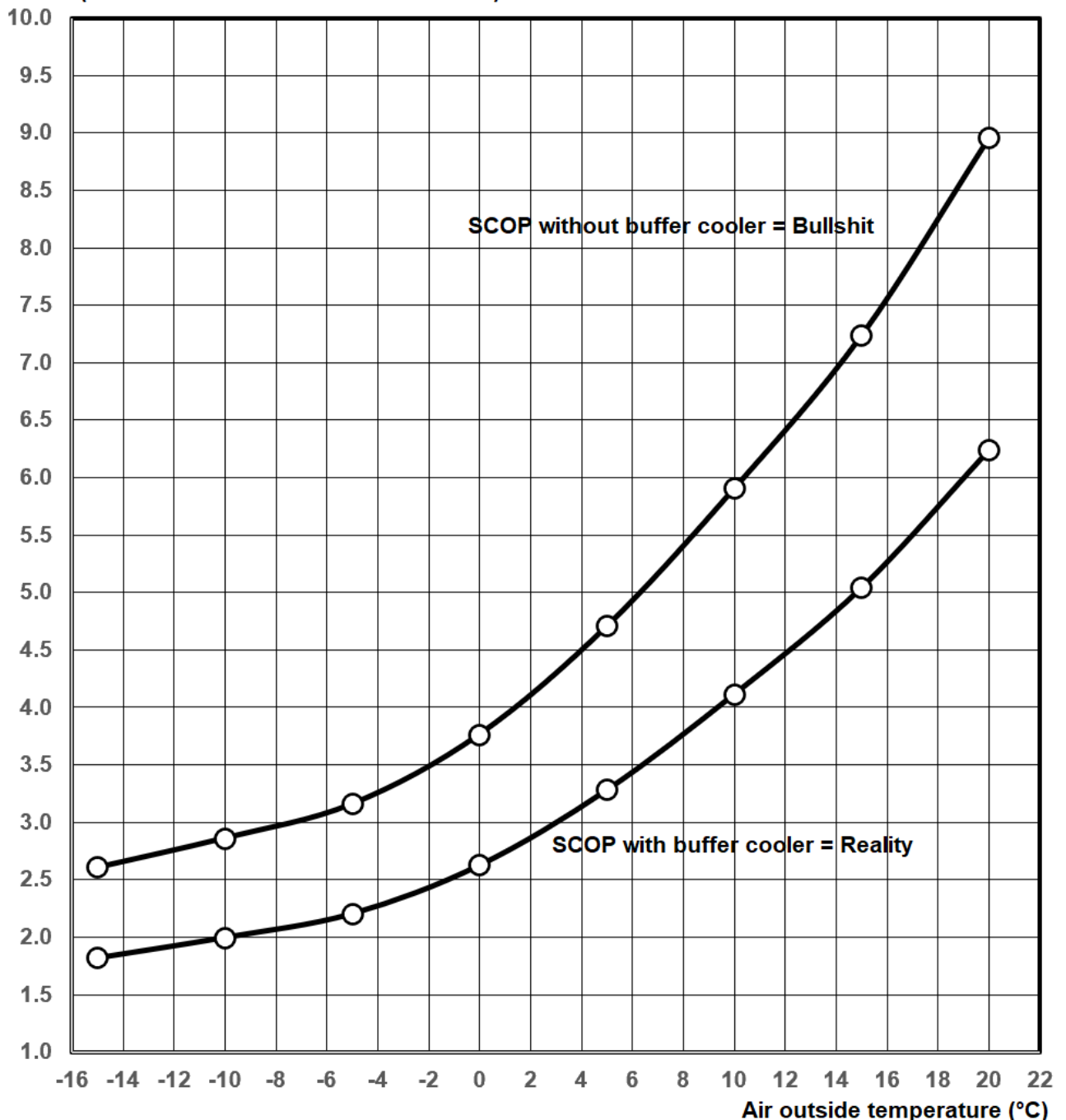
Puffer und Kühler: Zwischen Nieder- und Hochdruckstufe befindet sich ein Puffer, welcher die Aufgabe hat, das gedrosselte Kondensat der Hochdruckstufe in eine flüssige und eine gasförmige Komponente zu trennen und das Gas der Niederdruckstufe von (2) nach (3) zu kühlen. Da fragt man sich natürlich, warum dieser Kühlbedarf, welcher den COP im Vergleich zu Kaskadenwärmetauschern verschlechtert, vielfach nicht angesprochen wird, siehe dazu: [Die zweistufige Kaltdampf-Kompressionswärmepumpe mit Zwischenbehälter \(Mischkondensator\) von Prof. Dr.-Ing. Hans-Herbert Vogel in der HLH BD. 77 \(2026\) NR. 06, Seiten 32 bis 36.](#) Man könnte meinen, dass das auch ohne Kühler funktioniert, und von Unterkühlung am Kondensator und Überhitzung am Verdampfer hat man auch keine Ahnung, was natürlich absoluter Bullshit ist!

