

Kälte-Klima

Schulungshandbuch

Inhaltsverzeichnis

1	Grundlagen der Thermodynamik	
1.1	Einführung	101
1.2	Temperatur	101
1.3	Druck	101
1.3.1	Luftdruck.....	102
1.3.2	Überdruck und absoluter Druck.....	102
1.4	Enthalpie.....	103
1.5	Dichte und spezifisches Volumen.....	103
1.6	Aggregatzustandsänderungen eines Stoffes.....	103
1.6.1	Das Phasendiagramm	103
1.6.2	Dampfdruckkurve	105
2	Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen	
2.1	Nutzung der thermodynamischen Eigenschaften eines Stoffes zur „Kälteerzeugung“.....	201
2.2	Der einfache Kältemittelkreislauf	201
2.3	Überhitzung	203
2.3.1	Wie wird Überhitzung erreicht?	203
2.3.2	Übliche Überhitzungswerte.....	204
2.3.3	Messung der Überhitzung	204
2.4	Unterkühlung	204
2.4.1	Wie wird Unterkühlung erreicht?	205
2.4.2	Übliche Unterkühlungswerte.....	205
2.4.3	Messung der Unterkühlung	205
2.5	Der Kältemittelkreislauf.....	206
3	Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs	
3.1	Verdampfer.....	301
3.1.1	Vorgänge im Verdampfer	301
3.1.2	Verdampferleistung	301
3.1.3	Verdampfungsdruck	302
3.2	Verdichter	302
3.2.1	Förderverhalten des Verdichters	302
3.2.2	Kälteleistung	304
3.2.3	Verdichterantriebsleistung.....	304
3.2.4	Verdichtereinsatzgrenzen.....	305
3.3	Verflüssiger.....	306
3.3.1	Vorgänge im Verflüssiger	306
3.3.2	Verflüssigerleistung	307
3.3.3	Verflüssigungsdruck	307
3.4	Drosselorgan	307
4	Komponenten des Kältemittelkreislaufs	
4.1	Verdichter	401
4.1.1	Allgemeines.....	401
4.1.2	Hubkolbenverdichter.....	401
4.1.2.1	Tauchkolbenverdichter	402
4.1.2.2	Axialkolbenverdichter.....	403
4.1.3	Flügelzellenverdichter.....	404
4.1.4	Scrollverdichter.....	405
4.1.5	Schraubenverdichter	407
4.1.6	Verdichterantrieb	408

4.2	Verflüssiger	409
4.2.1	Verflüssiger ohne Unterkühler	409
4.2.2	Verflüssiger mit Unterkühler	410
4.2.3	Lüfter	411
4.3	Sammler	411
4.4	Filtertrockner	412
4.4.1	Aufgaben des Filtertrockners	412
4.4.2	Einbau des Filtertrockners	412
4.4.3	Aufbau des Filtertrockners	412
4.5	Schauglas	413
4.6	Drosselorgane	414
4.6.1	Temperaturgesteuerte Expansionsventile	414
4.6.1.1	Thermostatisches Expansionsventil mit innerem Druckausgleich	414
4.6.1.2	Thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich	416
4.6.1.3	Blockventil	418
4.6.1.4	MOP-Ventil	418
4.6.2	Expansionsrohr (Orifice tube)	418
4.7	Verdampfer	419
4.7.1	Luftbeaufschlagte Verdampfer	419
4.7.2	Flüssigkeitsbeaufschlagte Verdampfer	420
4.7.3	Kältemittelverteilung	421
4.8	Flüssigkeitsabscheider	422
4.9	Schlauchleitungen	423
4.10	Rohrleitungen	423

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

5.1	Einleitung	501
5.2	Anforderungen an ein ideales Kältemittel	501
5.2.1	Physikalische Eigenschaften	501
5.2.1.1	Verdampfungsdruck	501
5.2.1.2	Verflüssigungsdruck	501
5.2.1.3	Druckdifferenz	501
5.2.1.4	Druckverhältnis	501
5.2.1.5	Verdichtungsendtemperatur	501
5.2.1.6	Wasserlöslichkeit	501
5.2.1.7	Verdampfungsenthalpie und Ansaugdichte	501
5.2.1.8	Mischbarkeit/Löslichkeit von Schmierstoffen	501
5.2.2	Chemische Eigenschaften	502
5.2.3	Physiologische Eigenschaften	502
5.2.4	Umweltverträglichkeit	502
5.2.4.1	Ozonabbaupotential (ODP)	502
5.2.4.2	Treibhauspotential (GWP)	502
5.2.4.3	TEWI	503
5.3	FCKW-Halon-Verbotsverordnung	503
5.4	Kältemittel R 134a im Vergleich zu R 12	503
5.5	Kältemittelumstellung	504
5.5.1	Retrofit	504
5.5.2	Drop In	504
5.6	Kältemaschinenöle	504
5.6.1	Aufgabe der Kältemaschinenöle	504
5.6.2	Probleme durch das Öl	505
5.6.3	Arten üblicher Kältemaschinenöle	506
5.6.3.1	Mineralöle	506
5.6.3.2	Alkylbenzole	506
5.6.3.3	Polyglykole (PAG)	506
5.6.3.4	Esteröle	506
5.7	Wärmeträger	506

6	Anlagentechnik	
6.1	Sicherheitsbauteile	601
6.1.1	Allgemeines	601
6.1.2	Arten von Sicherheitseinrichtungen	601
6.2	Leistungsregelung	602
6.2.1	Ungeregelte Verdichter	602
6.2.1.1	Regelung mit Magnetkupplung	602
6.2.1.2	Leistungsanpassung durch Gegenheizen	603
6.2.1.3	Heißgasbypass	603
6.2.1.4	Saugdrosselung	604
6.2.1.5	Drehzahlregelung	604
6.2.2	Intern geregelte Verdichter	604
6.2.2.1	Zylinderabschaltung	604
6.2.2.2	Taumelscheibenverstellung (intern geregelt)	605
6.2.2.3	Taumelscheibenverstellung (extern geregelt)	607
6.2.2.4	Flügelzellenverdichter	607
6.2.2.5	Scrollverdichter	607
6.3	Kältemittelverlagerung	607
7	Inbetriebnahme	
7.1	Feuchtigkeit im Kältemittelkreislauf	701
7.1.1	Allgemeines	701
7.1.2	Korrosion/Säurebildung	701
7.1.3	Kupferplattierung	701
7.1.4	Eiskristallbildung	701
7.1.5	Reduzierung von Feuchtigkeit	702
7.2	Feste und lösliche Stoffe im Kältemittelkreislauf	702
7.3	Fremdgase im Kältemittelkreislauf	703
7.4	Evakuieren eines Kältemittelkreislaufes	703
7.4.1	Allgemeines	703
7.4.2	Vakuumpumpe	703
7.4.3	Richtiges Evakuieren	705
7.5	Leckprüfung an Kältemittelkreisläufen	706
7.5.1	Allgemeines	706
7.5.2	Leckprüfung mit der Druckstandsmethode	706
7.5.3	Lecksuche durch Blasentest	706
7.5.4	Lecksuche durch Seifenblasentest	706
7.5.5	Lecksuche mit elektronischem Lecksuchgerät	706
7.5.6	Lecksuche mit Hilfe von Prüfgasen	707
7.6	Servicegeräte	707
7.7	Manometerbrücke	707
7.8	Absaugstation	708
7.9	Serviceventil	708
7.10	Ablauf einer Inbetriebnahme	710
7.10.1	Sichtprüfung	710
7.10.2	Druckprüfung	710
7.10.3	Dichtheitsprüfung	710
7.10.4	Trocknen, Evakuieren	710
7.10.5	Befüllen, Ermitteln der erforderlichen Füllmenge	711
7.10.6	Überprüfung und Einstellung der Sicherheitsorgane	712
8	Fehlersuche	
8.1	Anforderungen	801
8.2	Vorgehensweise bei der Fehlersuche	801
8.2.1	Kältemittel	801
8.2.2	Anlagenschema	801
8.2.3	Sichtkontrolle	801
8.2.4	Messungen	802

8.3	Typische Fehler und mögliche Ursachen.....	804
8.3.1	Saugdruck zu niedrig, Hochdruck zu niedrig bis normal.....	806
8.3.2	Saugdruck normal, Hochdruck zu hoch.....	807
8.3.3	Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu niedrig bis normal.....	808
8.3.4	Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu hoch	809
8.3.5	Sonstige Fehler.....	810
9	Sicherheitsvorschriften	
9.1	Umgang mit Kältemitteln.....	901
9.2	Umgang mit Druckbehältern	901
9.3	Technische Regeln Druckgase (TRG).....	901
9.4	Abfallgesetz, Bestimmungsverordnung, Reststoffüberwachungsverordnung.....	902
9.5	Sonstige Normen und Richtlinien.....	903
10	Anhang	
10.1	Verwendete Formelzeichen und Indizes.....	1001
10.2	Messstellenbezeichnung.....	1004
10.3	Bildzeichen (EN 1861, April 1998).....	1006
10.4	Dampftafel von R 134a	1010

Abbildungsverzeichnis

1 Grundlagen der Thermodynamik

Bild 1-1	Kelvin- und Celsius-Temperaturskala	101
Bild 1-2	Luftdruckmessung mit Hilfe eines Barometers	102
Bild 1-3	Manometeranzeige, Absolut- und Überdruck	102
Bild 1-4	Temperatur-Enthalpie-Diagramm für Wasser bei $p = 1,013$ bar	103
Bild 1-5	Phasendiagramm eines Kältemittels	104
Bild 1-6	Verdampfung von Wasser bei konstantem Druck ($p = 1,013$ bar)	104
Bild 1-7	Dampfdruckkurve von R 134a	105
Bild 1-8	Manometer mit Sättigungstemperaturskala	105

2 Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen

Bild 2-1	Wärmeabfuhr mit Hilfe der Schmelzenthalpie des Eises: „Eisschrank“	201
Bild 2-2	Vereinfachte Darstellung eines Kältemittelkreislaufes: „Kühlschrank“	201
Bild 2-3	Prinzipschema einer Kompressionskälteanlage mit den vier wichtigsten Bauteilen	202
Bild 2-4	t, h-Diagramm	202
Bild 2-5	t, h-Diagramm eines Kältemittel-Kreislaufes	202
Bild 2-6	Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer	203
Bild 2-7	Unterkühlung des Kältemittels	204
Bild 2-8	Schematischer Kältemittelkreislauf	206
Bild 2-9	Kältemittelkreislauf im t, h-Diagramm	206

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

Bild 3-1	Vorgänge im Verdampfer	301
Bild 3-2	Schadraum des Kolbenverdichters	303
Bild 3-3	Auswirkung des Schadraumes	303
Bild 3-4	Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis	303
Bild 3-5	Kälteleistung über der Verdampfungstemperatur bei verschiedenen Verflüssigungstemperaturen	304
Bild 3-6	Verdichterleistungsbedarf in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur	305
Bild 3-7	Einsatzgrenzen eines offenen Hubkolbenverdichters	305
Bild 3-8	Zonen im Verflüssiger	306
Bild 3-9	Entspannungsvorgang von Kältemittelflüssigkeit	308

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Bild 4-1	Offener Tauchkolbenverdichter, schematisch, Fa. Bock	402
Bild 4-2	Tauchkolbenverdichter FK 40 der Fa. Bock	402
Bild 4-3	Gleitringdichtung der Wellendurchführung eines offenen Verdichters der Fa. Bitzer	403
Bild 4-4	Axialkolbenverdichter	404
Bild 4-5	Schnitt durch einen Axialkolbenverdichter	404
Bild 4-6	Flügelzellenverdichter mit 5 Flügeln	405
Bild 4-7	Scrollverdichter	405
Bild 4-8	Verdichtungsvorgang eines Scrollverdichters	406
Bild 4-9	Schraubenverdichter, schematisch	407
Bild 4-10	Riemenscheiben-Typen	408
Bild 4-11	Riemenvorspannung (Fa. Bock)	408
Bild 4-12	Magnetkupplung	408
Bild 4-13	Rohr-Lamellenwärmeaustauscher	409
Bild 4-14	Aufbau des Rohr-Lamellenverflüssigers	409
Bild 4-15	Beispiel eines Bus-Verflüssigers	409
Bild 4-16	Paralleldurchfluss-Verflüssiger	410
Bild 4-17	Aufbau des Paralleldurchfluss-Verflüssigers	410
Bild 4-18	Axialventilator	411
Bild 4-19	Radialventilator mit 2 Lüftern	411
Bild 4-20	Sammler einer Pkw-Kälteanlage	411
Bild 4-21	Einbaubeispiel des Sammlers einer Bus-Kälteanlage	412

Bild 4-22 Schnitt durch einen Filtertrockner mit Festkörpereinsatz.....	413
Bild 4-23 Blasen im Schauglas durch Kältemittelmangel.....	413
Bild 4-24 Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator.....	414
Bild 4-25 TEV mit innerem Druckausgleich.....	414
Bild 4-26 Thermostatisches Expansionsventil (innerer Druckausgleich) mit Verdampfer.....	415
Bild 4-27 Schema eines thermostatischen Expansionsventils mit innerem Druckausgleich.....	415
Bild 4-28 Leistungskurve eines thermostatischen Expansionsventils.....	416
Bild 4-29 TEV mit äußerem Druckausgleich.....	416
Bild 4-30 TEV mit äußerem Druckausgleich (Eckventil).....	417
Bild 4-31 TEV mit äußerem Druckausgleich (Blockventil).....	417
Bild 4-32 Fühlerdruck in Abhängigkeit der Fühlertemperatur.....	418
Bild 4-33 Orifice Tube.....	418
Bild 4-34 Lamellenverdampfer.....	419
Bild 4-35 Pkw-Plattenverdampfer.....	420
Bild 4-36 Indirekte Kühlung.....	420
Bild 4-37 Aufbau eines Plattenverdampfers.....	421
Bild 4-38 Plattenverdampfer.....	421
Bild 4-39 Kältemittelverteiler.....	421
Bild 4-40 Kältemittelverteiler.....	421
Bild 4-41 Kältemittelverteilung im Plattenverdampfer.....	422
Bild 4-42 Vernebler.....	422
Bild 4-43 Flüssigkeitsabscheider.....	422
Bild 4-44 Schlauchaufbau.....	423
Bild 4-45 Schlauch mit geflochtenem Druckträger (2-lagig).....	423
Bild 4-46 Saugleitungsverlegung am Verdichter.....	424
Bild 4-47 Druckleitungsverlegung bei höherliegendem Verflüssiger.....	424
Bild 4-48 Druckleitungsverlegung, Verflüssiger auf gleicher Höhe oder tiefer.....	425

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

Bild 5-1 R 134a-Öl-Löslichkeitscharakteristik.....	502
Bild 5-2 Anstieg der CO ₂ -Konzentration.....	503
Bild 5-3 Aufgaben des Schmiermittels.....	505

6 Anlagentechnik

Bild 6-1 Sicherheitskette aus einigen Sicherheitsbauteilen.....	602
Bild 6-2 Verlauf der Luftaustrittstemperatur und Verdichterleistungsbedarf bei ungeregelten und stufenlos geregelten Verdichtern.....	603
Bild 6-3 Schaltung mit Heißgasbypass.....	603
Bild 6-4 Drehzahlregelung mit Vario-Getriebe.....	604
Bild 6-5 Zylinderpaar-Abschaltung.....	604
Bild 6-6 Zylinderabschaltung, Vollastbetrieb.....	605
Bild 6-7 Zylinderabschaltung, Regelungsbetrieb.....	605
Bild 6-8 Leistungsregelung eines intern geregelten Taumelscheibenverdichters.....	606
Bild 6-9 Regelventil eines intern geregelten Taumelscheibenverdichters.....	606
Bild 6-10 Pump-Down-Schaltung.....	607

7 Inbetriebnahme

Bild 7-1 Maximaler Wassergehalt verschiedener Kältemittel.....	701
Bild 7-2 Wasseraufnahme verschiedener Ölsorten.....	702
Bild 7-3 Schematische Darstellung einer zweistufigen Drehschieber-Vakuumpumpe.....	703
Bild 7-4 Darstellung des Evakuiervorganges mit und ohne Gasballast.....	704
Bild 7-5 Schematische Darstellung einer zweiseitigen Evakuierung.....	705
Bild 7-6 Druckverlauf an der Vakuumpumpe und in der Anlage.....	705
Bild 7-7 Lecksuche mittels Seifenblasentest.....	706
Bild 7-8 Elektronisches Lecksuchgerät.....	707
Bild 7-9 Servicegerät.....	707
Bild 7-10 Manometerbrücke.....	707

Bild 7-11 Aufbau der Manometerbrücke	707
Bild 7-12 Verdichterabsperrentil	708
Bild 7-13 Verdichterabsperrentil, Draufsicht.....	709
Bild 7-14 Serviceventil in drei Stellungen (schematisch)	709
Bild 7-15 Automatisches Nadelventil (Schraderventil)	710
Bild 7-16 Schnellverbindung für Serviceventile.....	710
Bild 7-17 Optimale Füllmenge.....	711
Bild 7-18 Überhitzung in Abhängigkeit von der Füllmenge	711
Bild 7-19 Verflüssigungsdruck in Abhängigkeit von der Füllmenge	712

8 Fehlersuche

Bild 8-1 Messstellen zur Beurteilung bei der Fehlersuche	802
Bild 8-2 Schematischer Kältemittelkreislauf mit einer Manometerbrücke als Füllarmatur	803
Bild 8-3 Fehlerursachen von ca. 40 000 ausgefallenen Verdichtern	804
Bild 8-4 Fehlersucheschieber der Fa. Bock	805
Bild 8-5 Saugdruck zu niedrig, Hochdruck zu niedrig bis normal.....	806
Bild 8-6 Saugdruck normal, Hochdruck zu hoch	807
Bild 8-7 Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu niedrig bis normal.....	808
Bild 8-8 Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu hoch	809

9 Sicherheitsvorschriften

10 Anhang

Bild 10-1 Druck und Temperaturmessstellen	1004
---	------

Einleitung

Inhalt und Zweck

Dieses Schulungshandbuch dient zur Unterweisung von Personal, das Arbeiten an Klimaanlage von Lkw's, Pkw's und Bussen durchführt.

Ausgehend von den wichtigsten thermodynamischen Grundlagen wird zunächst die Aufgabe und Funktionsweise der vier Hauptkomponenten der Kälteanlage (Verdichter, Verflüssiger, Drosselorgane, Verdampfer) beschrieben. Im Kapitel Komponenten wird darauf aufbauend der Aufbau und die Funktion der Hauptbauteile und aller sonstigen Komponenten einer Kälteanlage erläutert. Unter Anlagentechnik werden die Sicherheitskette und die verschiedenen Möglichkeiten der Leistungsregelung angesprochen. Das Kapitel Inbetriebnahme enthält notwendige Hilfsmittel zur Inbetriebnahme und wichtige Hinweise wie eine Kälteanlage korrekt in Betrieb genommen werden sollte. Unter Fehlersuche wird die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Fehlerdiagnose beschrieben und mögliche Fehlerursachen aufgezählt.

Verbesserungs- und Änderungsvorschläge

Beanstandungen, Verbesserungen, oder Vorschläge zur Berichtigung dieses Schulungshandbuchs sind an die

Spheros Germany GmbH
Friedrichshafener Str. 7
82205 Gilching

Phone: 0 81 05 / 77 21 - 0

Web: www.spheros.com

zu richten.

Diese Unterlagen wurden vom

Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik
TWK GmbH
Floridastraße 1
D-76149 Karlsruhe

Telefon: 07 21 / 9 73 17 - 0

Telefax: 07 21 / 9 73 17 - 11

erstellt.

1 Grundlagen der Thermodynamik

1.1 Einführung

Die Kältetechnik ist ein Teilbereich der Wärmelehre bzw. der Thermodynamik, die sich mit dem Verhalten von festen, flüssigen und gasförmigen Stoffen beschäftigt.

„Thermo“ Wärme
„Dynamik“ Lehre von den Bewegungen

Die Thermodynamik befasst sich also mit „Wärmebewegungen“ (Zuführung und Ableitung von Wärme). Streng genommen gibt es den Begriff „Kälte“ in der Thermodynamik nicht, denn „Kälte“ entsteht nur dadurch, dass Wärme von einem Ort, zu einem anderen Ort mit höherer Temperatur transportiert wird. Dabei hat der abgekühlte Raum, Stoff oder Körper immer noch einen Wärmeinhalt, sofern die Temperatur oberhalb $-273,15\text{ °C}$ liegt.

1.2 Temperatur

Die **Temperatur** eines Stoffes kann man sich als ein Maß für die Intensität der Bewegungen von Materiebausteinen (Atome, Moleküle und Molekülgruppen) vorstellen.

Bei festen Körpern schwingen die Gitterbausteine jeweils um ein Schwingungszentrum. Wenn diese Bewegung durch Wärmezufuhr so stark wird, dass die Gitterkräfte überwunden werden, bricht das starre Gitter zusammen. Der Körper beginnt zu schmelzen und liegt dann flüssig vor. Dabei wirken unter den Gitterbausteinen immer noch Anhangskräfte. Diese Kräfte werden bei weiterer Zufuhr von Wärmeenergie überwunden, die Moleküle können sich dann im dampf- bzw. gasförmigen Zustand frei im Raum bewegen. Durch Wärmeentzug können diese Zustandsänderungen wieder rückgängig gemacht werden.

Zur **Temperaturmessung** sind alle temperaturabhängigen, physikalischen Eigenschaften der Körper (Volumenausdehnung, elektrischer Widerstand usw.) geeignet.

Die meisten **Thermometer** beruhen auf Wärmeausdehnung von Flüssigkeiten, wie Quecksilber und Alkohol. Hierzu bedarf es der Festlegung einer Temperaturskala.

Da sich bestimmte physikalische Vorgänge in der Natur unter gleichen Bedingungen stets bei derselben Temperatur abspielen, erhält man Temperaturfixpunkte, von denen der Schmelzpunkt des Eises und der Siedepunkt des Wassers die bekanntesten sind.

Eine **Temperaturskala** erhält man, wenn die Ausdehnung einer Flüssigkeit zwischen zwei Fixpunkten in bestimmter Weise unterteilt wird. Der schwedische Astronom A. Celsius (1701 - 1744) hat im Jahre 1742 eine Temperaturskala festgelegt, die sogenannte **Celsius-skala**. Dabei verwendete er Quecksilber als Flüssigkeit

und unterteilte die Skala in 100 gleichmäßige Teilabschnitte. Damit war die Größe eines Celsiusgrades gegeben. Durch eine gleichmäßige Verlängerung der Celsiusskala über den Siedepunkt und unter den Gefrierpunkt erhält man die für alle Temperaturbereiche gültige Temperaturskala. Wie man sieht, ist eine solche Temperaturskala willkürlich entstanden.

Die tiefste erreichbare Temperatur beträgt $-273,15\text{ °C}$. Dieser Wert wird als **absoluter Nullpunkt** bezeichnet. Die thermodynamische Temperaturskala beginnt beim absoluten Nullpunkt mit 0 K (**Kelvin**, benannt nach dem englischen Physiker W. Thomson, dem späteren Lord Kelvin, 1824 - 1904). Aufgrund dieser Gegebenheit wird eine neue Basisgröße für die Temperatur, die **thermodynamische Temperatur** eingeführt.

Der absolute Nullpunkt kann durch konventionelle Wärmeübertragung niemals erreicht werden, da die Wärme, die ein Körper besitzt, immer nur an einen Körper mit noch niedrigerer Temperatur abgegeben werden kann.

