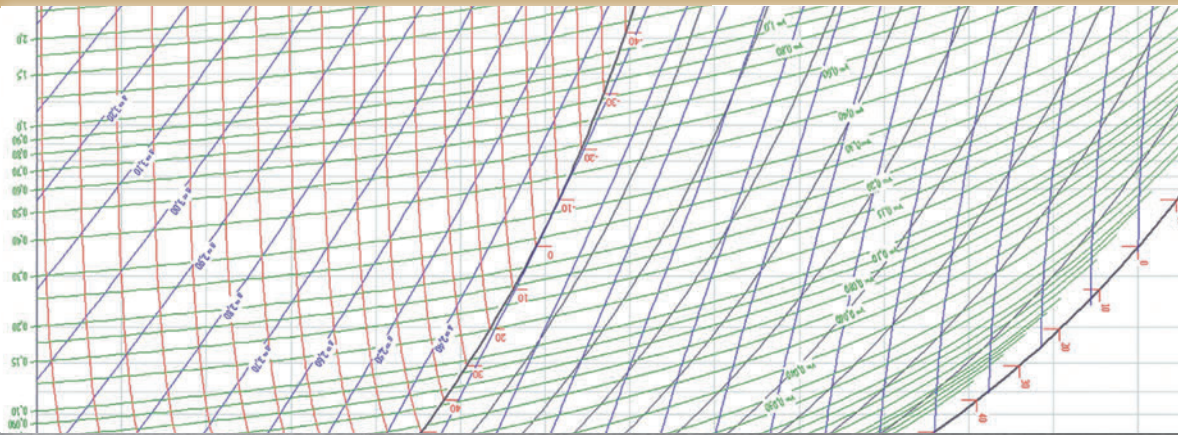




SCHIESSL

Österreich 

Schulungsunterlagen



Mit uns behalten Sie den Überblick

Thema 16:

**Das Logp,h-Diagramm -
wichtiges Arbeitsmittel
für Monteure, Meister
und Ingenieure**

Inhalt:

1.	Welchen Nutzen hat das logp,h Diagramm?	2
2.	Der Aufbau des logp,h-Diagramms	2
3.	Der 1-stufige Kälteprozeß im Logp,h-Diagramm	5
3.1.	Wichtige Punkte im Logp,h-Diagramm	8
3.2.	Ermittlung von Leistungen mit dem Logp,h-Diagramm	8
3.3.	Ursachen und Auswirkungen abweichender Temperaturen und Drücke	10
3.4.	Möglichkeiten zur Erweiterung des Einsatzbereiches eines Verdichters	13
3.5.	Möglichkeiten zur energetischen Optimierung des Kälteprozesses	14
4.	Der Temperaturgleit zeotroper Kältemittel-Gemische	17
4.1.	Das Logp,h-Diagramm zeotroper Gemische	17
4.2.	Folgen des Temperaturgleits für die Arbeitsweise des Monteurs	20
4.3.	Einfluss des Temperaturgleits auf die Auslegung von Komponenten	22
4.3.1.	Grundlagen	22
4.3.2.	Auslegung von Verdichtern	22
4.3.3.	Auslegung von Verdampfern	23
4.3.4.	Auslegung von Verflüssigern	26
4.3.5.	Fazit	28
5.	Das Logp,h-Diagramm für CO ₂ (R744)	29
5.1.	Der überkritische und unterkritische Betrieb	29
5.2.	Ermittlung des optimalen Hochdrucks mit dem Logp,h-Diagramm	31
5.3.	Transkritische Booster-Kälteanlagen im Logp,h-Diagramm	33
5.4.	Auswirkungen von Lastschwankungen in einer Booster-Kälteanlage	35
5.5.	Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung des transkritischen Prozesses	36

1. Welchen Nutzen hat das logp,h Diagramm?

logp,h Diagramm

Monteur

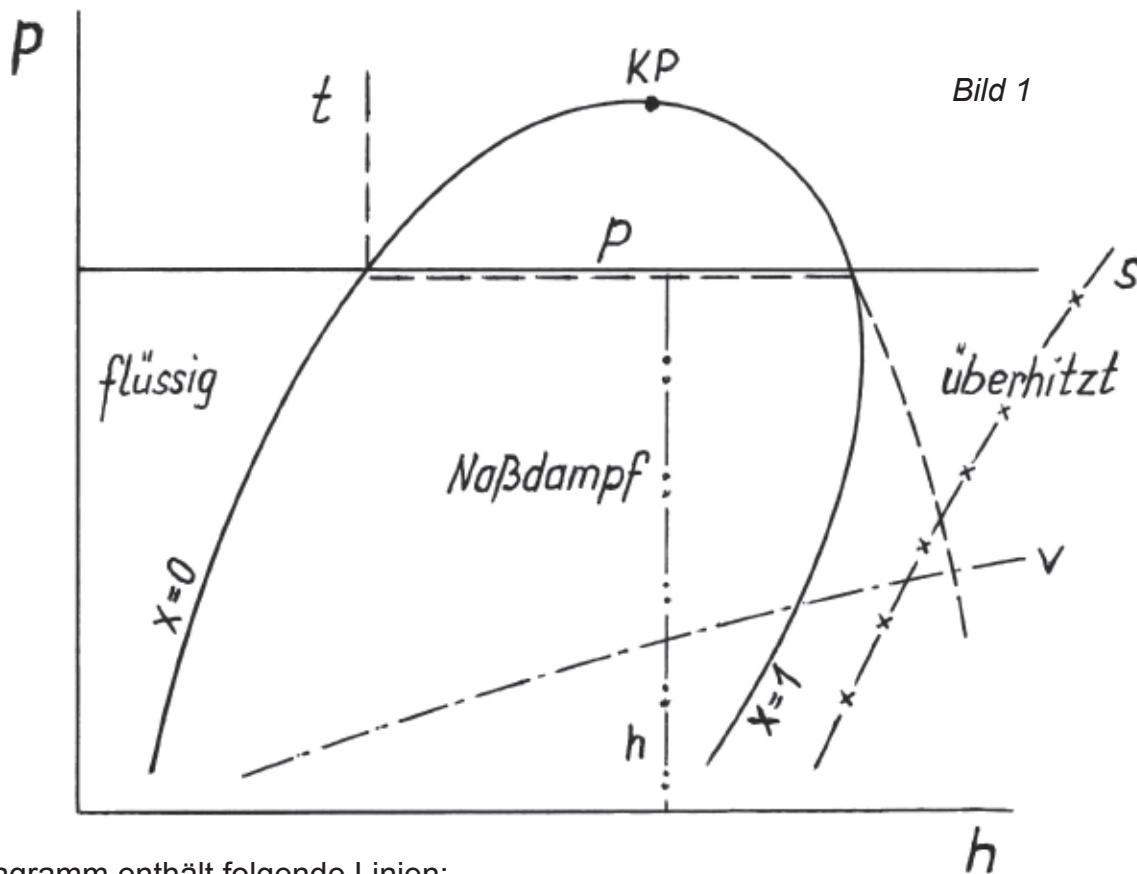
- Funktionen von Bauteilen erkennen
- Zusammenhänge im Kältekreislauf begreifen
- Fehlerfeststellung an Kälteanlagen

Meister / Ingenieur

- Auslegung von Kältekomponenten
- Ermittlung von Leistungen und Temperaturen
- Nachrechnung von Geschwindigkeiten in Rohrleitungen
- Einsatzgrenzen von Verdichtern bestimmen, erkennen und erweitern
- Energetische Optimierung von Kälteanlagen

2. Der Aufbau des logp,h-Diagramms

Die Basis für das Diagramm ist die Dampftafel für das jeweilige Kältemittel mit den einzelnen Stoffwerten.



Das Diagramm enthält folgende Linien:

p - Druck in bar

t - Temperatur in °C

v - Spezifisches Volumen in m³/kg

h - Enthalpie in kJ/kg (Wärmeeinheit)

s - Entropie in kJ/kg.K (Verdichtungslinie)

x=0 - Siedelinie (bubble point)

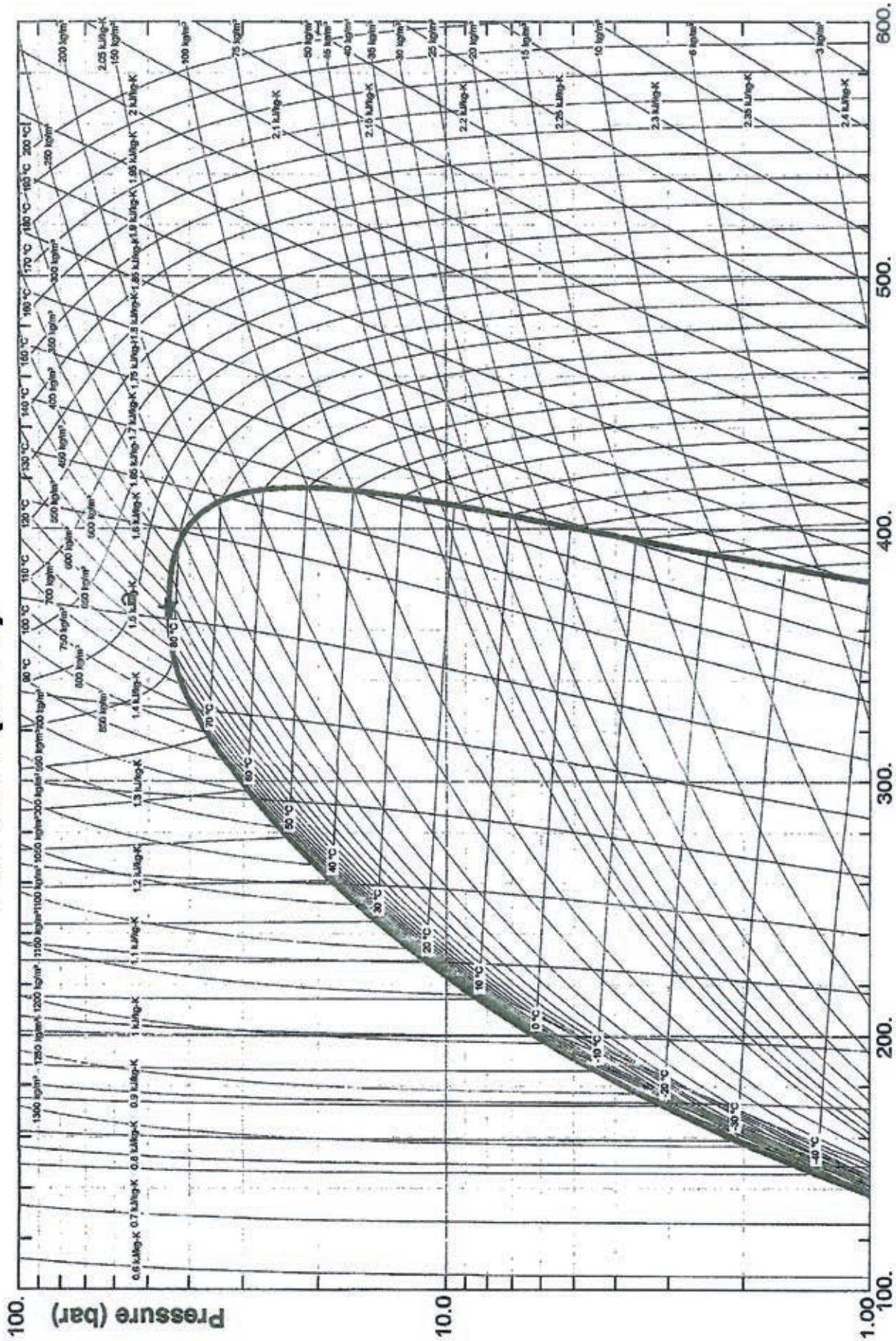
x=1 - Taulinie (dew point)

Dampf tabel für das Naßdampfgebiet von HFO-1234yf

Temp °C	Pressure [kPa]		Volume [m³/kg]		Density [kg/m³]		Enthalpy [kJ/kg]			Entropy [kJ/K-kg]		Temp °C
	Liquid P _l	Vapor P _v	Liquid V _l	Vapor V _v	Liquid d _l	Vapor d _v	Liquid H _l	Latent H _{lg}	Vapor H _v	Liquid S _l	Vapor S _v	
-50	37.423	37.423	0.000758	0.4247	1318.4	2.355	139.6	190.2	329.9	0.757	1.610	-50
-49	39.477	39.477	0.000760	0.4040	1315.8	2.475	140.8	189.8	330.5	0.762	1.609	-49
-48	41.622	41.622	0.000762	0.3846	1313.2	2.600	141.9	189.3	331.2	0.767	1.608	-48
-47	43.859	43.859	0.000763	0.3662	1310.5	2.731	143.0	188.8	331.9	0.772	1.607	-47
-46	46.192	46.192	0.000765	0.3489	1307.9	2.866	144.2	188.4	332.5	0.777	1.607	-46
-45	48.624	48.624	0.000766	0.3326	1305.2	3.007	145.3	187.9	333.2	0.782	1.606	-45
-44	51.157	51.157	0.000768	0.3172	1302.6	3.153	146.5	187.4	333.9	0.787	1.605	-44
-43	53.795	53.795	0.000769	0.3026	1299.9	3.305	147.6	186.9	334.6	0.792	1.605	-43
-42	56.540	56.540	0.000771	0.2889	1297.2	3.462	148.8	186.5	335.2	0.797	1.604	-42
-41	59.397	59.397	0.000772	0.2758	1294.6	3.625	149.9	186.0	335.9	0.802	1.604	-41
-40	62.367	62.367	0.000774	0.2635	1291.9	3.795	151.1	185.5	336.6	0.807	1.603	-40
-39	65.454	65.454	0.000776	0.2519	1289.2	3.970	152.2	185.0	337.3	0.812	1.603	-39
-38	68.661	68.661	0.000777	0.2409	1286.5	4.152	153.4	184.5	337.9	0.817	1.602	-38
-37	71.992	71.992	0.000779	0.2304	1283.8	4.340	154.6	184.0	338.6	0.822	1.602	-37
-36	75.450	75.450	0.000781	0.2205	1281.0	4.535	155.7	183.5	339.3	0.827	1.601	-36
-35	79.039	79.039	0.000782	0.2111	1278.3	4.737	156.9	183.0	339.9	0.832	1.601	-35
-34	82.761	82.761	0.000784	0.2022	1275.6	4.946	158.1	182.5	340.6	0.837	1.600	-34
-33	86.620	86.620	0.000786	0.1937	1272.8	5.162	159.3	182.0	341.3	0.842	1.600	-33
-32	90.620	90.620	0.000787	0.1857	1270.1	5.386	160.4	181.5	342.0	0.847	1.600	-32
-31	94.764	94.764	0.000789	0.1780	1267.3	5.617	161.6	181.0	342.6	0.852	1.599	-31
-30	99.056	99.056	0.000791	0.1708	1264.5	5.855	162.8	180.5	343.3	0.857	1.599	-30
-29	103.500	103.500	0.000793	0.1639	1261.8	6.102	164.0	180.0	344.0	0.861	1.599	-29
-28	108.098	108.098	0.000794	0.1573	1259.0	6.357	165.2	179.5	344.7	0.866	1.598	-28
-27	112.856	112.856	0.000796	0.1511	1256.2	6.620	166.4	178.9	345.3	0.871	1.598	-27
-26	117.775	117.775	0.000798	0.1451	1253.4	6.891	167.6	178.4	346.0	0.876	1.598	-26
-25	122.861	122.861	0.000800	0.1394	1250.5	7.171	168.8	177.9	346.7	0.881	1.598	-25
-24	128.117	128.117	0.000801	0.1340	1247.7	7.460	170.0	177.4	347.4	0.886	1.598	-24
-23	133.548	133.548	0.000803	0.1289	1244.9	7.758	171.2	176.8	348.0	0.891	1.597	-23
-22	139.155	139.155	0.000805	0.1240	1242.0	8.066	172.4	176.3	348.7	0.895	1.597	-22
-21	144.945	144.945	0.000807	0.1193	1239.2	8.383	173.7	175.7	349.4	0.900	1.597	-21
-20	150.921	150.921	0.000809	0.1148	1236.3	8.709	174.9	175.2	350.1	0.905	1.597	-20
-19	157.086	157.086	0.000811	0.1105	1233.4	9.046	176.1	174.6	350.7	0.910	1.597	-19
-18	163.444	163.444	0.000813	0.1065	1230.5	9.392	177.3	174.1	351.4	0.915	1.597	-18
-17	170.001	170.001	0.000815	0.1026	1227.6	9.750	178.6	173.5	352.1	0.919	1.597	-17
-16	176.759	176.759	0.000817	0.0988	1224.7	10.117	179.8	172.9	352.7	0.924	1.597	-16
-15	183.724	183.724	0.000818	0.0953	1221.8	10.496	181.0	172.4	353.4	0.929	1.597	-15
-14	190.898	190.898	0.000820	0.0919	1218.8	10.885	182.3	171.8	354.1	0.934	1.597	-14
-13	198.287	198.287	0.000822	0.0886	1215.9	11.286	183.5	171.2	354.7	0.939	1.597	-13
-12	205.895	205.895	0.000824	0.0855	1212.9	11.699	184.8	170.6	355.4	0.943	1.597	-12
-11	213.726	213.726	0.000826	0.0825	1209.9	12.123	186.0	170.0	356.1	0.948	1.597	-11
-10	221.783	221.783	0.000829	0.0796	1207.0	12.559	187.3	169.5	356.7	0.953	1.597	-10
-9	230.072	230.072	0.000831	0.0769	1203.9	13.008	188.5	168.9	357.4	0.958	1.597	-9
-8	238.597	238.597	0.000833	0.0742	1200.9	13.469	189.8	168.3	358.0	0.962	1.597	-8
-7	247.363	247.363	0.000835	0.0717	1197.9	13.943	191.0	167.7	358.7	0.967	1.597	-7
-6	256.373	256.373	0.000837	0.0693	1194.9	14.431	192.3	167.0	359.4	0.972	1.597	-6
-5	265.632	265.632	0.000839	0.0670	1191.8	14.931	193.6	166.4	360.0	0.976	1.597	-5
-4	275.144	275.144	0.000841	0.0647	1188.7	15.446	194.9	165.8	360.7	0.981	1.597	-4
-3	284.915	284.915	0.000843	0.0626	1185.6	15.974	196.1	165.2	361.3	0.986	1.597	-3
-2	294.948	294.948	0.000846	0.0605	1182.5	16.517	197.4	164.6	362.0	0.991	1.598	-2
-1	305.249	305.249	0.000848	0.0586	1179.4	17.074	198.7	163.9	362.6	0.995	1.598	-1
0	315.821	315.821	0.000850	0.0567	1176.3	17.647	200.0	163.3	363.3	1.000	1.598	0
1	326.670	326.670	0.000852	0.0548	1173.1	18.234	201.3	162.6	363.9	1.005	1.598	1
2	337.800	337.800	0.000855	0.0531	1170.0	18.837	202.6	162.0	364.6	1.009	1.598	2
3	349.216	349.216	0.000857	0.0514	1166.8	19.457	203.9	161.3	365.2	1.014	1.598	3
4	360.923	360.923	0.000859	0.0498	1163.6	20.092	205.2	160.7	365.9	1.019	1.599	4
5	372.925	372.925	0.000862	0.0482	1160.4	20.744	206.5	160.0	366.5	1.023	1.599	5
6	385.227	385.227	0.000864	0.0467	1157.2	21.413	207.8	159.3	367.2	1.028	1.599	6
7	397.833	397.833	0.000867	0.0452	1153.9	22.100	209.1	158.7	367.8	1.033	1.599	7
8	410.750	410.750	0.000869	0.0439	1150.6	22.804	210.5	158.0	368.4	1.037	1.599	8
9	423.981	423.981	0.000872	0.0425	1147.3	23.526	211.8	157.3	369.1	1.042	1.600	9
10	437.532	437.532	0.000874	0.0412	1144.0	24.267	213.1	156.6	369.7	1.047	1.600	10
11	451.408	451.408	0.000877	0.0400	1140.7	25.027	214.4	155.9	370.3	1.051	1.600	11
12	465.613	465.613	0.000879	0.0387	1137.4	25.807	215.8	155.2	371.0	1.056	1.600	12
13	480.152	480.152	0.000882	0.0376	1134.0	26.606	217.1	154.5	371.6	1.061	1.601	13
14	495.031	495.031	0.000884	0.0365	1130.6	27.425	218.5	153.8	372.2	1.065	1.601	14

Bild 2 R448A (N40)

Bild 2



Enthalpy (kJ/kg)

Reference State:
 $h = 200 \text{ kJ/kg}$, $s = 1.00 \text{ kJ/kg}$
 sat. liq at $0 \text{ }^\circ\text{C}$



3. Der 1-stufige Kälteprozeß im Logp,h-Diagramm

Um den Kälteprozess in das logp,h-Diagramm eintragen zu können, müssen folgende Parameter gemessen werden (siehe auch Meßprotokoll auf der vorigen Seite)

- Hochdruck p_k und Niederdruck p_o
- Die Überhitzung am Verdampferausgang ①
- Die Sauggasttemperatur t_{oh} am Verdichtereintritt ①
- Die Unterkühlung t_u am Verflüssigereintritt ③

Die Überhitzung über den Motor 1'' muss geschätzt werden.