Kältemittel R717 (NH3)		Kältemittel R717 (NH3)	
Puffer ohne Kühlregister	Bullshit	Puffer mit Kühlregister	Realität
Niederdruckstufe Kompressor	97.605 kW	Niederdruckstufe Kompressor	97.605 kW
Hochdruckstufe Kompressor	94.300 kW	Hochdruckstufe Kompressor	94.300 kW
		Kühlen (2)-(3)	83.448 kW
Aufwand	191.905 kW	Aufwand	275.353 kW
Ertrag: Hochdruck-Kondensator	500.000 kW	Ertrag: Hochdruck-Kondensator	500.000 kW
COP = 500.000/191.905	2.605	COP = 500.000/275.353	1.816

COP (Coefficient of Performance): Der COP ist die Leistungszahl einer Wärmepumpe. Er gibt das Verhältnis von erzeugter Nutzwärme zu aufgewendeter Elektro- und nicht nutzbaren Kühlenergie für den Puffer an. Je höher der COP, desto effizienter arbeitet die Wärmepumpe.

SCOP (Seasonal Coefficient Of Performance): Da der COP abhängig von der Aussentemperatur ist, muss für die reale Wirtschaftlichkeit eine andere aussagekräftigere Kennzahl betrachtet werden. Der SCOP zeigt die jahreszeitlich gewichtete Effizienz über verschiedene Betriebspunkte im Labor.

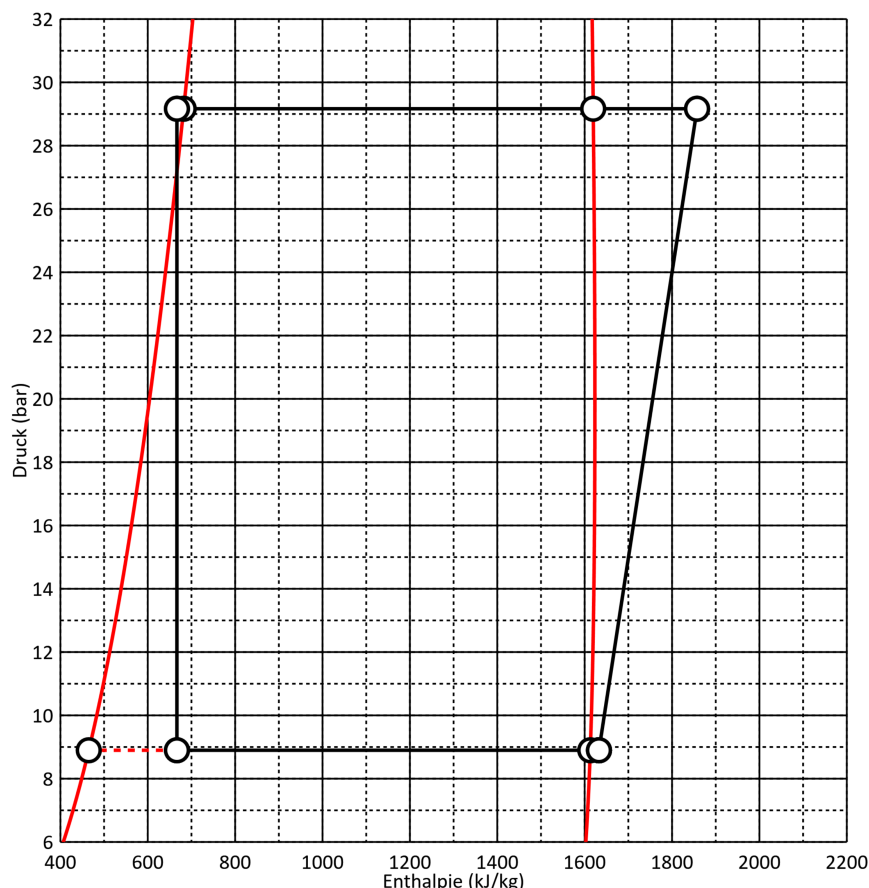
SCOP (Seasonal Coefficient Of Performance)



JAZ (Jahresarbeitszahl): Der tatsächliche, durchschnittliche Effizienzwert der Anlage über das ganze Jahr muss unter Berücksichtigung des Heizbedarfs und der Stunden in Funktion der Luftaussentemperatur berechnet werden. Der COP mit Pufferkühler bei einer Luftaussentemperatur von -15°C beträgt 1.816. Dieser steigt bei einer Luftaussentemperatur von 20°C auf 6.240 an. Für Bern (CH) sind rechts die meteorologischen Betriebsstunden, die Wasservorlauftemperatur und die Temperaturdifferenz zur Aussenlufttemperatur ersichtlich. **Durch Mittelwertbildung ergeben sich ein JAZ ohne Pufferkühler von 4.532 (Bullshit) und ein JAZ mit Pufferkühler von 3.159 (Realität).**

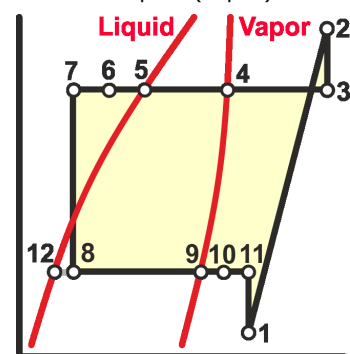
Temp. °C	Bern h	Wasser °C	Δt K
-15	45	60	75
-10	83	58	68
-5	212	56	61
0	669	54	54
5	1379	52	47
10	2119	50	40
15	2026	48	33
20	1220	46	26