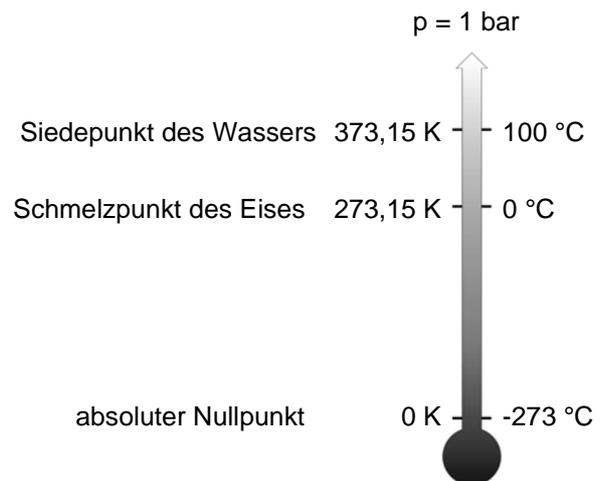


Bild 1-1. Kelvin- und Celsius-Temperaturskala

1.3 Druck

Unter dem Begriff „**Druck**“ versteht man die auf eine Flächeneinheit wirkende Kraft. Das internationale Komitee für gesetzliches Messwesen hat als **Druckeinheit** das **Pascal (Pa)** festgelegt. Diese Einheit wird auch als Newton je m^2 (N/m^2) bezeichnet.

$$\text{Druck } p = \frac{\text{Kraft } F}{\text{Fläche } A} \quad \text{in Pa, N/m}^2$$

(Pascal, bezeichnet nach B. Pascal, französischer Philosoph und Mathematiker, 1623 - 1662)

(Newton, bezeichnet nach I. Newton, englischer Physiker, 1643 - 1727)

1 Grundlagen der Thermodynamik

Die von „Pascal“ abgeleitete gesetzliche Einheit „**Bar**“ (bar) ist ebenfalls als Einheit zur Druckangabe zugelassen.

Dabei gilt:

$$1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ bar} = 1\,000 \text{ mbar}$$

1.3.1 Luftdruck

Der **Luftdruck** p_{amb} wird mit einem **Barometer** gemessen.

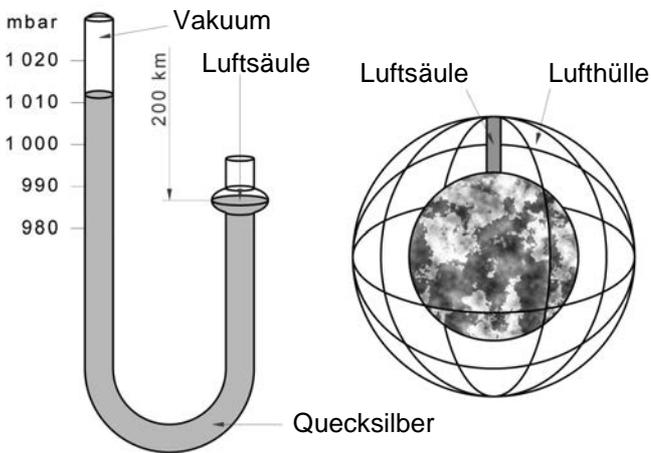


Bild 1-2. Luftdruckmessung mit Hilfe eines Barometers

Die Erde ist von einer ca. 200 km hohen Lufthülle umgeben, wobei die Dichte der Luft (und damit auch der Luftdruck) mit zunehmender Höhe abnimmt. Der durch das Gewicht der Luft verursachte Druck an der Erdoberfläche beträgt auf Meereshöhe im Mittel $p_{\text{amb}} = 1,013 \text{ bar}$, was einer Quecksilbersäule von 760 mm entspricht.

Der Luftdruck ändert sich auch aufgrund von klimatischen Einflüssen in der Atmosphäre:

- Wird die Luft erwärmt, dehnt sie sich aus, steigt nach oben und fließt in der Höhe seitlich ab, der Luftdruck fällt.
- Die in der Höhe abgekühlte Luft sinkt in einiger Entfernung wieder zur Erde. Dabei verdichtet sie sich, der Luftdruck steigt.

1.3.2 Überdruck und absoluter Druck

Die meisten in der Praxis verwendeten **Manometer** sind (aus Kostengründen) Überdruckmanometer. Sie messen den **Überdruck** p_e gegenüber dem Umgebungsdruck (Luftdruck). Um den **absoluten** („wirklichen“) **Druck** p_{abs} zu erhalten, muss zur Manometeranzeige (p_e) der Umgebungsdruck p_{amb} addiert werden. Der **Absolutdruck** wird für Berechnungen und die Ermittlung von Stoffdaten benötigt.

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{amb}} + p_e \quad \text{in bar}$$

p_{abs}	absoluter Druck
p_{amb}	atmosphärischer Luftdruck (Umgebungsdruck)
p_e	Überdruck (Manometeranzeige)

Wird eine Kälteanlage evakuiert, zeigt das Überdruckmanometer einen negativen Wert an. Gegen die Umgebung gemessen muss es 0 bar anzeigen.

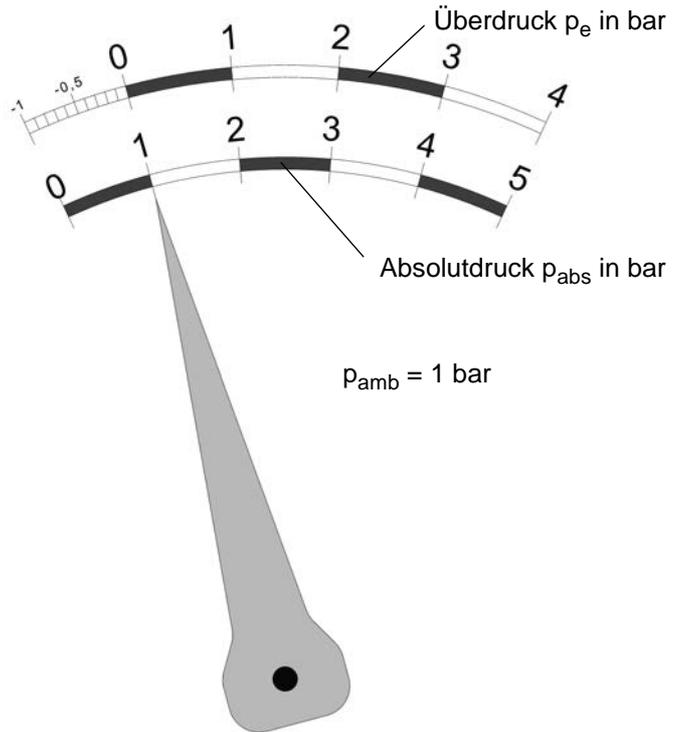


Bild 1-3. Manometeranzeige, Absolut- und Überdruck

Beispiel

In einer neu installierten Kälteanlage, die weder evakuiert noch mit Kältemittel befüllt worden ist, herrscht der Atmosphärendruck von etwa $p_{\text{amb}} = 1 \text{ bar}$.

Durch das Befüllen der Anlage mit Kältemittel entsteht in der Anlage ein Überdruck p_e . Wie hoch ist der absolute Druck in der Anlage, wenn sie bis zu einem Überdruck von $p_e = 3 \text{ bar}$ gefüllt wurde?

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{amb}} + p_e = 1 \text{ bar} + 3 \text{ bar} = 4 \text{ bar}$$

Wird die Anlage evakuiert, so entsteht „Unterdruck“ (negativer Überdruck). Wie hoch ist der absolute Druck in der Anlage, wenn sie bis zu einem Druck unterhalb des Atmosphärendrucks von $p_e = -0,6 \text{ bar}$ evakuiert wurde?

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{amb}} + p_e = 1 \text{ bar} - 0,6 \text{ bar} = 0,4 \text{ bar}$$

1.4 Enthalpie

Die **Enthalpie H** wurde früher mit dem Begriff „Wärmeinhalt“ bezeichnet. Die Enthalpie gibt an, wieviel Wärme (bezogen auf eine bestimmte Temperatur) in einem Stoff enthalten ist. Aus praktischen Gründen wird der Wert „Null“ der Enthalpie meist der Celsius-Temperatur-Skala angepasst. Bei Wasserdampf wird er üblicherweise auf die Temperatur von 0 °C (273,15 K) bezogen. Die **spezifische Enthalpie h** ist auf 1 kg eines bestimmten Stoffes bezogen.

Das heißt, Wasser von 0 °C hat die spez. Enthalpie $h = 0$ J/kg. Oberhalb 0 °C ist der Wert für die Enthalpie positiv, unterhalb 0 °C ist sie negativ.

Für die Kältemittel können Werte für die spezifische Enthalpie bei verschiedenen Zuständen oder Temperaturen aus Tabellen oder Diagrammen entnommen werden.

1.5 Dichte und spezifisches Volumen

Die **Dichte ρ** ist die Masse eines Stoffes, bezogen auf ein Volumen von 1 m³.

$$\text{Dichte } \rho = \frac{\text{Masse } m}{\text{Volumen } V} \quad \text{in kg/m}^3$$

Das **spezifische Volumen v** ist das Verhältnis des Volumens eines Stoffes zu einer Masse von 1 kg.

$$\text{spez. Volumen } v = \frac{\text{Volumen } V}{\text{Masse } m} \quad \text{in m}^3/\text{kg}$$

1.6 Aggregatzustandsänderungen eines Stoffes

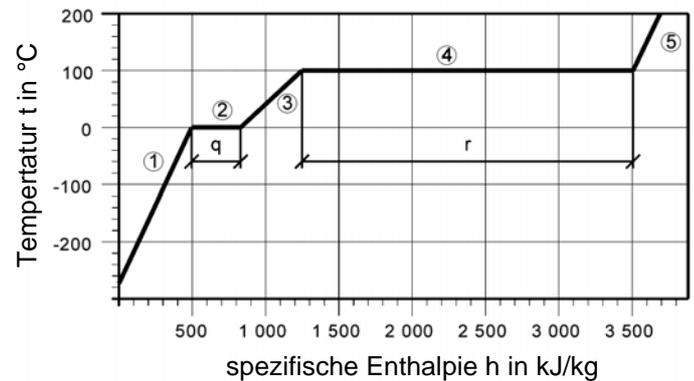
Ein Stoff erfährt bei ständiger Erwärmung oder Abkühlung mehrere **Aggregatzustandsänderungen**. In welchem **Aggregatzustand** sich ein Stoff befindet ist von seiner Temperatur und dem auf ihn wirkenden Druck abhängig. Während der Änderung des Aggregatzustandes bleibt die Temperatur so lange konstant, bis sich der gesamte Stoff in den anderen Zustand umgewandelt hat.

Gedankenexperiment

Einem festen Stoff wird ständig Wärme zugeführt. Zunächst erhöht sich die Temperatur des Stoffes. Ist der **Schmelzpunkt** erreicht, bleibt die Temperatur konstant und der Stoff beginnt zu schmelzen. Die zum Schmelzen einer Substanz erforderliche Wärmeenergie heißt **Schmelzwärme q** . Nachdem sich alle Teilchen des Stoffes aus dem festen Verband des Kristallgitters herausgelöst haben und sich in der Schmelze frei bewegen können, steigt die Temperatur bei weiterer Wärmezufuhr an. Sie steigt, bis eine weitere Änderung des Aggregatzustandes (der Übergang vom flüssigen in den gasförmigen Zustand) erreicht wird. Diesen Vorgang nennt man **Verdampfen** und die notwendige Energie die **Verdampfungswärme r** . Auch bei dieser Änderung des Aggregatzustandes erhöht sich die Enthalpie des Stoffes, die Temperatur bleibt jedoch konstant.

Die Verdampfungswärme ist, aufgrund von größeren Bindungskräften, die in einer Flüssigkeit auftreten, wesentlich größer als die Schmelzwärme.

Die Verdampfungswärme ist, aufgrund von größeren Bindungskräften, die in einer Flüssigkeit auftreten, wesentlich größer als die Schmelzwärme.



- q Schmelzwärme
- r Verdampfungswärme
- 1 Eis
- 2 Eis und Wasser
- 3 Wasser
- 4 Wasser und Wasserdampf (Nassdampf)
- 5 überhitzter Wasserdampf

Bild 1-4. Temperatur-Enthalpie-Diagramm für Wasser bei $p = 1,013$ bar

Jeder Stoff kann in drei Formen (fest, flüssig und gasförmig) vorkommen. Hoch überhitzten Dampf nennt man „Gas“ (z. B. liegt Luft bei Umgebungsbedingungen in einem hoch überhitzten Zustand vor). Ab welchem Überhitzungszustand man von „Gas“ anstatt von „Dampf“ spricht, wurde bisher in keinem technischen Regelwerk festgelegt.

1.6.1 Das Phasendiagramm

Wasser verdampft in Meereshöhe bei einer Temperatur von 100 °C. Dort herrscht etwa der Umgebungsdruck $p_{\text{amb}} = 1,013$ bar.

Wird dem Wasser auf einem Berg Wärmeenergie zugeführt, so verdampft es bei einer niedrigeren Temperatur. Auf einem Berg von 2 000 m herrscht ein Umgebungsdruck p_{amb} von etwa 0,8 bar. Die Verdampfungstemperatur von Wasser liegt in dieser Höhe bei ca. 93,5 °C.

1 Grundlagen der Thermodynamik

Je geringer der Druck ist, der auf den Stoff wirkt, desto leichter haben es die Moleküle, sich aus dem Verband loszureißen und desto niedriger ist die Verdampfungstemperatur.

Die Temperatur- und Druckabhängigkeit der verschiedenen Aggregatzustandsänderungen eines Stoffes werden in **Phasendiagrammen** dargestellt.

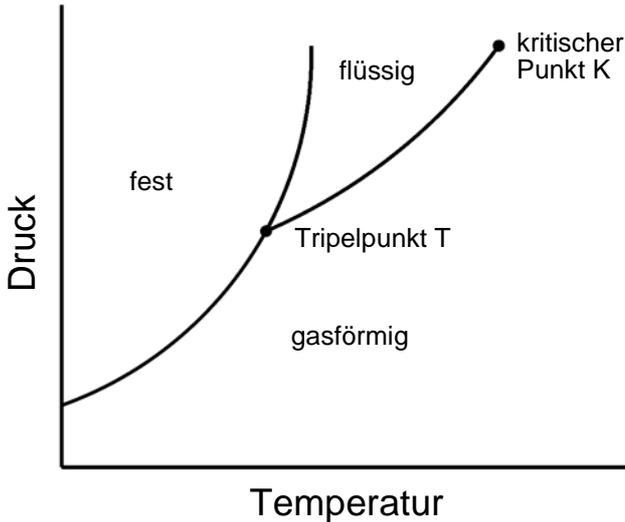


Bild 1-5. Phasendiagramm eines Kältemittels

Die drei Zweige des Diagramms grenzen Gebiete ab, in denen jeweils nur die feste oder nur die flüssige oder nur die gasförmige Phase existieren kann. Im Punkt, in dem alle drei Gebiete aneinander grenzen, dem Tripelpunkt, liegen alle drei Phasen nebeneinander vor. In Punkten,

die auf den Kurven liegen, existieren zwei Phasen nebeneinander. Den Kurvenabschnitt zwischen Tripelpunkt T und kritischem Punkt K nennt man die **Dampfdruckkurve** der Flüssigkeit oder auch die **Siedekurve**.

Da die Phasenänderungen eines Stoffes im Bereich der Kältetechnik sehr wichtig sind, soll dies am Beispiel des Wassers ausführlicher erklärt werden.

Entlang der **Dampfdruckkurve** existieren Wasser und Wasserdampf nebeneinander. Bei der Umwandlung von Wasser in Wasserdampf muss zunächst eine große Wärmemenge zugeführt werden, damit sich alle Flüssigkeitsteilchen von ihren Anhangskräften befreien können. Dabei kommt es vor, dass ein Teil schon dampfförmig und der andere Teil noch flüssig ist.

Den zu Beginn der Dampfbildung vorliegenden Dampf nennt man - da noch Flüssigkeit vorliegt - **Nassdampf**. Dampf, der keine Flüssigkeitsanteile mehr enthält und dessen Temperatur der Siedetemperatur entspricht, heißt **gesättigter Dampf**. Wenn durch weitere Wärmezufuhr die Temperatur des Dampfes ansteigt wird der Dampf als **überhitzter Dampf** bezeichnet.

Diese hier beschriebene Phasenumwandlung erfolgt bei der Abkühlung von überhitztem Dampf in umgekehrter Richtung. Die Energiemenge die zur Verdampfung notwendig ist, also die **Verdampfungsenthalpie**, ist genau so groß wie die Energiemenge, die bei der Kondensation frei wird.

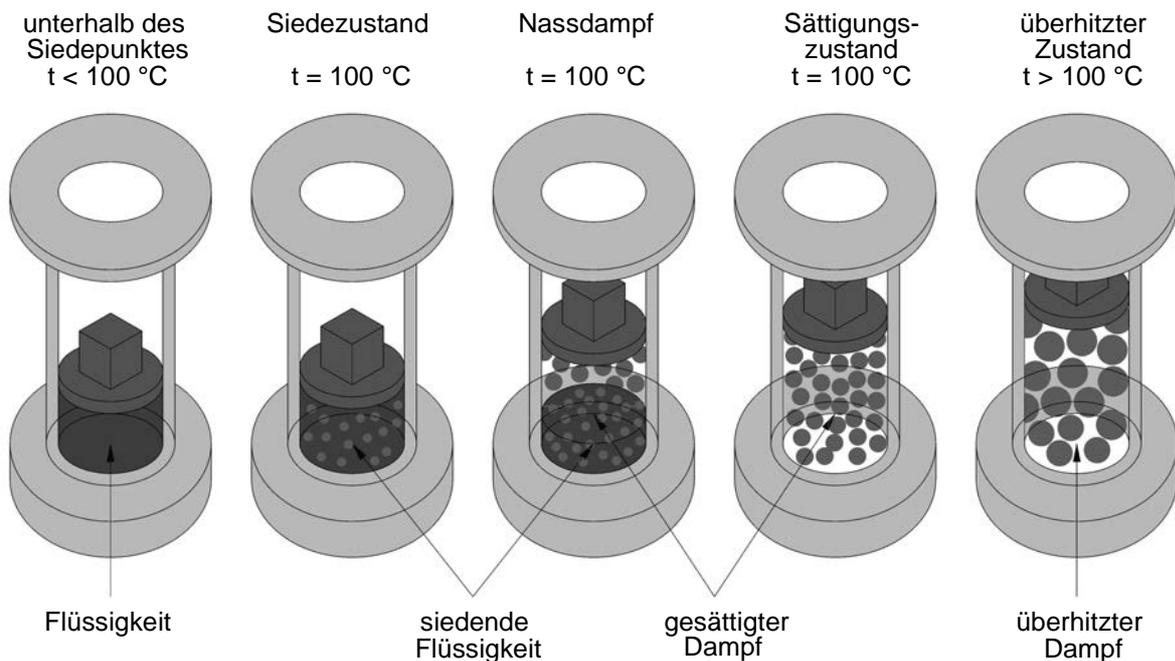


Bild 1-6. Verdampfung von Wasser bei konstantem Druck ($p = 1,013\text{ bar}$)

1.6.2 Dampfdruckkurve

Der Zusammenhang von Druck und der Siedetemperatur ist für die in der Kältetechnik wichtigsten Stoffe in **Dampf-tafeln** bzw. **Dampfdruckkurven** dargestellt. Bild 1-7 zeigt eine Dampfdruckkurve für das Kältemittel R 134a.

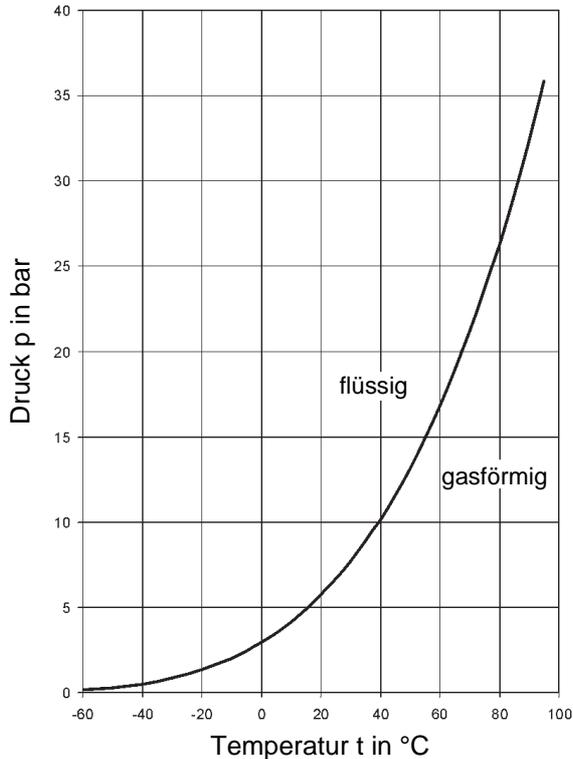


Bild 1-7. Dampfdruckkurve von R 134a

Tabelle 1-1 zeigt einen Ausschnitt aus einer Nassdampf-tafel von R 134a:

Tabelle 1-1. Nassdampf-tafel von R 134a

Sättigungs-temperatur t in °C	Überdruck (Manometer-anzeige) p_e in bar	Absolut- druck ($p_{amb} = 1$ bar) p in bar
-20	0,33	1,33
-10	1,01	2,01
0	1,93	2,93
10	3,15	4,15
20	4,72	5,72

Diese Tabellen werden zur Bestimmung der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen durch Druckmessungen verwendet. **Dabei ist unbedingt zu beachten, dass die Druckangaben stets Absolutdrücke sind!** Im

Anhang befindet sich eine ausführliche Dampftabelle für R 134a.

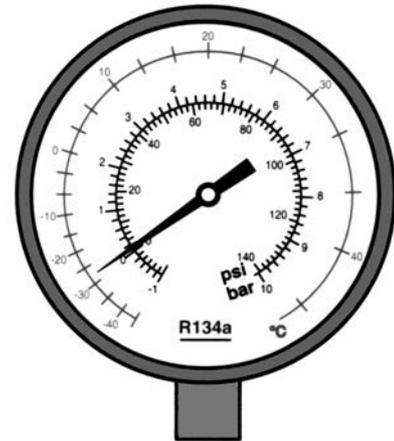


Bild 1-8. Manometer mit Sättigungstemperaturskala

Viele Manometer haben neben der Druck- eine Sättigungstemperaturskala. Hierbei kann ohne weitere Umrechnungen die Sättigungstemperatur abgelesen werden. Die Temperaturskala gilt nur bei einem Umgebungsdruck von einem bar und nur für das angegebene Kältemittel! Im abgebildeten Manometer ist dies R 134a. Niederdruckmanometer haben eine blaue, Hochdruckmanometer eine rote Umrandung.

Beispiel

Zeigt das Manometer (Überdruck) am Verdampferaustritt einen Wert von $p_e = 1,93$ bar an, so muss zur Bestimmung der Verdampfungstemperatur noch der Umgebungsdruck (auf Meereshöhe $p_{amb} = 1$ bar) addiert werden. Man erhält dann einen Absolutdruck von $p = 2,93$ bar, was laut Tabelle einer Verdampfungstemperatur von 0 °C entspricht.

Beispiel

Eine mit R 134a gefüllte Kältemittelflasche (diese enthält Nassdampf) ist mit einem Manometer verbunden.

Welcher Überdruck und welcher Absolutdruck herrscht bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C und 1 bar Umgebungsdruck in der Flasche?

Absolutdruck p: 20 °C entsprechen $5,72$ bar
Überdruck p_e (Manometeranzeige):

$$5,72 \text{ bar} - 1 \text{ bar} = 4,72 \text{ bar}$$

Die selbe Flasche wird nun auf einen Berg mit $2\,000$ m Höhe (Umgebungsdruck $0,8$ bar) befördert. Welcher Überdruck und welcher Absolutdruck herrscht bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C jetzt in der Flasche?