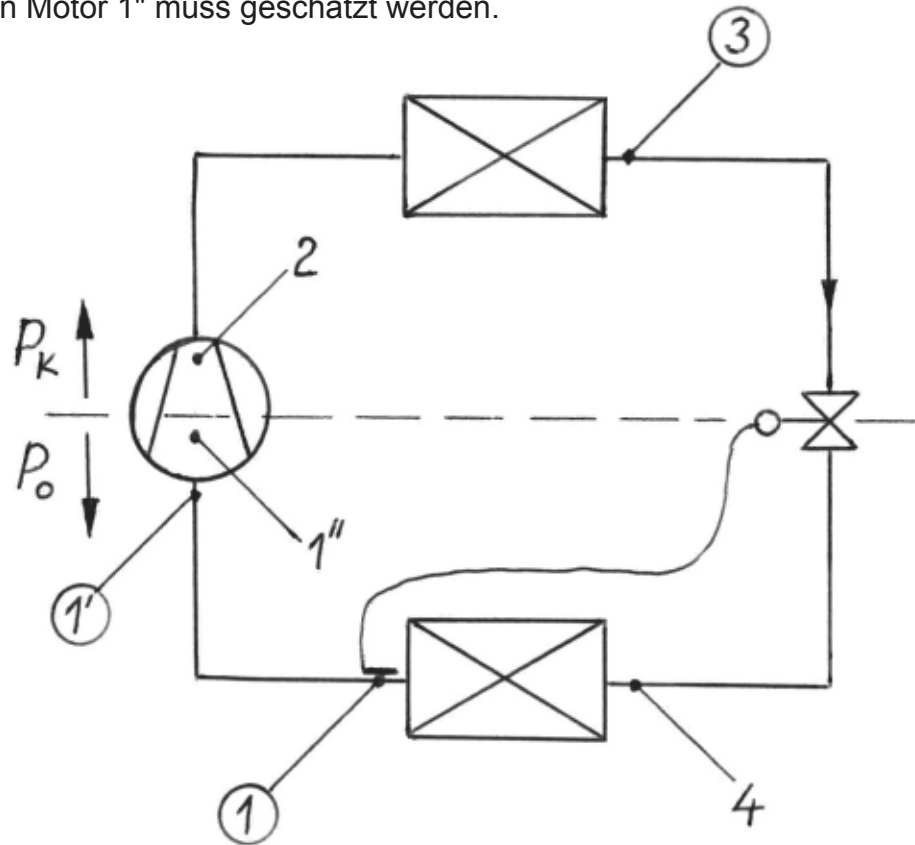


Bild 3:
RI-Fließbild
1-stufiger
Kälteprozess

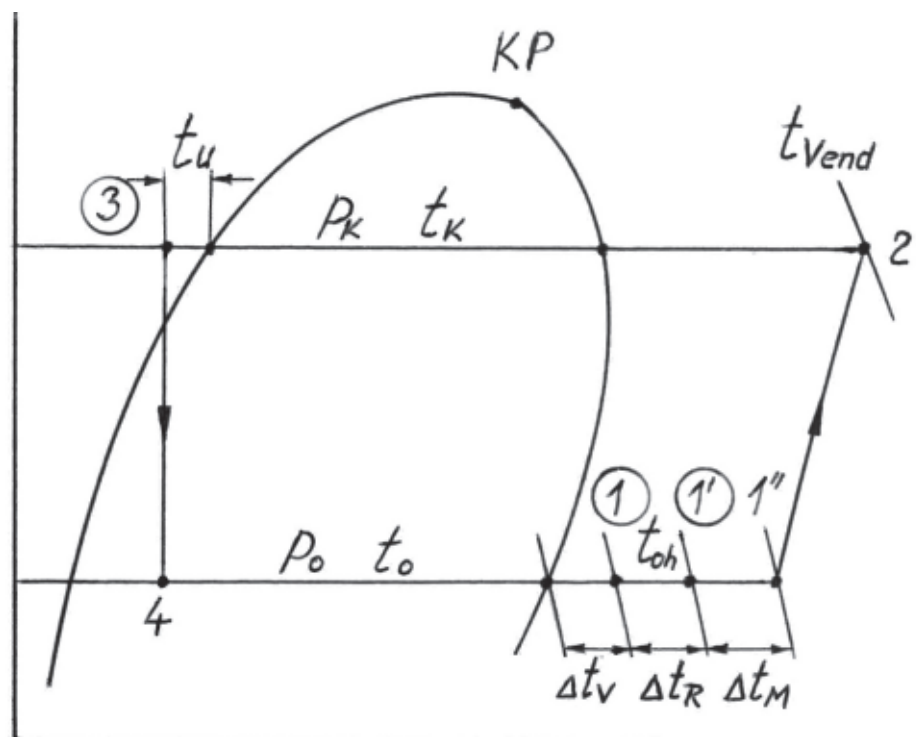


Bild 4:
logp,h-Diagramm
1-stufiger
Kälteprozeß



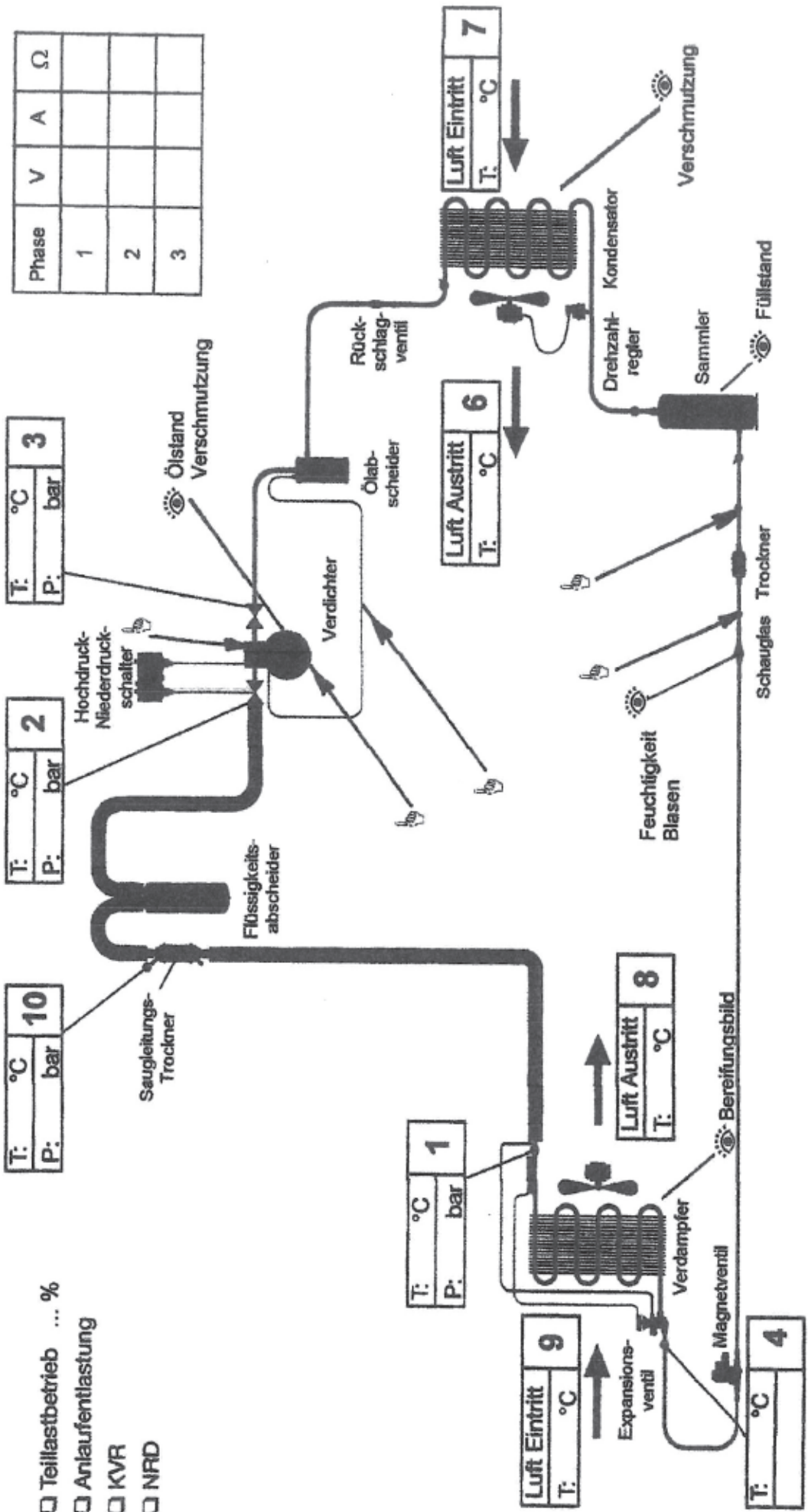
SCHIESSL

Verdichter-/
 Aggregat-Type: _____
 Seriennummer: _____
 Kältemittel: _____

Datum: _____
 Firma: _____
 Kunde: _____
 Sachbearbeiter: _____
 Projekt: _____

- Teillastbetrieb ... %
- Anlaufentlastung
- KVR
- NRD

- Temperaturkontrolle mit der Hand
 - visuelle Kontrolle



Kühlgut	Δt	ϕ in %
Getränke, Konserven	10 bis 12 K	60 ... 70
Molkereiprodukte	8 K	70 ... 75
Fleisch, Wurst	7 K	85
Ost und Gemüse	5,5 bis 6 K (thermostatische TRV)	90 ... 95
	4 K (elektronische EEV)	96 ... 98

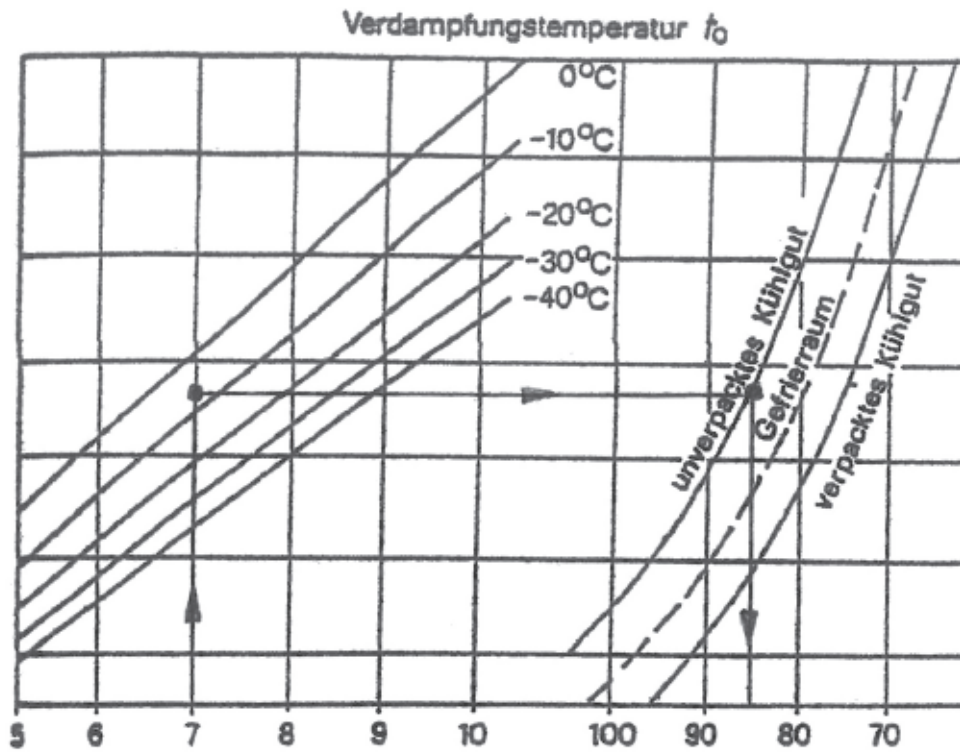


Bild 5: Richtige Auswahl der Verdampfungstemperatur t_0

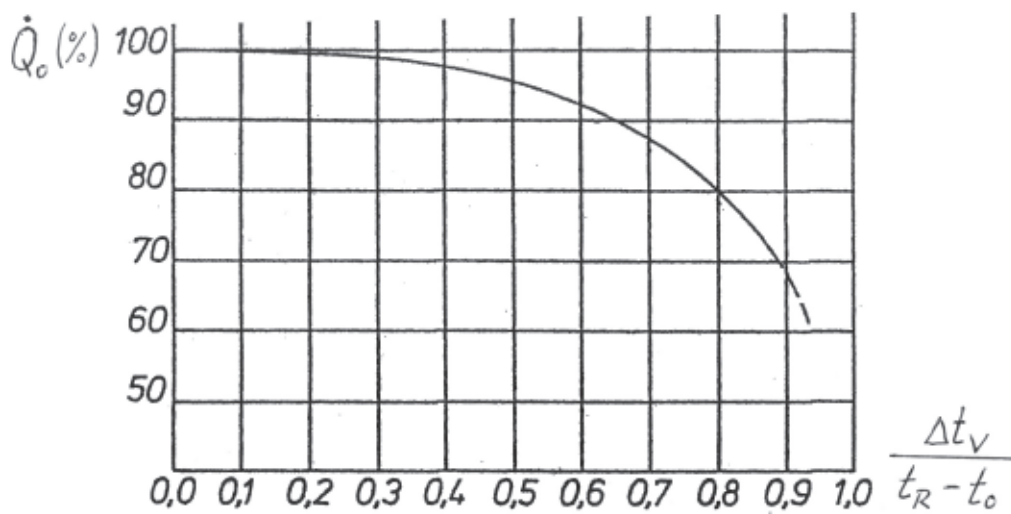


Bild 6: Kälteleistung \dot{Q}_0 in Abhängigkeit von Δt_v

$$\Delta t = t_R - t_0 \quad (t_R = \text{Raumtemperatur})$$

$$\text{Optimum: } \Delta t_v = 0,7 \times \Delta t$$

3.1. Wichtige Punkte im Logp,h-Diagramm

Punkt ① - Temperatur am Verdampferausgang

Die Überhitzung Δt_v im Verdampfer ist notwendig, um den Verdichter vor nasser Fahrweise zu schützen und sollte bei thermostatischen Expansionsventilen zwischen 5 und 10 K liegen. Bei zu hoher Überhitzung wird Verdampferfläche verschwendet.

Der Idealwert liegt bei $\Delta t_v = 0,7 \times \Delta t = t_R - t_0$ (siehe Diagramme auf der vorigen Seite)

Punkt ① - Sauggastemperatur t_{oh} am Verdichtereintritt

$$t_{oh} = t_0 + (10 \dots 20 \text{ K})$$

Sie ist die Basis für die Angabe der Kälteleistung für Verdichter. Nach EN12900 ist $t_{oh} = +20^\circ\text{C}$ festgelegt. Da die maximale Überhitzung im Verdampfer Δt_v + in der Rohrleitung Δt_R 20 K nicht übersteigen sollte, muss die Kälteleistung für die jeweilige Verdampfer Temperatur t_0 über die Software ermittelt werden.

Punkt 1" - Überhitzung des Kältemittels über den Motor Δt_M

Sie kann vom Monteur nicht gemessen werden.

NK/Klima: $\Delta t_M = 10 \dots 20 \text{ K}$

TK: $\Delta t_M = 20 \dots 40 \text{ K}$

Punkt 2 - Verdichtungsendtemperatur Δt_{vend}

Der Grenzwert liegt bei $t_{vend} = +135^\circ\text{C}$ und bestimmt sehr wesentlich den Einsatzbereich des Verdichters. Über dieser Temperatur bildet sich Ölkohle auf den Druckventilplättchen. Das führt schließlich zum Bruch der Ventilplättchen und damit zum Ausfall des Verdichters.

Punkt 4 - Kältemiteleintritt in den Verdampfer

Nach dem Expansionsorgan ist immer ein Anteil Kältemittel schon verdampft (flash gas), d.h. flüssiges und gasförmiges Kältemittel müssen gleichmäßig verteilt werden (Venturiverteiler senkrecht montieren).

Bei starker Unterkühlung des flüssigen Kältemittels müssen nach der Entspannung etwa 10% gasförmig bleiben, damit das Expansionsventil nicht durch Flüssigkeitsschläge zerstört wird.

3.2. Ermittlung von Leistungen mit dem Logp,h-Diagramm

Wie aus Bild 7 ersichtlich, können aus dem logp,h-Diagramm unmittelbar die jeweiligen Enthalpiedifferenzen abgelesen werden. Den Massestrom des Kältemittels \dot{m}_k erhält man aus der Software des Verdichterherstellers.

Kälteleistung (Verdampfer): $\dot{Q}_o = \dot{m}_k \times \Delta h_o$

Kälteleistung (Verdichter): $\dot{Q}'_o = \dot{m}_k \times \Delta h'_o$

Leistung des Kondensators: $\dot{Q}_k = \dot{m}_k \times \Delta h_k$

Leistung des Enthitzers: $\dot{Q}_E = \dot{m}_k \times \Delta h_E$

Leistung des Unterkühlers: $\dot{Q}_U = \dot{m}_k \times \Delta h_U$

Antriebsleistung: $P_{el} = \dot{Q}_k - \dot{Q}'_o$

Normalkälteleistung und tatsächliche Kälteleistung des Verdichters siehe Bild 8.

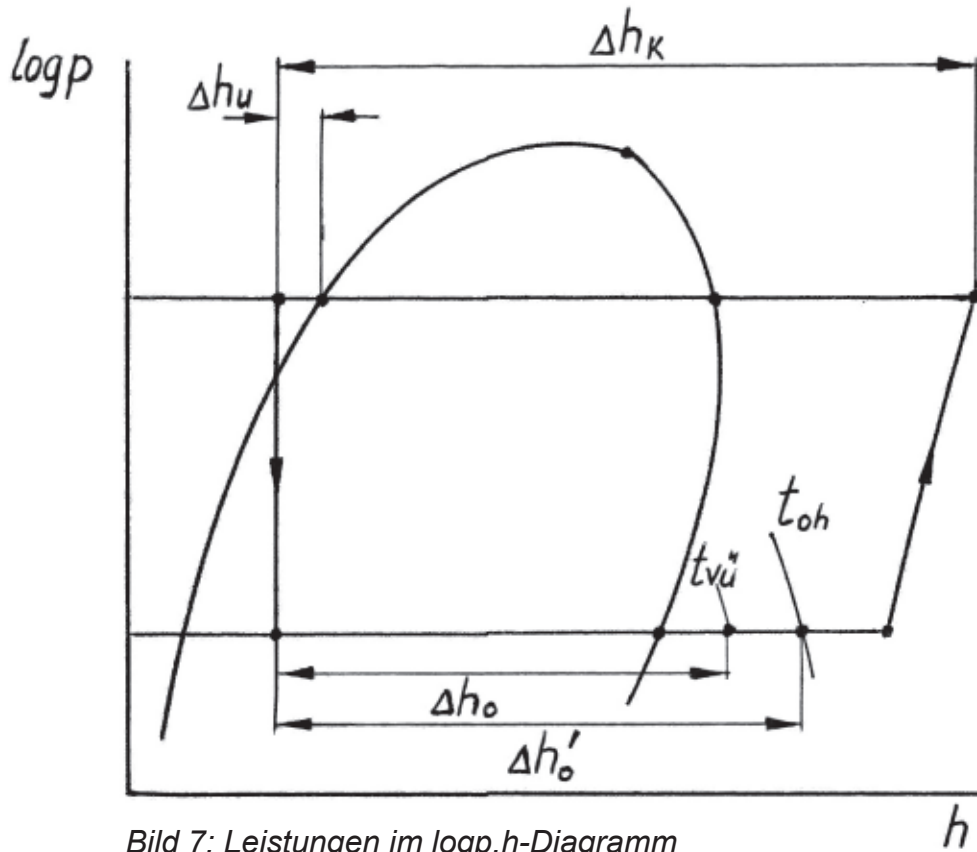


Bild 7: Leistungen im $\log p, h$ -Diagramm

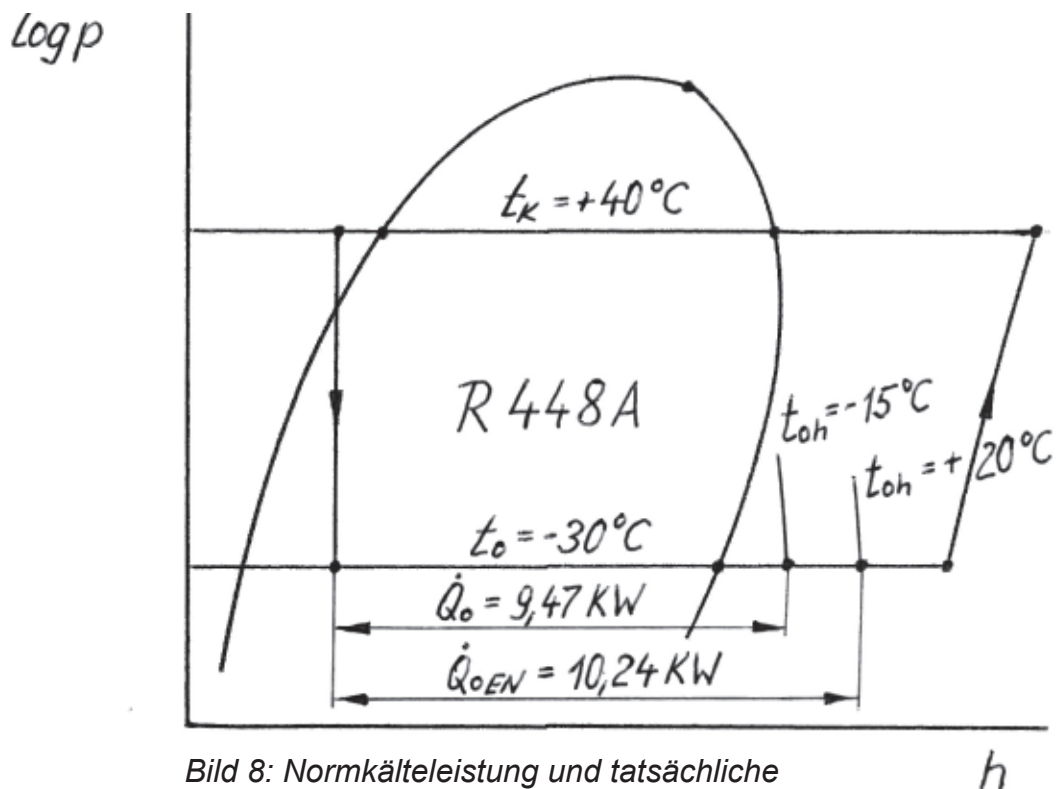


Bild 8: Normkälteleistung und tatsächliche Kälteleistung für den Verdichter 4NES-14Y-40P