Kältemittel R717 (NH3)



Beschreibung

- 1=Kältekompressor
- 2=Kältekompressor
- 3=Heissgas Kondensator
- 4=Kondensation'' (Vapor)
- 5=Kondensation' (Liquid)
- 6=Unterkühlung Kondensator
- 7=Unterkühlung zusätzlich
- 8=Verdampfer Einspritzpunkt
- 9=Verdampfer'' (Vapor)
- 10=Überhitzung Verdampfer
- 11=Überhitzung zusätzlich
- 12=Verdampfer' (Liquid)



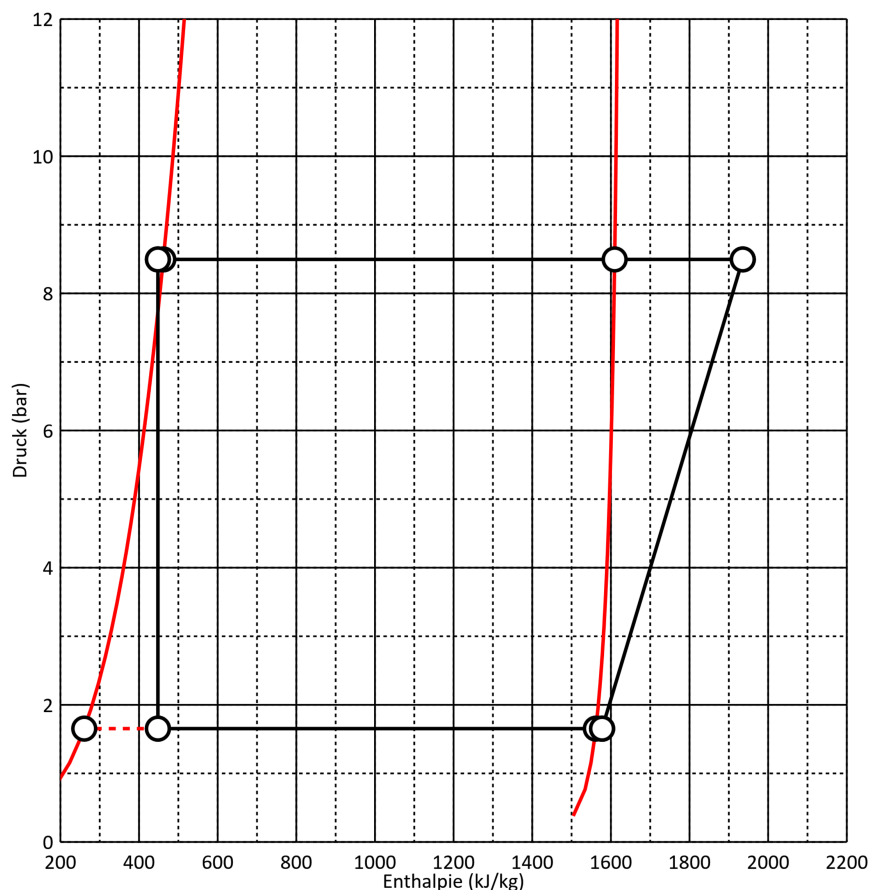
$$T^n p^{(1-n)} = \text{const}$$

$$x = \frac{n}{1-n} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(T_1/T_2)}$$

$$n = \frac{x}{1+x}$$

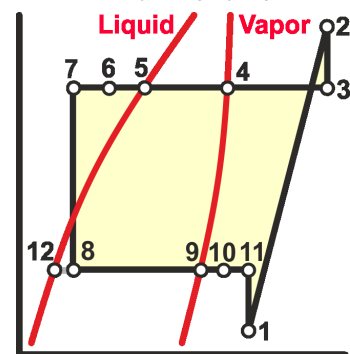
Kältekompressor	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	(n)	
1=Kältekompressor	8.575	27.000	1643.837				
2=Kältekompressor	29.492	139.756	1875.880				
Differenz			232.043	94.300	1463.008		
Polytropenexponent (n)						1.348	
Kondensator	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	COP	
3=Heissgas Kondensator	29.492	139.756	1875.880				
4=Kondensation'' (Vapor)	29.492	65.000	1630.217				
5=Kondensation' (Liquid)	29.492	65.000	661.442				
6=Unterkühlung Kondensator	29.492	62.000	645.538				
Differenz			1230.342	500.000	1463.008	5.302	
Unterkühlung zusätzlich	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h		
6=Unterkühlung Kondensator	29.492	62.000	645.538				
7=Unterkühlung zusätzlich	29.492	62.000	645.538				
Differenz			0.000	0.000	1463.008		
Verdampfer	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	COP	Flashgas
12=Verdampfer' (Liquid)	8.575	20.000	436.933				
8=Verdampfer Einspritzpunkt	8.575	20.000	645.538				0.176
9=Verdampfer'' (Vapor)	8.575	20.000	1623.317				
10=Verdampfer Überhitzung	8.575	27.000	1643.837				
Differenz			998.299	405.700	1463.008	4.302	
Überhitzung zusätzlich	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h		
10=Überhitzung Verdampfer	8.575	27.000	1643.837				
11=Überhitzung zusätzlich	8.575	27.000	1643.837				
Differenz			0.000	0.000	1463.008		
Druckverlust	bar	°C	kJ/kg				
2-3=Druckverlust	0.000						
11-1=Druckverlust	0.000						
Anschlüsse	p	v	c max	di min	di eff	da eff	Ø eff
----	kg/m³	m³/h	m/s	m	mm	mm	---
Kondensation'' (Vapor)	23.285	62.830	9.655	0.048	51.000	54.000	2"
Kondensation' (Liquid)	535.999	2.729	1.508	0.025	32.000	35.000	1 ¼"
Verdampfer' (Liquid)	610.221	2.398	1.286	0.026	32.000	35.000	1 ¼"
Verdampfer'' (Vapor)	6.700	218.373	14.439	0.073	84.900	88.900	3"