Absolutdruck p: 20 °C entsprechen $5,72$ bar
Überdruck p_e (Manometeranzeige):

$$5,72 \text{ bar} - 0,8 \text{ bar} = 4,92 \text{ bar}$$

1 Grundlagen der Thermodynamik

2 Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen

2.1 Nutzung der thermodynamischen Eigenschaften eines Stoffes zur „Kälteerzeugung“

Wie bereits erwähnt, ist die Erzeugung von „Kälte“ nicht möglich. Soll ein Ort abgekühlt werden, muss dazu „Wärme“ von der zu kühlenden Stelle an einen anderen Ort transportiert werden.

Wie wird dies nun in einer Kälteanlage realisiert?

Die Tatsache, dass beim Schmelz- und Verdampfungsvorgang eines Stoffes der Wärmeinhalt stark ansteigt und die Temperatur konstant bleibt, wird in der Kälteanlage genutzt. Die einfachste Methode, um „Wärme“ aus einem Raum abzuführen, wäre die Verwendung eines Eisblockes, vgl. Bild 2-1. Das Eis nimmt den Wärmestrom aus der Umgebung und den Lebensmitteln beim Schmelzen auf und gibt ihn mit dem aus dem „Eisschrank“ ablaufenden Schmelzwasser an die Umgebung ab.

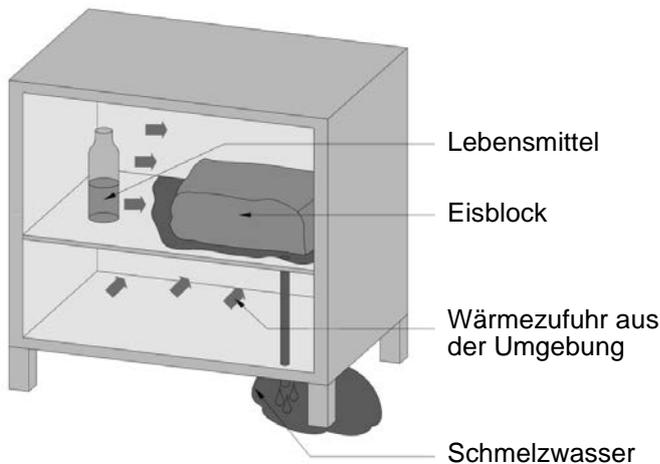


Bild 2-1. Wärmeabfuhr mit Hilfe der Schmelzenthalpie des Eises: „Eisschrank“

Da die Verdampfungsenthalpie um ein Vielfaches größer als die Schmelzenthalpie ist, kann beim Verdampfungsvorgang ein höherer Wärmestrom bei konstanter Temperatur aufgenommen werden. Daher empfiehlt es sich den Wärmetransport beim Siedepunkt eines Stoffes ablaufen zu lassen. Diesen Vorteil macht sich die Kompressionskälteanlage zu nutze.

2.2 Der einfache Kältemittelkreislauf

Die Funktion der **Kompressions-Kälteanlage** mit ihren vier Grundbauteilen (Verdichter, Verflüssiger, Verdampfer und Drosselorgan) soll zunächst am Beispiel eines Kühlschranks erläutert werden.

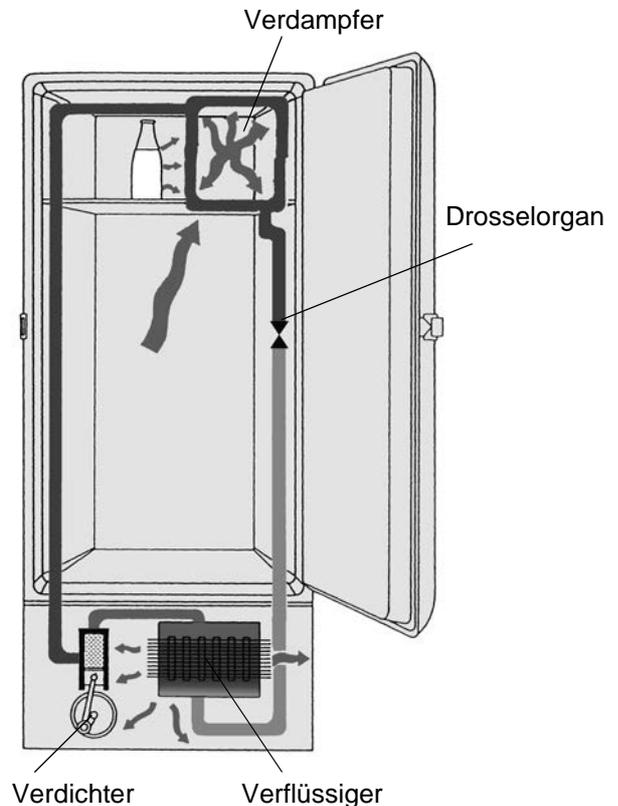


Bild 2-2. Vereinfachte Darstellung eines Kältemittelkreislaufes: „Kühlschrank“

Im Kühlschrank befindet sich ein **Wärmeaustauscher (Verdampfer)**, in den Nassdampf eingespritzt wird. Bei einer Temperatur im Kühlschrankinnenraum von $+5\text{ °C}$ beträgt die Siede- oder Verdampfungstemperatur des Kältemittels im Verdampfer etwa -15 °C , was beim Kältemittel R 134a einem absoluten Druck von 1,7 bar entspricht. Wärme aus dem Innenraum des Kühlschranks wird vom wesentlich kälteren Verdampfer aufgenommen und der flüssige Anteil des Kältemittels wird dadurch verdampft. Der Innenraum des Kühlschranks wird abgekühlt.

Der **Verdichter** saugt den Kältemitteldampf aus dem Verdampfer ab und fördert ihn in einen zweiten Wärmeaustauscher, den Verflüssiger, der sich außerhalb des Kühlschrankgehäuses befindet.

Im **Verflüssiger** erfolgt ein Phasenwechsel des Kältemittels vom dampfförmigen in den flüssigen Zustand. Die den Verflüssiger umgebende Temperatur (Raumtemperatur) beträgt in den meisten Fällen ca. 20 bis 25 °C . Damit auch hier ein ausreichender Wärmestrom vom Verflüssiger zur

2 Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen

Umgebung erfolgen kann, muss die Verflüssigungstemperatur (nach Erfahrungswerten für Kühlschränke) ca. 20 bis 30 K über der Umgebungstemperatur liegen. Bei Verwendung des Kältemittels R 134a und einer angenommenen Verflüssigungstemperatur von 50 °C beträgt der absolute Druck im Verflüssiger 13,2 bar.

Der **Verdichter** hat also nicht nur die Aufgabe, verdampftes Kältemittel aus dem Verdampfer abzusaugen, er muss es auch auf einen höheren Druck komprimieren.

Zwischen dem Verflüssiger und dem Verdampfer befindet sich ein **Drosselorgan** (beim Kühlschrank eine Kapillare), welches das Kältemittel vom Verflüssigungsdruck auf den Verdampfungsdruck entspannt. Damit ist der Kältemittelkreislauf geschlossen.

Bild 2-3 zeigt ein Kreislaufschema einer einfachen Kälteanlage (z. B. Kühlschrank). Die vier Hauptbauteile und die zugehörigen Leitungsabschnitte sind gekennzeichnet.

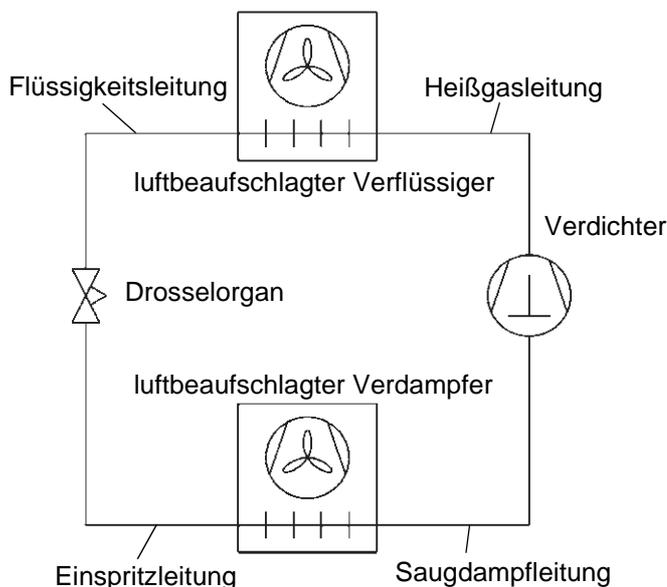


Bild 2-3. Prinzipschema einer Kompressionskälteanlage mit den vier wichtigsten Bauteilen

Kurzübersicht über die Hauptbauteile einer Kalt-dampf-Kompressionskältemaschine:

Verdampfer

Kältemittel verdampft bei niedrigem Druck und einer Temperatur, die unterhalb der Umgebungstemperatur des Verdampfers liegt und nimmt dabei von der Umgebung Wärme auf.

Verdichter

Der aus dem Verdampfer bei niedrigem Druck abgesaugte Kältemitteldampf wird auf einen höheren Druck und somit eine höhere Temperatur verdichtet. Dabei wird dem Kältemittel zusätzlich Wärme zugeführt.

Verflüssiger

Das Kältemittel wird bei einer Temperatur die oberhalb der Umgebungstemperatur liegt (höherer Druck) verflüssigt. Dabei wird die gesamte, im Verdampfer und Verdichter aufgenommene Wärme an die Umgebung abgegeben.

Drosselorgan

Das unter Verflüssigungsdruck stehende Kältemittel wird im Drosselorgan auf Verdampfungsdruck entspannt.

Die Abläufe im Kältemittelkreislaufs können anschaulich in einem **Temperatur-Enthalpie-Diagramm** (t, h-Diagramm) dargestellt werden. In Bild 2-4 sind die Aggregatzustände des Kältemittels und die Grenzkurven Siedelinie und Taulinie eingezeichnet.

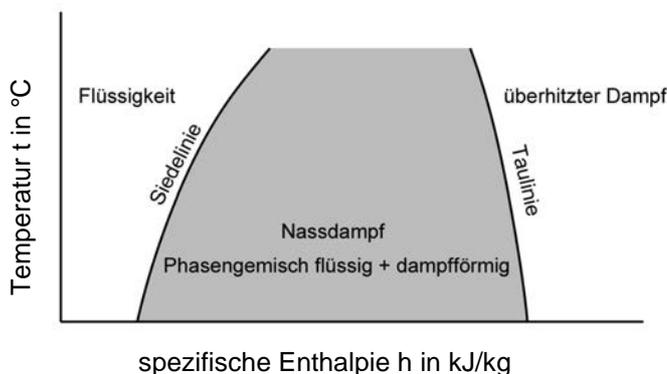


Bild 2-4. t, h-Diagramm

Vorgänge bei konstanter Temperatur (Verdampfung, Verflüssigung) verlaufen im t, h-Diagramm waagrecht, Vorgänge bei konstanter spezifischer Enthalpie (keine Wärmezufuhr oder Wärmeabgabe, Expansion) verlaufen senkrecht.

In Bild 2-5 ist ein Kreisprozess einer Kompressionskälteanlage (ohne Überhitzung und Unterkühlung) in das t, h-Diagramm eingetragen.

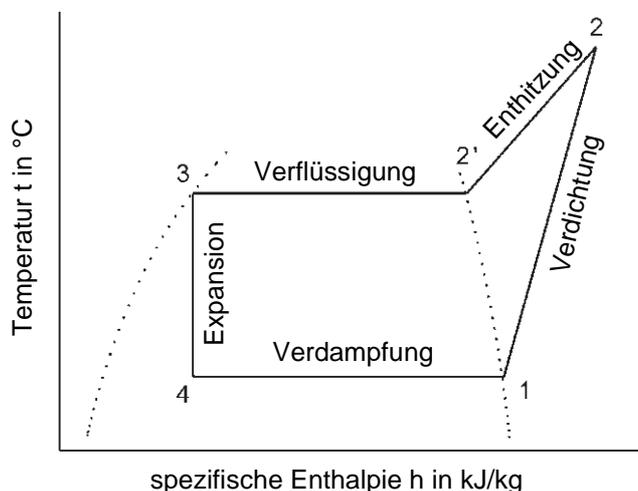


Bild 2-5. t, h-Diagramm eines Kältemittel-Kreislaufes

Es laufen folgende Vorgänge ab:

4 → 1: Im Verdampfer wird Kältemittel bei konstantem Verdampfungsdruck p_o bzw. bei konstanter Verdampfungstemperatur t_o verdampft. (Nassdampfgebiet!)

1 → 2: Trocken gesättigter Kältemitteldampf wird im Verdichter auf Verflüssigungsdruckniveau p_c verdichtet. In Punkt 2 liegt überhitzter Kältemitteldampf bei der Verdichtungsendtemperatur t_{V2h} vor.

2 → 3: Im Verflüssiger wird das Kältemittel zunächst auf Verflüssigungstemperatur abgekühlt (Vorgang 2 → 2' Enthitzung). Anschließend wird der Dampf verflüssigt. Beide Vorgänge laufen bei konstantem Verflüssigungsdruck p_c ab.

3 → 4: Im Drosselorgan expandiert flüssiges Kältemittel auf das niedrigere Verdampfungsdruckniveau p_o bzw. auf die Verdampfungstemperatur t_o . Der Vorgang läuft bei konstanter Enthalpie (Wärmeinhalt) ab.

2.3 Überhitzung

Ein Kältemittelverdichter kann aufgrund seiner Konstruktion nur gas- bzw. dampfförmige Stoffe fördern. Flüssigkeiten sind nicht komprimierbar und dürfen deshalb nicht in den Kompressionsraum des Verdichters gelangen.

Liegt der Ansaugzustand des Verdichters direkt auf der Taulinie (siehe Punkt 1, Bild 2-5), so kann z. B. eine fallende Verdampferbelastung „nasses Ansaugen“ bewirken. Dabei können zwei den Verdichter zerstörende Vorgänge eintreten. Das flüssige Kältemittel wäscht den Schmierfilm zwischen Kolben und Zylinderwand aus, durch ungenügende Schmierung kommt es zu starken Abnutzungen. Befindet sich im Zylinder flüssiges Kältemittel bewirkt dieses beim Verdichten eine direkte Energieübertragung vom Kolben auf den Zylinderdeckel. Die Ventilplatte kann durch sogenannte Flüssigkeitsschläge zerstört werden.

Um das Ansaugen von Flüssigkeit zu vermeiden, wird der Ansaugzustand des Verdichters von der Taulinie nach rechts verschoben. Man „überhitzt“ den Kältemitteldampf. Seine Temperatur t_{o2h} liegt dann etwas oberhalb der Verdampfungstemperatur t_o . Die **Überhitzung** wird wie folgt berechnet:

$$\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o$$

in K

Δt_{o2h}	Überhitzung am Verdampferaustritt	in K
t_{o2h}	KM-Temperatur am Verdampferaustritt	in °C
t_o	Verdampfungstemperatur	in °C

Der Buchstabe „h“ steht für „überhitzt“.

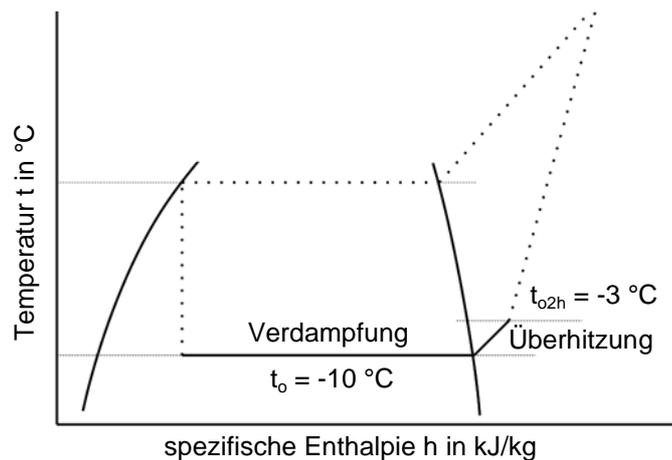


Bild 2-6. Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer

Überhitzung: $\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o$

$$\Delta t_{o2h} = -3 \text{ °C} - (-10 \text{ °C}) = 7 \text{ K}$$

Neben dem Schutz des Verdichters vor Flüssigkeit hat die Überhitzung weitere Vorteile. Da durch Flüssigkeitsanteile im Saugdampf die Fördermenge des Verdichters vermindert wird, kann diese durch bestimmte Überhitzungen erhöht werden. Durch Überhitzung wird zudem die Ölrückführung verbessert.

2.3.1 Wie wird Überhitzung erreicht?

Überhitzung im Verdampfer

Die meisten Kälteanlagen mit trockener Verdampfung sind mit thermostatisch geregelten Expansionsorganen ausgerüstet. Sie haben die Aufgabe in allen Betriebszuständen der Kälteanlage eine Überhitzung nach dem Verdampfer auszuregeln. Ein Teil der Verdampferfläche (ca. 20 %) dient dabei zur Überhitzung.

Überhitzung in der Saugleitung

Werden längere Saugleitungen durch Räume mit höherer Temperatur ($t_{amb} > t_{o2h}$) geführt (z. B. Motorraum), entsteht durch Wärmeaufnahme aus der Umgebung eine zusätzliche Überhitzung. Die Kältemitteltemperatur kann nicht größer werden als die Raumtemperatur. Durch Überhitzung in der Saugleitung ist kein zuverlässiger Schutz des Verdichters vor Flüssigkeit erreichbar.

Überhitzung im Verdichter

Bei der „Saugdampfkühlung“ wird der Saugdampf zur Motorkühlung des Verdichters genutzt. Das Kältemittel wird zusätzlich überhitzt ehe es in den Kompressionsraum gelangt. Durch interne Wärmeübertragung zwischen Heißgas- und Saugseite kommt es ebenfalls zu einer Überhitzung.

2 Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen

2.3.2 Übliche Überhitzungswerte

Der optimale Überhitzungswert beträgt ca. 5 - 8 K.

Bei dieser Überhitzung wird die maximale Anlagenleistung erreicht. Das thermostatische Expansionsventil kann jedoch diesen Wert nicht exakt ausregeln. Je nach Bauart und Betriebsbedingungen schwankt die Überhitzung innerhalb einer Spanne von 4 - 12 K. Die Erwärmung der Saugleitung durch die Umgebungsluft ergibt eine zusätzliche Überhitzung.

Anmerkung: Untersuchungen haben gezeigt, dass auch bei einer Überhitzung von 7 K und mehr noch geringe Mengen Flüssigkeitströpfchen aus dem Verdampfer mitgerissen werden. Diese sind jedoch unschädlich.

2.3.3 Messung der Überhitzung

Sie werden beauftragt, an einer mit R 134a betriebenen Kälteanlage die Überhitzung zu messen.

- Welche Messgeräte benötigen Sie?
- Wo messen Sie welche Größe?
- An einem unmittelbar am Verdampfer angebrachten Manometer lesen Sie den Wert $p_{e0} = 1,7$ bar ab. Wie hoch ist der Verdampfungsdruck p_o ?
- Wie hoch ist die Verdampfungstemperatur t_o ?
- Am Verdampferaustritt messen Sie mit dem Thermofühler die Temperatur $t_{o2h} = +3$ °C. Wie groß ist die Verdampferüberhitzung Δt_{o2h} ?
- Beurteilen Sie den ermittelten Überhitzungswert.

Lösung

- Manometer, Thermometer, (Dampftabelle)
- Verdampfungsdruck p_o und die Temperatur t_{o2h} werden am Verdampferaustritt gemessen.
- $p_o = p_{e0} + p_{amb} = 1,7 \text{ bar} + 1 \text{ bar} = 2,7 \text{ bar}$
- Mit $p_o = 2,7$ bar kann aus der Dampfdrucktabelle von R 134a (siehe Anhang) eine Verdampfungstemperatur t_o von $-2,2$ °C entnommen werden.
- $\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o = 3 \text{ °C} - (-2,2 \text{ °C}) = 5,2 \text{ K}$
- Der ermittelte Überhitzungswert liegt innerhalb der üblichen Spanne von 4 - 12 K.

2.4 Unterkühlung

Das Expansionsorgan hat die Aufgabe, das Kältemittel nach der Verflüssigung auf ein niedrigeres Druckniveau (Verdampfungsdruck) zu drosseln. Für eine optimale Funktion des Ventils muss am Eintritt reine Flüssigkeit anstehen.

Das Kältemittel muss sich - bildlich ausgedrückt - durch eine Engstelle (Drosselspalt) „zwängen“. Vergleicht man eine bestimmte Masse Kältemittel in flüssigem und in dampfförmigen Zustand (bei const. Druck), so nimmt das dampfförmige Kältemittel erheblich mehr Volumen in Anspruch. Folglich benötigt das dampfförmige Kältemittel mehr Zeit, sich durch die „Engstelle zu zwängen“.

Dampfförmiges Kältemittel vor dem Expansionsventil vermindert die Durchflussmenge und hat eine Unterversorgung des Verdampfers mit Kältemittel zur Folge. Der Verdampfungsdruck und die Verdampferleistung nehmen ab.

Wird nun die Kälteanlage so betrieben, dass der Zustand „Eintritt Expansionsorgan“ direkt auf der linken Grenzkurve (Siedelinie) liegt, kann bei kleinsten Schwankungen der Betriebsbedingungen Blasenbildung vor dem Expansionsorgan eintreten.

Aus diesem Grund legt man den Zustand „Eintritt Expansionsorgan“ von der Siedelinie weg ins Flüssigkeitsgebiet und spricht dann von **Unterkühlung**. Durch die Unterkühlung wird eine Flüssigkeitsvorlage vor dem Expansionsventil garantiert.

Die **Unterkühlung** wird wie folgt berechnet:

$$\Delta t_{c2u} = t_c - t_{c2u} \quad \text{in K}$$

Δt_{c2u}	Unterkühlung am Verflüssigeraustritt	in K
t_{c2u}	KM-Temperatur am Verflüssigeraustritt	in °C
t_c	Verflüssigungstemperatur	in °C

Der Buchstabe „u“ steht für „unterkühlt“.

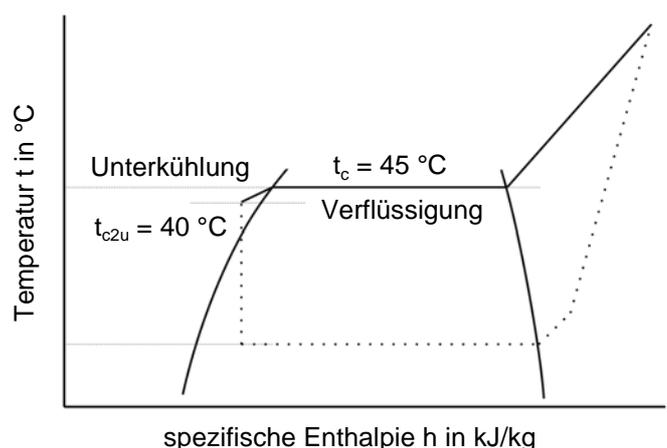


Bild 2-7. Unterkühlung des Kältemittels

$$\text{Unterkühlung: } \Delta t_{c2u} = t_c - t_{c2u}$$

$$\Delta t_{c2u} = 45 \text{ °C} - 40 \text{ °C} = 5 \text{ K}$$

Neben Sicherstellung einer Flüssigkeitsvorlage vor dem Expansionsorgan kann durch Unterkühlung unter Umständen die Kälteleistung erhöht werden.

2.4.1 Wie wird Unterkühlung erreicht?

Unterkühlung im Verflüssiger

Soll im Verflüssiger Unterkühlung erreicht werden, muss ein Teil des Verflüssigers mit flüssigem Kältemittel gefüllt werden. Das in diesem Bereich einströmende Kühlmedium (Luft) unterkühlt das Kältemittel. Da die Wärmeübertragung in diesem Bereich nur erschwert stattfinden kann, kommt es zu einem Anstieg des Verflüssigungsdruckes und somit zu einem schlechteren Anlagenwirkungsgrad. Es ist also nicht unbedingt sinnvoll Unterkühlung im Verflüssiger vorzunehmen. Bei sehr hohen Verflüssigungstemperaturen wirkt die Unterkühlung trotz dieser Effekte leistungssteigernd.