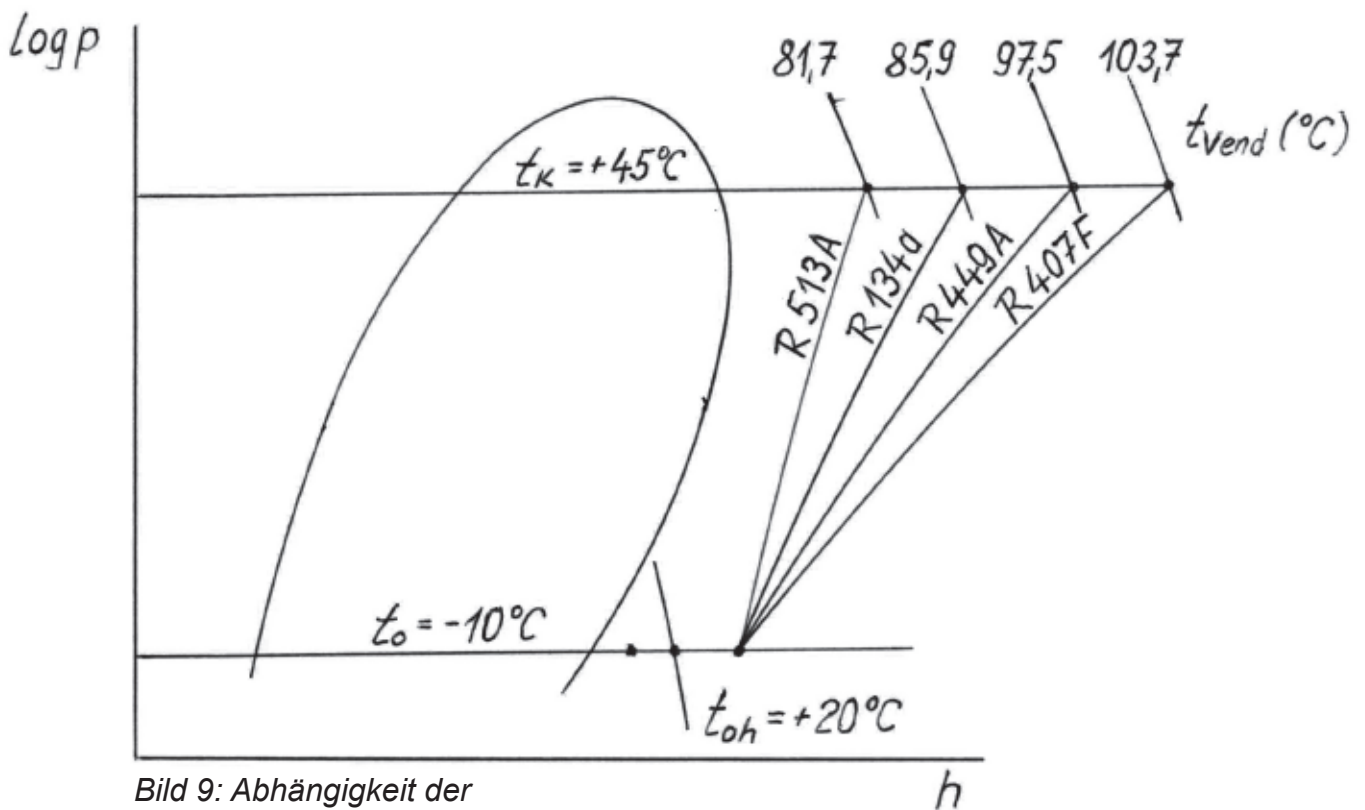
Sauggastemperatur nach EN12900 $t_{oh} = +20^\circ\text{C}$

reale Sauggastemperatur $t_{oh} = -15^\circ\text{C}$

3.3. Ursachen und Auswirkungen abweichender Temperaturen und Drücke

► t_{vend} - und Zylinderkopftemperatur zu hoch

- p_k zu hoch } zu großes Druckverhältnis
- p_o zu tief }
- Zu große Sauggasüberhitzung (lange Saugleitung, schlechte Wärmedämmung, starke Wärmestrahlung, IWT)
- Falsches Kältemittel für den Einsatzbereich (siehe Bild 9)
- Kopfkühler ausgefallen
- Kältemittelspritzung nicht aktiv
- Untere Einsatzgrenze bei Fu-Betrieb unterschritten
- Druckventilplättchen verkohlt, gebrochen



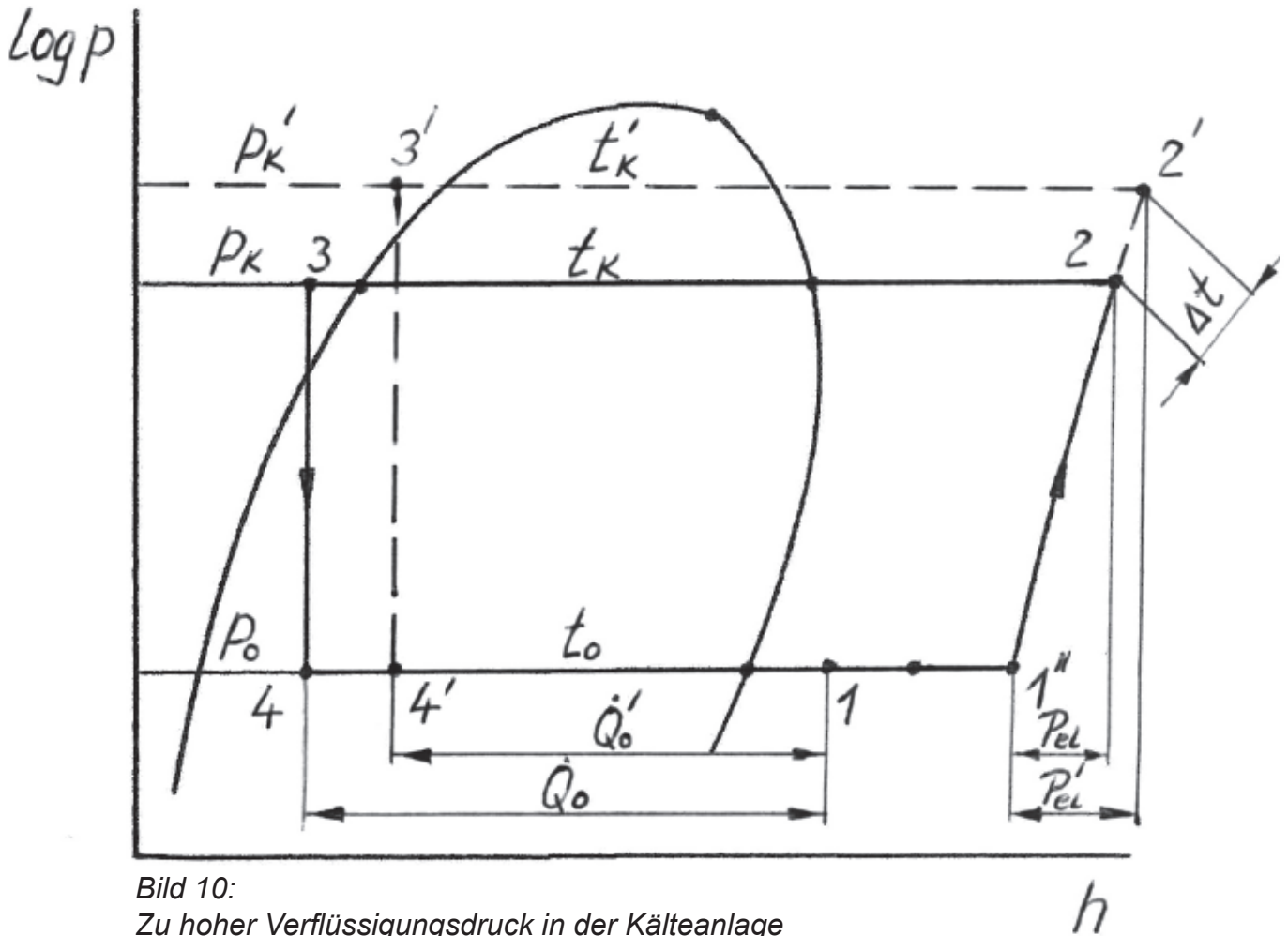
► Zylinderkopftemperatur zu gering

- Saugventilplättchen gebrochen
- Zylinder des Hubkolbenverdichters ausgearbeitet

► Kurbelwannentemperatur zu niedrig

- Flüssiges Kältemittel in der Kurbelwanne
- Ölheizung ausgefallen

► Verflüssigungstemperatur zu hoch



- Ursachen zu hohen Verflüssigungsdruckes:
 - Verflüssiger verschmutzt (luft- oder wassergekühlt)
 - Verflüssigerventilator ausgefallen (IB messen evtl.)
 - Verflüssiger zu klein ausgelegt
 - Zu hohe Umgebungs- oder Maschinenraumtemperatur
 - Druck zu hoch eingestellt bei Wärmerückgewinnung
 - Fremdgase im Kältekreislauf
 - Überfüllung mit Kältemittel
 - Starke Drosselung, Verstopfung auf der Hochdruckseite

- Auswirkung zu hohen Verflüssigungsdruckes:
 - Verringerte Kälteleistung
 - Höhere Antriebsleistung, höhere Betriebskosten
 - Höhere Verdichtungsendtemperatur
 - Anstieg der Öltemperatur
 - Stärkere mechanische Belastung des Verdichtertriebwerkes
 - Stärkerer Verschleiß, verringerte Lebensdauer des Verdichters

t_k um 1 K zu hoch = 1 % Minderleistung!

► Verdampfungstemperatur zu tief

- Ursachen zu niedriger Verdampfungstemperatur:
 - Primärer Kältemittelmangel
 - Sekundärer Kältemittelmangel (Verstopfung, Drosselung)
 - Expansionsventil defekt, falscher TRV-Typ
 - Zu kleine TRV-Düse, zu große Überhitzung
 - KM-Fehlverteilung bei Mehrfacheinspritzung
 - Verdampfer-Ventilator defekt
 - Verdampfer zu stark vereist
 - Wärmeübergang am Verdampfer schlecht (Verölung, Verschmutzung)
 - Verdampfer zu klein
- Auswirkungen zu niedriger Verdampfungstemperatur:
 - Reduzierte Kälteleistung durch geringeren Massestrom (größere Rückexpansion im Zylinder, geringere Kältemitteldichte)
 - Stärkere Entfeuchtung des Kühlgutes
 - Schlechtere Warenqualität

t_o um 1 K zu tief = 4 % Minderleistung!

► Zu hoher Druckabfall in der Saugleitung

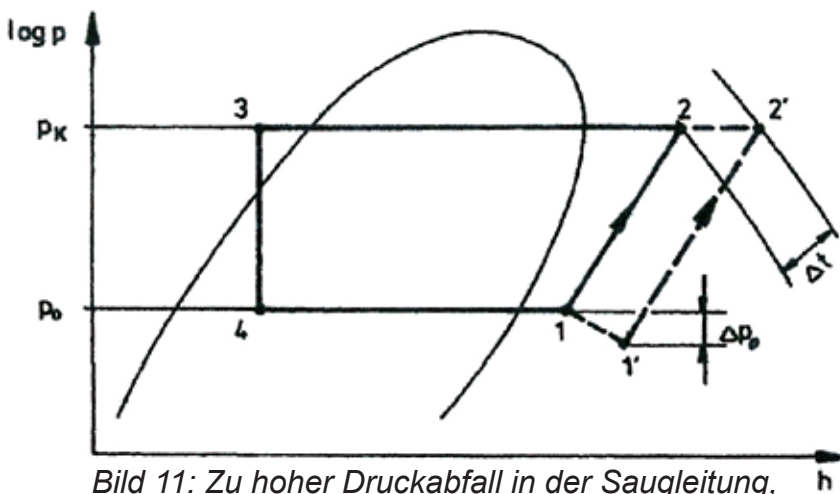


Bild 11: Zu hoher Druckabfall in der Saugleitung, Darstellung im $h, \log p$ -Diagramm

- Ursachen für zu hohen Druckabfall in der Saugleitung:
 - Zu lange Rohrleitungen
 - Zu gering dimensionierte Saugleitung
 - Verstopfter Saugleitungstrockner oder Saugfilter
 - Nicht voll geöffnetes Rotalockventil auf der Saugseite
- Auswirkungen zu hohem Druckabfalls Δp_o :
 - Geringere Dichte des angesaugten Kältemittels - geringerer KM-Massestrom
 - Verringerte Kälteleistung
 - Größere Sauggasüberhitzung des Kältemittels führt zu erhöhter Verdichtungsendtemperatur
 - Gefahr der Ölkohlebildung an den Ventilplättchen im Tiefkühlbereich mit der Folge Verdichterausfall durch Ventilplattenbruch

3.4. Möglichkeiten zur Erweiterung des Einsatzbereiches eines Verdichters

Durch Absenkung der Verdichtungsendtemperatur kann der Einsatzbereich wesentlich erweitert werden.

Folgende Möglichkeiten bestehen:

- Einsatz luftgekühlter halbhermetischer Hubkolbenverdichter, z.B. Baureihe HA von GEA/Bock
- Installation eines Kopflüfters
- Einsatz wassergekühlter Zylinderköpfe bei Hubkolbenverdichtern
- Kältemittelspritzung in den Ansaugraum von Hubkolbenverdichtern (siehe Bild 12) oder im Mitteldruck bei Scroll-Verdichtern

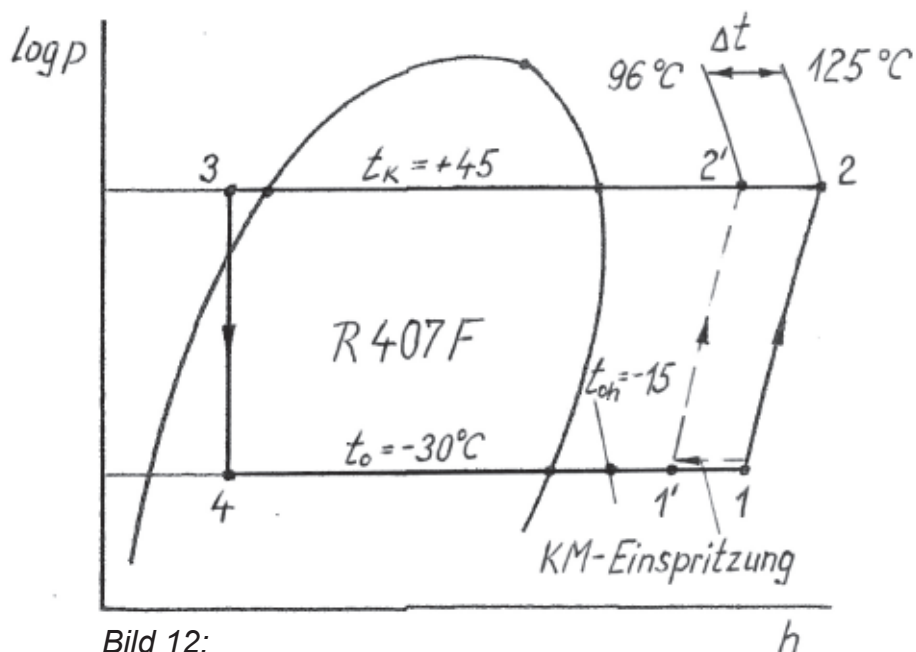
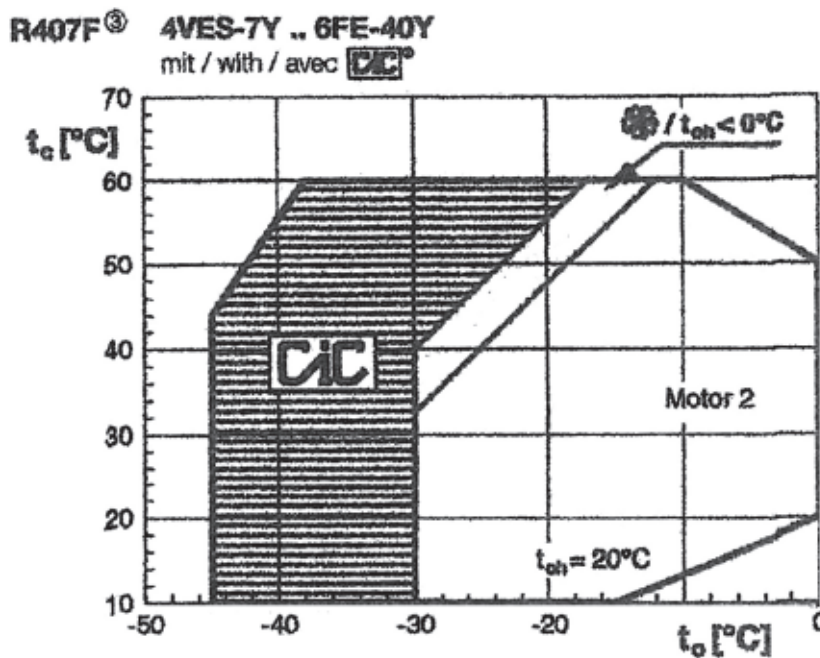


Bild 12:
Kältemittelspritzung in den Saugraum
(Verdichter 6GE-34Y-40P mit CiC-System)

3.5. Möglichkeiten zur energetischen Optimierung des Kälteprozesses

Durch Unterkühlung des flüssigen Kältemittels kann bei gleicher Antriebsleistung des Verdichters die Kälteleistung einer Anlage gesteigert und damit der COP erhöht werden.

- Einsatz eines internen Wärmetauschers (IWT) siehe Bild 13 und 14:

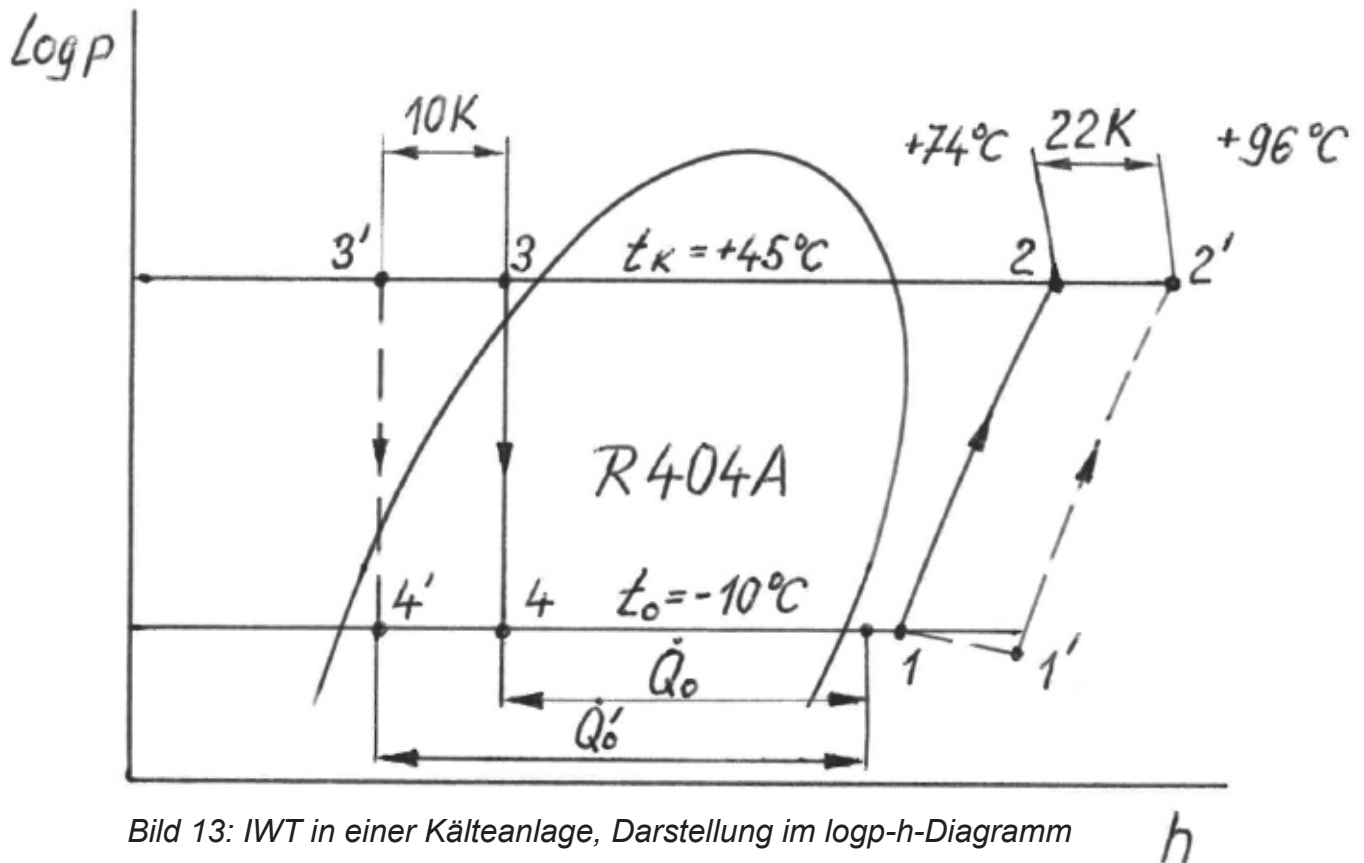


Bild 13: IWT in einer Kälteanlage, Darstellung im log-p-h-Diagramm

Der Einsatz eines Wärmetauschers zwischen Saug- und Flüssigkeitsleitung bringt Vor- und Nachteile:

Vorteile:

- Unterkühlung des flüssigen Kältemittels und damit Vergrößerung der Verdampfungsenthalpie, sprich Kälteleistung
- Stabilere Überhitzung des Kältemittels auf der Saugseite und damit geringere Gefahr von Flüssigkeitsschlägen bei nicht ganz stabiler Arbeitsweise des Expansionsventiles

Nachteile:

- Größere Sauggasüberhitzung und damit höhere Verdichtungsendtemperatur
- Gefahr von Ölkohlebildung an Ventilplättchen im Tiefkühlbereich mit der Folge Verdichterausfall durch Ventilplattenbruch (kritisches Kältemittel ist R22)

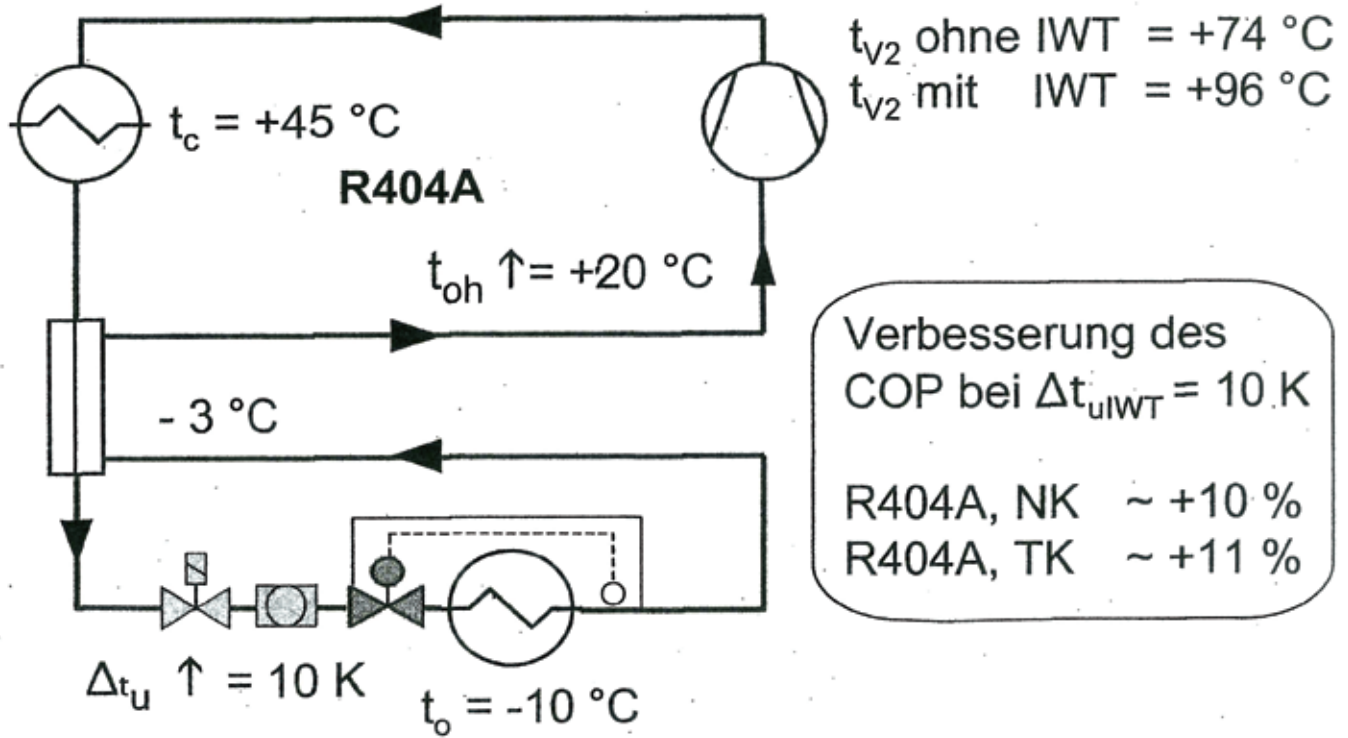


Bild 14: RI-Fließbild - Kältekreislauf mit IWT

- Flüssigkeitsunterkühlung in einem Plattenwärmetauscher

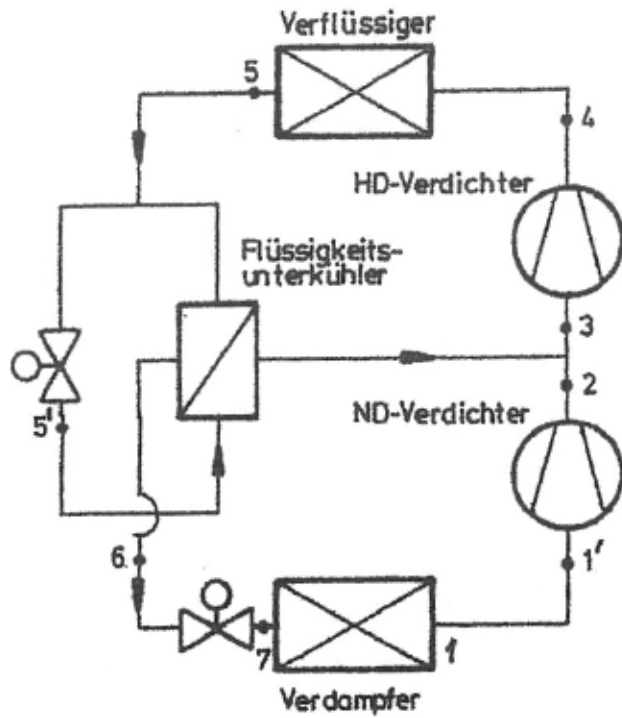
Im Gegenstrom wird Kältemittel in einen Plattenwärmetauscher eingespritzt, verdampft und im **Mitteldruck** vom Verdichter angesaugt.