Kältemittel R717 (NH3)



Beschreibung

- 1=Kältekompressor
- 2=Kältekompressor
- 3=Heissgas Kondensator
- 4=Kondensation'' (Vapor)
- 5=Kondensation' (Liquid)
- 6=Unterkühlung Kondensator
- 7=Unterkühlung zusätzlich
- 8=Verdampfer Einspritzpunkt
- 9=Verdampfer'' (Vapor)
- 10=Überhitzung Verdampfer
- 11=Überhitzung zusätzlich
- 12=Verdampfer' (Liquid)



$$T^n p^{(1-n)} = \text{const}$$

$$x = \frac{n}{1-n} = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(T_1/T_2)}$$

$$n = \frac{x}{1+x}$$

Kältekompressor	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	(n)	
1=Kältekompressor	1.514	-18.000	1590.190				
2=Kältekompressor	8.575	153.803	1960.036				
Differenz			369.845	97.605	950.071		
Polytrophenexponent (n)						1.422	
Kondensator	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	COP	
3=Heissgas Kondensator	8.575	153.803	1960.036				
4=Kondensation'' (Vapor)	8.575	20.000	1623.317				
5=Kondensation' (Liquid)	8.575	20.000	436.933				
6=Unterkühlung Kondensator	8.575	17.000	422.759				
Differenz			1537.276	405.700	950.071	4.157	
Unterkühlung zusätzlich	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h		
6=Unterkühlung Kondensator	8.575	17.000	422.759				
7=Unterkühlung zusätzlich	8.575	17.000	422.759				
Differenz			0.000	0.000	950.071		
Verdampfer	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h	COP	Flashgas
12=Verdampfer' (Liquid)	1.514	-25.000	229.186				
8=Verdampfer Einspritzpunkt	1.514	-25.000	422.759				0.144
9=Verdampfer'' (Vapor)	1.514	-25.000	1573.800				
10=Verdampfer Überhitzung	1.514	-18.000	1590.190				
Differenz			1167.431	308.095	950.071	3.157	
Überhitzung zusätzlich	bar	°C	kJ/kg	kW	kg/h		
10=Überhitzung Verdampfer	1.514	-18.000	1590.190				
11=Überhitzung zusätzlich	1.514	-18.000	1590.190				
Differenz			0.000	0.000	950.071		
Druckverlust	bar	°C	kJ/kg				
2-3=Druckverlust	0.000						
11-1=Druckverlust	0.000						
Anschlüsse	p	v	c max	di min	di eff	da eff	Ø eff
----	kg/m³	m³/h	m/s	m	mm	mm	---
Kondensation'' (Vapor)	6.700	141.810	14.439	0.059	72.100	76.100	2 ½"
Kondensation' (Liquid)	610.221	1.557	1.286	0.021	25.000	28.000	1"
Verdampfer' (Liquid)	671.591	1.415	0.598	0.029	32.000	35.000	1 ¼"
Verdampfer'' (Vapor)	1.296	733.185	11.714	0.149	159.300	168.300	NW 150"

Leistung	kW	297.690	----- sensibel:	249.069
Flächenreserve	%	2.863	latent:	42.078
Vorhandene Fläche	m ²	1652.264	frost:	6.544
Erforderliche Fläche	m ²	1606.279		
k-Wert	W/m ² K	38.476		
Mittl. log. Temp. diff. (100.00 %)	K	4.817		



Company
Branch
Street
Country / ZIP / City

Tel: xxxxxxxxxxxx

Fax: xxxxxxxxxxxx

E-Mail

Homepage

City, 1.7.2026

Mit freundlichen Grüßen

Representative

Direct dialing

xxxxxxxxxx

Plant

Object

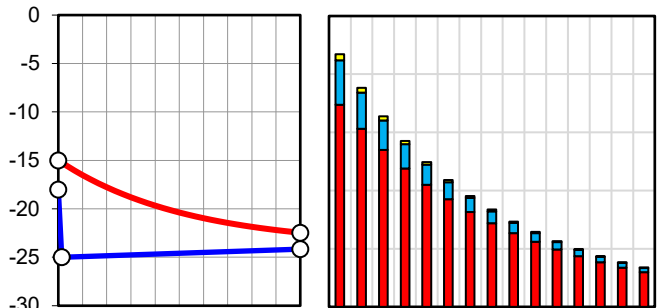
Position

Feuchte Luft (ff=0.00005 m²K/W)