Verflüssiger mit speziellem Unterkühler

Eine weitere Möglichkeit zur Erzielung von Unterkühlung ist der Einbau eines Verflüssigers mit Unterkühler oder der Einbau einer Unterkühlungsschleife. Dabei wird die Flüssigkeitsleitung nach dem Flüssigkeitssammler durch das Lamellenpaket des Verflüssigers geleitet. Das in diesem Bereich durchströmende Kühlmedium unterkühlt das flüssige Kältemittel.

Unterkühlung in der Flüssigkeitsleitung

Wird die Flüssigkeitsleitung durch Räume mit geringerer Temperatur ($t_{\text{amb}} < t_{\text{c2u}}$) geführt, entsteht durch Wärmeabgabe an die Umgebung eine zusätzliche Unterkühlung.

Flüssigkeits-Saugdampf-Wärmeaustauscher

Der Flüssigkeits-Saugdampf-Wärmeaustauscher (auch innerer Wärmeaustauscher genannt) dient dem Wärmeaustausch zwischen dem flüssigen Kältemittel in der Flüssigkeitsleitung und dem Kältemitteldampf in der Saugdampfleitung. Er bewirkt einerseits eine Unterkühlung der Flüssigkeit und andererseits eine Überhitzung des Saugdampfes. Dieses Bauteil wird in der mobilen Kälte nicht verwendet.

2.4.2 Übliche Unterkühlungswerte

Bei Anlagen mit Sammler beträgt die Unterkühlung am Sammleraustritt 0 K (korrekte Kältemittelfüllmenge vorausgesetzt). Hier sorgt der Sammler für die erforderliche Flüssigkeitsvorlage. **Ohne Sammler liegt die optimale Unterkühlung meistens im Bereich von 2 - 3 K.**

2.4.3 Messung der Unterkühlung

Sie werden beauftragt, an einer mit R 134a betriebenen Kälteanlage die Unterkühlung zu messen.

- Welche Messgeräte benötigen Sie?
- Wo messen Sie welche Größe?
- An einem unmittelbar am Verflüssiger angebrachten Manometer lesen Sie den Wert $p_{\text{ec}} = 15$ bar ab. Wie hoch ist der Verflüssigungsdruck p_{c} ?
- Wie hoch ist die Verflüssigungstemperatur t_{c} ?
- Am Verflüssigeraustritt messen Sie die Temperatur $t_{\text{c2u}} = 55$ °C. Wie groß ist die Unterkühlung Δt_{c2u} ?
- Beurteilen Sie die ermittelte Unterkühlung.

Lösung

- Manometer, Thermometer, (Dampftabelle)
- Verflüssigungsdruck p_{o} und die am Verflüssigeraustritt gemessene Temperatur t_{c2u} werden möglichst an der selben Stelle nach dem Verflüssiger gemessen.
- $p_{\text{c}} = p_{\text{ec}} + p_{\text{amb}} = 15 \text{ bar} + 1 \text{ bar} = 16 \text{ bar}$
- Mit $p_{\text{c}} = 16$ bar kann aus der Dampfdrucktablette von R 134a (siehe Anhang) eine Verflüssigungstemperatur t_{c} von 57,9 °C entnommen werden.
- $\Delta t_{\text{c2u}} = t_{\text{c}} - t_{\text{c2u}} = 57,9 \text{ °C} - 55 \text{ °C} = 2,9 \text{ K}$
- Die ermittelte Unterkühlung liegt innerhalb der üblichen Spanne von 2 - 3 K. Falls in der Anlage jedoch ein Sammler eingebaut ist müsste die Unterkühlung 0 K betragen.

2 Der Kältemittelkreislauf - Grundlagen

2.5 Der Kältemittelkreislauf

Die folgenden Bilder zeigen einen schematischen Kältemittelkreislauf und die ablaufenden Prozesse im t, h-Diagramm

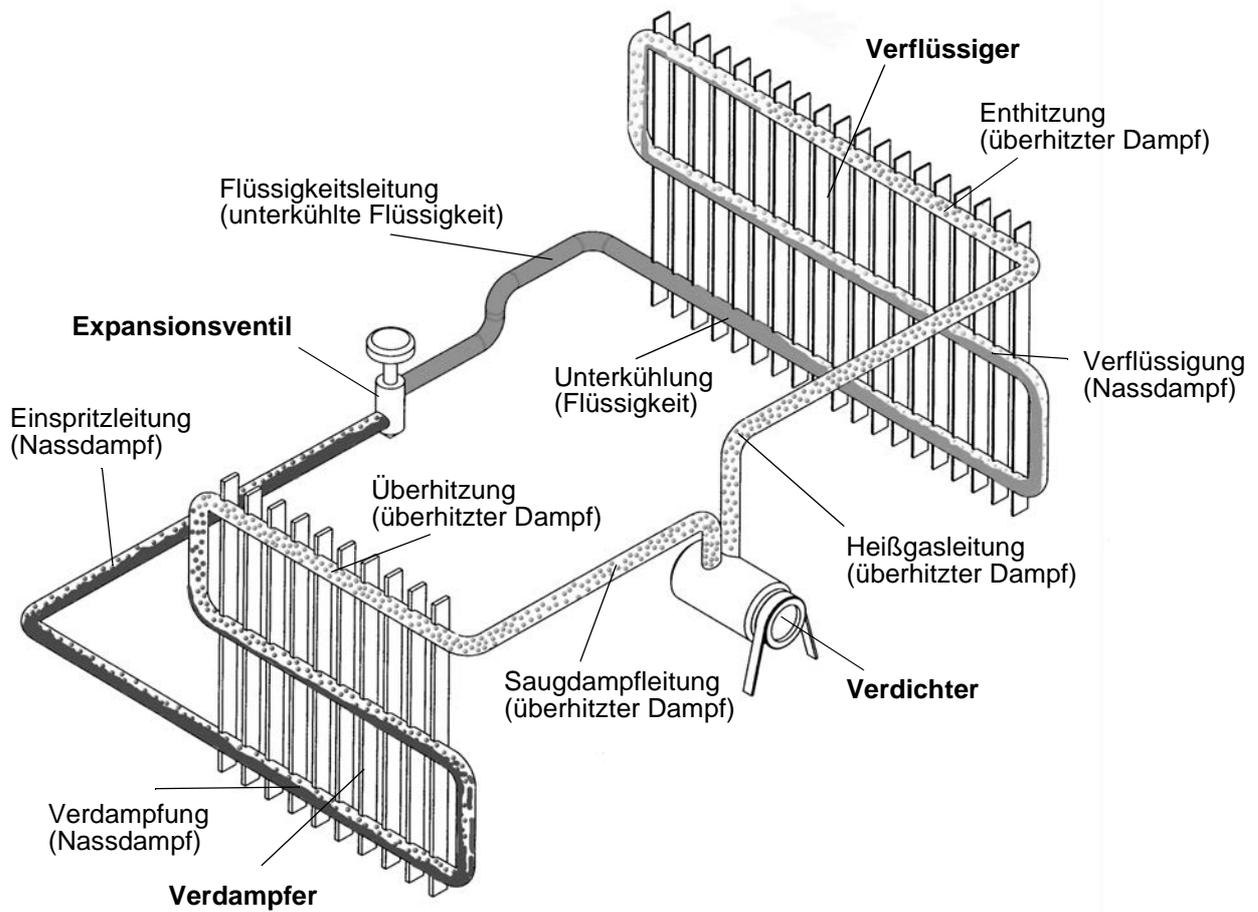


Bild 2-8. Schematischer Kältemittelkreislauf

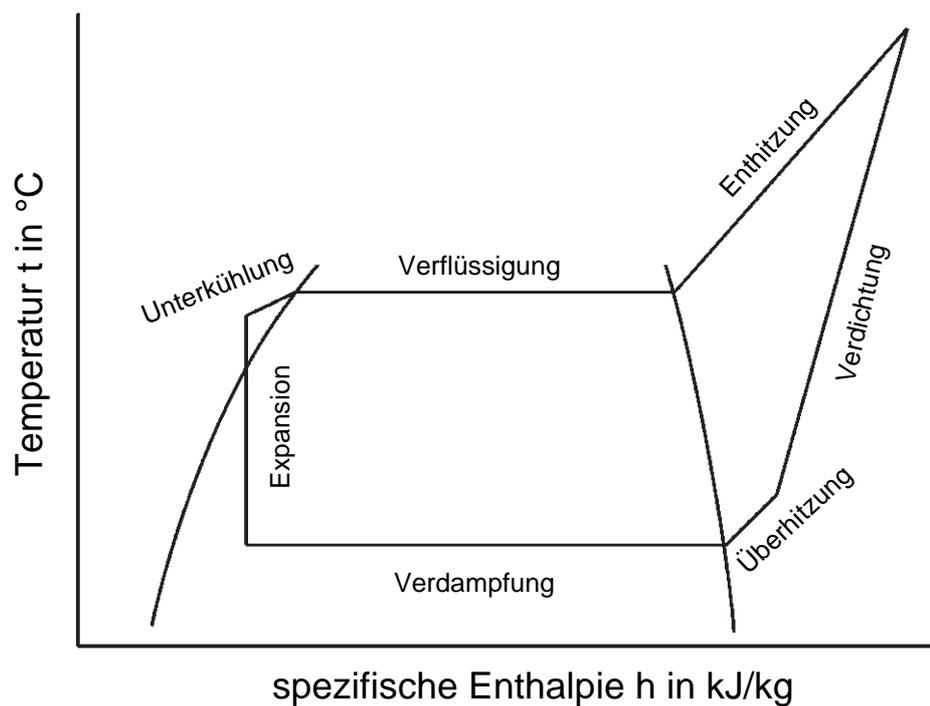


Bild 2-9. Kältemittelkreislauf im t, h-Diagramm

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

3.1 Verdampfer

Der **Verdampfer** hat die Aufgabe Wärme von seiner Umgebung aufzunehmen und an das Kältemittel abzugeben. Dabei muss die Verdampfungstemperatur tiefer liegen als die Umgebungstemperatur. Durch die gleichzeitige Saugwirkung des Kältemittelverdichters und die Verengung des Expansionsorganes kann die gewünschte Verdampfungstemperatur gezielt erreicht werden. Der durch die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer und Umgebung fließende Wärmestrom bewirkt, dass die vom Expansionsorgan eingespeiste Kältemittelflüssigkeit im Verdampfer verdampft (**Verdampfungszone**) und gegebenenfalls überhitzt wird (**Überhitzungszone**).

3.1.1 Vorgänge im Verdampfer

Das in das Expansionsorgan eintretende flüssige (evtl. unterkühlte) Kältemittel wird auf den Verdampfungsdruck p_0 entspannt. Dabei verdampft ein Teil des flüssigen Kältemittels ehe es den Verdampfer erreicht. Dieser Dampfanteil x ist um so größer, je größer die Temperaturdifferenz zwischen der Verflüssigungs- und Verdampfungstemperatur ist. In Bild 3-1 beträgt dieser Anteil 20 %.

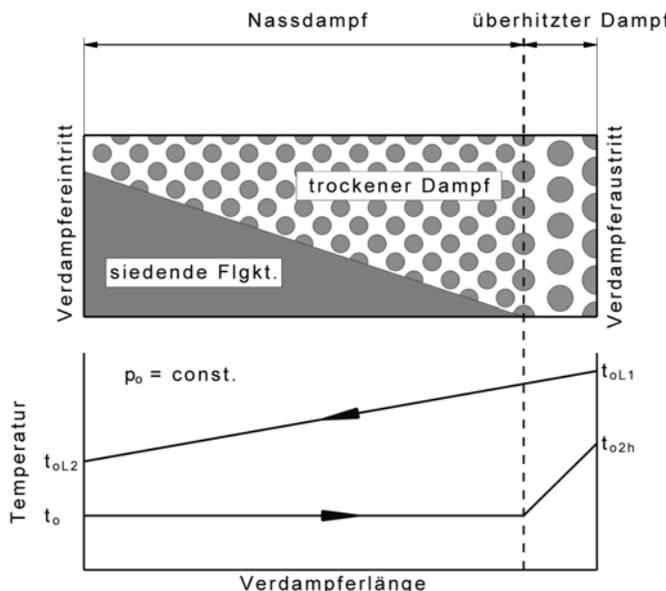


Bild 3-1. Vorgänge im Verdampfer

Am Verdampferende ist das Kältemittel restlos verdampft und in den überhitzten Zustand übergegangen. Die Kältemitteltemperatur steigt erst an, wenn die Flüssigkeit vollständig verdampft ist.

Diese Betriebsweise des Verdampfers wird trockene Verdampfung (Trockenexpansion) genannt.

In der Überhitzungszone liegen schlechte Wärmeübertragungseigenschaften vor. Zudem ist die Temperaturdifferenz zur Umgebung durch die angestiegene Kältemitteltemperatur geringer. Im Bereich der Überhitzungszone kann folglich nur wenig Wärme übertragen werden.

3.1.2 Verdampferleistung

Die Verdampferleistung ist hauptsächlich von folgenden Bedingungen abhängig:

Fläche A

Je größer die wärmeübertragende Fläche ist, um so mehr Leistung kann übertragen werden. Hier ist die gesamte an der Wärmeübertragung beteiligte Außenfläche zu berücksichtigen.

Treibendes Temperaturgefälle Δt_1

Das treibende Temperaturgefälle ist auf die Eintrittstemperaturdifferenz = Luftertrittstemperatur - Verdampfungstemperatur festgelegt.

$$\Delta t_1 = t_{oL1} - t_o \quad \text{in K}$$

Betrachtet man nur den Wärmeaustauscher alleine gilt folgendes: Je höher dieses treibende Temperaturgefälle, umso höher ist die Wärmeaustauscherleistung.

k -Wert

Der k -Wert (Wärmedurchgangskoeffizient) steht für die Qualität der Wärmeübertragung. Er gibt an, wie gut die Wärme vom zu kühlenden Medium (Luft) zum Kältemittel fließt. Dieser Wert fasst folgende Einflüsse zusammen:

- Material des Verdampfers (Kupfer, Aluminium)
- Rohrabstand und Rohrdurchmesser
- Rohranordnung
- Verdampfertiefe
- Lamellenabstand
- Lamellenausbildung
- Oberflächenbeschaffenheit
- Verschmutzung und Vereisung
- Anströmung bzw. Durchströmung
- Strömungsgeschwindigkeiten von Luft und Kältemittel
- Strömungsform von Luft und Kältemittel
- Temperaturabhängige Eigenschaften von Kälte-träger (Luft) und Kältemittel
- Verteilung beider Medien
- Kältemittelzustand (dampfförmig, Nassdampf, flüssig)
- Ölanteil im Kältemittel

Auf der Verdampferseite sollte das treibende Temperaturgefälle idealerweise etwa 10 K nicht überschreiten. Größere Temperaturdifferenzen (d. h. tiefere Verdampfungstemperatur), wie in der mobilen Kälteanwen-

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

zung (15 - 20 K bei normalen Betriebsbedingungen) aus Platz-, Gewichts- und Kostengründen üblich, verschlechtern den Wirkungsgrad der Anlage. Soll mit der Kälteanlage Luft entfeuchtet werden sind größere Temperaturdifferenzen erforderlich. Ab etwa -5 ° Verdampfungstemperatur beginnt der Verdampfer zu bereifen. Ein Frostwächter muss die Vereisung des Verdampfers verhindern indem er den Verdichter abschaltet oder eine Leistungsregelung aktiviert.

Für die Verdampferleistung (Kälteleistung) \dot{Q}_o gilt:

$$\dot{Q}_o = A \cdot k \cdot \Delta t_1 \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

Diese Gleichung kommt bei der Entwicklung von Wärmeaustauschern zur Anwendung. Durch den k-Wert werden Kältemittel und Kühlmedium überlagert berücksichtigt.

Die Kälteleistung kann über die Luft oder über das Kältemittel ermittelt werden.

Die **über die Luft ermittelte Kälteleistung** kann mit folgender Gleichung berechnet werden:

Anmerkung: Diese Berechnung ist nur für trockene Luft korrekt. Falls es zu Wasserdampfkondensation kommt, kann die Leistung durchaus 40 - 50 % höher sein!

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_L \cdot c_L \cdot \Delta t_L \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

- \dot{m}_L Massenstrom der Luft in kg/s
 - c_L spezifische Wärmekapazität der Luft in kJ/(kg · K)
 - Δt_L Abkühlung der Luft in K
- $$\Delta t_L = t_{oL1} - t_{oL2}$$

Die **über das Kältemittel ermittelte Kälteleistung** kann mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_R \cdot \Delta h_o \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

- \dot{m}_R Massenstrom des Kältemittels in kg/s
- Δh_o Enthalpiedifferenz im Verdampfer in kJ/kg

Für die Praxis kommt dieser Ansatz zur Bestimmung der Kälteleistung kaum in Frage. Der Kältemittelmassenstrom müsste gemessen werden. Diese Betrachtung wird im Prüfwesen verwendet.

3.1.3 Verdampfungsdruck

Der Verdampfungsdruck p_o ergibt sich aus der „Verengung“ des Expansionsorganes und der Saugwirkung des Verdichters. Aber auch die Oberfläche, deren Verschmut-

zung oder Vereisung und der Volumenstrom bzw. die Eintrittstemperatur des Kühlmediums (Luft, Wasser oder Sole) haben einen Einfluss auf den momentanen Verdampfungsdruck.

Es gelten folgende Zusammenhänge:

Tabelle 3-1. Auswirkung verschiedener Parameter auf den Verdampfungsdruck

Einflüsse	Auswirkung
Erhöhung der Luft- oder Soletemperatur	p_o steigt
Absinken der Luft- oder Soletemperatur	p_o sinkt
Vergrößerung der Oberfläche	p_o steigt
Verkleinerung der Oberfläche	p_o sinkt
Verschmutzung, Vereisung (Verringerung des k-Wertes)	p_o sinkt
Erhöhung des Luft-, Wasser-, Solevolumenstromes (Erhöhung des k-Wertes)	p_o steigt

Ein tieferer Verdampfungsdruck (Verdampfungstemperatur) vermindert die Kälteleistung. Eine Absenkung der Verdampfungstemperatur um ein Kelvin reduziert die Kälteleistung um ca. 4 %.

3.2 Verdichter

Der **Verdichter** hat die Aufgabe dampfförmiges Kältemittel vom geringeren Verdampfungsdruckniveau auf das höhere Verflüssigungsdruckniveau zu verdichten. Zudem muss er die für die erforderliche Kälteleistung notwendige Fördermenge (Kältemittelmassenstrom) sicherstellen.

3.2.1 Förderverhalten des Verdichters

Das **Förderverhalten** des Verdichters ist von den nachfolgend beschriebenen Kenndaten bestimmt.

Geometrisches Hubvolumen

Das geometrische Hubvolumen eines Verdichters ist durch die Abmessungen des Hubraumes (Hublänge, Zylinderzahl, Kolbendurchmesser) festgelegt. Je größer das geometrische Hubvolumen, desto größer der erreichbare Kältemittelmassenstrom.

Geometrischer Hubvolumenstrom

Soll der Volumenstrom (das zeitbezogene Förderverhalten) bestimmt werden, so muss die Drehzahl des Verdichters berücksichtigt werden. Üblich sind Angaben in m^3/h .

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

Je höher die Verdichterdrehzahl, desto größer die Fördermenge. Bei erhöhten Drehzahlen nehmen jedoch auch die Verluste zu.

Ansaugvolumenstrom

Aus Gründen der Fertigungstoleranz und Robustheit des Verdichters (z. B. gegen Flüssigkeitsanteile im Saugdampf) befindet sich über dem oberen Totpunkt (OT) ein Restvolumen (**Schadraum**). Nach der Verdichtung befindet sich in diesem „schädlichen Raum“ unter Hochdruck stehendes Gas.

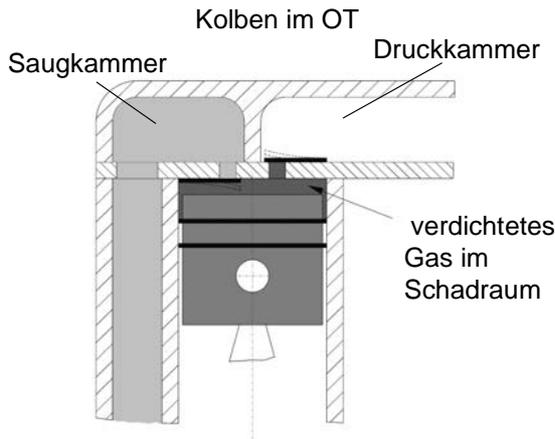


Bild 3-2. Schadraum des Kolbenverdichters

Während sich der Kolben zum erneuten Ansaugen nach unten bewegt, muss sich dieses Gas, ehe das Saugventil öffnen kann, auf Saugdruck entspannen. Dadurch wird das effektive Saugvolumen reduziert, der Hubraum also nicht mehr voll ausgenutzt. Der tatsächlich geförderte Volumenstrom des Verdichters ist geringer als der geometrische Hubvolumenstrom.

Kolben im UT

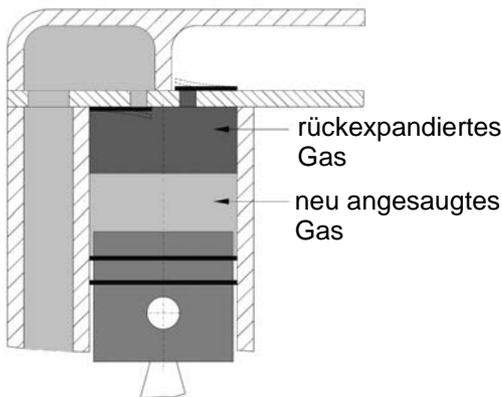


Bild 3-3. Auswirkung des Schadraumes

Liefergrad

Das Verhältnis Ansaugvolumenstrom zum geometrischen Hubvolumenstrom wird als **Liefergrad** des Verdichters bezeichnet.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{V1}}{\dot{V}_g} \quad \text{in m}^3/\text{m}^3$$

λ	Liefergrad	in m ³ /m ³
\dot{V}_{V1}	tatsächlicher Ansaugvolumenstrom	in m ³ /s
\dot{V}_g	geometrischer Volumenstrom	in m ³ /s

Neben verschiedenen anderen Einflussgrößen, wie z. B. der Temperatur des Kältemittels, Ölanteil usw. haben die Drücke, vor und nach dem Verdichter, einen wesentlichen Einfluss auf das Liefergradverhalten. Aus diesem Grund ist die Darstellung des Liefergrades über dem **Druckverhältnis** sinnvoll. Es ist zu beachten, dass bei der Berechnung des Druckverhältnisses Absolutdrücke zu verwenden sind.

$$\pi = \frac{p_{V2}}{p_{V1}}$$

π	Druckverhältnis	-
p_{V2}	Endverdichtungsdruck	in bar
p_{V1}	Ansaugdruck	in bar

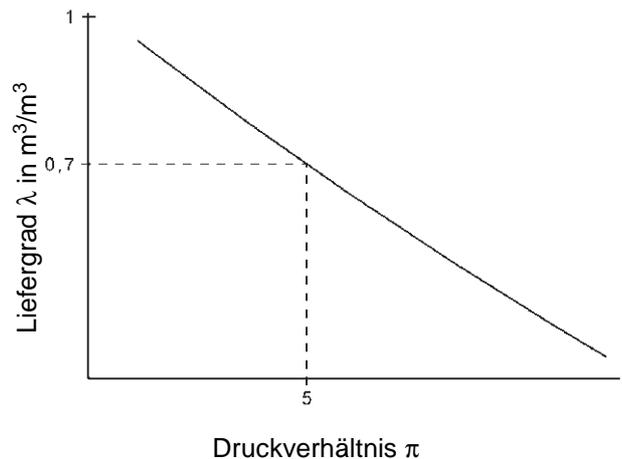


Bild 3-4. Liefergrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

Mit steigendem Druckverhältnis nimmt der Liefergrad ständig ab. Der Liefergrad wird hauptsächlich vom Schadraum und dessen Rückexpansion beeinflusst. Daher haben sehr kleine Verdichter mit einem relativ hohen Schadraum und mehreren Kolben ein schlechtes Liefergradverhalten.