Anwendung bei:

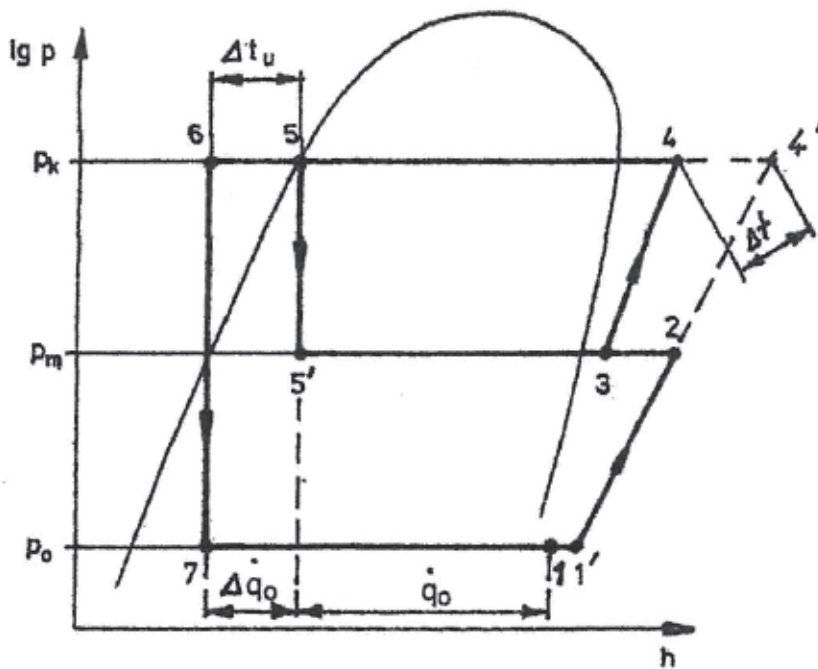
- 2 stufiger Verdichter
- Scroll- oder Schraubenverdichter mit Mitteldruckansaugung (Economizer-Schaltung)
- NK- und TK-Verbund im Supermarkt

Leistungsvergleich ohne und mit Unterkühlung:

Verdichter	Ohne Unterkühlung	Mit Unterkühlung
Schraubenverdichter CSH6553-35y R134a $t_o = -10 / t_k = +50^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_o = 37,5 \text{ kW}$ $P_{el} = 21,5 \text{ kW}$ COP = 1,74	$\dot{Q}_o = 51,5 \text{ kW}$ +37% $P_{el} = 25,3 \text{ kW}$ COP = 2,03 +17%
2-stufiger Hubkolbenverdichter S6F-30.2Y	$\dot{Q}_o = 9,11 \text{ kW}$ $P_{el} = 12,42 \text{ kW}$ COP = 0,73	$\dot{Q}_o = 16,04 \text{ kW}$ +76% $P_{el} = 15,14 \text{ kW}$ COP = 1,06 +45%



RI-Fließbild einer Kälteanlage mit zweistufiger Verdichtung, einstufiger Entspannung und Flüssigkeitsunterkühlung



Zweistufige Kälteanlage mit einstufiger Entspannung und Flüssigkeitsunterkühlung im $h, \log p$ -Diagramm

Bild 15: Zweistufige Kälteanlage mit Flüssigkeitsunterkühlung

Vorteile der Unterkühlung:

- Kältegewinn
- Kostenersparnis durch kleineren Verdichter
- Geringere Verdichtertemperatur

4. Der Temperaturgleit zeotroper Kältemittel-Gemische

4.1. Das Logp,h-Diagramm zeotroper Gemische

Reinstoffe, z.B. R134a oder azeotrope Gemische (2-Stoff-Gemische) z.B. R507 haben keinen Temperaturgleit. Die Dampfphase und die Flüssigphase haben die gleiche Zusammensetzung. Im Naßdampfgebiet verlaufen die Temperaturlinien parallel zu den Drucklinien.

Die Zusammensetzung von Flüssigkeit und Dampf ist in zeotropen Gemischen unterschiedlich (siehe Bild 18). Nach dem Partialdruckgesetz hat jeder Stoff seinen eigenen Druck und Siedepunkt. Die Komponente mit dem niedrigsten Siedepunkt wird zuerst vollständig verdampft sein, während die anderen Komponenten noch sieden. Da deren Siedepunkte aber höher liegen, steigt die mittlere Verdampfungstemperatur an. Damit liegt die Temperatur am Taupunkt höher als am Verdampfeintritt (Gleit) siehe Bild 16.

Beim Verflüssiger verhält es sich umgekehrt (Bild 16) die Temperatur sinkt von der Taulinie zur Siedelinie um den Gleit ab.

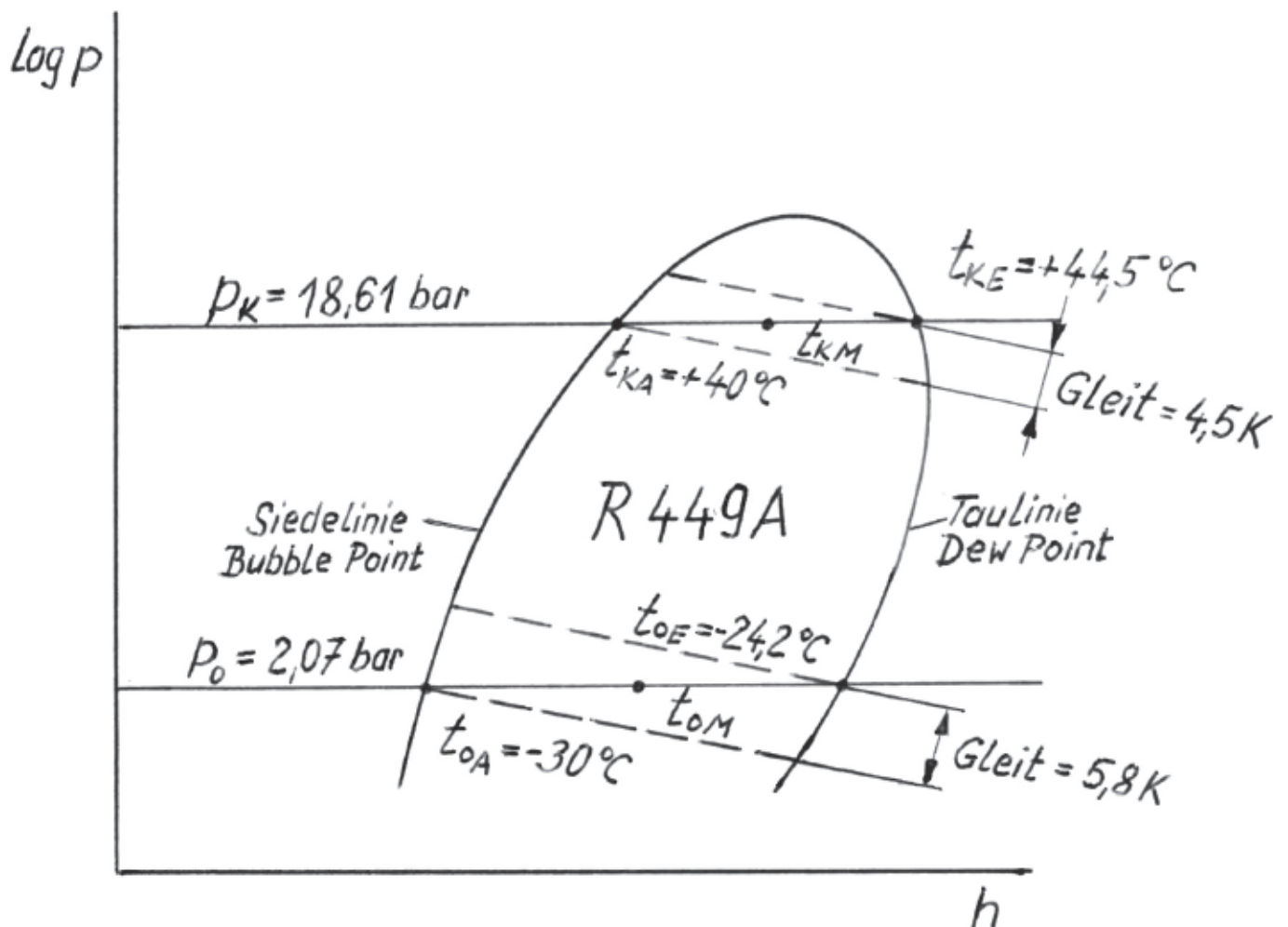
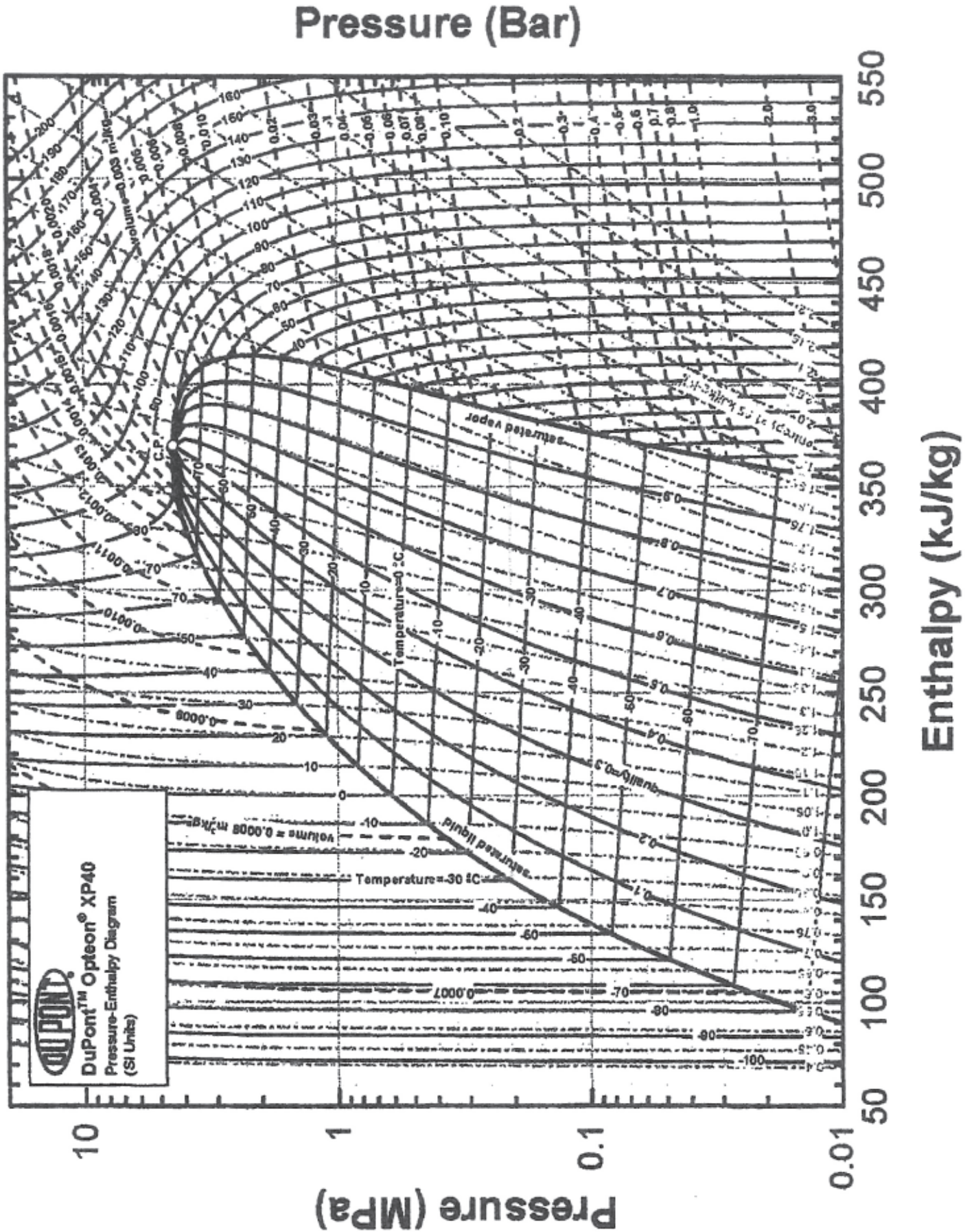


Bild 16: Darstellung des Temperaturgleits von R449A

Bild 17: logp,h-Diagramm von R449A (XP40)



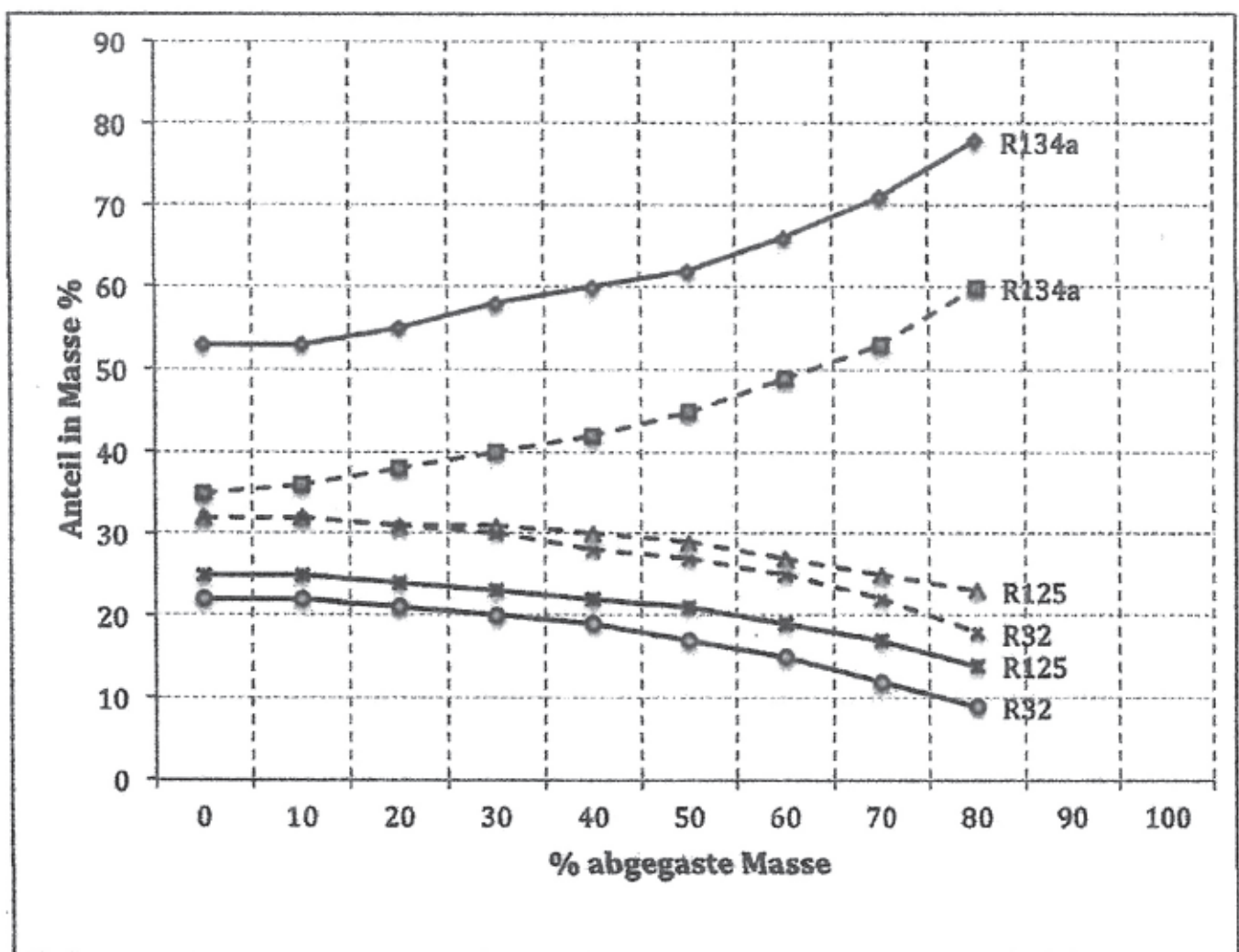
Temperaturgleits von Kältemittel-Gemischen

KM-Gemisch	Zusammensetzung	Gleit (K)
R404A	R134a / R125 / R134a	0,5
R507	R143a / R125	azeotrop
R410A	R32 / R125	0,1
R407C	R32 / R125 / R134a	7,4
R407F	R32 / R125 / R134a	6,4
R417A (R22-Ersatz)	R125 / R134a / R600	5,6
R437A (R12-Ersatz)	R125 / R134a / R600 / R601	5,6
R450A (N13)	R1234ze / R134a	0,4
R513A (XP10)	R1234ze / R134a	azeotrop
R448A (N40)	R32 / R125 / R134a / R1234yf / R1234ze	6,0
R449A (XP40)	R32 / R125 / R134a / R1234yf	5,6
R452A (XP44)	R32 / R125 / R1234yf	6,0

4.2. Folgen des Temperaturgleits für die Arbeitsweise des Monteurs

Zeotrope Gemische nur flüssig in die Anlage füllen, da die Zusammensetzung von Flüssigkeit und Dampf völlig unterschiedlich ist (Bild 18)

- Der Rest (Gasteil) in einem LGB oder einer Kältemittelflasche allein darf nicht mehr abgefüllt werden.
- Bei größeren oder wiederholten Leckagen in einer Kälteanlage ergibt die Änderung der Gemischzusammensetzung ein Absinken des Verdampferdruckes. Die Folge davon - zu geringe Überhitzung am thermostatischen Expansionsventil und damit flüssiges Kältemittel im Verdichter (Schmierungsmangel, Flüssigkeitsschläge) (siehe Bild 19 und 20)



— flüssig
 ---- dampfförmig

Bild 18:
 Änderung der Gemischzusammensetzung von R407C
 in einer Kälteanlage bei Leckagen

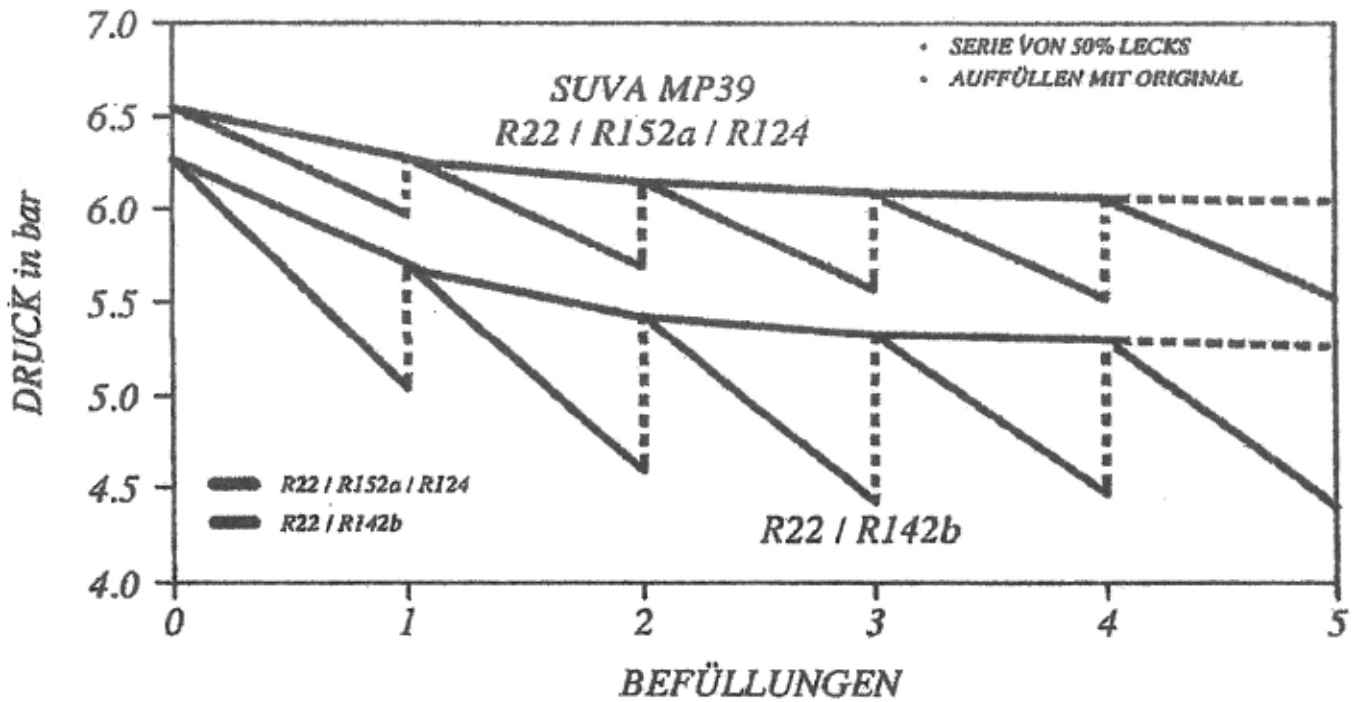


Bild 19: Änderung des Saugdrucks bei Leckagen

Die Arbeitsweise des thermostatischen Expansionsventils wird durch das Zusammenspiel von 3 Kräften bestimmt, die folgende Wirkung ausüben:

- P_1 Der Fühlerdruck, der von der Temperatur des verdampften Kältemittels und der Fühlerfüllung abhängig ist, wirkt als Öffnungskraft auf das Ventil.