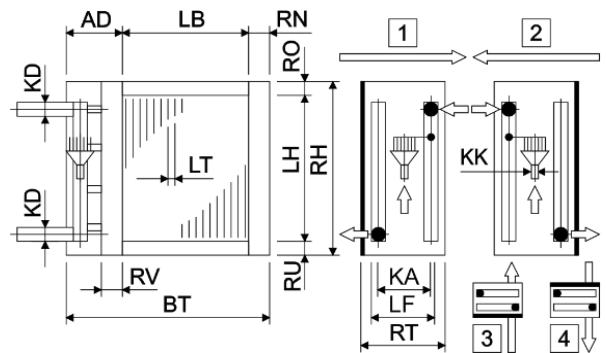
		Eintritt	Austritt	Definition
Höhe über Meer	m			0.000
Druck	hPa			1013.250
Temp.	°C	-15.000	-22.466	20.000
Rel. Feuchte	%	100.000	100.000	40.000
Abs. Feuchte	g/kg	1.006	0.492	5.783
Dichte feucht	kg/m ³	1.366	1.407	1.200
Enthalpie feucht	kJ/kg	-12.603	-21.391	34.801
Volumenstrom feucht	m ³ /h	87391.154	84793.857	100000.000
Massenstrom trocken	kg/h	119278.084	119278.084	119278.084
Kondensatmenge	kg/h		61.253	
Oberflächentemperatur	°C	-22.525	-23.757	
Geschwindigkeit	m/s	1.897	1.840	2.170
Druckverlust (tro. 66 Pa)	Pa		69.660	

R717 (NH₃) Verdampfung 1.514 bar (ff=0.00005 m²K/W)

Kondensat"	°C	15.000
Kondensat'	°C	15.000
Unterkühlung	°C	12.000
Verdampfung"	°C	-25.000
Überhitzung	°C	-18.000
Massenstrom	kg/h	899.795
Volumenstrom	m ³ /h	694.387
Geschwindigkeit	m/s	13.934
Druckverlust Verdampfung	K	0.835
Druckverlust Kapillare	bar	4.880

Dampfgehalt am Einspritzpunkt 12.64 %**Technische Daten**

Rohre total	Stück	512	Kapillaren:	5.00 x 1.00 x 2760.00 mm
Blindrohre	Stück	2	Rohre:	glatt V2A
Rohrreihen in der Tiefe	Stück	8	Rohre:	versetzt
Rohrlagen in der Höhe	Stück	64	Kollektoren:	V2A
Pässe	Stück	6	Anschlüsse:	V2A
Anzahl Stränge (NC)	Stück	85	Lamellen:	gerippt AI
Inhalt	l	481	Rahmen:	2.0 mm V2A
Gewicht	kg	1676	Kreise:	1 Standard
Anschluss für Kond.	KK	mm	Schutz:	ohne
Anschluss für Dampf	KD	mm	Schutz:	---
Rahmenhöhe	RH	mm	Lufrichtung:	horizontal
Rahmenbreite	BT	mm		
Rahmentiefe	RT	mm		
Lamellierte Höhe	LH	mm		
Lamellierte Breite	LB	mm		
Lamellierte Tiefe	LF	mm		
Rahmen oben	RO	mm		
Rahmen unten	RU	mm		
Rahmen vorne	RV	mm		
Rahmen hinten (~69mm)	RN	mm		
Abdeckung (~259mm)	AD	mm		
Kollektorabstand	KA	mm		
Lamellenteilung	LT	mm		
Lamellendicke	LD	mm		
Rohrdurchmesser	DA	mm		
Rohrwandstärke	S	mm		
Rohrteilung in der Höhe	S1	mm		
Rohrteilung in der Tiefe	S2	mm		



This requires 10 fans from Ziehl-Abegg, type FE80-AD.6N.V7.Y.
These models use bionically shaped blades modelled on the owl's wing and are used worldwide in mechanical engineering as well as in air-conditioning, refrigeration and ventilation technology.

Kältemittel

Die zweistufige Kaltdampf-Kompressionswärmepumpe mit Zwischenbehälter (Mischkondensator)

Der Prozess einer einstufigen Kompressionswärmepumpe kann bei hohen Druckverhältnissen durch eine zweistufige Ausführung mit Niederdruck- und Hochdruckteil verbessert werden. Im Folgenden wird die zweistufige Schaltung zwischen den Dampfdrücken der Verdampfungstemperatur -20 °C und der Kondensationstemperatur 40 °C für acht Kältemittel detailliert untersucht. Abschließend wird jeweils für die Kältemittel R32, R410A, Propylen und Propan die Verbesserung der Energieeffizienz (Heizzahl) durch die zweistufige Schaltung an den Standorten Helsinki, Straßburg und Athen abgeschätzt.