Ansaugdichte

Die Fördermenge des Verdichters ist auch von der Kältemitteldichte am Ansaugstutzen abhängig. Saugt der Verdichter ein Gas mit geringer Dichte an, so enthält der Hubraum nur eine kleine Kältemittelmasse. Es wird folglich pro Hub nur wenig Kältemittel gefördert.

Mit steigender Überhitzung des Saugdampfes nimmt die Kältemitteldichte und somit die Fördermenge des Verdichters ab.

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

Mit verringertem Ansaugdruck sinkt ebenfalls die Kältemitteldichte und somit die Fördermenge.

3.2.2 Kälteleistung

Da es sich beim Verdichter lediglich um eine Kältemittel-Fördereinrichtung handelt, ist die Angabe einer Kälteleistung vom Zustand des Kältemittels vor und nach dem Wärmeaustauscher (Verdampfer) und der Fördermenge abhängig.

Für eine **hohe Kälteleistung** sind außer dem Verdichter und dem Kältemittel selbst folgende Faktoren wichtig:

- hoher Verdampfungsdruck (Ansaugdruck) und somit hohe Verdampfungstemperatur)
- geringer Verflüssigungsdruck und somit geringe Verflüssigungstemperatur)
- geringe Temperatur des Kältemittels vor dem Expansionsorgan
- geringe Ansaugüberhitzung

Bild 3-5 zeigt die Einflüsse der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur auf die Kälteleistung.

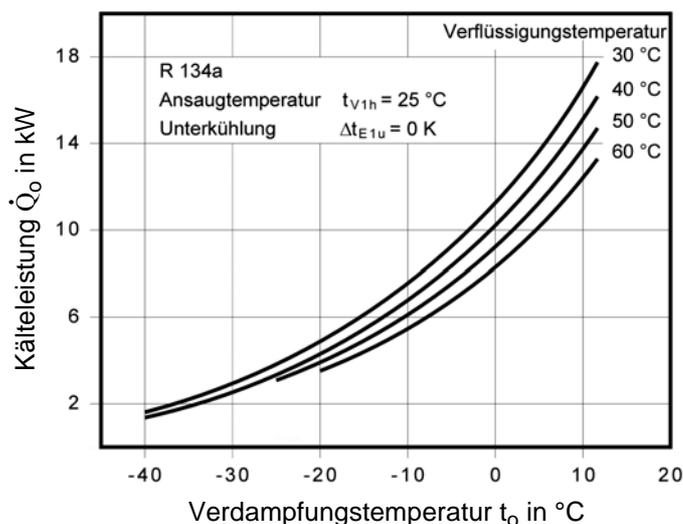


Bild 3-5. Kälteleistung über der Verdampfungstemperatur bei verschiedenen Verflüssigungstemperaturen

Eine Änderung der Verdampfungstemperatur (Verdampfungsdruck) wirkt sich auf die Kälteleistung des Verdichters stärker aus als eine Änderung der Verflüssigungstemperatur. Daher ist es in erster Linie sinnvoll, den Verdampfer einer Kälteanlage richtig zu dimensionieren sowie die Druckverluste in der Saugdampfleitung so klein wie möglich zu halten. Im unteren Drehzahlbereich kann die Kälteleistung durch eine höhere Drehzahl stark erhöht werden. Im oberen Bereich sind durch wachsende Verluste Grenzen gesetzt.

3.2.3 Verdichterantriebsleistung

Der **Leistungsbedarf** des Verdichters ist von folgenden Einflussgrößen abhängig:

- Verdichterbauart und -aufbau
- Verdichterdrehzahl
- Kältemittel
- Dichte des Kältemittels am Verdichtereintritt
- Druck des Kältemittels am Verdichtereintritt
- Druck des Kältemittels am Verdichteraustritt

Die Verdichterleistungsaufnahme wird in den Unterlagen der Verdichterhersteller angegeben. Sehr geringe Überhitzungen bzw. „nass ansaugen“ bewirken eine deutlich höhere Leistungsaufnahme. Bei offenen Verdichtern sind die Übertragungsverluste (Riemenwirkungsgrad), mechanische Verluste und externe Motorverluste zu berücksichtigen.

Einfluss der Verdichterdrehzahl

Da bei höheren Drehzahlen mehr Kältemittel gefördert wird, ist dabei auch eine höhere Antriebsleistung des Verdichters erforderlich.

Einfluss des Kältemittels

Der Energieaufwand zum Fördern des Kältemittels hängt von der Ansaugdichte und vom Druckverhältnis ab. Die verschiedenen Kältemittel unterscheiden sich zum Teil erheblich. Fördert der Verdichter einen bestimmten Massenstrom, kann die daraus resultierende Kälteleistung sehr unterschiedlich sein. Dies ist auf unterschiedliche Verdampfungswärmen zurückzuführen. Der gleiche Verdichter wird zum Beispiel mit dem Kältemittel R 134a eine Kälteleistung von 9 kW und mit dem Kältemittel R 502 eine Leistung von 16 kW erbringen. Der Leistungsbedarf eines Verdichters ist mit dem Kältemittel R 22 ca. 50 % höher als mit dem Kältemittel R 134a.

Einfluss der Verflüssigungstemperatur (-druck)

Eine höhere Verflüssigungstemperatur (-druck) wirkt sich hauptsächlich in einer höheren Verdichterleistungsaufnahme aus. Bei konstanter Verdampfungstemperatur steigt das Druckverhältnis. Das hat einen geringeren Kältemittelmassenstrom (Kälteleistung) zur Folge.

Einfluss der Verdampfungstemperatur (-druck)

Mit fallender Verdampfungstemperatur nimmt die Kältemitteldichte ab. Bei konstanter Verflüssigungstemperatur steigt gleichzeitig das Druckverhältnis. Folglich nimmt der Kältemittelmassenstrom und somit die Verdichterantriebsleistung ab.

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

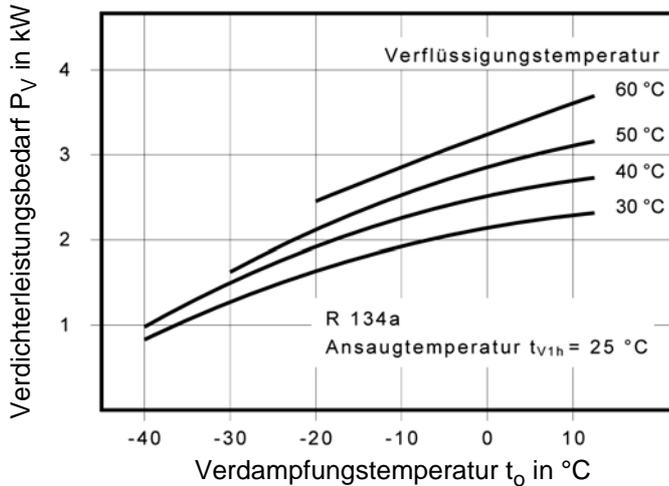


Bild 3-6. Verdichterleistungsbedarf in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur

3.2.4 Verdichtereinsatzgrenzen

Neben der Kälteleistung und dem Leistungsbedarf sind für den Praktiker die Verdichtereinsatzgrenzen von höchster Bedeutung.

Interpretation des Verdichtereinsatzgrenzendiagrammes (Bild 3-7)

① Der Verdichter kann bis zu einer Verdampfungs-temperatur $t_0 = 25 \text{ °C}$ eingesetzt werden. Oberhalb dieser Temperatur würde infolge der hohen Gasdichte (hohe Antriebsleistung) der Motor überlastet werden. Zudem macht in diesem Temperaturbereich Kälteerzeugung kei-

nen Sinn. Zur Entlastung des Verdichters und Antriebsmotors wird häufig ein MOP-Ventil eingesetzt. Dieses begrenzt den Verdampfungsdruck nach oben.

② Der Verdichter kann bis zu einer Verflüssigungstemperatur $t_c = 70 \text{ °C}$ eingesetzt werden. Diese Begrenzung ergibt sich einerseits aus dem zulässigen Betriebsüberdruck der Hochdruckseite (z. B. $p_{zul} = 25 \text{ bar}$) und andererseits aus der kritischen Heißgastemperatur t_{V2h} .

Je nach Hersteller bzw. Verdichterbauart ist die Heißgastemperatur, gemessen am Druckrohr des Verdichters, auf 120 °C bis 140 °C begrenzt. Im Verdichtungsraum ist dann mit einer Gastemperatur zu rechnen die nochmals 20 bis 30 K höher liegt. Es besteht die Gefahr der Ölverkokung. Hohe Druckstutzentemperaturen begünstigen zudem evtl. chemische Reaktionen in der Verbindung Kältemittel-Schmierstoff-Wasser-Schmutz. Hohe Heißgastemperaturen wirken sich ungünstig auf die Lebensdauer des Verdichters aus.

③ Der Verdichter darf bei einer Saugdampf-temperatur t_{V1h} von über 20 °C oberhalb der Linie ③ nur unter Verwendung einer Zusatzkühlung eingesetzt werden, da sonst die Gefahr der Ölverkokung bzw. zu starker thermischer Belastung des Verdichters besteht. Die Verwendung eines Wärmeschutzthermostates ist zu empfehlen. Zudem muss ein thermisch hochstabilen Öl verwendet werden.

④ Der Verdichter ist bis zu einer Verdampfungs-temperatur $t_0 = -30 \text{ °C}$ freigegeben. Unterhalb dieser Temperatur wäre die Heißgastemperatur zu hoch. Zusätzlich geht der geförderte Kältemittelmassenstrom dramatisch zurück.

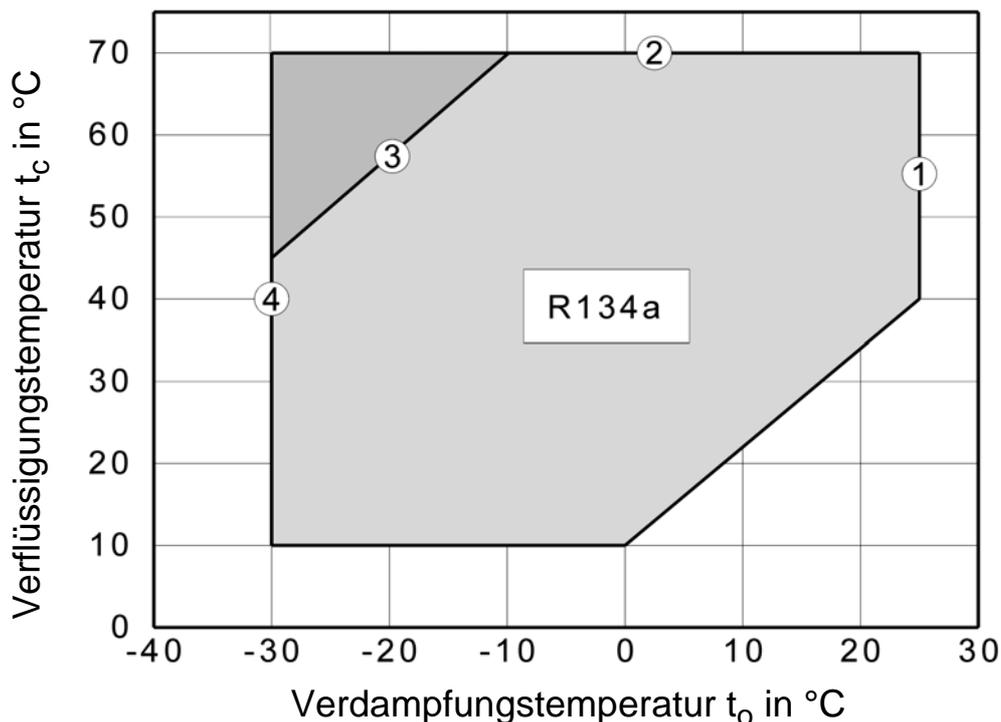


Bild 3-7. Einsatzgrenzen eines offenen Hubkolbenverdichters

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

Weitere Einsatzgrenzen sind die maximal zulässigen Betriebsüberdrücke der Hoch- und Niederdruckseite, sowie die maximale und minimale Verdichterdrehzahl. Bei höheren Drehzahlen wird der Verdichter überhitzt, bei zu geringen Drehzahlen werden die Lager wegen einer zu geringen Fördermenge der Ölpumpe nicht mehr ausreichend geschmiert.

Werden diese Einsatzgrenzen verlassen, ist mit Verdichterschäden zu rechnen!

3.3 Verflüssiger

Der **Verflüssiger** hat die Aufgabe, Wärme aus dem Kältemittelkreislauf abzuführen. Diese Wärme wird an Luft abgegeben. Da ein Wärmestrom nur dann fließen kann, wenn eine Temperaturdifferenz vorhanden ist, muss die Verflüssigungstemperatur immer über der Eintrittstemperatur der Umgebungsluft liegen. Die abzuführende Verflüssigerleistung setzt sich aus der Kälteleistung des Verdampfers, der Verdichterantriebsleistung und allen sonstigen aufgenommenen Wärmeleistungen (z. B. Saugdampfleitung) zusammen.

3.3.1 Vorgänge im Verflüssiger

Man unterscheidet im Verflüssiger drei Zonen:

- Enthitzung
- Verflüssigung
- Unterkühlung

Bei den folgenden Betrachtungen werden Druckabfälle nicht berücksichtigt. In allen drei Zonen herrscht somit der gleiche Druck.

Die Enthitzungszone

Das Kältemittel tritt dampfförmig (überhitzt) in den Verflüssiger ein. Dort wird es zunächst enthitzt, die Temperatur des Kältemittels sinkt dabei auf die Verflüssigungstemperatur. In der Enthitzungszone liegt eine reine Gasströmung vor. Trotz einer großen treibenden Temperaturdifferenz und hohen Strömungsgeschwindigkeiten ist der Wärmeübergang wegen der geringen Kältemitteldichte schlechter als bei Zweiphasenströmung. Der Flächenanteil für die Enthitzungszone beträgt ca. 10 - 15 %.

Die Verflüssigungszone

Sobald das Kältemittel auf Verflüssigungstemperatur abgekühlt ist, beginnt die Verflüssigung. Die Verflüssigungstemperatur ergibt sich aus dem herrschenden Druck. Während der Verflüssigung bleibt diese Temperatur konstant. Der Wärmeentzug führt zu einem Phasenwechsel, nicht zu einer Abnahme der Temperatur. In diesem Bereich ist der Wärmeübergang am besten.

Die Unterkühlungszone

Sobald sich im Kältemittel kein Dampfanteil mehr befindet, beginnt durch weitere Wärmeabgabe die Unterkühlung. Da jetzt der Phasenwechsel von gasförmig zu flüs-

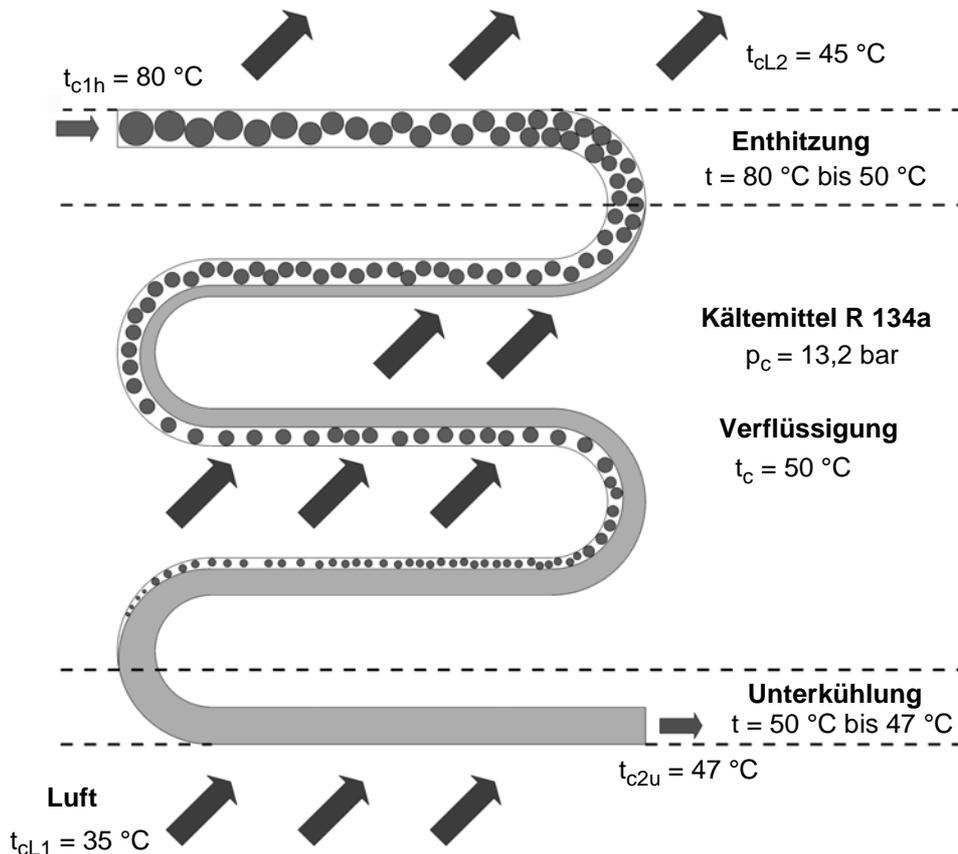


Bild 3-8. Zonen im Verflüssiger

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

sig abgeschlossen ist, führt weiterer Wärmeentzug zu einer Temperaturabnahme. Aufgrund der niedrigen Durchflussgeschwindigkeit des Kältemittels ist hier der Wärmeübergang sehr schlecht. Die Unterkühlung ist unter Umständen notwendig, um sicherzustellen, dass sich keine Dampfblasen vor dem Expansionsorgan bilden. Vor dem Expansionsorgan muss das Kältemittel flüssig sein.

Da der Wärmeübergang in der Unterkühlungszone sehr schlecht ist, ist es sinnvoll die Unterkühlungszone im Verflüssiger entfallen zu lassen. Dies ist durch den Einbau eines Sammlers möglich. Dieser trennt die Kältemittelflüssigkeit von den restlichen Dampfblasen und garantiert somit eine Flüssigkeitsvorlage vor dem Expansionsventil. Hierdurch kann die gesamte Verflüssigerfläche zur Enthitzung und Verflüssigung genutzt werden. Ohne Sammler müsste durch Kältemittelrückstau im Verflüssiger unterkühlt werden. „Flächenverlust“ und damit höherer Verflüssigungsdruck wäre die Folge.

Hat die Flüssigkeitsleitung viele Einbauteile die Druckabfälle verursachen, wird sie durch eine wärmere Umgebung geführt oder es ist eine große Höhendifferenz zu überwinden ist eine Unterkühlungsmaßnahme durch eine Unterkühlungsschlange zu ergreifen. Auch hierbei ist durch einen Sammler eine Trennung zwischen Gas- und Flüssigkeitsphase sicherzustellen. Diese Trennung muss vor der Unterkühlung stattfinden, da sich sonst der Verflüssigungsbereich aus dem Verflüssiger verlagert und keine Unterkühlung möglich ist.

3.3.2 Verflüssigerleistung

Die **Verflüssigerleistung** ist wie die Verdampferleistung von den Faktoren Fläche, k-Wert und treibendes Temperaturgefälle abhängig.

Das treibende Temperaturgefälle ist die Eintrittstemperaturdifferenz = Verflüssigungstemperatur - Lufteintrittstemperatur festgelegt.

$$\Delta t_1 = t_{cL1} - t_c \quad \text{in K}$$

Je höher dieses treibende Temperaturgefälle, umso höher ist die Wärmeaustauscherleistung.

Auf der Verflüssigerseite sollte das treibende Temperaturgefälle etwa 15 K nicht überschreiten. Größere Temperaturdifferenzen (d. h. höhere Verflüssigungstemperatur), wie in der mobilen Kälteanwendung (10 - 30 K bei normalen Betriebsbedingungen) aus Platz-, Gewichts- und Kostengründen üblich, verschlechtern den Wirkungsgrad der Anlage.

3.3.3 Verflüssigungsdruck

Bei luftbeaufschlagten Verflüssigern ändert sich die Temperatur des Kühlmediums stark. Hohe Außentemperaturen führen zu einer Erhöhung, niedrige Temperaturen zu

einer Absenkung des Verflüssigungsdruckes. Damit eine Kälteanlage wirtschaftlich arbeiten kann, muss der Verflüssigungsdruck innerhalb bestimmter Grenzen gehalten werden. Hohe Verflüssigungsdrücke bewirken eine geringere Kälteleistung und eine erhöhte Leistungsaufnahme des Verdichters, zu niedrige Verflüssigungsdrücke beeinträchtigen die Funktion des Expansionsorganes. Die Kältemittelversorgung des Verdampfers wird gestört.

Beim Verflüssigungsdruck gelten folgende Zusammenhänge:

Tabelle 3-2. Auswirkung verschiedener Parameter auf den Verflüssigungsdruck

Einflüsse	Auswirkung
Erhöhung der Umgebungstemperatur	p_c steigt
Absinken der Umgebungstemperatur	p_c sinkt
Vergrößerung der Oberfläche	p_c sinkt
Verkleinerung der Oberfläche	p_c steigt
Verschmutzung (Verringerung des k-Wertes)	p_c steigt
Erhöhung des Luftvolumenstromes (Erhöhung des k-Wertes) z. B. zusätzlicher Ventilator	p_c sinkt
Ventilatorausfall	p_c steigt

Eine um 1 K höhere Verflüssigungstemperatur senkt die Kälteleistung um etwa 1,5 %.

3.4 Drosselorgan

Das **Drosselorgan** im Kältemittelkreislauf hat die Aufgabe, flüssiges Kältemittel von einem höheren Druck und einer höheren Temperatur auf einen niederen Druck und eine niedrigere Temperatur zu entspannen. Die Entspannung beginnt sofort nach dem engsten Querschnitt am Ventilsitz des Drosselorgans. Dabei verdampft ein Teil des Kältemittels und entzieht dem noch flüssigen Anteil Wärme. Dadurch wird das flüssige Kältemittel auf die Verdampfungstemperatur abgekühlt.

Eine weitere Aufgabe der Drosselorgane besteht darin, dem Verdampfer nur soviel flüssiges Kältemittel zuzuführen, wie bei dem jeweiligen Betriebszustand verdampfen kann. Wird dem Verdampfer zuviel Kältemittel zugeführt, gelangt unverdampfte Kältemittelflüssigkeit zum Verdichter. Wird dem Verdampfer zu wenig flüssiges Kältemittel zugeführt, so wird die Oberfläche des Verdampfers nicht ausgenutzt. Dadurch kann bereits im Verdampfer eine zu große Arbeitsüberhitzung auftreten, so dass die Verdichtungsendtemperatur unzulässig hoch wird. Eine hohe Effizienz der Kälteanlage wird dadurch erreicht, dass das

3 Funktion der Hauptbauteile des Kältemittelkreislaufs

Kältemittel vollständig verdampft und mit einer kleinen Arbeitsüberhitzung den Verdampfer verlässt.

Die Expansion des Kältemittels im Drosselorgan verläuft isenthalp, das heißt, dass beim Durchströmen des Kältemittels durch das Drosselorgan weder eine Zu- noch eine Abnahme des Wärmeinhaltes stattfindet.

Das Kältemittel ist vor dem Drosselorgan flüssig bei einem hohen Druck. Nach dem Drosselorgan liegt der Zustand des Kältemittels bei niederem Druck im Nassdampfgebiet. Es hat eine Teilverdampfung stattgefunden. 20 bis 50 % des flüssigen Kältemittels sind verdampft, ehe es in den Verdampfer eintritt.

stellung der geregelten Ventile bei Inbetriebnahme der Anlage eine sehr verantwortungsvolle Tätigkeit und setzt gewisse Kenntnisse und Erfahrung voraus.