Als Kräfte in Schließrichtung wirken:

- P_2 Der Verdampfendruck in Gegenrichtung auf die Membrane.
- P_3 Der Druck der einstellbaren Regulierfeder, in gleicher Richtung wirkend wie P_2 .

$$P_1 = P_2 + P_3$$

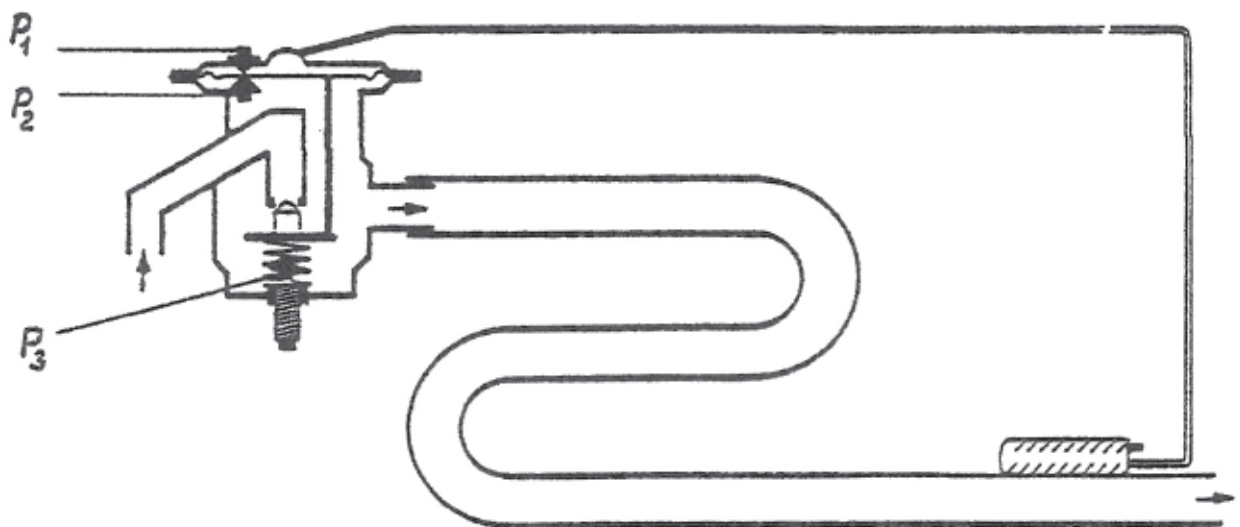


Bild 20: Arbeitsweise des thermostatischen Expansionsventils

4.3. Einfluss des Temperaturgleits auf die Auslegung von Komponenten

4.3.1. Grundlagen

Bezugspunkt für die Leistungsangaben von Verdichtern (EN12900), von Verflüssigern (EN327) und Luftkühlern (EN328) ist immer die Taupunkt-Temperatur. Da zeotrope Kältemittel teilweise einen hohen Temperaturgleit haben, gibt die software der Hersteller die Möglichkeit, sowohl nach Taupunkt-Temperatur als auch nach Mittel-Temperatur die Bauteile auszulegen.

Wichtig ist, dass die Auslegung für Verdichter Wärmeüberträger und Expansionsventil einheitlich erfolgt!

4.3.2. Auslegung von Verdichtern

Die Tabelle zeigt einen Vergleich der Leistungen für zwei Verdichter nach Taupunkt- bzw. Mitteltemperatur mit der Bitzer-Software 6.4.4. Die höhere Kälteleistung bei Mitteltemperatur resultiert aus dem höheren Saugdruck (Höhere Kältemitteldichte) des Verdichters (Bild 21).

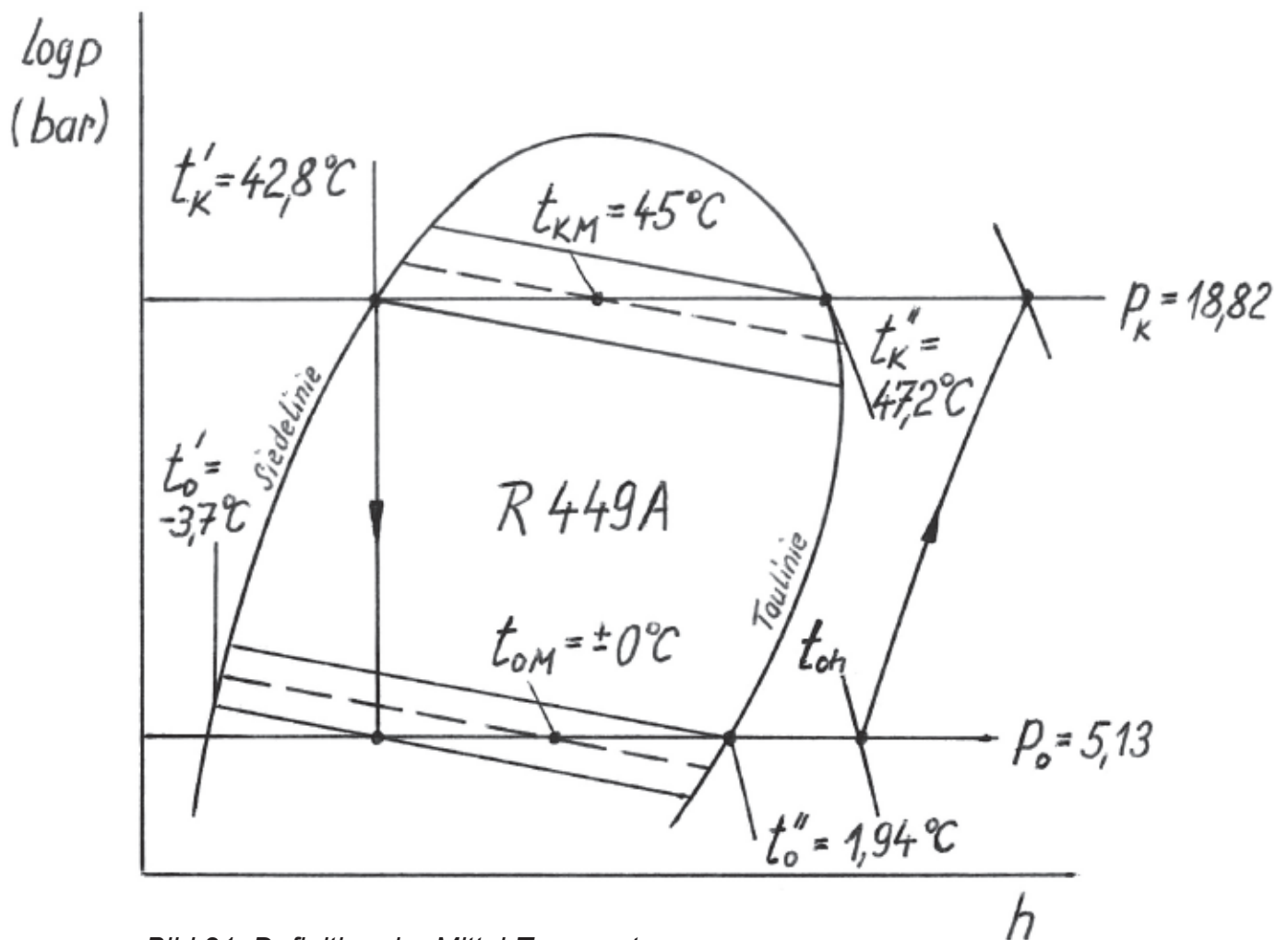


Bild 21: Definition der Mittel-Temperatur

Leistungsvergleich bei Taupunkt- und Mitteltemperatur		
Verdichtertyp	Taupunkt-Temperatur	Mittel-Temperatur
4NES-14Y-40P	$\dot{Q}_o = 9,47 \text{ kW}$ $P_{el} = 5,98 \text{ kW}$	$\dot{Q}_o = 9,91 \text{ kW} \quad +4,6\%$ $P_{el} = 6,41 \text{ kW}$
4FE-28Y-40P	$\dot{Q}_o = 19,58 \text{ kW}$ $P_{el} = 12,23 \text{ kW}$	$\dot{Q}_o = 20,50 \text{ kW} \quad +4,7\%$ $P_{el} = 13,05 \text{ kW}$

Basis: R448A / $t_o = -30^\circ\text{C}$ / $t_k = +40^\circ\text{C}$ / $t_{oh} = -15^\circ\text{C}$

4.3.3. Auslegung von Verdampfern

Die folgenden Tabellen und Diagramme sind einem Artikel in der KI 11/2015 von Dipl.-Ing. Freiherr, Firma Güntner entnommen

Folgendes Beispiel wurde gewählt, um den Unterschied in der Auslegung für das Kältemittel R404A und das zeotrope Gemisch R449A darzulegen:

- Kälteleistung $\dot{Q}_o = 22 \text{ kW}$
- Raumtemperatur $t_R = +6^\circ\text{C}$
- Verdampfungstemperatur $t_o = 0^\circ\text{C}$
- Überhitzung $\Delta t_v = 5 \text{ K}$
- Lufteintrittstemperatur $t_{LE} = 8^\circ\text{C}$
- damit $DT1 = T_{LE} - t_o = 8 \text{ K}$
- Abkühlung der Luft $\Delta t_L = 4 \text{ K}$

Die Ergebnisse für beide Kältemittel mit dem GPC-Kalkulator der Firma Güntner sind in Bild 22 dargestellt:

Verdampfer: GACC RX 050.1/2-70.A		UI: 1820867P	
Leistung:	21.8 kW	Kältemittel:	R404A ⁽¹⁾
Flächenreserve:	0.1%	Verdampfungstemp.:	0.0°C
Luftvolumenstrom:	13360 m ³ /h	Überhitzung:	5.0 K
Luftgeschwindigkeit	2.7 m/s	Kondensationstemp.:	45.0°C
Luft Eintritt:	8.0°C 72%	Unterkühlungstemp.:	44.7°C
Luft Austritt:	3.9°C 91%	Massenstrom:	788 kg/h
Luftdruck:	1013 mbar	Sens. Wärmeanteil:	89.3%
Kondensat:	3.38 kg/h		
K-Wert:	49.86 W/(m ² · K)		

Beispiel-Verdampfer für Betrieb mit R-404A

Verdampfer: GACC RX 050.1/2-70.A		UI: 1820867P	
Leistung:	27.5 kW	Kältemittel:	R449A ⁽¹⁾
Flächenreserve:	-0.1%	Verdampfungstemp.:	0.0°C
Luftvolumenstrom:	13360 m ³ /h	Überhitzung:	5.0 K
Luftgeschwindigkeit	2.7 m/s	Kondensationstemp.:	45.0°C
Luft Eintritt:	8.0°C 72%	Unterkühlungstemp.:	40.5°C
Luft Austritt:	3.3°C 91%	Massenstrom:	738 kg/h
Luftdruck:	1013 mbar	Sens. Wärmeanteil:	82.0%
Kondensat:	7.13 kg/h		
K-Wert:	51.84 W/(m ² · K)		

Beispiel-Verdampfer für Betrieb mit R-449A

Bild 22: Verdampfungsauslegung für R404A und R449

Bedingt durch den Temperaturgleit des R449 ist das Δt_M größer als beim R404A (Bild 23) und damit die Kühlleistung um 20 % größer.

$$\dot{Q}_o = K \cdot A \cdot \Delta t_M$$

Gleichzeitig ist aber durch die um 0,6 K größere Luftabkühlung und die niedrigere mittlere Oberflächentemperatur (0,9 K) die Entfeuchtungsleistung doppelt so groß.

Um das vor allem bei empfindlichen Kühlgeräten wie Obst und Gemüse zu vermeiden, sollte die Verdampferauslegung bei Mittel-Temperatur erfolgen (Bild 24).

Aus Bild 24 ist zu erkennen, dass die Verdampfungstemperatur am Eintritt bei -1°C und am Ende des Naßdampfgebiets bei +1°C liegt. Damit liegt die mittlere Verdampfungstemperatur bei den angestrebten 0°C und die mittlere Temperaturdifferenz Δt_M ist genau so groß wie bei R404A.

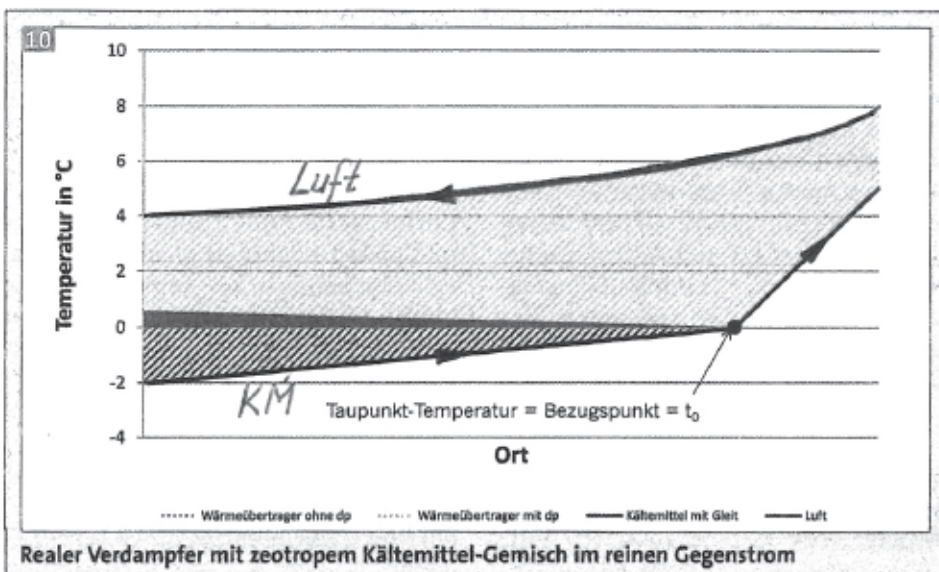
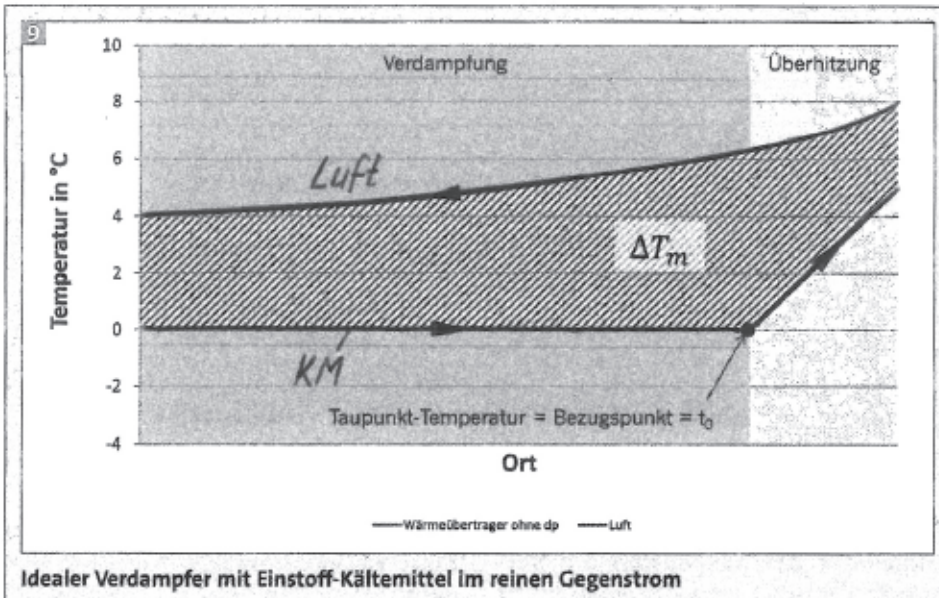


Bild 23: Vergleich der Luftabkühlung von R449A mit 404A

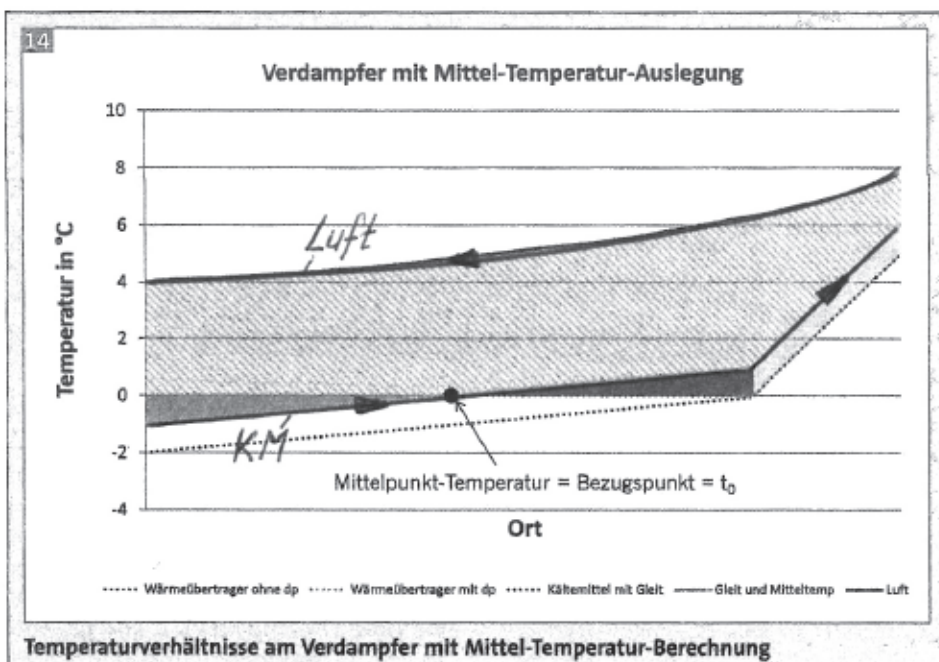


Bild 24: Verdampfer mit Mittel-Temperatur-Berechnung

4.3.4. Auslegung von Verflüssigern

Folgendes Beispiel wurde gewählt (Vergleich R404A und R449A):

- Verflüssigerleistung $\dot{Q}_k = 10,2 \text{ kW}$
- Verflüssigungstemperatur: $t_k = +45^\circ\text{C}$
- Lufteintrittstemperatur $t_L = +35^\circ\text{C}$
- damit $\Delta t = t_k - T_L = 10 \text{ K}$

Die Rechenergebnisse mit dem GPC-Kalkulator sind in Bild 25 dargestellt.

3			
Verflüssiger:	GCHC RD 040.1/12-45	UI: 0000 025M	
Leistung:	10.2 kW	Kältemittel:	R404A ⁽¹⁾
Luftvolumenstrom:	7084 m ³ /h	Heißgastemperatur:	75.0°C
Luft Eintritt:	35.0°C	Verflüssigungsbeginn:	45.0°C
Geodatische Höhe:	0 m	Kondensataustritt:	43.1°C
Luftgeschwindigkeit:	3.3 m/s	Heißgasvolumenstr.:	2.23 m ³ /h
K-Wert:	38.98 W/(m ² · K)	Massenstrom:	235 kg/h
		Druckabfall:	0.31 bar / 0.65 K

Beispiel-Verflüssiger für Betrieb mit R-404A

4			
Verflüssiger:	GCHC RD 040.1/12-45	UI: 0000 025M	
Leistung:	8.5 kW	Kältemittel:	R449A ⁽¹⁾
Luftvolumenstrom:	7084 m ³ /h	Heißgastemperatur:	75.0°C
Luft Eintritt:	35.0°C	Verflüssigungsbeginn:	45.0°C
Geodatische Höhe:	0 m	Kondensataustritt:	39.1°C
Luftgeschwindigkeit:	3.3 m/s	Heißgasvolumenstr.:	1.99 m ³ /h
K-Wert:	38.59 W/(m ² · K)	Massenstrom:	161 kg/h
		Druckabfall:	0.19 bar / 0.41 K

Beispiel-Verflüssiger für Betrieb mit R-449A

Bild 25: Verflüssigerauslegung für R404A und R449A

Wird der gleiche Verflüssiger statt mit R404A mit R449A betrieben, hat er 17 % weniger Leistung. Das resultiert wiederum aus dem Temperaturgleit, der zu einer um 5 K niedrigeren Temperatur ab Verflüssigeraustritt und damit einem kleineren Δt_M führt (siehe Bild 26).

Bei Auslegung der gleichen Verflüssiger auf Mittel-Temperatur ergeben sich die in Bild 27 gezeigten Temperaturverhältnisse. Für eine mittlere Verflüssigungstemperatur von +45°C wird mit einer Taupunkt-Temperatur von +47,2°C gerechnet. Damit erhält man das gleiche Δt_M wie bei R404A und die Oberfläche ergibt die geforderte Leistung. Da höhere Taupunkt-Temperatur auch eine um 2,2 K höhere Heißgastemperatur ergibt, wird die Leistung sogar etwas höher ausfallen als bei R404A.