TEXT: Prof. Dr.-Ing. Hans-Herbert Vogel

Wie in [1] festgestellt wurde, eignet sich zwischen den Dampfdrücken der Verdampfungstemperatur $T_0 = 253,15\text{ K}$ (-20 °C) und der Kondensationstemperatur $T = 313,15\text{ K}$ (40 °C) die übliche einstufige Schaltung einer Kaltdampf-Kompressionsmaschine wegen zu hoher Verdichtungstemperaturen nicht für das Kältemittel R32. Hier empfiehlt es sich, die Kompressionswärmepumpe zweistufig auszuführen. Das Schaltbild einer zweistufigen Kaltdampf-Kompressionsmaschine zeigt **Bild 1**, die Zustandsänderungen des Kältemittels im p, h -Diagramm **Bild 2**. Die Kompressionsmaschine kann als Kältemaschine oder Wärmepumpe ausgeführt sein, je nachdem ob die Verdampferleistung oder die Kondensatorleistung genutzt wird.

Die zweistufige Wärmepumpe lässt sich als Kombination zweier einstufiger Wärmepumpen ansehen, die über einen Mischkondensator, den Zwischenbehälter, gekoppelt sind. Der Niederdruckverdichter fördert vom Dampfdruck $p_0 = p_s(T_0)$ den Kaltdampf in den Zwischenbehälter, in dem er sich mit dem nassem Kältemitteldampf mischt, der aus dem Hochdruckkreislauf kommt. Der Hochdruckverdichter saugt gesättigten Kältemitteldampf beim Mitteldruck $p_z = p_s(T_z)$ an und verdichtet ihn auf den Kondensationsdruck $p = p_s(T)$. Im Kondensator wird der Dampf unter Abgabe einer Heizleistung an das kältere Heizungswasser isobar abgekühlt und vollständig kondensiert. Das siedende Kältemittel wird im ersten Drosselventil adiabat auf den Mitteldruck p_z gedrosselt, so dass nasser Kältemitteldampf in den Zwischenbehälter gelangt. Durch das zweite Drosselventil strömt siedendes Kältemittel (Zustand 3) vom Zwischenbehälter in den

Verdampfer, wo es einen Wärmestrom aus der Umgebung aufnimmt und vollständig verdampft; damit liegt die Verdampfungstemperatur T_0 unterhalb der Umgebungstemperatur.

Das thermodynamische Modell

Der Prozess der zweistufigen Kompressionswärmepumpe ist nach Vorgabe der drei Temperaturen T_0 , T_z und T beziehungsweise deren Dampfdrücke $p_0 = p_s(T_0)$, $p_z = p_s(T_z)$ und $p = p_s(T)$ festgelegt. Für die Heizleistung gilt gemäß Bild 2

$$\dot{Q} = \dot{m}_H (h_6 - h_7) = \dot{m}_H (h_6 - h') \quad (1)$$

Hierin ist der Massenstrom des Kältemittels im Hochdruckteil (Index „H“) nicht frei wählbar. Er hängt vom Massenstrom des Kältemittels im Niederdruckteil (Index „N“) ab. Aus der Energiebilanz des als adiabat angenommenen Zwischenbehälters

$$\dot{m}_H (h_5 - h_8) = \dot{m}_N (h_2 - h_3) \quad (2)$$

oder

$$\dot{m}_H (h'_z - h') = \dot{m}_N (h_2 - h'_z) \quad (3)$$

folgt

$$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_N} = \frac{h_2 - h'_z}{h'_z - h'} \quad (4)$$

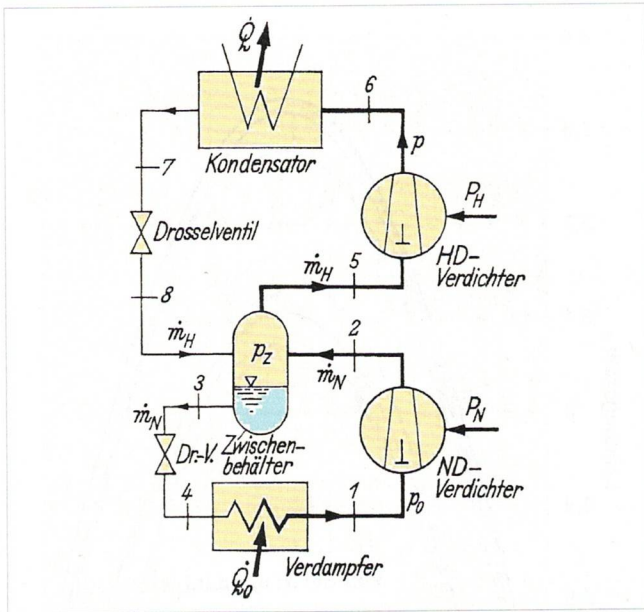


Bild 1: Schaltbild einer zweistufigen Kaldampf-Kompressionsmaschine mit Zwischenbehälter (Mischkondensator) nach [2]. Grafik: Baehr