Falsch eingestellte Expansionsventile (zu geringe Überhitzung) haben bei Stillstand der Anlage häufig eine Kältemittelverlagerung in den Verdampfer und/oder Verdichter zur Folge. Flüssigkeitsschläge sind häufig Ursache für defekte Verdichter.

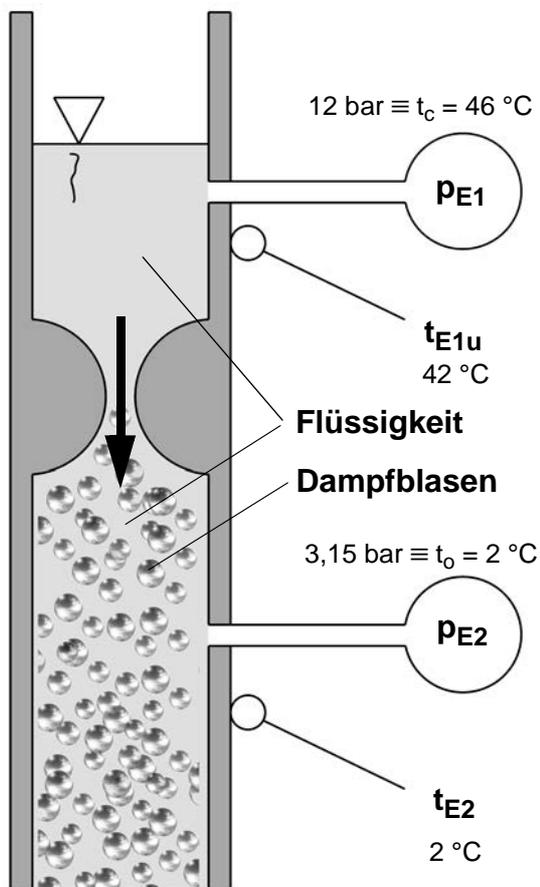


Bild 3-9. Entspannungsvorgang von Kältemittelflüssigkeit

Je nach Betriebsweise und Bauart der Kälteanlage ist das geeignete Drosselorgan auszuwählen. Anlagen, die immer unter konstanten Bedingungen arbeiten, können mit einer festen Drossel (Expansionsrohr oder Kapillarrohr) ausgestattet werden. Ergeben sich während des Betriebes größere Laständerungen, so empfiehlt sich der Einsatz eines regelnden Drosselorgans, z. B. ein temperaturgesteuertes Expansionsventil.

Für jeden Betriebspunkt einer Kälteanlage wäre eine spezielle Einstellung des Expansionsorgans notwendig. Da die Ventile nicht ständig nachgestellt werden können (und auch nicht nachgestellt werden sollten), ist die Grundein-

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

4.1 Verdichter

4.1.1 Allgemeines

In kaum einer stationären Kälteanlage unterliegt der Verdichter so extremen äußeren Bedingungen wie in der mobilen Kälteanwendung. Neben Umgebungstemperaturen von ca. -40 °C bis $+120\text{ °C}$ im Fahrzeug und Drehzahlen von ca. 700 bis $9\,000\text{ min}^{-1}$ bei Pkw sowie 500 bis $3\,500\text{ min}^{-1}$ bei Lkw's und Bussen wird der Verdichter bei den nicht-leistungsgeregelten Ausführungen durch häufige Ein-/Ausschaltzyklen mit einem „Hochfahren“ in Bruchteilen von Sekunden stark belastet.

In der mobilen Kälteanwendung wurden nahezu alle bekannten Verdichter-Bauarten erprobt und zum Teil auch eingesetzt. Neben dem - immer noch am meisten verbreiteten - Hubkolbenverdichter (Taumelscheibenverdichter oder Tauchkolbenverdichter) werden auch Flügelzellen, Scroll- (Spiralverdichter) und Schraubenverdichter eingesetzt.

Seit ca. 15 Jahren werden in der Leistung regelbare Verdichter entwickelt, die technologisch hochentwickelte Produkte darstellen. Bedenkt man, dass der Anwender vor 1980 nur die Wahl hatte zwischen dem pulsationsstarken 2-Zylinder-Verdichter, Fabrikat YORK, dem 4-Zylinder-Radialverdichter von DELCO und dem 16 kg schweren 6-Zylinder-Taumelscheibenverdichter von FRIGIDAIR, so sind auf dem Gebiet der Pkw-Klimaverdichter sehr große Entwicklungssprünge erzielt worden.

Die wesentlichsten Anforderungen an Kältemittel-Verdichter für die mobile Kälteanwendung sind:

- große Kälteleistung bei kleinen Drehzahlen (Idle-Bedingung)
- klein und leicht, dennoch sollen große Volumina gefördert werden
- gleichmäßiger Drehmomentverlauf, geringe Einschaltmomente, pulsationsarm und lauffähig
- drehzahlfest bis ca. $9\,000\text{ min}^{-1}$ (Pkw) oder bis ca. $3\,500\text{ min}^{-1}$ (Bus)
- unempfindlich gegenüber höheren Umgebungstemperaturen (bis zu 120 °C)
- unempfindlich gegenüber angesaugter Kältemittelflüssigkeit („Flüssigkeitsschläge“)
- in der Leistung stufenlos regelbar, am besten von außen („extern“) ansteuerbar
- preisgünstig und langlebig
- geringe Leistungsaufnahme und damit hohe Leistungszahl
- unempfindlich gegen zurückkondensiertes Kältemittel im Zylinderkopf

Da sich diese Forderungen zum Teil widersprechen, kann keine Verdichter-Bauart alle Punkte erfüllen.

Ein Hubkolbenverdichter liefert bei Idle-Bedingungen (Leerlaufdrehzahl $700 - 800\text{ min}^{-1}$) eine höhere Kälteleistung als ein Scrollverdichter.

Ein Scrollverdichter kann dagegen problemlos mit hohen Drehzahlen betrieben werden, hat ein gutes Liefergradverhalten, einen relativ gleichmäßigen Drehmomentenverlauf und ist unempfindlicher gegenüber unverdampfter Kältemittel-Flüssigkeit.

Eine große Kälteleistung im Leerlauf verlangt einen großen Kältemittelmassenstrom, wie er nur durch einen Verdichter mit großem Hubvolumen oder durch höhere Drehzahlen (Übersetzung $> 1 : 1$) erreicht werden kann. Entweder ist der großvolumige Verdichter bei höheren Drehzahlen überdimensioniert oder der Verdichter dreht bei einem höheren Übersetzungsverhältnis extrem hoch, was die Dauerfestigkeit gefährdet.

Generell ist die Wahl des Verdichters stets ein Kompromiss aus mehreren Zielvorstellungen.

4.1.2 Hubkolbenverdichter

Nachteilig bei dieser Bauart sind die oszillierenden Massen des Triebwerks (Kolben- und Pleuelstange). Hinzu kommt der stets vorhandene schädliche Raum im Bereich des oberen Totpunktes. Dieser hat Einfluß auf den Liefergrad und bietet andererseits nicht genügend Platz, wenn flüssiges Kältemittel angesaugt wird. Ein weiterer Nachteil sind die Arbeitsventile auf der Saug- und Druckseite, die einen Widerstand darstellen und deren Federspannung überwunden werden muss (negativer Einfluß auf den Liefergrad).

Der **Vorteil** des Hubkolbenverdichters ist sein relativ hoher Liefergrad bei niedrigen Drehzahlen (bei hohen Drehzahlen wirken sich die Arbeitsventile negativ aus). Dies bedeutet gleichzeitig eine größtmögliche Kälteleistung bei Leerlauf-Bedingungen. Hier hat der Hubkolbenverdichter seine größte Stärke und wird häufig aus diesem Grund den anderen Verdichter-Bauarten vorgezogen.

In den Bereichen der Pkw- und Nutzfahrzeug-Klimatisierung werden **Axialkolbenverdichter** (Taumelscheibenverdichter), bei Bussen oder sonstigen Anlagen, die eine größere Kälteleistung erfordern werden **Tauchkolbenverdichter** eingesetzt.

Bei Tauchkolbenverdichtern ist der Kolben direkt über die Pleuel mit der Pleuelwelle verbunden. Bei Axialkolbenverdichtern sind die Pleuel an einer Taumelscheibe befestigt.

Das nachfolgende Bild zeigt einen Schnitt eines offenen Hubkolbenverdichters (Tauchkolbenverdichter).

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

4.1.2.1 Tauchkolbenverdichter

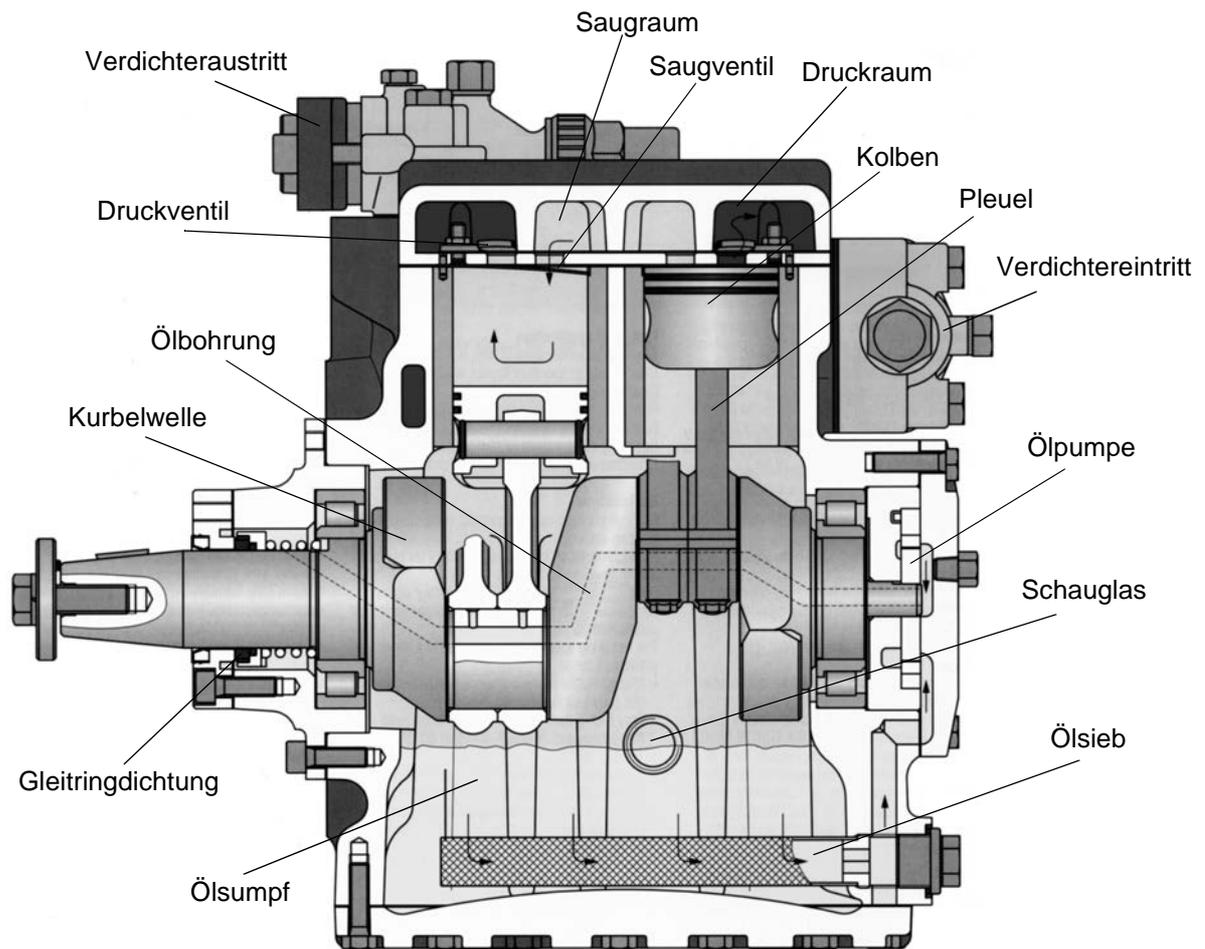


Bild 4-1. Offener Tauchkolbenverdichter, schematisch, Fa. Bock



Bild 4-2. Tauchkolbenverdichter FK 40 der Fa. Bock

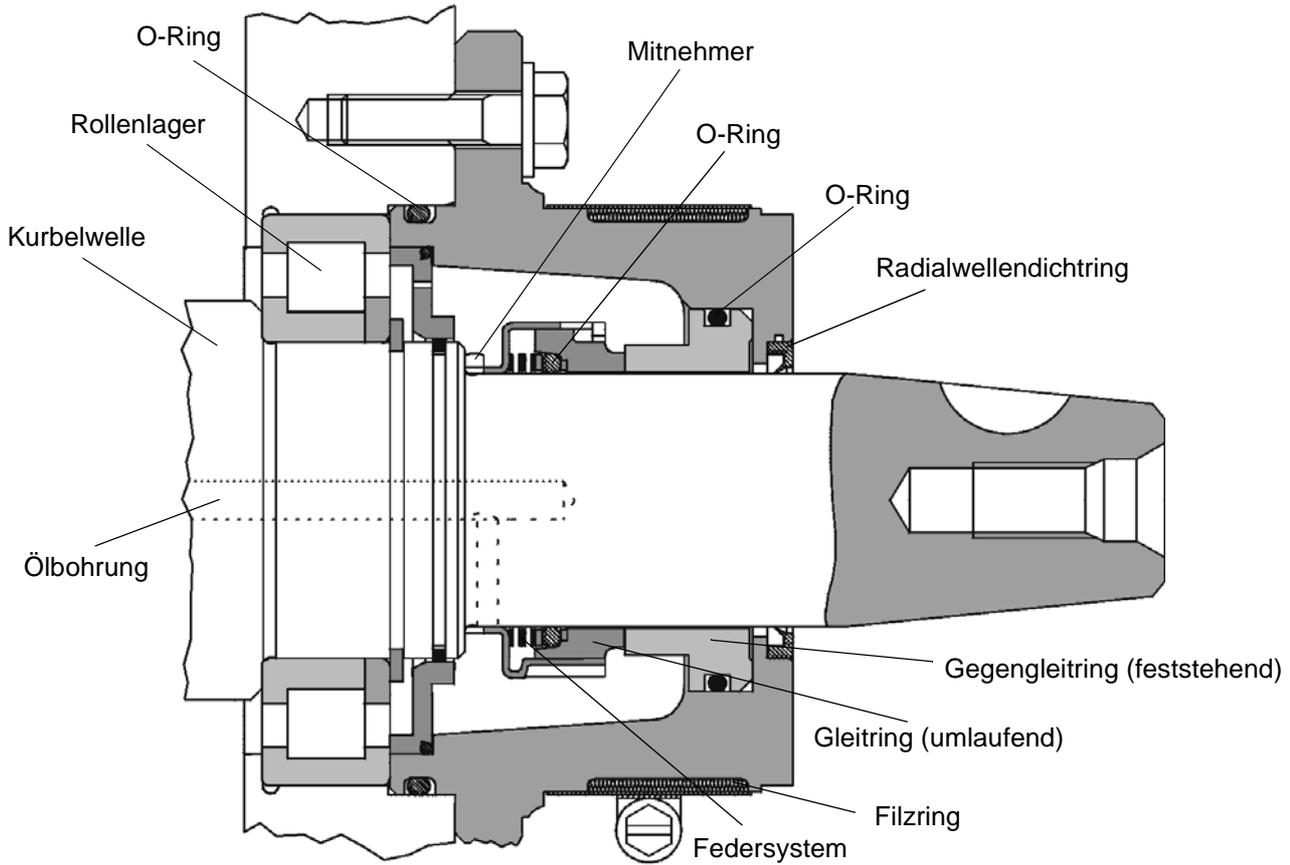


Bild 4-3. Gleitringdichtung der Wellendurchführung eines offenen Verdichters der Fa. Bitzer

Der Abgebildete Verdichter besitzt eine nach außen geführte Antriebswelle. Die Art des Antriebs kann je nach Einsatzfall frei gewählt werden. Damit ist diese Bauart universell einsetzbar.

Nachteilig wirkt sich die Gleitringdichtung der Antriebswelle, an der immer kleine Leckagen, sowohl von Öl als auch von Kältemittel auftreten, aus. Das obige Bild zeigt den Aufbau der Wellenabdichtung eines offenen Verdichters.

Gleitringdichtungen für Kältemittelverdichter bestehen aus einem Federsystem, einem umlaufenden Gleitring und einem feststehenden Gegengleitring. Statt einem Federsystem werden auch Metallfaltenbälge eingesetzt.

Das Federsystem und der Gleitring sind auf der Welle umlaufend angeordnet. Der Gegengleitring wird im Gehäusedeckel eingelagert, mittels O-Ring erfolgt die Abdichtung nach außen. Für die Abdichtung innerhalb des Federsystems sowie zwischen Federsystem und Welle werden sowohl Profil- als auch O-Ringe verwendet.

Zur Abdichtung der Gleitringe ist eine ausreichende Ölversorgung notwendig. Der Gleitring wird durch das Federsystem auf den Gegengleitring gedrückt. Durch den Druck im Verdichtergehäuse wird Öl in den Spalt zwischen die Gleitringe gepresst (hydrostatisches Lager). Zudem wird durch die tangentielle Gleitbewegung der wel-

ligen Dichtflächen weiteres Öl in das Lager geschleppt (hydrodynamisches Lager). Die Gleitringe sind durch einen dünnen Ölfilm voneinander getrennt und abgedichtet. Da für die Abdichtung ein kleiner Ölstrom notwendig ist wird keine vollständige Dichtheit erreicht. Das ausgetretene Öl wird durch den Radialwellendichtring zurückgehalten und strömt über eine Bohrung unter den Filzring. Dieser nimmt das ausgetretene Öl auf und verhindert somit Verschmutzungen am Verdichter.

4.1.2.2 Axialkolbenverdichter

Der Tauchkolbenverdichter verursacht aufgrund seiner geringen Zylinderzahl starke Pulsationen in den Kältemittelleitungen. Zudem ist die Drehzahl durch die hohen oszillierenden Massen begrenzt. Da im Pkw-Bereich starke Anforderungen an die Laufruhe der Kälteanlage vorliegen, wurde versucht die Zylinderzahl des Verdichters zu erhöhen. Der Axialkolbenverdichter (Taumelscheibenverdichter) bietet durch seinen Aufbau die Möglichkeit sehr kompakte, drehzahlfeste Verdichter mit hoher Zylinderzahl (bis zu 10) herzustellen.

Der Axialkolbenverdichter wird zumeist mit einem Keilriemen vom Fahrzeugmotor angetrieben. Bei unregelmäßigen Verdichtern ist die Riemenscheibe über eine Elektromagnetkupplung mit der Verdichterwelle verbunden. Bei moderneren Verdichtern mit Leistungsregelung wird diese Kupplung teilweise weggelassen.

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

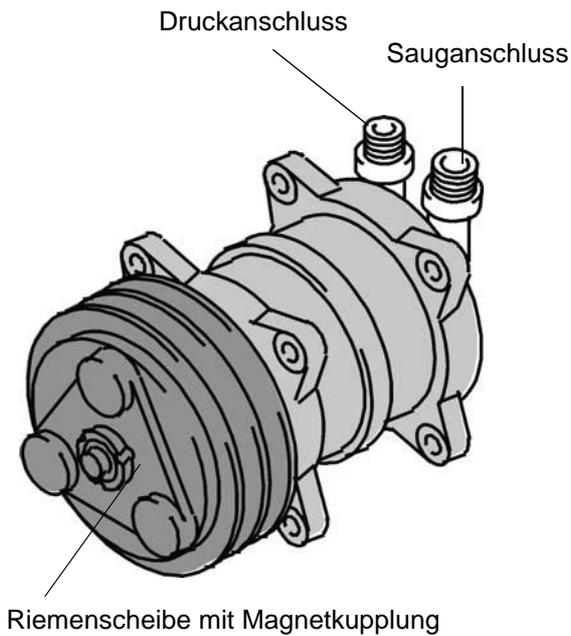


Bild 4-4. Axialkolbenverdichter

Bild 4-5 zeigt einen einfach wirkenden (die Kolben fördern nur in eine Richtung) Axialkolbenverdichter mit feststehender Taumelscheibe.

Der Verdichter besitzt mehrere Kolben, deren axiale Bewegung mit Hilfe der mit der Verdichterwelle verbundenen Taumelscheibe erzeugt wird. Auf dem Zylinderkopf sind pro Zylinder zwei selbsttätig arbeitende Ventile vorhanden. Diese Ventile sind so ausgeführt, dass sie sowohl im Ansaug- als auch im Ausstoßtakt den Kältemittelstrom selbständig leiten.

Die Schmierung erfolgt durch den Druckunterschied zwischen dem im Gehäuse des Verdichters befindlichen Druck und dem vom Ansaugen vorhandenen Druck, durch das von den sich drehenden Bauteilen verursachte Schleudern des Öls und durch das im Kältemittelstrom mitgeführte Öl.

4.1.3 Flügelzellenverdichter

Die genormte Bezeichnung lautet „Drehschieber-Verdichter“. Flügelzellenverdichter sind eher für kleinere, Taumelscheibenverdichter für größere Kälteleistungen geeignet. Flügelzellenverdichter gibt es mit einem Hubraum von 50 bis 150 cm³, Taumelscheibenverdichter zwischen 150 bis 200 cm³. Es gibt Flügelzellenverdichter mit 3, 4 oder 5 Flügeln. Die 5flügelige Ausführung hat ein Laufverhalten wie ein 10-Zylinder-Hubkolbenverdichter, eine 3flügelige Ausführung entspricht einem 6-Zylinder-Hubkolbenverdichter. Sie sind drehzahlfest bis ca. 8 000 min⁻¹, kurzzeitig auch bis 9 000 min⁻¹ und bieten eine hohe Laufruhe.

Arbeitsweise

In einem zylindrischen Gehäuse dreht sich der Läufer um eine zur Zylinderachse exzentrische Achse. Zur Unterteilung des sichelförmigen Arbeitsraumes trägt der Läufer bewegliche Schieber (Flügel), die sich durch Fliehkraftwirkung dichtend an die Gehäusewand legen. Um das Rückwärtslaufen des Verdichters beim Abschalten zu verhindern, ist häufig ein Rückschlagventil eingebaut.

Bild 4-6 zeigt einen Flügelzellenverdichter mit 5 Flügeln und ovalem Mantel, der zweiflutig betrieben wird.