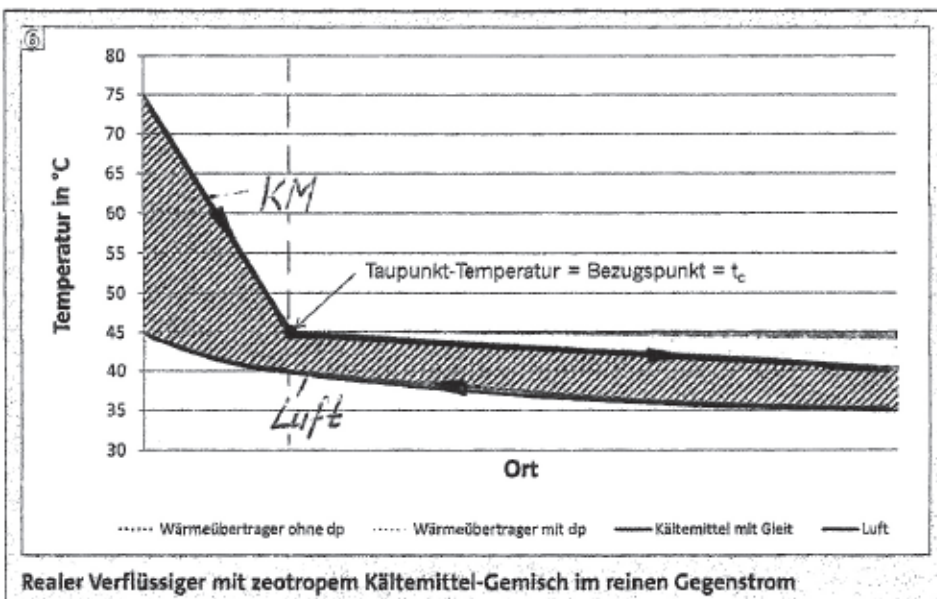
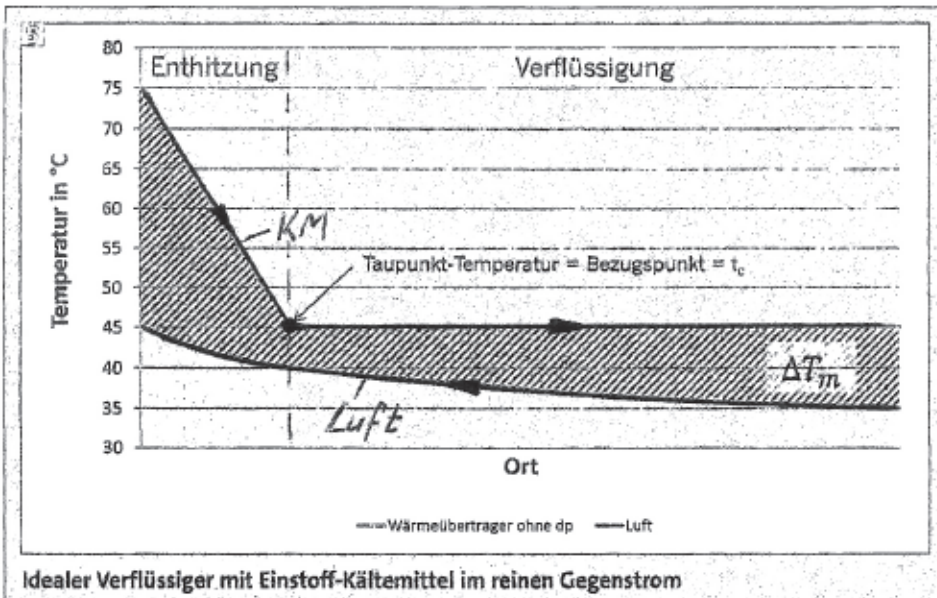


Bild 26: Vergleich der Temperaturverhältnisse an einem Verflüssiger mit R404A und mit R449A

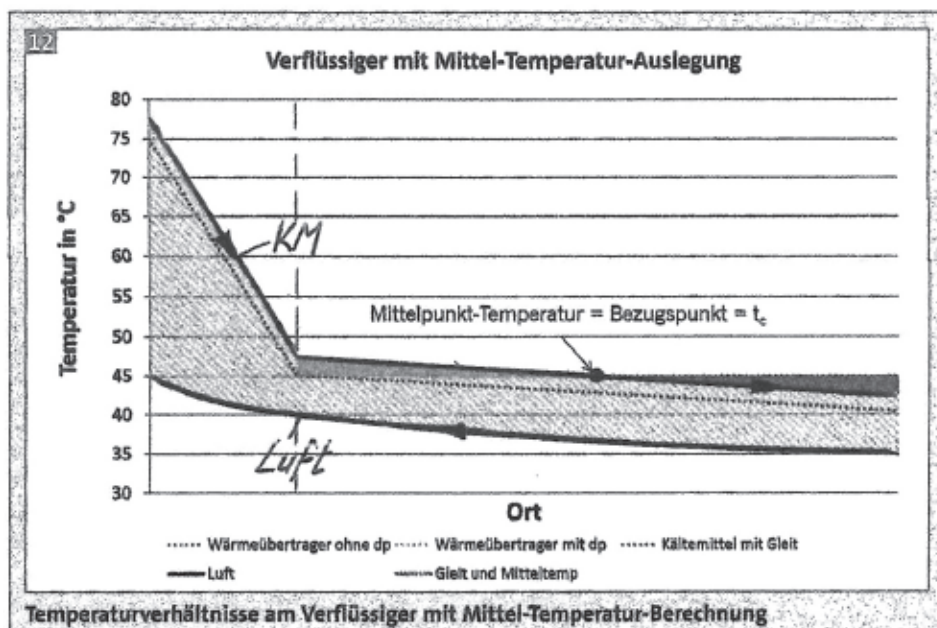


Bild 27: Verflüssigerauslegung auf Mittel-Temperatur

4.3.5. Fazit

Die Software der Wärmetauscher-Hersteller stellt in der Regel die Berechnung mit Mitteltemperatur zur Verfügung, z.B. Fa. Güntner. Falls nicht, kann die Berechnung auch über eine höhere Taupunkt-Temperatur erfolgen (siehe Umrechnungstabellen der Fa. Güntner für Verdampfer und Verflüssiger).

Für die Praxis dürfte es jedoch völlig ausreichend sein, für die Kältemittel R449A und R448A mit einer um 2 K höheren Taupunkt-Temperatur (Verflüssigungs- bzw. Verdampfungstemperatur) zu rechnen.

R-449A			
mittlere Kondensations-Temperatur in °C	Taupunkt-Temperatur in °C für die Berechnung	mittlere Kondensations-Temperatur in °C	Taupunkt-Temperatur in °C für die Berechnung
20	22.60	50	52.11
21	23.58	51	53.09
22	24.57	52	54.06
23	25.56	53	55.04
24	26.55	54	56.01
25	27.54	55	56.99
26	28.53	56	57.96
27	29.51	57	58.93
28	30.50	58	59.90
29	31.49	59	60.87
30	32.47	60	61.84
31	33.46	61	62.81
32	34.44	62	63.77
33	35.43	63	64.74
34	36.41	64	65.70
35	37.40	65	66.66
36	38.38	66	67.63
37	39.37	67	68.58
38	40.35	68	69.54
39	41.33	69	70.49
40	42.32	70	71.45
41	43.30	71	72.40
42	44.28	72	73.34
43	45.26	73	74.28
44	46.24	74	75.22
45	47.22	75	76.15
46	48.20	76	77.08
47	49.18	77	77.99
48	50.16	78	78.90
49	51.14	79	79.78

Umrechnungstabelle für Verflüssiger mit R-449A

Umrechnungstabelle für R-449A Verdampfer; tc = +45°C								
mittlere Verdampfungs-Temperatur in °C	Unter-kühlung in K							
	15	10	5	4	3	2	1	0
-30	-27.97	-28.08	-28.18	-28.21	-28.23	-28.25	-28.27	-28.30
-29	-26.97	-27.07	-27.18	-27.20	-27.22	-27.24	-27.27	-27.29
-28	-25.96	-26.06	-26.17	-26.19	-26.21	-26.23	-26.26	-26.28
-27	-24.95	-25.05	-25.16	-25.18	-25.20	-25.23	-25.25	-25.27
-26	-23.94	-24.05	-24.15	-24.17	-24.20	-24.22	-24.24	-24.27
-25	-22.94	-23.04	-23.14	-23.17	-23.19	-23.21	-23.23	-23.26
-24	-21.93	-22.03	-22.14	-22.16	-22.18	-22.20	-22.23	-22.25
-23	-20.92	-21.02	-21.13	-21.15	-21.17	-21.20	-21.22	-21.24
-22	-19.91	-20.01	-20.12	-20.14	-20.17	-20.19	-20.21	-20.23
-21	-18.91	-19.01	-19.11	-19.13	-19.16	-19.18	-19.20	-19.23
-20	-17.90	-18.00	-18.11	-18.13	-18.15	-18.17	-18.19	-18.22
-19	-16.89	-16.99	-17.10	-17.12	-17.14	-17.16	-17.19	-17.21
-18	-15.88	-15.98	-16.09	-16.11	-16.13	-16.16	-16.18	-16.20
-17	-14.88	-14.98	-15.08	-15.10	-15.13	-15.15	-15.17	-15.19
-16	-13.87	-13.97	-14.07	-14.10	-14.12	-14.14	-14.16	-14.19
-15	-12.86	-12.96	-13.07	-13.09	-13.11	-13.13	-13.15	-13.18
-14	-11.85	-11.95	-12.06	-12.08	-12.10	-12.12	-12.15	-12.17
-13	-10.84	-10.94	-11.05	-11.07	-11.09	-11.12	-11.14	-11.16
-12	-9.84	-9.94	-10.04	-10.06	-10.09	-10.11	-10.13	-10.15
-11	-8.83	-8.93	-9.03	-9.06	-9.08	-9.10	-9.12	-9.15
-10	-7.82	-7.92	-8.03	-8.05	-8.07	-8.09	-8.11	-8.14
-9	-6.81	-6.91	-7.02	-7.04	-7.06	-7.08	-7.11	-7.13
-8	-5.81	-5.90	-6.01	-6.03	-6.05	-6.08	-6.10	-6.12
-7	-4.80	-4.90	-5.00	-5.02	-5.05	-5.07	-5.09	-5.11
-6	-3.79	-3.89	-3.99	-4.02	-4.04	-4.06	-4.08	-4.11
-5	-2.78	-2.88	-2.99	-3.01	-3.03	-3.05	-3.07	-3.10
-4	-1.77	-1.87	-1.98	-2.00	-2.02	-2.04	-2.07	-2.09
-3	-0.77	-0.87	-0.97	-0.99	-1.01	-1.04	-1.06	-1.08
-2	0.24	0.14	0.04	0.02	-0.01	-0.03	-0.05	-0.07
-1	1.25	1.15	1.05	1.02	1.00	0.98	0.96	0.93
0	2.26	2.16	2.05	2.03	2.01	1.99	1.97	1.94

Umrechnungstabelle für Verdampfer mit R-449A (Auszug)

5. Das Logp,h-Diagramm für CO₂ (R744)

5.1. Der überkritische und unterkritische Betrieb

Der sehr niedrige kritische Punkt von +31°C bedeutet bei einer CO₂-Kälteanlage mit Wärmeabfuhr an die Umgebungsluft im Sommerbetrieb ab max. $t_u = +27\text{ °C}$ eine überkritische Betriebsweise, d. h., dass CO₂ kann in dem Wärmetauscher nicht verflüssigt werden. Das komprimierte CO₂ wird in einem Gaskühler nur abgekühlt. Die Verflüssigung erfolgt erst bei der anschließenden Expansion, z.B. in einem Mitteldrucksammler.

Man unterscheidet aus dieser Tatsache heraus CO₂-Kälteanlagen mit unterkritischer und überkritischer Betriebsweise (siehe Bild 28 und 29).

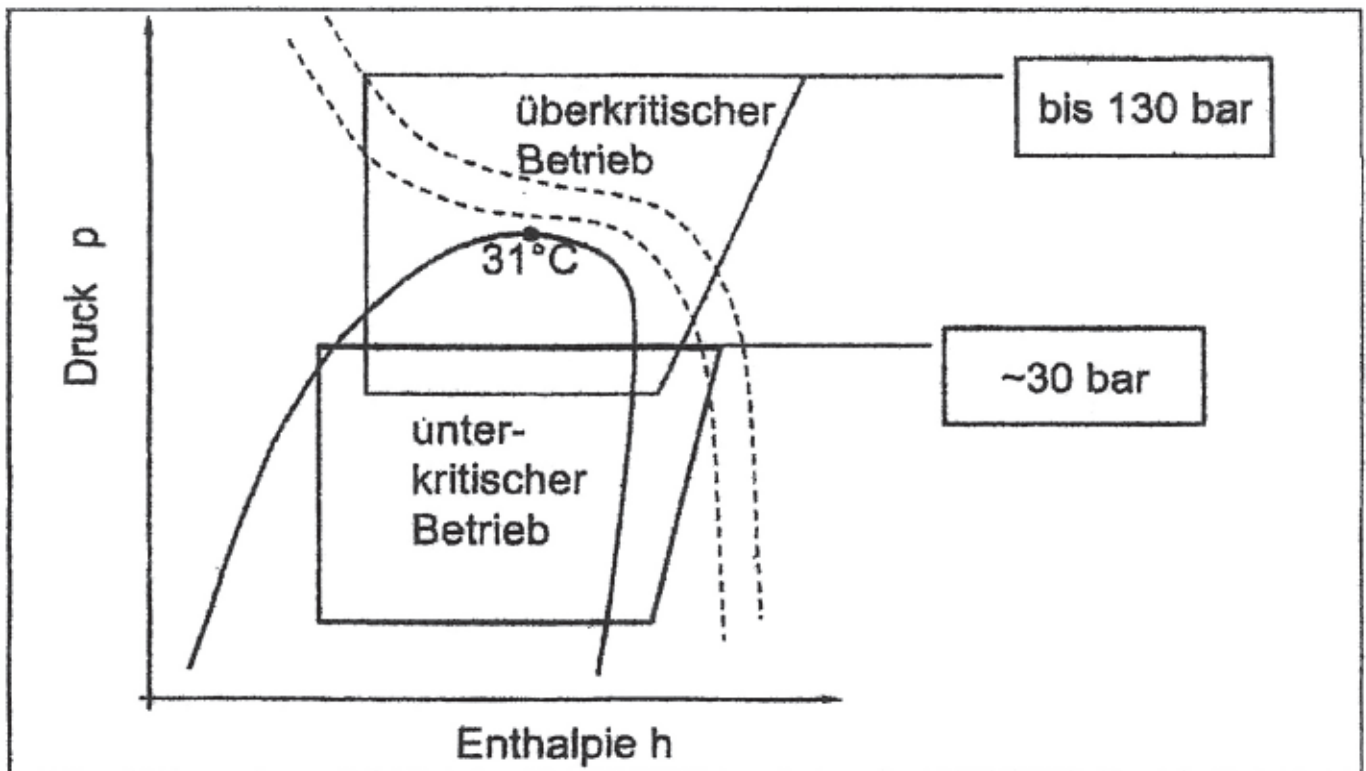
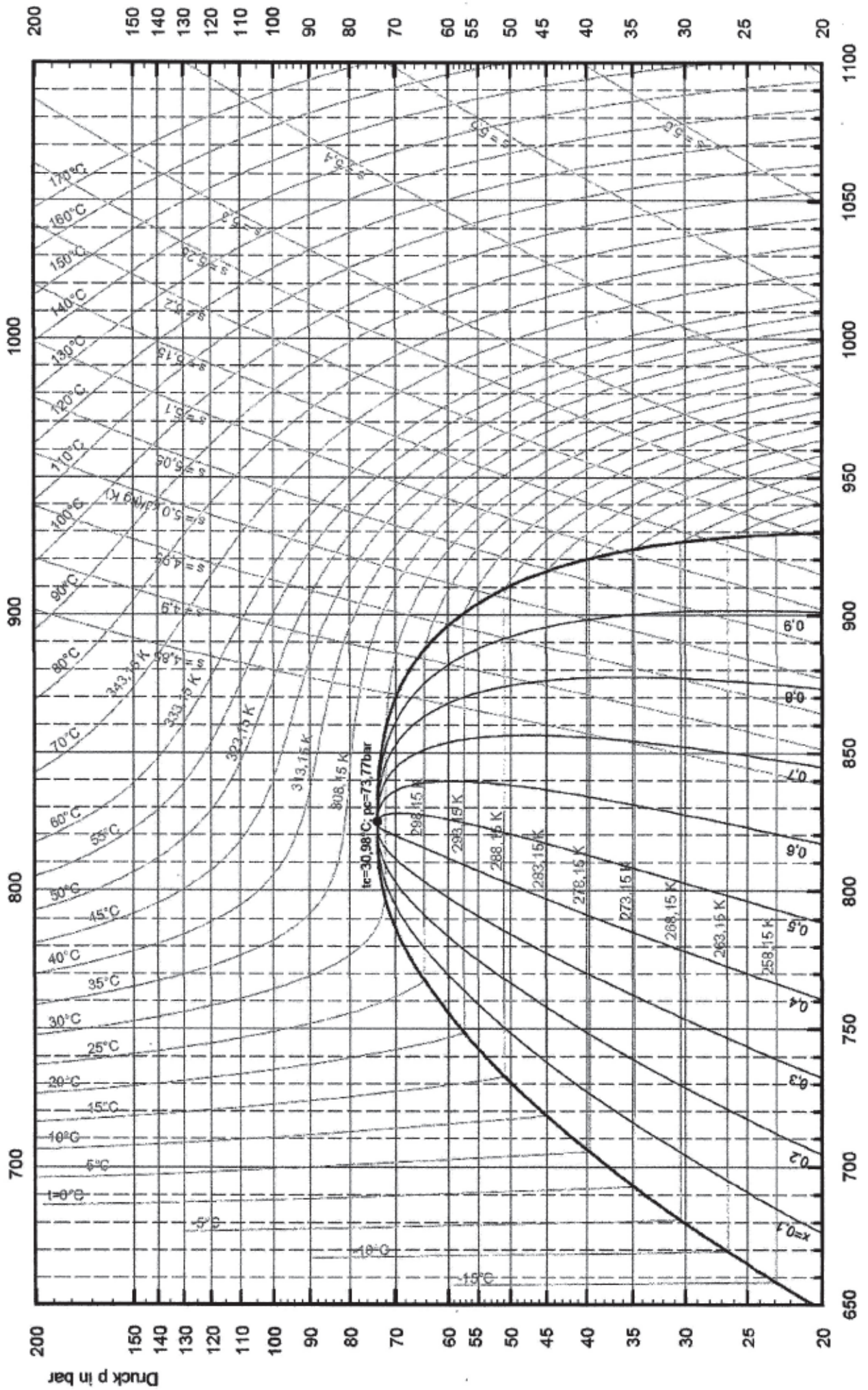


Bild 28: Über- und unterkritischer Prozeß im logp,h-Diagramm

Unterkritische (subkritische) CO₂-Kälteanlagen werden als Kaskaden ausgeführt.

Bild 29



5.2. Ermittlung des optimalen Hochdrucks mit dem Logp,h-Diagramm

Für eine energieeffiziente Fahrweise einer transkritischen Kälteanlage muss durch eine intelligente Regelung in Abhängigkeit der Gaskühler-Austrittstemperatur der optimale Hochdruck einreguliert werden (Bilanz zwischen max. Δh_o und minimaler P_{EL}).

Die Kälteleistung steigt mit P_k ! (siehe Bild 30 und 31)

Für eine gegebene Gaskühleraustrittstemperatur ist der COP eine Funktion des Hochdrucks. Warum?

Temperatur und Druck sind voneinander umnabhängig!