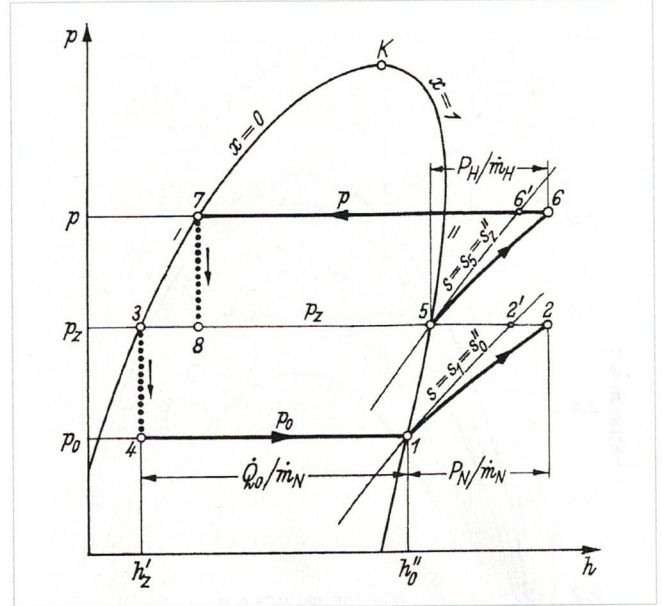


Bild 2: Zustandsänderungen des Kältemittels im p,h -Diagramm einer zweistufigen Kaldampf-Kompressionsmaschine ohne Kaldampfüberhitzung und Kondensatorunterkühlung nach [2]. Grafik: Baehr

Die aufzuwendende Verdichterleistung ist

$$P_{\text{ges}} = \dot{m}_N (h_2 - h_1) + \dot{m}_H (h_6 - h_5) \quad (5)$$

oder

$$P_{\text{ges}} = \frac{\dot{m}_N}{\eta_N} (h_2' - h_0'') + \frac{\dot{m}_H}{\eta_H} (h_6' - h_2'') \quad (6)$$

mit η_N und η_H als adiabate (isentrope) Wirkungsgrade des Niederdruck- und des Hochdruckverdichters. Aus Gleichung (1) und Gleichung (6) folgt die Leistungszahl

$$\varepsilon = \text{COP} = \frac{\dot{Q}}{P_{\text{ges}}} \quad (7)$$

der Wärmepumpe. Der vom Niederdruck- und Hochdruckverdichter geförderte Massenstrom ist jeweils das Produkt des Liefergrades, der Ansaugdichte und des theoretischen Volumenstroms

$$\dot{m}_N = \lambda_N \rho_1 \dot{V}_N = \lambda_N \rho_0'' n V_N \quad (8)$$

$$\dot{m}_H = \lambda_H \rho_5 \dot{V}_H = \lambda_H \rho_2'' n V_H \quad (9)$$

Bei gleicher Drehzahl n der beiden Verdichter muss das Verhältnis der geometrischen Saugvolumina mit Gleichung (4) die Bedingung

$$\frac{V_H}{V_N} = \frac{\dot{m}_H \lambda_N \rho_1}{\dot{m}_N \lambda_H \rho_5} = \frac{\dot{m}_H \lambda_N \rho_0''}{\dot{m}_N \lambda_H \rho_2''} \quad (10)$$

erfüllen.

Die Heizleistung, bezogen auf den theoretischen Volumenstrom des Niederdruckverdichters, ist

$$q_V := \frac{\dot{Q}}{\dot{V}_N} = \frac{\dot{Q}}{n V_N} = \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_N} (h_6 - h_1') \lambda_N \rho_0'' \quad (11)$$

Sie wird als effektive volumetrische Heizleistung der zweistufigen Wärmepumpe bezeichnet. Als Verdichter, die abhängig vom Kältemittel, Ansaugzustand, Druckverhältnis und von der Drehzahl den Liefergrad λ und den Verdichterwirkungsgrad η festlegen, wurden zwei von derselben Motorwelle angetriebenen Rollkolbenverdichter nach [3] mit dem effektiven relativen Schadvolumen $\varepsilon_0 = 0,012$ sowie den Exponenten $e = 0,75$ (Gleichung 41 in [3]) vorgegeben. Die thermodynamischen Zustandsgrößen wurden dem Programm REFPROP 10.0 [4] entnommen.