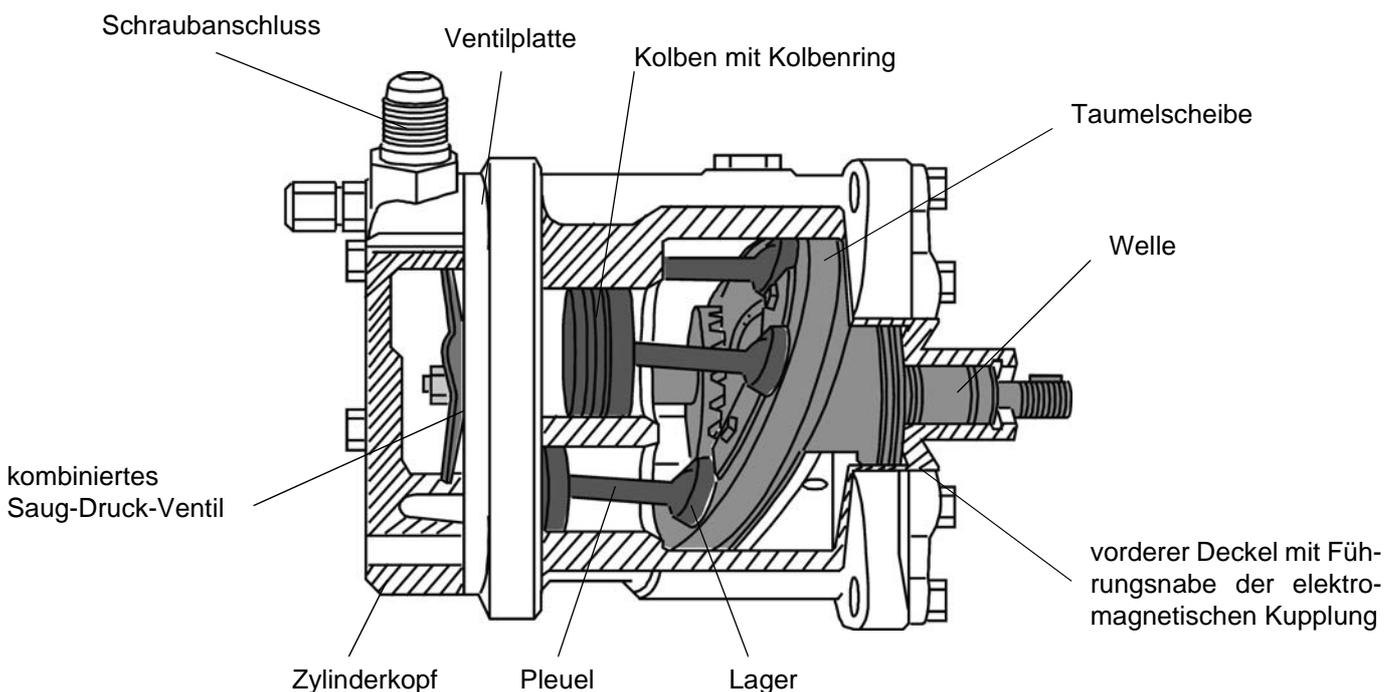


Bild 4-5. Schnitt durch einen Axialkolbenverdichter

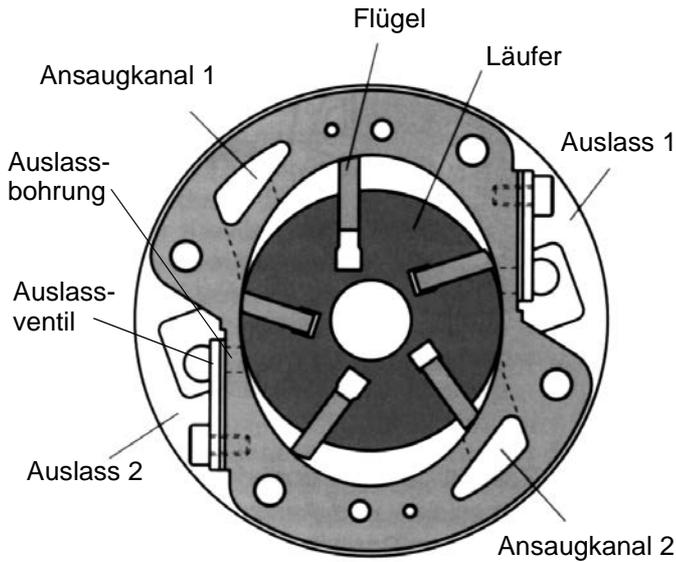


Bild 4-6. Flügelzellenverdichter mit 5 Flügeln

Vorteilhaft beim Flügelzellenverdichter ist der sehr gute Massenausgleich, der hohe Drehzahlen bei guter Laufruhe möglich macht. Da die Flügel erst bei höheren Drehzahlen abdichten können, läuft der Verdichter entlastet an. Zudem ist diese Bauform kompakter als ein vergleichbarer Taumelscheibenverdichter.

Nachteilig wirkt sich die auf Grund des Konstruktionsprinzips notwendige höhere Antriebsenergie (höhere Reibungs- und Dichtheitsverluste) aus. Da diese Verluste in Wärme umgewandelt werden, ist die Verdichtungsendtemperatur höher als beim Taumelscheiben- oder Scrollverdichter. Um eine gute Abdichtung zu erreichen, werden Flügelzellenverdichter mit höheren Ölteilen (bis zu 10 % Öl im Kältemittel) und höher viskosen Schmierstoffen betrieben. Ein hoher Ölteil im Kreislauf verschlechtert die Wärmeübergangsverhältnisse in den Wärmeaustauschern. Um diesen Ölteil zu senken ist im Verdichter häufig ein Ölabscheider integriert.

4.1.4 Scrollverdichter

Der Scroll ist ein einfaches Verdichtungskonzept, das 1905 erstmals patentiert wurde. Ein Scroll ist eine Evolventenspirale, die bei Paarung mit einer dazu passenden Scrollform zwischen den beiden Elementen eine Reihe sichelförmiger Gastaschen bildet.

Arbeitsweise

Beim Verdichten bleibt eine Spirale stationär (fester Scroll), während die andere Spirale die erste Form umkreist (nicht rotiert!). Im Verlauf dieser Bewegung werden die Gastaschen zwischen den beiden Formen langsam zum Mittelpunkt der beiden Spiralen verschoben, wobei zugleich ihr Volumen abnimmt. Wenn die Tasche den Mittelpunkt der Scrollformen erreicht, wird das nun

unter hohem Druck stehende Gas durch einen dort angeordneten Auslass abgeleitet. Da gleichzeitig mehrere Gastaschen verdichtet werden, ergibt sich ein sehr gleichmäßiger Prozess. Sowohl der Ansaugvorgang (am Außenteil der Spiralen) als auch der Ausströmvorgang (am Innenteil) sind nahezu kontinuierlich.

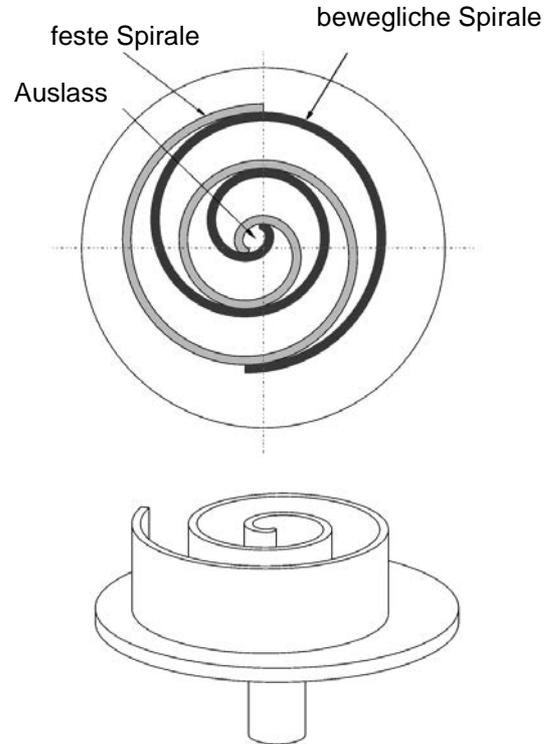


Bild 4-7. Scrollverdichter

Verdichtungsablauf

In Bild 4-8 ist der Ablauf der Verdichtung detailliert abgebildet.

- 1 Die Verdichtung entsteht durch das Zusammenwirken einer umlaufenden und einer stationären Spirale. Während eine Spirale umläuft, tritt in die Öffnungen am Außenrand Gas ein.
- 2 Die Einströmöffnungen schließen sich während das Gas in die Spiralen hineingezogen wird.
- 3/4 Während die Spirale weiter umläuft wird das Gas in zwei immer kleiner werdenden Taschen verdichtet.
- 5/6 Wenn das Gas schließlich zu der in der Mitte gelegenen Öffnung gelangt ist der Förderdruck erreicht und es wird ausgeschoben.

Tatsächlich befinden sich im Betrieb alle sechs Gastaschen in verschiedenen Verdichtungsstadien, daher sind der Ansaug- und Auslassvorgang nahezu kontinuierlich.

Während des Anlaufens ist ein kurzes metallisches Geräusch zu hören, das durch die anfängliche Berührung

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

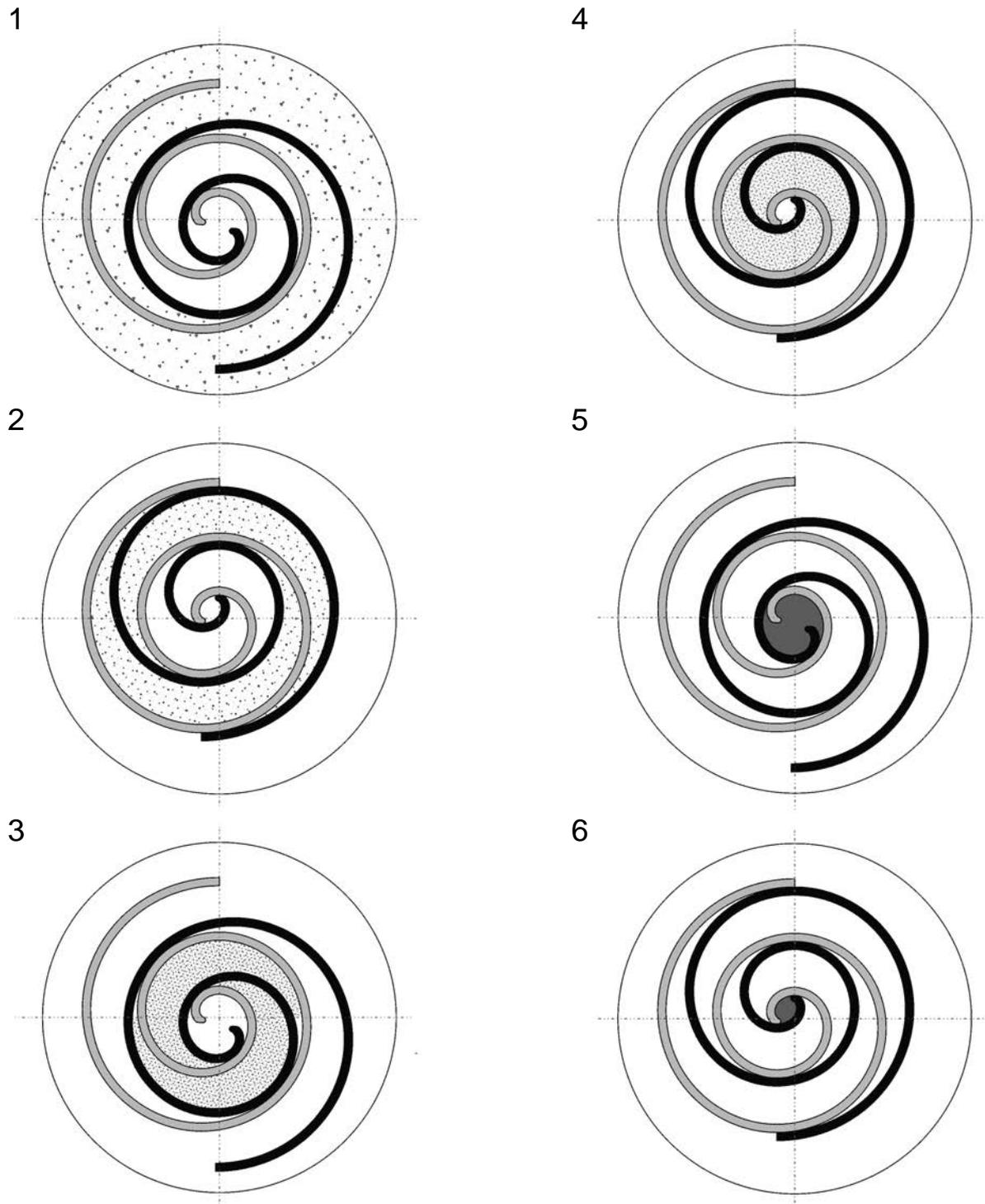


Bild 4-8. Verdichtungsprozess eines Scrollverdichters

der Spiralen verursacht wird. Dies ist normal. Nach dem Abschalten, während sich die internen Drücke ausgleichen, kann der Verdichter für sehr kurze Zeit rückwärts laufen. Um dieses zu verhindern ist in vielen Fällen ein Rückschlagventil eingebaut.

Vorteile

Aufgrund der Konstruktion des Scroll laufen die inneren Verdichtungselemente stets unbelastet an und weisen daher ein ausgezeichnetes Anlaufverhalten auf. Der Scroll benötigt keine Arbeitsventile und erlaubt wesentlich

höhere Drehzahlen als ein Hubkolbenverdichter. Bei vorgegebener Kälteleistung führt das zu kleineren Verdichtern, die preisgünstiger werden und weniger Einbauraum benötigen. Bei höheren Verdampfungstemperaturen und Drehzahlen ist ein guter Wirkungsgrad erreichbar.

Durch fehlende Arbeitsventile und - bei manchen Ausführungen - die Möglichkeit der axialen und radialen Verschiebbarkeit der Spirale ist diese Verdichterbauart unempfindlicher gegen Nassansaugen und Schmutzpartikel.

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Nachteile

Ein wesentlicher Nachteil des Scrollverdichters besteht in seinem Liefergradabfall bei geringeren Verdichterdrehzahlen. Um den damit verbundenen Kälteleistungsabfall zu kompensieren muss der Scrollverdichter bei Motorleerlauf mit mehr als 1,5facher Übersetzung betrieben werden. Bei hoher Motordrehzahl ergeben sich dabei Verdichterdrehzahlen über $10\,000\text{ min}^{-1}$.

4.1.5 Schraubenverdichter

In den letzten Jahren fand eine rasante Entwicklung auf dem Gebiet der Schraubenverdichter statt. Oberhalb von ca. 20 kW Kälteleistung wird diese Bauart zunehmend im Klimabereich eingesetzt. Im Busbereich findet dieser Verdichter ebenfalls Verwendung.

Der zweiwellige Schraubenverdichter hat zwei unterschiedlich geformte Rotoren (Drehkolben), die in einem eng umschlossenen Gehäuse berührungsfrei umlaufen. Der Hauptläufer hat im Stirnschnitt konvex gestaltete Zähne, der Nebeläufer konkav geformte Zähne. Die heute allgemein übliche Zähnekombination besteht aus 4 Zähnen am Haupt- und 6 Zähnen am Nebeläufer. Bei einer Drehung der Rotoren werden die Zahnflächenräume infolge ihrer Schraubenform verändert, und zwar so, dass

sie auf der einen Seite vergrößert (Ansaugen), und auf der anderen verkleinert (Verdichten und Ausschleiben) werden. Die Höhe der Verdichtung ist durch fest eingebaute Steuerkanten gegeben. Da die Schrauben gegeneinander mit Öl abgedichtet werden, gelangt sehr viel Öl in den Kreislauf. Es wird meist über einen internen Ölabscheider zurückgehalten.

Es gibt auch einwellige Schraubenverdichter, die aus einem Schraubenrotor und zwei gezahnten Tellern bestehen.

Vorteile

- hohe Drehzahl möglich
- Druckverhältnis 25 - 30 möglich
- geringe Anzahl von bewegten Teilen
- keine Ventile
- keine Massenunwucht, weniger Vibrationen
- geringeres Gewicht
- kleinere Bauform
- bei Einsatz im optimalen Druckverhältnis höchste Leistungszahlen

Nachteile

- zur Abdichtung Öleinspritzung notwendig, somit hoher Energiebedarf
- schlechtes Teillastverhalten

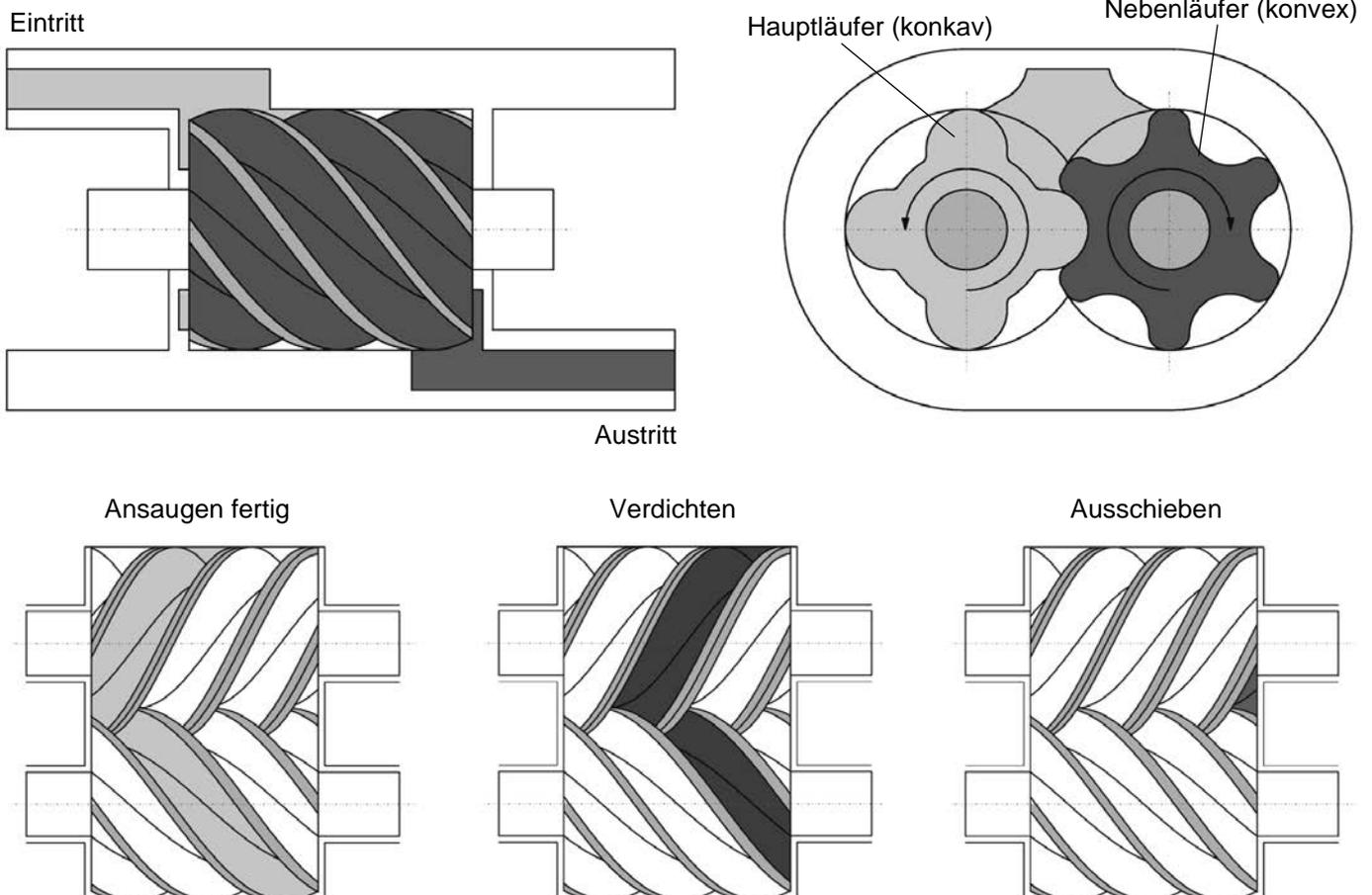


Bild 4-9. Schraubenverdichter, schematisch

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

4.1.6 Verdichterantrieb

Offene Verdichter erfordern einen Antrieb über eine Kupplung oder einen Riementrieb von Elektro-, Verbrennungs-, oder Hydraulikmotoren. Für ein zuverlässiges Zusammenspiel von Verdichter und Motor kommt der guten **Ausrichtung** der Wellenenden zueinander (fluchtend bei Kupplungsbetrieb, parallel bei Riementrieb) große Bedeutung zu. Bei Hubkolbenverdichtern ist, je nach Zylinderzahl, Leistungsregelungsart und Einsatzbereich, verdichterseitig ein Schwungmoment vorzusehen. Dieses ist bei Keilriemenscheiben durch den erforderlichen Rillenkranz meist ausreichend vorhanden.

Als Riemenscheibe werden entweder Keilriemenscheiben (1 oder 2 Rillen) oder Keilrippenscheiben (normalerweise 3 - 8 Rillen) eingesetzt.

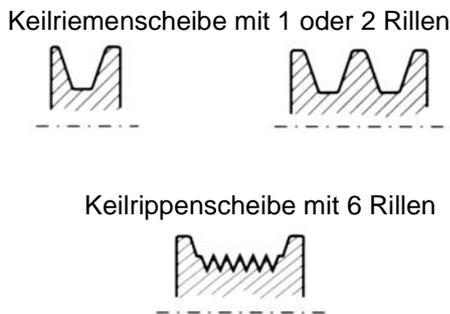


Bild 4-10. Riemenscheiben-Typen

Bei der **Riemenvorspannung** sind die vom Verdichthersteller angegebenen Werte unbedingt zu beachten. Im Beispiel von Bild 4-11 darf die durch Riemenvorspannung aufgebrachte Kraft am Kraftangriffspunkt $F_{\max} = 2\,750\text{ N}$ nicht überschreiten. Verschiebt sich der Kraftangriffspunkt nach vorne (L_1) verringert sich die maximal zulässige Kraft je nach Abstand des Kraftangriffspunktes.

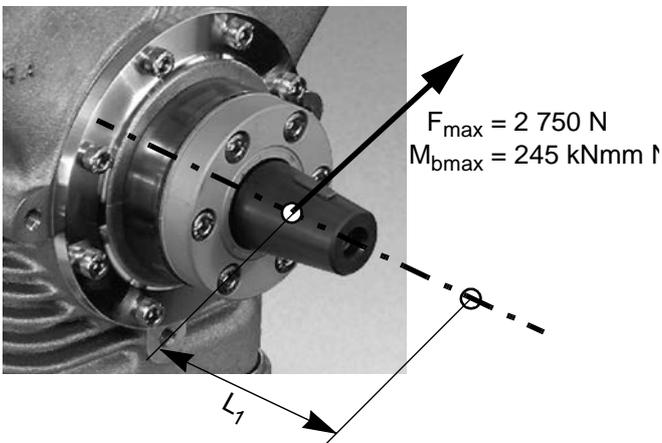
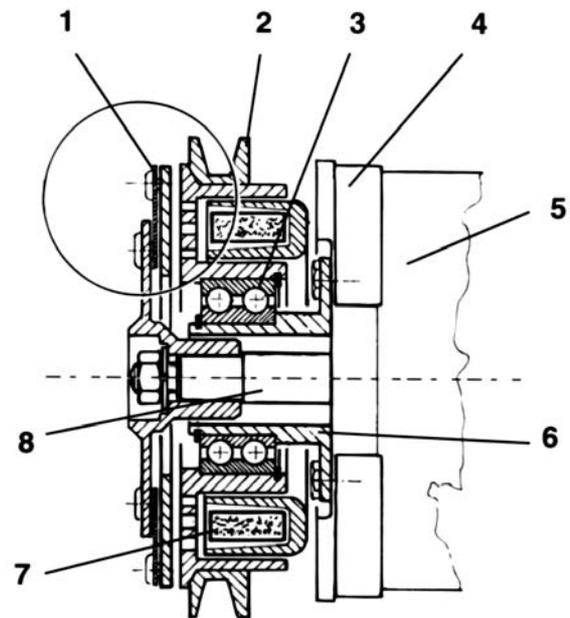


Bild 4-11. Riemenvorspannung (Fa. Bock)

Die Riemenvorspannung muss nach einer gewissen Einlaufzeit nochmals überprüft werden. Die Verdichterwelle darf nur in die vom Hersteller zugelassenen Richtungen

belastet werden. Die Riemenscheibe sollte möglichst dicht am Verdichtlerlager montiert werden, um die Lagerbelastung zu minimieren. Bei unsachgemäß ausgeführten Riementrieben, Rienschlägen oder zu hohen Spannkraften besteht die Gefahr von Verdichterschäden.