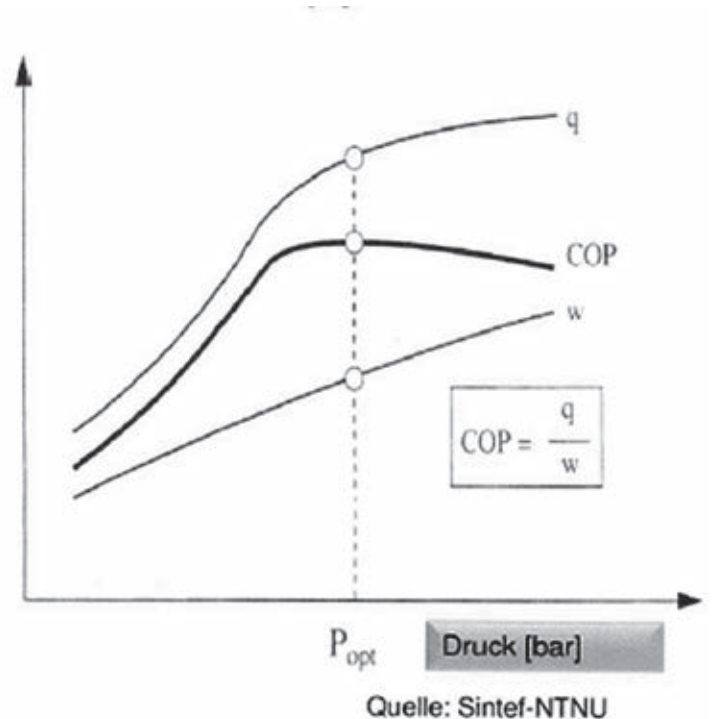
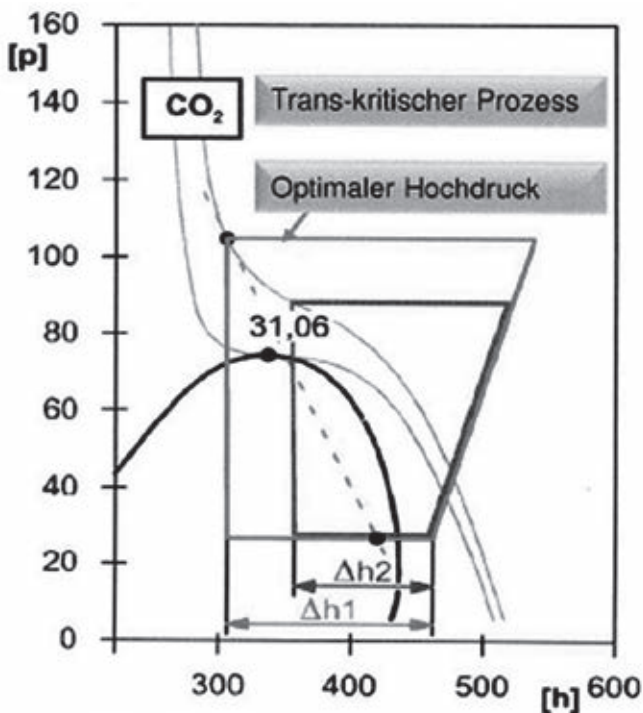


Bild 30: Kälteleistung (Δh_o) und COP in Abhängigkeit von P_k

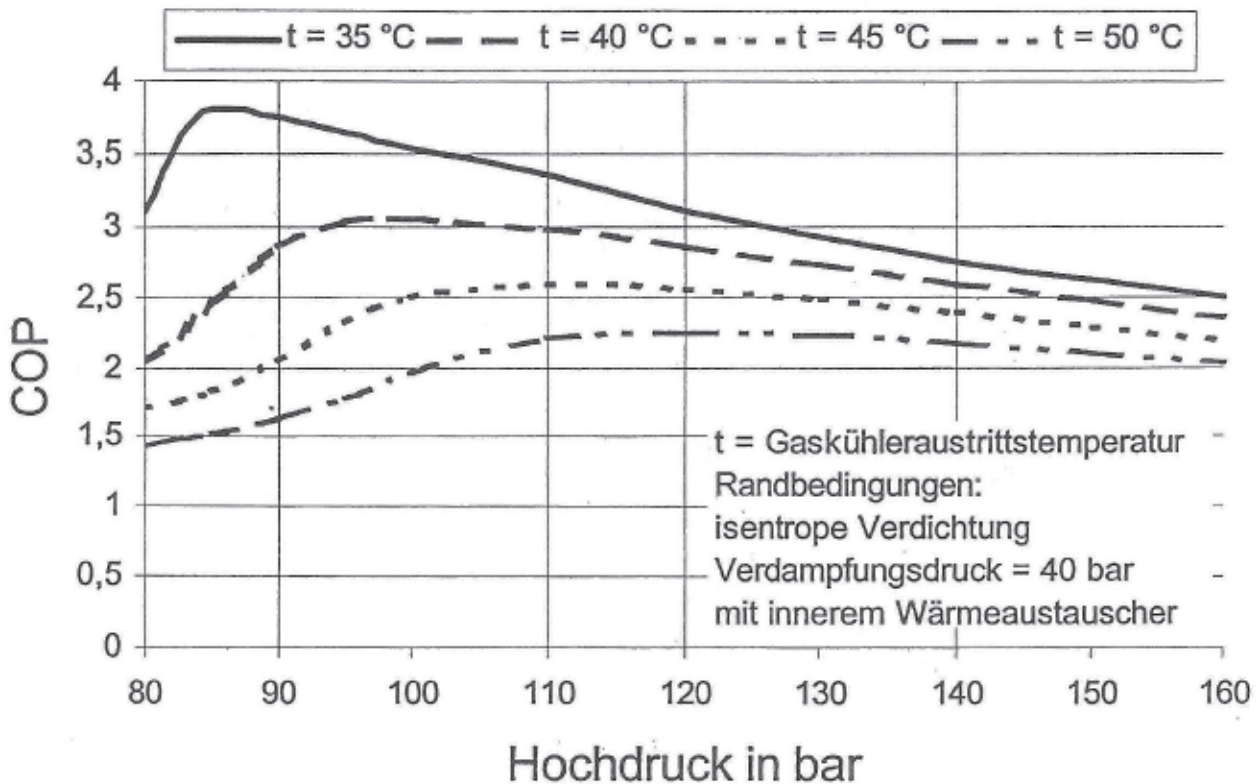


Bild 31: Leistungszahl in Abhängigkeit vom Hochdruck bei verschiedenen Gaskühleraustrittstemperaturen

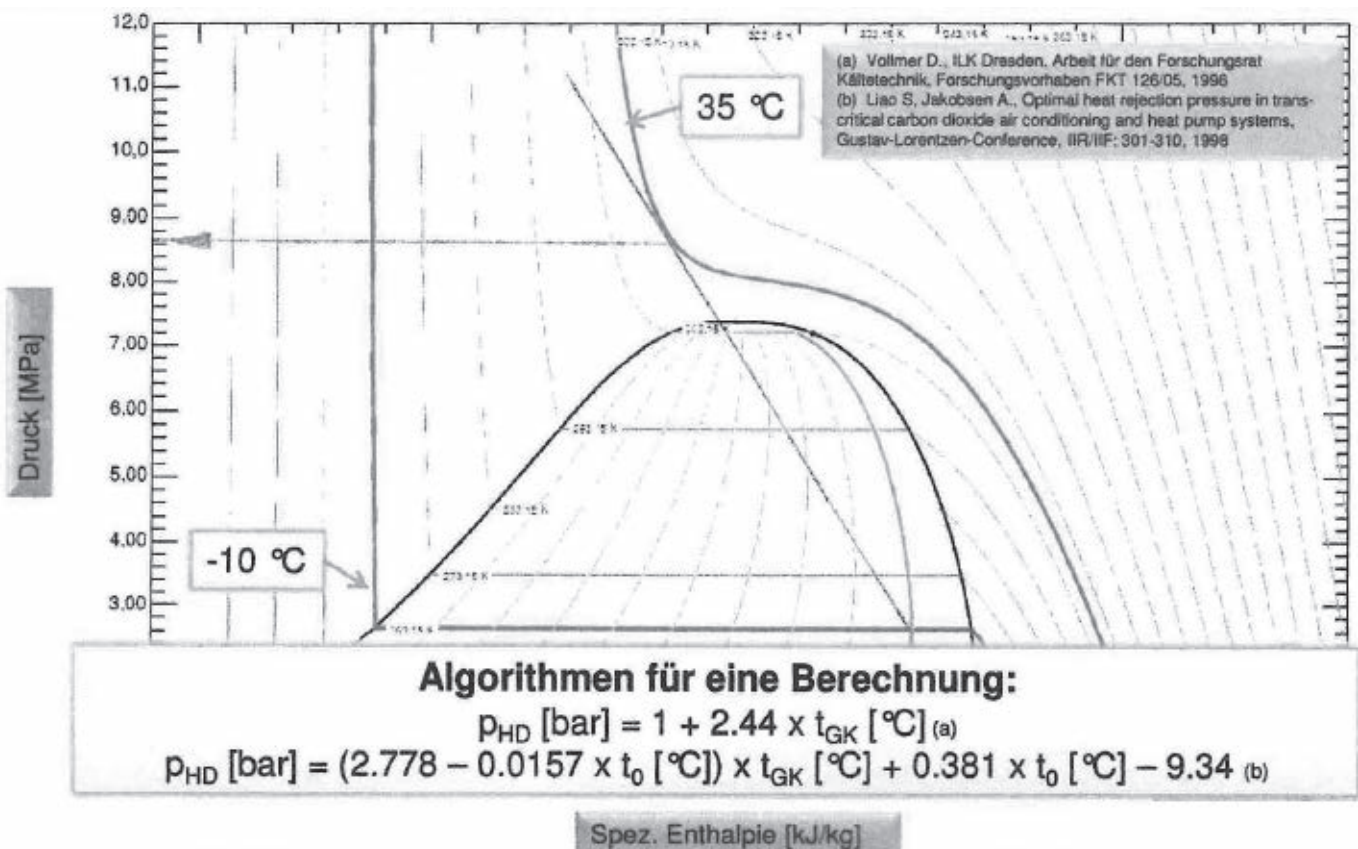
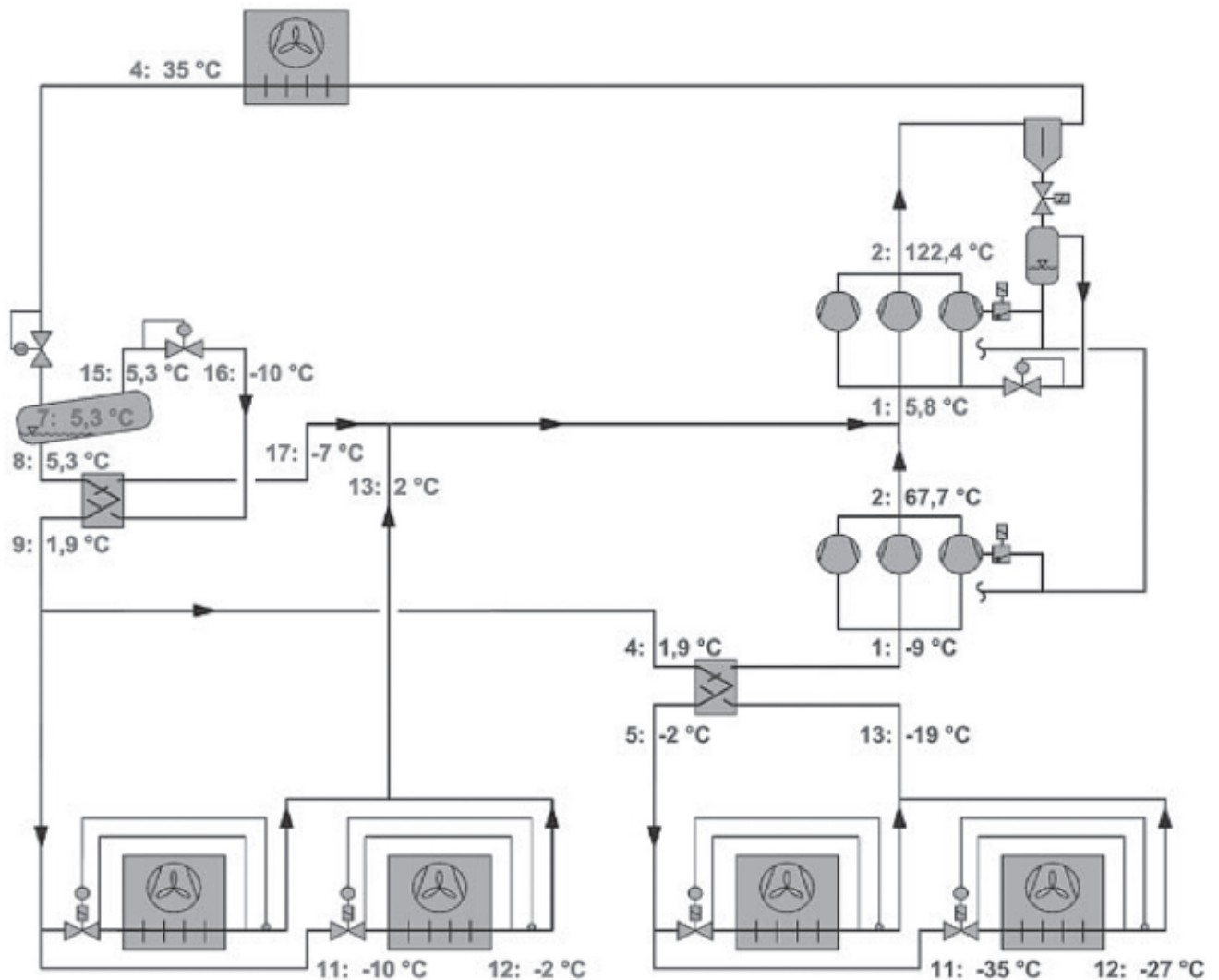


Bild 32: Grafische Ermittlung des optimalen Hochdruckes

Vom Schnittpunkt der Temperaturlinie -10 °C und der Linie $X = 0,9$ im Naßdampfgebiet eine Tangente an die gewünschte Gaskühlertemperatur-Linie anlegen. Im Berührungspunkt ist der optimale Hochdruck.

5.3. Transkritische Booster-Kälteanlagen im Logp,h-Diagramm



Normalkühlung

- 1 -> 2: Verdichter
- 2 -> 4: Verflüssiger / Gaskühler
- 4 -> 7: Hochdruckregelventil
- 7 -> 8: Mitteldruckbehälter, Flüssigkeitsaustritt
- 8 -> 9: Unterkühler (innerer Wärmeübertrager)
- 9 -> 11: Expansionsventil
- 11 -> 12: Verdampfer
- 12 -> 13: Saugleitungsüberhitzung
- 13 -> 1: Knotenpunkt Saugleitungen NK

- 7 -> 15: Mitteldruckbehälter, Sattdampfaustritt
- 15 -> 16: Mitteldruckregelventil
- 16 -> 17: Überhitzer (innerer Wärmeübertr. Flashgas)
- 17 -> 1: Knotenpunkt Saugleitungen NK

- 9 -> 4TK: -> Tiefkühlung

Tiefkühlung

- 1 -> 2: Verdichter
- 3 -> 1NK: Knotenpunkt Saugleitungen NK
- 9NK -> 4: Flüssigkeitsl. kommend vom NK-System
- 4 -> 5: Unterkühler (innerer Wärmeübertrager)
- 5 -> 11: Expansionsventil
- 11 -> 12: Verdampfer
- 12 -> 13: Saugleitungsüberhitzung
- 13 -> 1: Überhitzer (innerer Wärmeübertrager)

Bild 33: Schematisches RI-Fließbild einer Booster-Kälteanlage mit den Betriebsbedingungen am Auslegepunkt

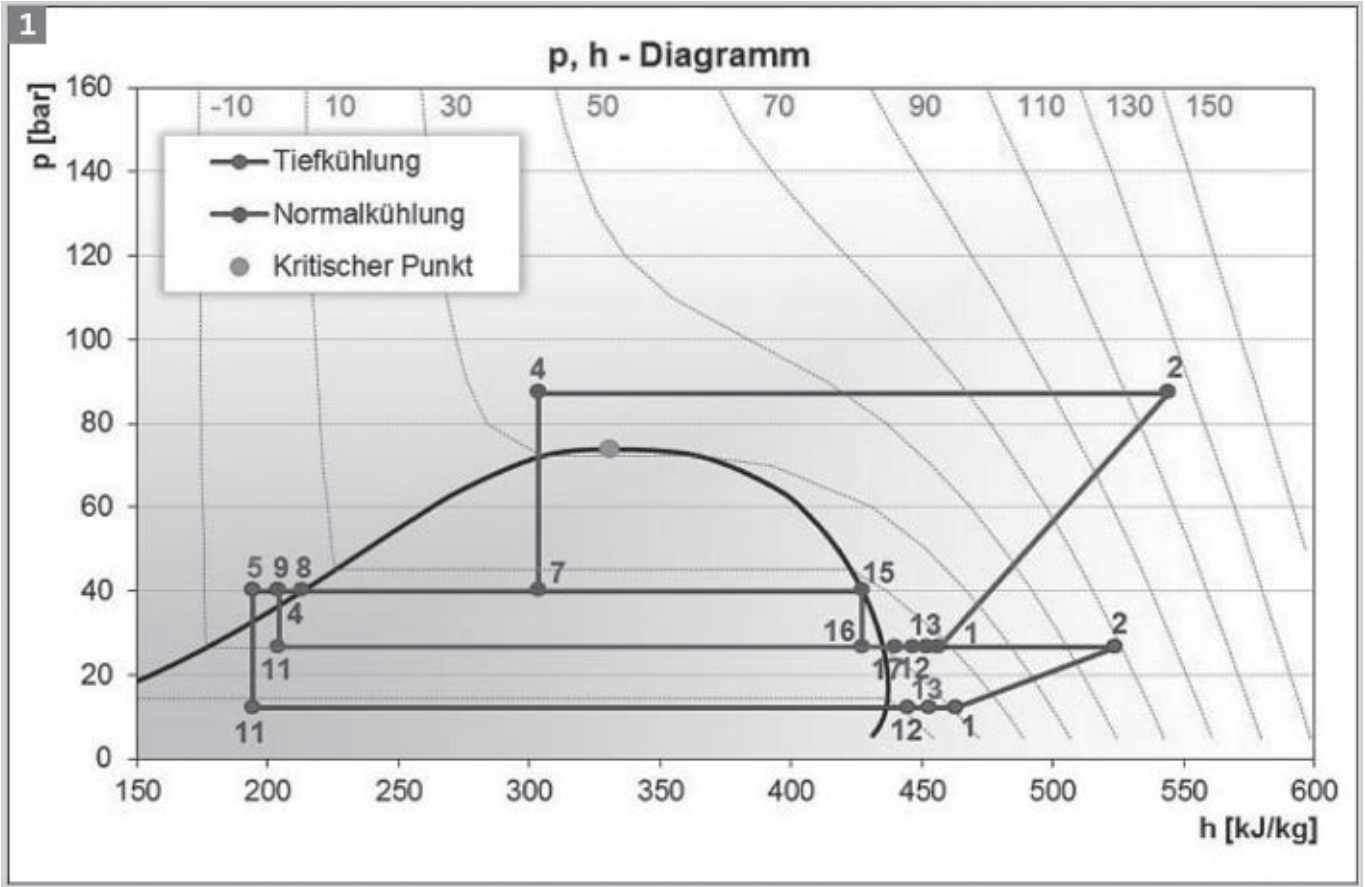


Bild 34: p,h-Diagramm einer Booster-Kälteanlage am Auslegungspunkt

5.4. Auswirkungen von Lastschwankungen in einer Booster-Kälteanlage

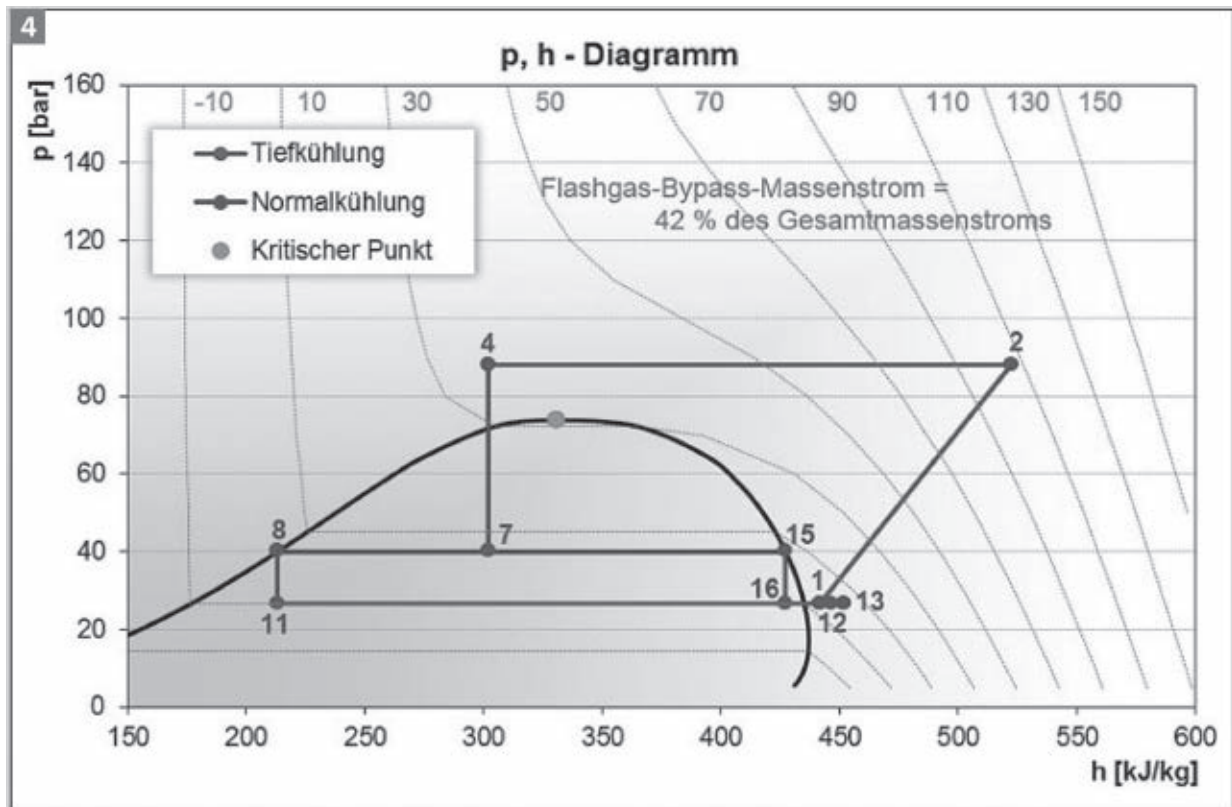


Bild 35: Keine TK-Last, Betrieb bei max. Gaskühleraustrittstemperatur
 ➔ zu geringe Verdichter-Ansaugtemperatur

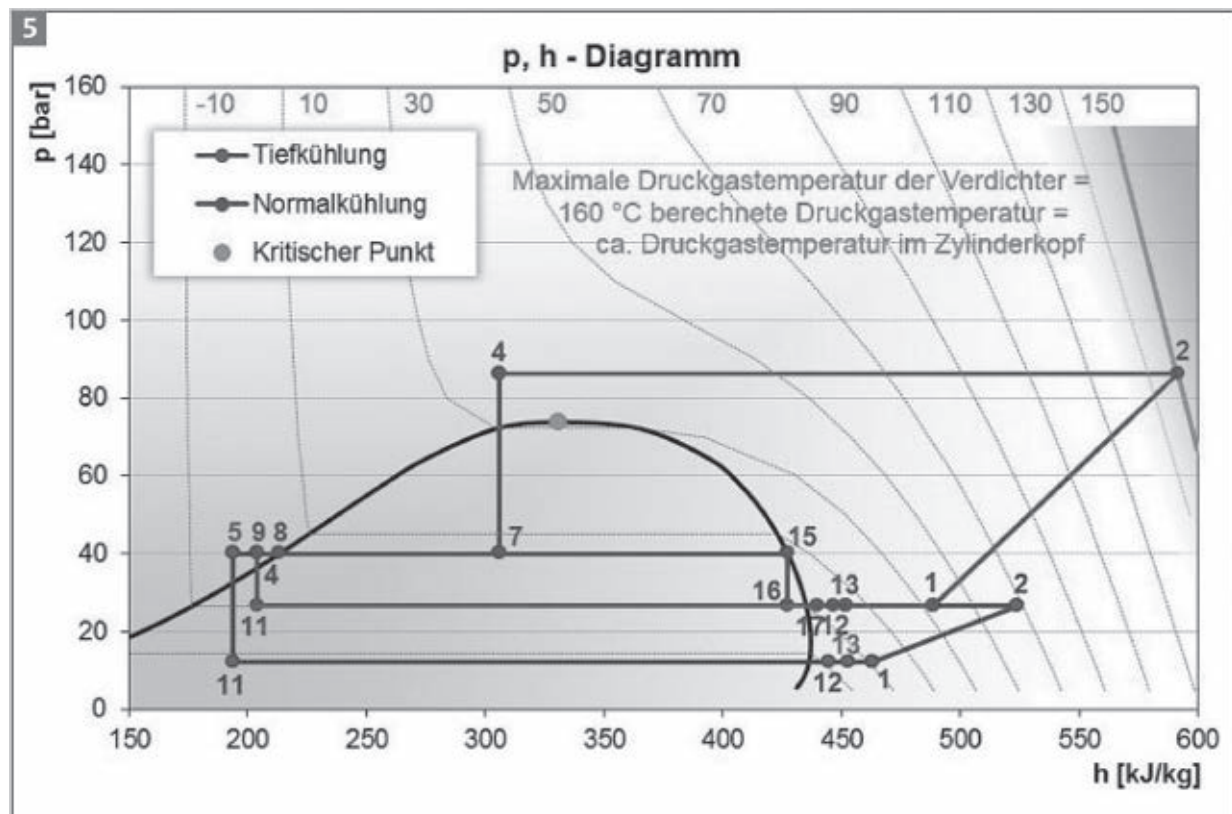


Bild 36: Keine NK-Last ➔ zu hohe Druckgastemperatur

5.5. Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung des transkritischen Prozesses