Ergebnisse

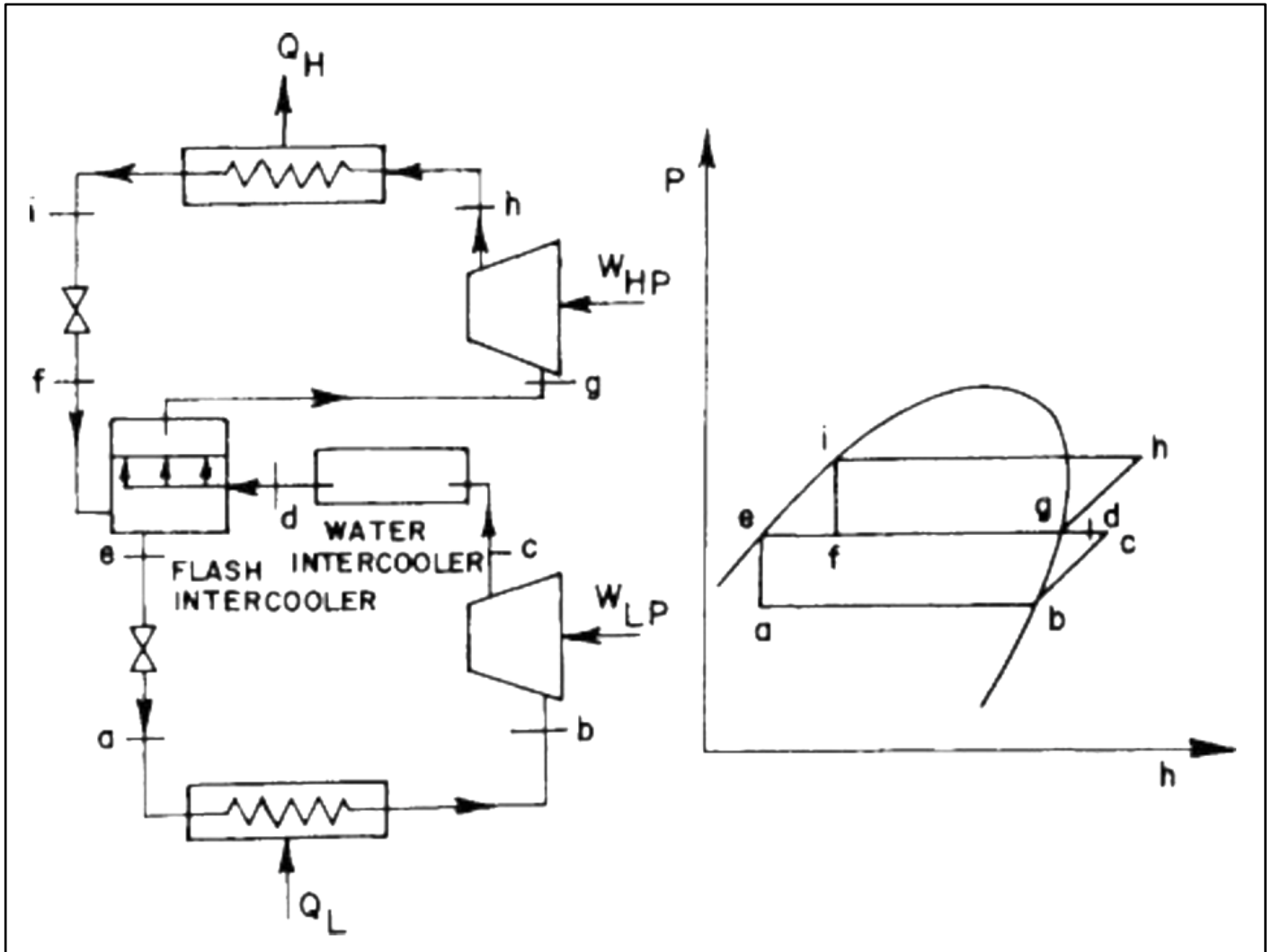
Untersucht wurden die nach F-Gase Verordnung der EU (2024) (noch) zugelassenen Kältemittel Ammoniak, Propan (R290), Propylen (R1270), R32, R152a und R1234yf im Vergleich zu den nicht mehr zugelassenen Kältemitteln R134a und R410A. Das **Bild 3** zeigt für die Drehzahl $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ (Volllast) die Leistungszahl ε als Funktion der Mitteldruck-Siedetemperatur t_z . Der zugehörige Mitteldruck folgt aus der Dampfdruckgleichung des jeweiligen Kältemittels.

Alle Kältemittel weisen etwa bei dem arithmetischen Mittel der Verdampfungstemperatur -20°C und der Kondensationstemperatur 40°C , nämlich $t_z = 10^\circ\text{C}$, ein ausgeprägtes Maximum auf. Bei dieser Drehzahl schneidet das Kältemittel Ammoniak am besten ab. Es folgen Propylen, R32 und Propan. Das Schlusslicht bildet R1234yf. Im **Bild 4** ist die Drehzahl $n = 1250 \text{ min}^{-1}$ (Teillast) gewählt. Die Leistungszahlen sind ungefähr 25 Prozent höher als bei der Vollstdrehzahl. Auch hier treten die Maxima ungefähr bei der Mitteldruck-Siedetemperatur $t_z = 10^\circ\text{C}$ auf. Spitzenreiter sind hier die Kältemittel Propylen, R32, R410A und Propan.

Unter der Annahme, dass sich die Maxima der Leistungszahl für jede Drehzahl bei etwa der Mitteldruck-Siedetemperatur $t_z = 10^\circ\text{C}$ einstellen, sind im **Bild 5** die Leistungszahlen ε als Funktion der Drehzahl dargestellt. Die Kältemittel Propylen, R32, R410A, Propan und R152a haben jeweils ein Maximum bei der



Internetrecherche Internet research



Gekühlter Puffer und zusätzlicher Wasserkühler

Wer nun wirklich idiotischerweise meint, egal ob emeritierter Professor oder seniler Doktor-Ingenieur oder noch schlimmer beides, dass man eine 2-stufige Wärmepumpe ohne Zwischenkühlung betreiben könne, soll es dummerweise ruhig mehrmals versuchen, ohne dabei etwas zu lernen, und nachträglich in Garantie regelmässig und vor allem kostenlos eine Nachbesserung liefern, frei nach dem Motto: Dumm, dümmer am dümmsten.

Flash intercooler (buffer) and water intercooler

Anyone who really idiotically thinks, whether emeritus professor or senile doctor-engineer or even worse both, that you can operate a 2-stage heat pump without intermediate cooling, should stupidly try it several times without learning anything, and subsequently deliver a repair regularly and, above all, free of charge, according to the motto: Stupid, dumber is the stupidest.

Never confuse education with intelligence. You can have a master's degree... and still be an idiot.