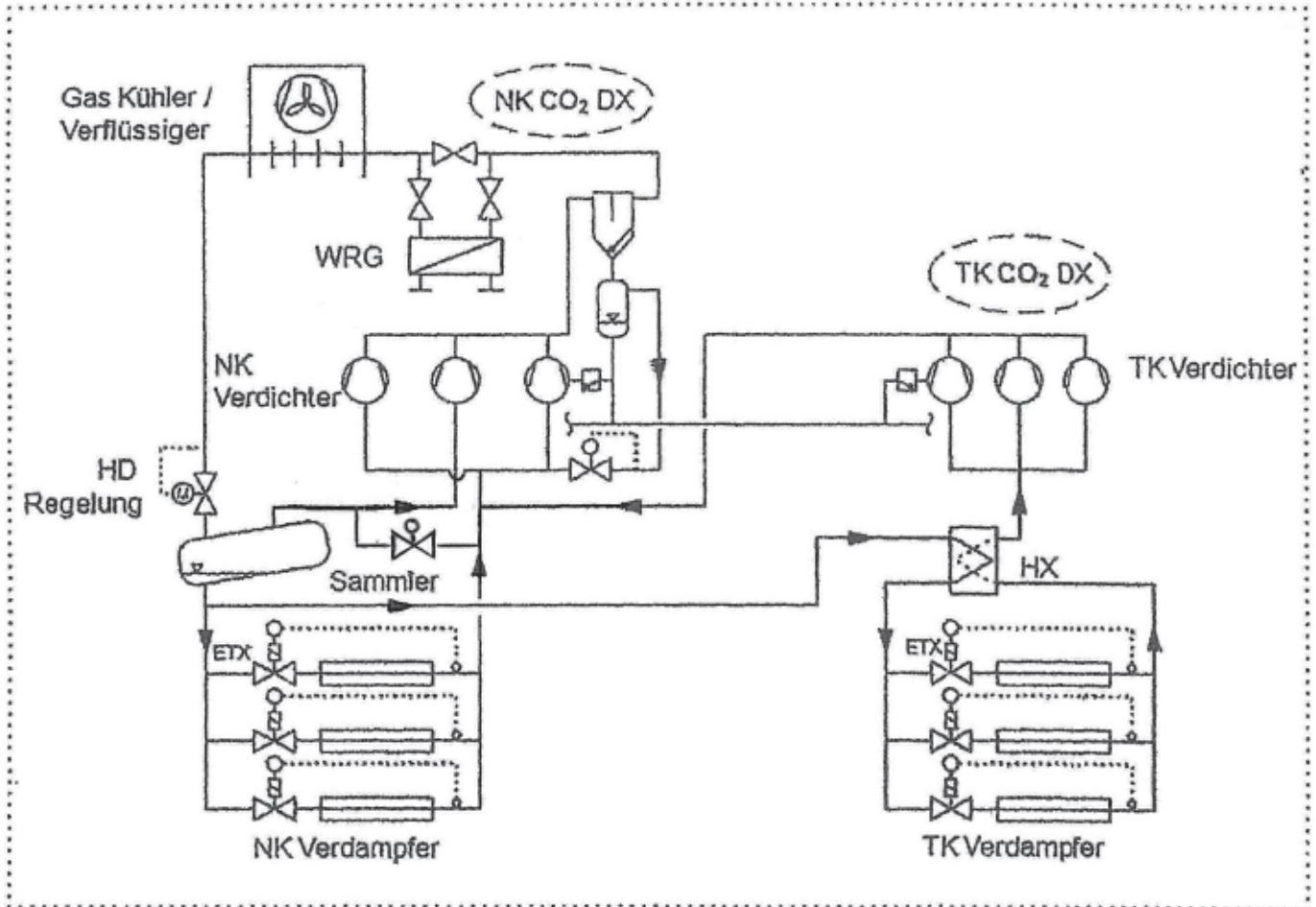


Bild 37: CO₂-Booster-System mit Flashgas-Verdichter in NK-Stufe

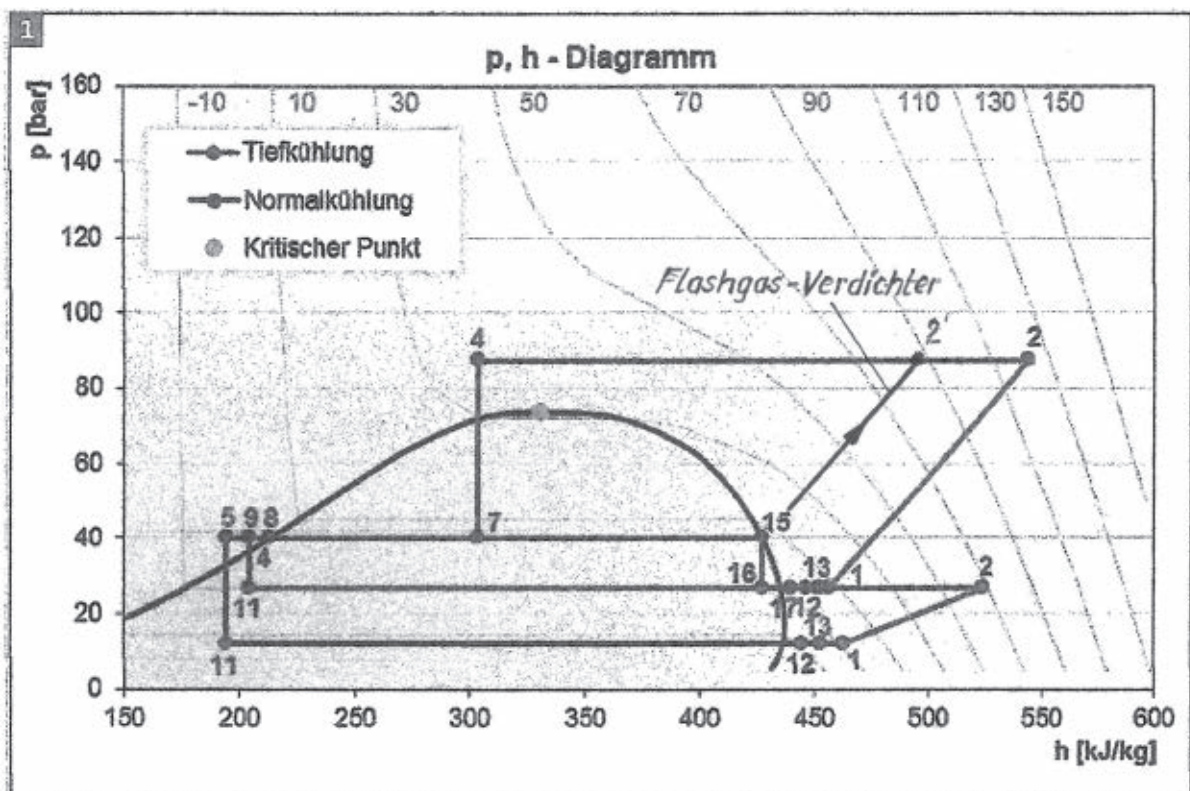


Bild 38: p, h - Diagramm

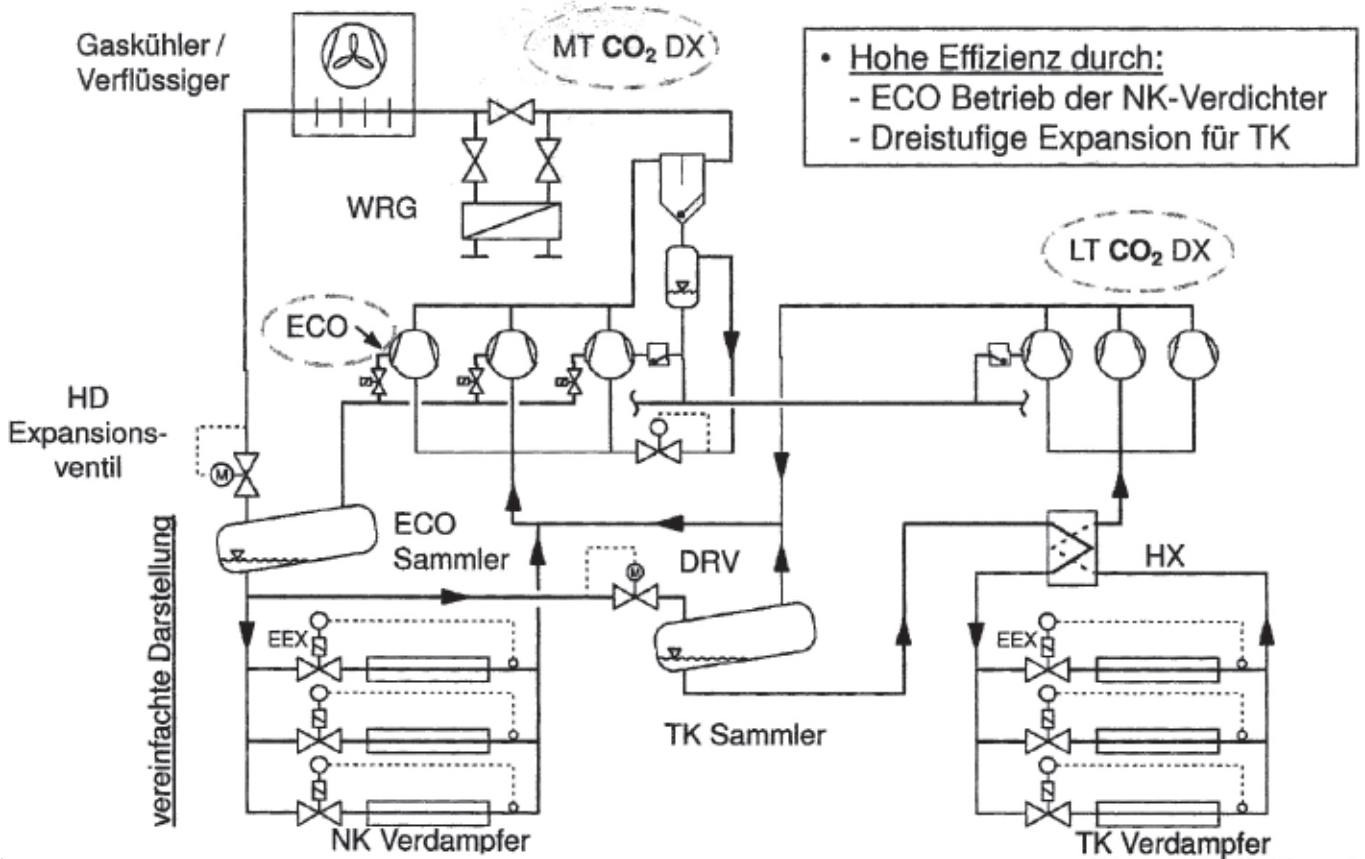


Bild 39: NK / TK CO₂ Booster-System mit Parallel-Verdichtung - „3.Generation“

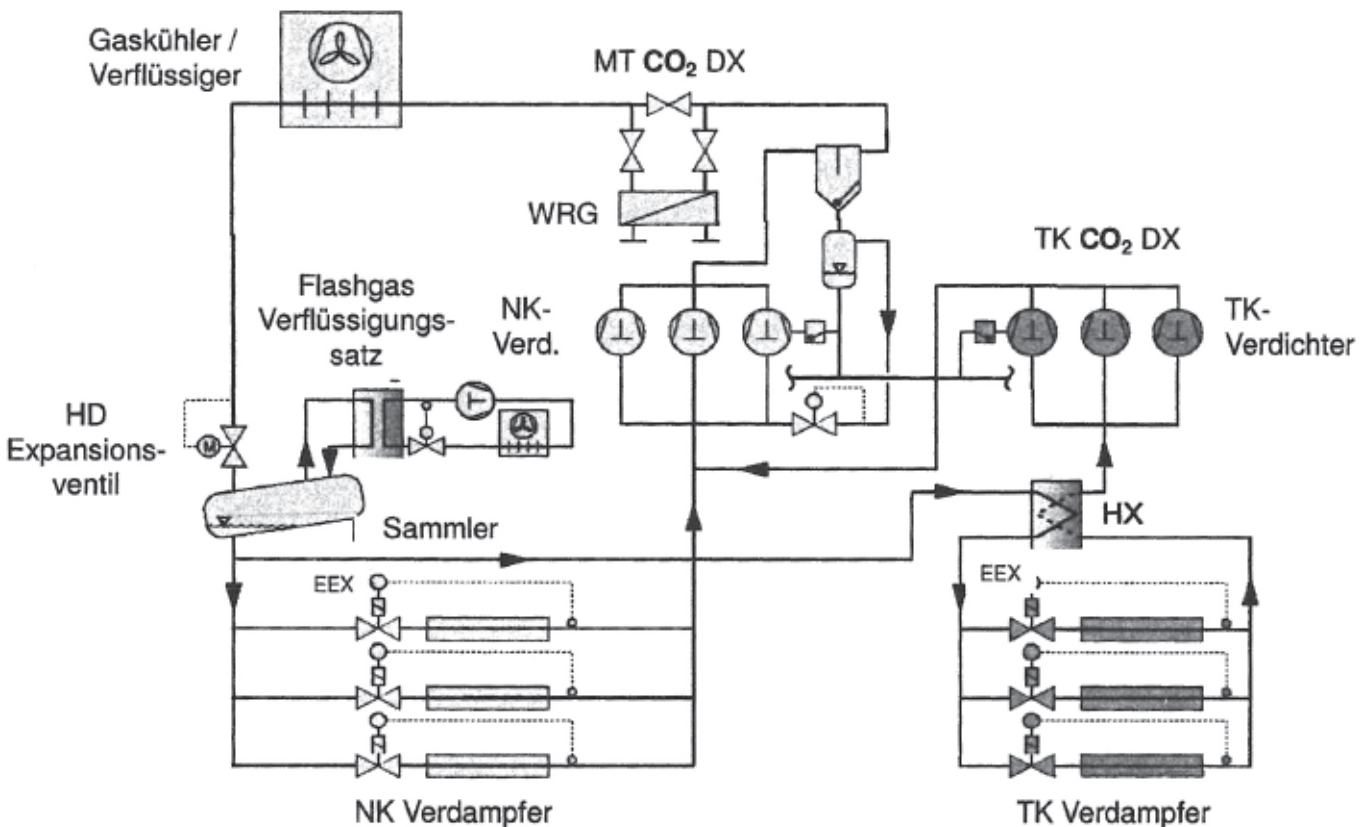


Bild 40: NK / TK CO₂ Booster-System mit externer FG-Verflüssigung - „3.Generation“

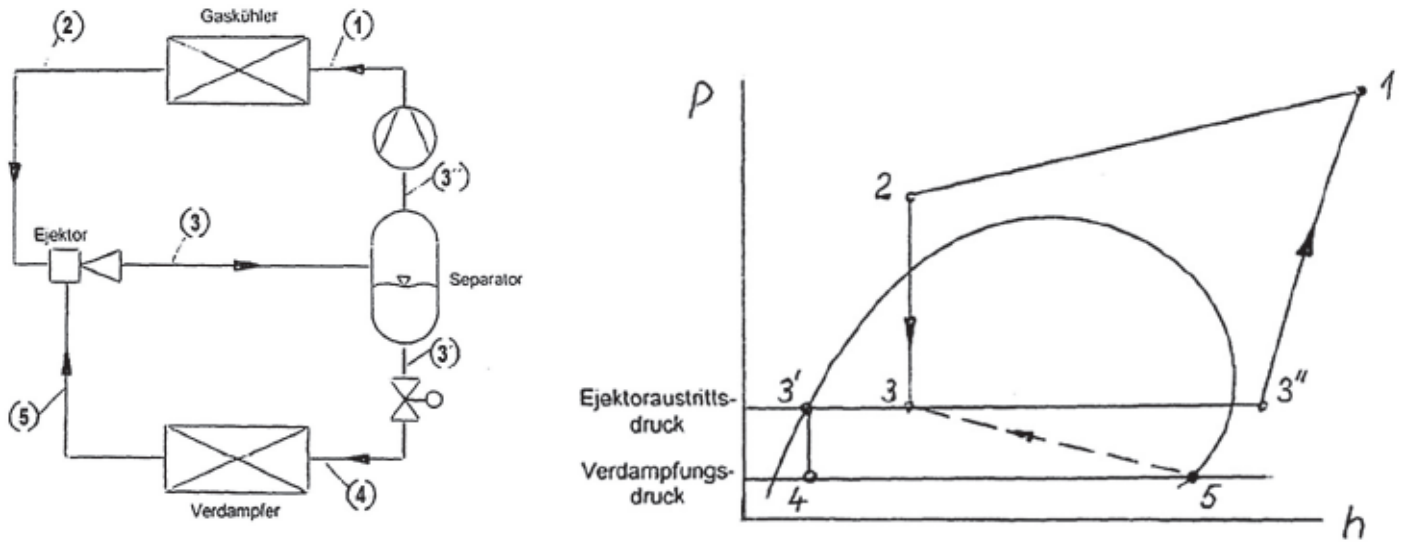


Bild 41: Transkritischer CO_2 -Prozess mit Ejektor

- Effizienzsteigerung: 15 ... 20 % durch Vorverdichtung im Ejektor und Wegfall der Überhitzung im Verdampfer
- Keine Überhitzung im Verdampfer: t_o höher
- Treibdüsendruck: 70 ... 100 bar
- Treibdüsen Eintritt: $t_d = +30 \dots +40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Verdampfungsdruck: $p_s = 25 \dots 33 \text{ bar}$

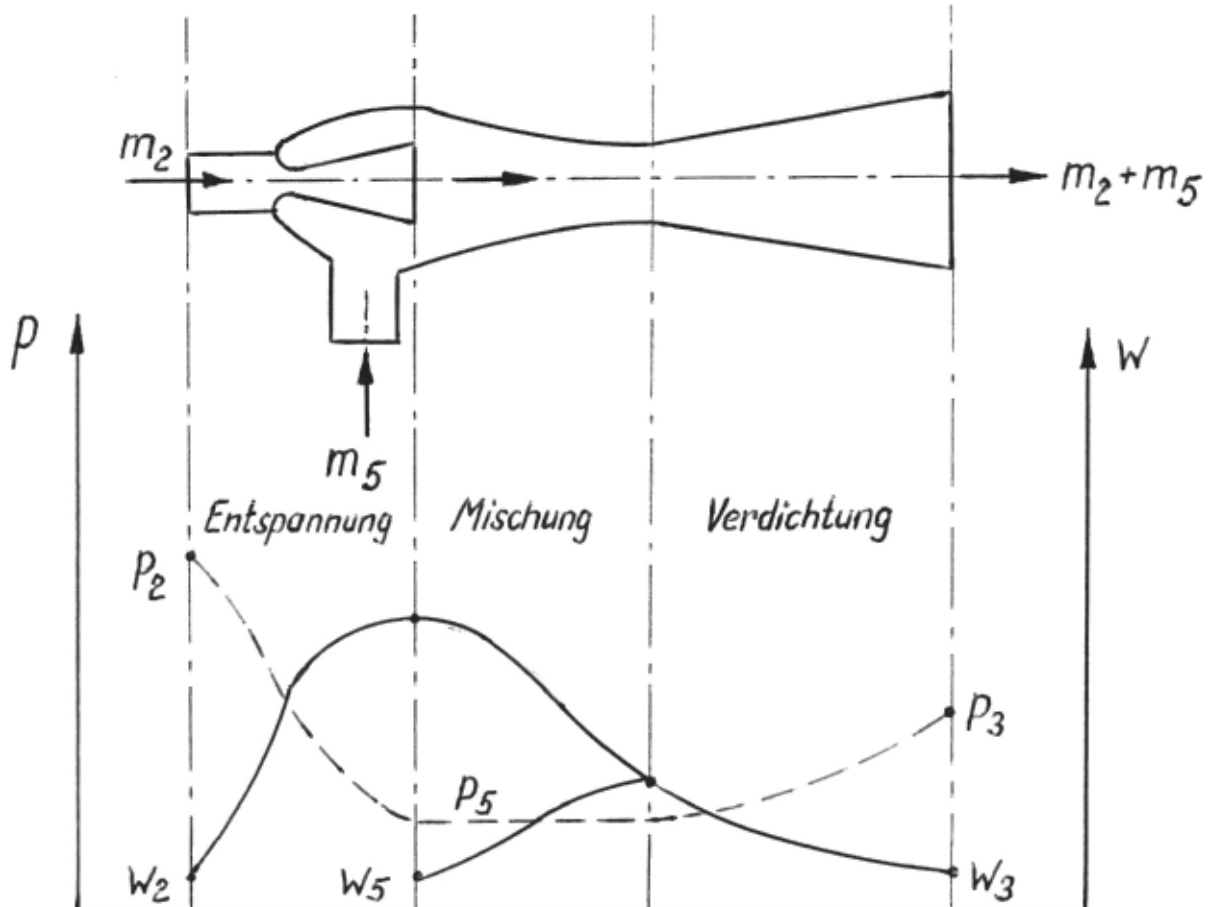


Bild 42: Geschwindigkeits- und Druckverlauf (statisch) im Ejektor



www.schiessl.at

office@schiessl.at

- ▶ **BERGHEIM**, Plainbachstrasse 1 ☎ +43 (0) 662 455 777
- ▶ **WIEN**, Biròstraße 9 ☎ +43 (0) 180 48 502
- ▶ **PASCHING** bei Linz, Gewerbepark Wagram 6 ☎ +43 (0) 722 963 050
- ▶ **GRAZ**, Kärntnerstraße 303 ☎ +43 (0) 316 685 744
- ▶ **THAUR** bei Innsbruck, Römerstraße 14 ☎ +43 (0) 522 344 677
- ▶ **KRUMPENDORF**, Hauptstraße 155 ☎ +43 (0) 422 940 289
- ▶ **WOLFURT** bei Bregenz, Bahnhofstraße 10 ☎ +43 (0) 557 420 868