Bild 4-12 zeigt eine unbetätigte **Magnetkupplung** im Querschnitt. Ist die Spule (7) nicht mit Betriebsspannung versorgt, gibt es keinen Kontakt zwischen der Kupplungsfrontplatte (1) und der Riemenscheibe (2). Eine Feder drückt die Frontplatte weg von der Riemenscheibe. Die Riemenscheibe dreht sich mit dem Lager (3) im Leerlauf, der Verdichter arbeitet nicht. Wird die Spule mit Betriebsspannung (12 oder 24 V) versorgt, entsteht ein Magnetfeld, das die Kupplungsfrontplatte anzieht. Die Frontplatte und somit die Verdichterwelle (8) wird von der Riemenscheibe mitgenommen, der Verdichter läuft an.



- | | |
|------------------------|--------------------|
| 1 Kupplungsfrontplatte | 5 Verdichterkörper |
| 2 Riemenscheibe | 6 Lageraufnahme |
| 3 Lager | 7 Spule |
| 4 Verdichterkopf | 8 Verdichterwelle |

Bild 4-12. Magnetkupplung

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Bei aktivierter Klimaanlage wird die Magnetkupplung vom Vereisungsschutzthermostaten oder Druckreglern gesteuert.

Im Allgemeinen ist die Magnetkupplung für die gesamte Betriebsdauer des Verdichters ausgelegt. Zu geringe Anschlussspannung (zu geringe Spulenkraft), übermäßiger Druck in der Klimaanlage (häufiges Schalten der Druckregler), överschmierte Oberflächen oder eine falsche Einstellung des Spiels zwischen Riemen- und Mitnehmerscheibe führen zum Rutschen und frühzeitigem Verschleissen der Magnetkupplung.

4.2 Verflüssiger

Der Verflüssiger besteht aus Rohren und Lamellen, die fest miteinander verbunden sind, damit eine große Wärmeaustauschfläche und ein möglichst guter Wärmeübergang erreicht werden. Die Belüftung wird durch Lüfter oder Fahrtwind erreicht.

4.2.1 Verflüssiger ohne Unterkühler

Eine häufige Verflüssigerbauart ist der **Rohr-Lamellenverflüssiger**. Die Rohre bestehen je nach Einsatzfall aus Aluminium oder Kupfer, die Lamellen aus Aluminium.

Damit sich die beim Kondensieren entstehende Kältemittelflüssigkeit unten im Wärmeaustauscher sammeln kann und dem Expansionsventil reine Flüssigkeit zugeführt wird, ist der Kältemittelintritt in den Verflüssiger immer oben angeordnet. Der Austrittsanschluss ist zumeist etwas kleiner als der Eintrittsanschluss, da das flüssige Kältemittel eine größere Dichte aufweist.

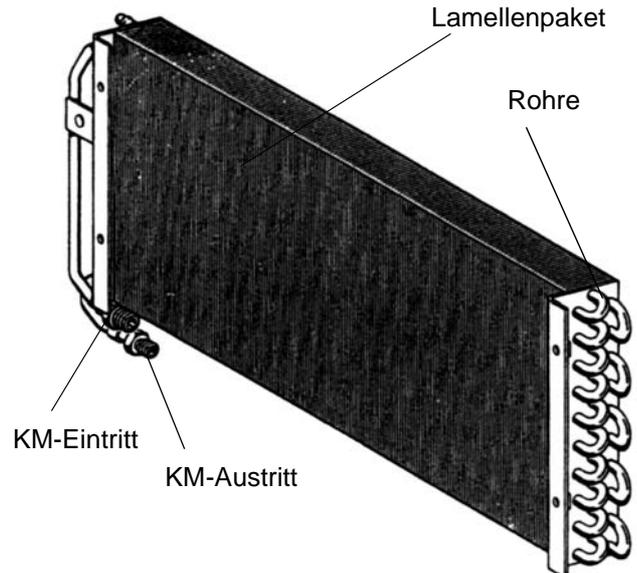


Bild 4-13. Rohr-Lamellenwärmeaustauscher

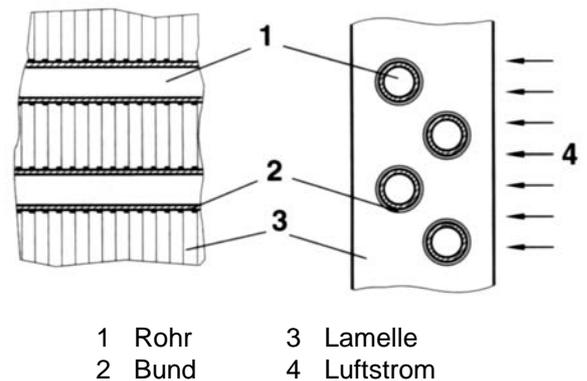


Bild 4-14. Aufbau des Rohr-Lamellenverflüssigers

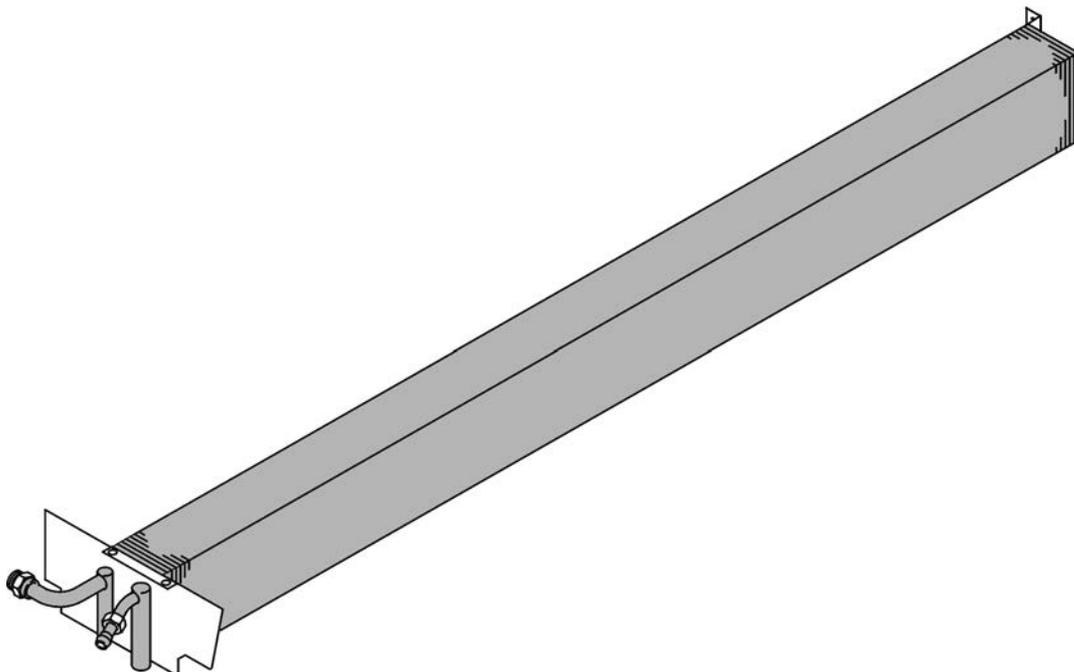


Bild 4-15. Beispiel eines Bus-Verflüssigers

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

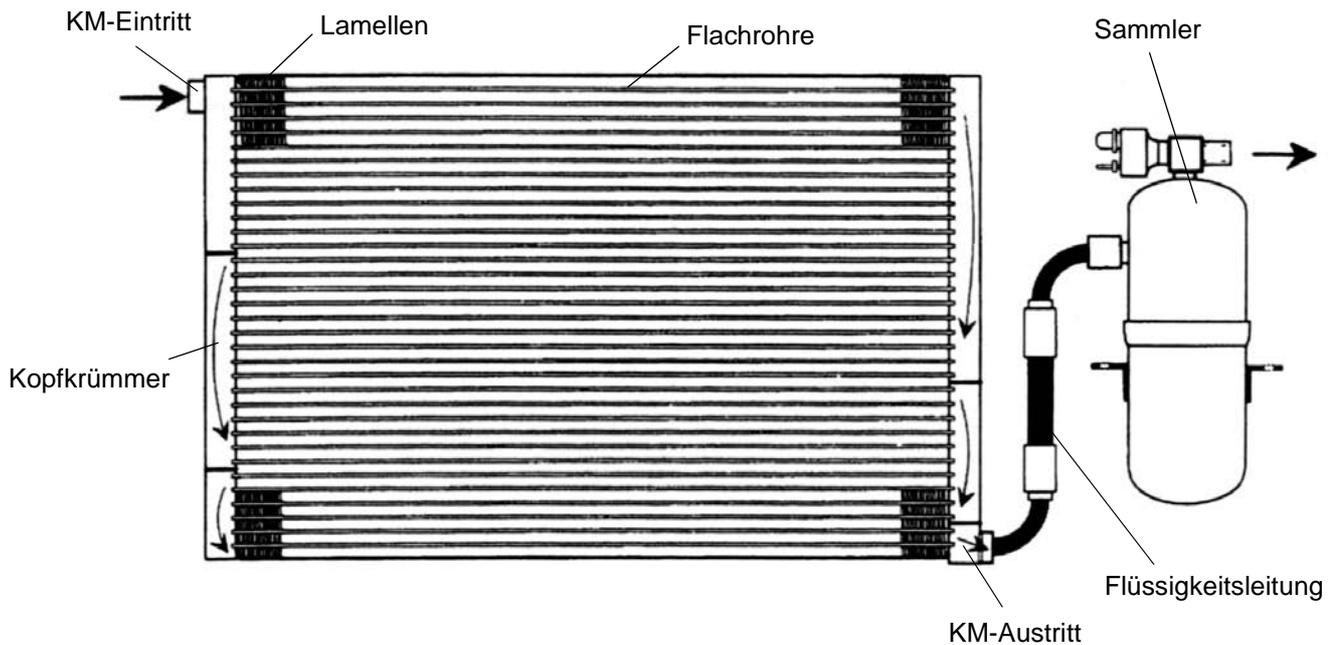


Bild 4-16. Paralleldurchfluss-Verflüssiger

In der Pkw-Klimatisierung werden neuerdings **Parallel-flow-Verflüssiger** (Paralleldurchfluss-Verflüssiger) verwendet (siehe Bild 4-16). Diese bestehen komplett aus Aluminium.

Das Kältemittel wird zunächst verteilt und fließt dann durch mehrere parallelliegende Flachrohre. In den Kopfkrümmern wird es gesammelt, umgelenkt und auf die nächsten Flachrohre verteilt. Um eine hohe Strömungsgeschwindigkeit zu gewährleisten wird der Strömungsquerschnitt gegen Verflüssigerende immer kleiner.

4.2.2 Verflüssiger mit Unterkühler

Da der Wärmeübergang in der Unterkühlungszone des Verflüssigers relativ schlecht ist, ist es sinnvoll die Unterkühlungszone im Verflüssiger entfallen zu lassen. Dies ist durch den Einbau eines Hochdrucksammlers möglich (siehe Bild 4-16). Dieser trennt die Kältemittelflüssigkeit von den restlichen Dampfblasen und garantiert somit eine Flüssigkeitsvorlage vor dem Expansionsventil.

Ohne Sammler müsste die Flüssigkeitsvorlage durch Kältemittelrückstau in den Verflüssiger (Unterkühlung) garantiert werden. Durch die zurückgestaute Kältemittelflüssigkeit reduziert sich allerdings die zum Verflüssigen nutzbare Wärmeaustauscherfläche, der Verflüssigungsdruck steigt an, Anlagenleistung und -wirkungsgrad sinken.

Häufig werden Anlagen mit Sammler soweit überfüllt, dass trotz Sammler eine Unterkühlung entsteht. Der Sammler dient dann nur als Pufferspeicher für mögliche Kältemittelleckagen. Durch diese Unterkühlung kann die Anlagenleistung meist nicht verbessert werden.

Der Verflüssiger mit Unterkühler bietet die Möglichkeit durch Unterkühlung die Anlagenleistung zu verbessern. Am Verflüssigeraustritt muss die Kältemittelflüssigkeit durch einen Sammelbehälter oder ein Sammelrohr vom restlichen Kältemitteldampf getrennt werden. Die Flüssigkeit wird danach erneut durch das Wärmeaustauscherpaket geleitet und dabei unterkühlt. Die Phasentrennung ist notwendig, da sich sonst die Verflüssigungszone in den Unterkühler verlagert und somit keine Unterkühlung möglich wird.

Die Verflüssigerfläche steht vollständig zur Enthüllung und Verflüssigung zur Verfügung. Eine höhere Kältelei-

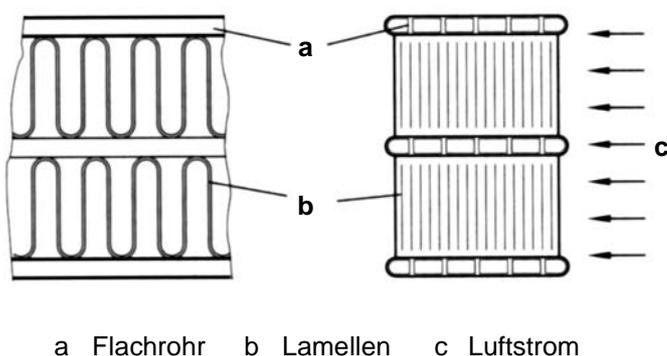


Bild 4-17. Aufbau des Paralleldurchfluss-Verflüssigers

Diese Technik gestattet bei gleichem Raumbedarf einen höheren Wärmeaustausch gegenüber den herkömmlichen Rohr-Lamellenwärmeaustauschern.

Für die einwandfreie Funktion des Verflüssigers ist ein ausreichender Kühlluftstrom und eine saubere Oberfläche notwendig.

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

stung und ein besserer Anlagenwirkungsgrad können erreicht werden.

Soll kein separater Sammler eingebaut werden, besteht die Möglichkeit die Phasentrennung in einem etwas größeren Sammelrohr des Verflüssigers herbeizuführen und die Flüssigkeit dann durch das Wärmeaustauscherpaket zu leiten.

4.2.3 Lüfter

Als Verflüssigerlüfter werden je nach Einsatzfall Axial- oder Radialventilatoren eingesetzt.

Axialventilatoren sind nur einsetzbar, wenn luftseitig geringe Widerstände zu überwinden sind, wie z. B. bei freiem Ansaugen und Ausblasen der Luft und nicht zu tiefem Lamellenpaket und nicht zu engem Rohrabstand.



Bild 4-18. Axialventilator

Die Einbauvorschriften wie ausreichender Abstand zum Lamellenpaket, Einlauftrichter sowie strömungstechnisch günstig gestalteter Berührungsschutz sind einzuhalten.

Radialventilatoren sind für größere luftseitige Druckdifferenzen (Luftfilter, Luftverteilungssystem) geeignet. Es können kompakte Verdampfer mit tieferen Lamellenpaketen (mehr als 4 bis 5 Rohrreihen) verwendet werden.

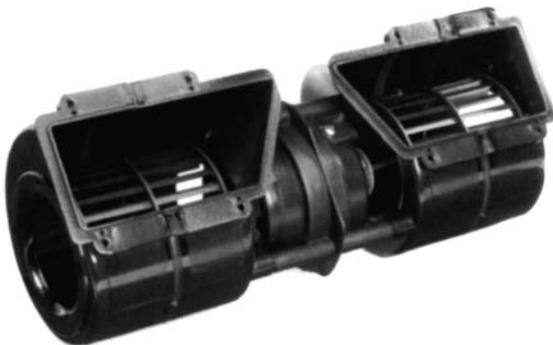


Bild 4-19. Radialventilator mit 2 Lüftern

Die Auswirkung der Verschmutzung des Lamellenpaketes auf den geförderten Luftvolumenstrom ist bei Radiallüftern nicht so ausgeprägt wie bei den Axiallüftern.

4.3 Sammler

Die Kälteleistung einer Anlage fällt stark ab, wenn vor dem Expansionsorgan Dampfblasen in der Kältemittelflüssigkeit enthalten sind. Um diesen Zustand auf jeden Fall zu verhindern muss das Kältemittel entweder um einige Kelvin unterkühlt oder der restliche Kältemitteldampf in einem Sammler von der Kältemittelflüssigkeit getrennt werden.

Bei Kälteanlagen mit veränderlicher Betriebsweise, wie z. B. unterschiedliche Verdampfungstemperaturen und Verdichterdrehzahlen ändert sich die KM-Füllmenge im Verdampfer unter Umständen erheblich. Besonders bei Expansionsventilen mit flacher Kennlinie, bzw. MOP-Ventilen, ist eine lastabhängige Füllmenge des Verdampfers zu beobachten. Momentan im Verdampfer nicht benötigtes Kältemittel sollte ohne schädliche Auswirkung auf der Hochdruckseite gelagert werden. Auch diese Situation spricht für den Einsatz eines Hochdrucksammlers.

Eine eventuell weitere Aufgabe hat der Sammler als Vorratsbehälter bei Leckagen zu erfüllen.

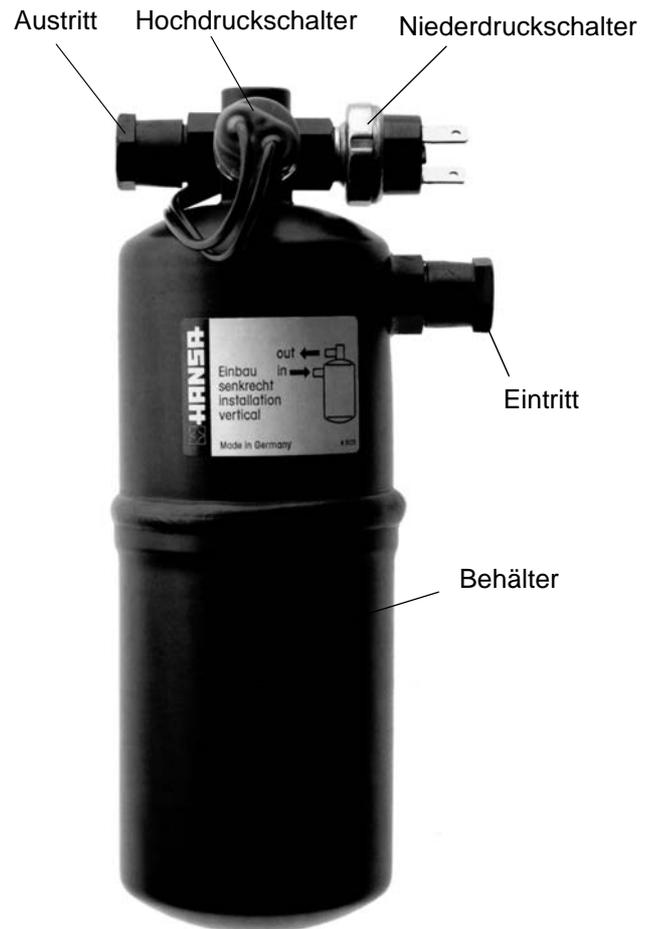


Bild 4-20. Sammler einer Pkw-Kälteanlage

Mit Sammler wird die Unterkühlung bei korrekter Füllmenge nahezu 0 K sein. Bei Druckabfall in der Flüssigkeitsleitung führt das schnell zu einer Dampfblasenbildung. Bei Sammlerbetrieb ist Unterkühlung nur mit einer

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

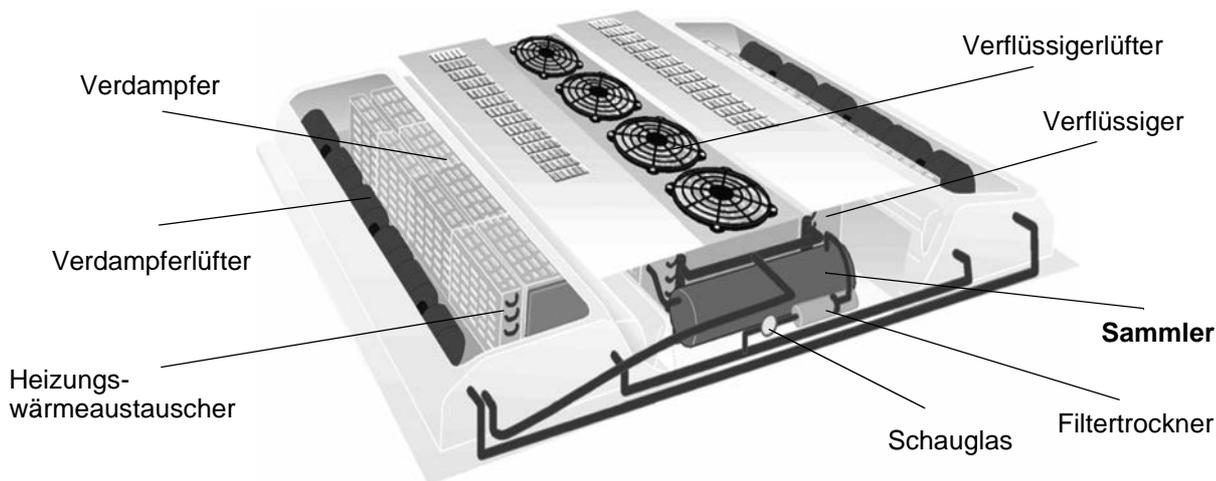


Bild 4-21. Einbaubeispiel des Sammlers einer Bus-Kälteanlage

zusätzlichen Unterkühlungsschlange im Verflüssiger oder Überfüllung möglich.

Funktion

Nassdampf tritt seitlich in den Behälter ein. Die Flüssigkeit setzt sich unten ab und strömt dann über ein Steigrohr zum Expansionsventil. Je nach Bauart sind noch weitere Funktionen in den Sammelbehälter integriert. Der Sammler kann einen Trocknereinsatz (Feuchtigkeitsaufnahme), ein Sieb (Schmutzfilter), unter Umständen zwei Druckschalter (einen zur Abschaltung bei zu hohem Druck und einen zur Abschaltung bei infolge Leckagen zu niedrigem Druck) enthalten. Manche Behälter beinhalten zudem noch ein Schauglas oder das hochdruckseitige Serviceventil.

4.4 Filtertrockner

4.4.1 Aufgaben des Filtertrockners

Die Aufgaben des Filtertrockners im Kältemittelkreislauf sind:

- Bindung von im Kältemittel enthaltenem Wasser
- Bindung von im Kältemittel vorhandener Säure
- Filterung von Schmutz und anderen Fremdkörpern

Selbst bei sorgfältigster Montage, Inbetriebnahme oder Reparatur gerät durch Luft, Kältemittel, Öl und feuchtigkeitsbehaftete Teile (Schläuche) Feuchtigkeit in die Anlage. Es können sich Säuren bilden, die Schäden am Verdichter und Schmierstoff hervorrufen. Wasser begünstigt außerdem katalytische Korrosion (Kupferplattierung) in der Anlage. Schmutz führt zu Verstopfungen im Drosselorgan und zu verstärktem Abrieb im Verdichter. In Verbindung mit Feuchtigkeit begünstigt Schmutz die gefährliche Säurebildung.

4.4.2 Einbau des Filtertrockners

Die Wasseraufnahme eines Filtertrockners hängt von der Temperatur ab. Je tiefer die Temperatur, desto höher die

Wasseraufnahme. Hinsichtlich der Trocknung von Kältemitteln wäre folglich die Einbausituation Saugdampfleitung ideal. Hier ist allerdings die Strömungsgeschwindigkeit wegen der Ölrückführung relativ hoch, so dass sehr großvolumige Filtertrockner notwendig sind, um den Druckverlust in vertretbaren Grenzen zu halten. Daher sollte man Filtertrockner vorrangig in der Flüssigkeitsleitung, also zwischen Verflüssiger und Expansionsorgan einbauen.

Um eine bessere Beaufschlagung zu erzielen, sollte das flüssige Kältemittel den Filtertrockner von oben nach unten durchströmen. Der am Gehäuse aufgedruckte Pfeil muß immer in Strömungsrichtung zeigen. Je geringer die Strömungsgeschwindigkeit, desto größer ist die Verweilzeit des Kältemittels im Filtertrockner und die Entfeuchtungsleistung.

Neben den reinen Filtertrocknern gibt es Kombinationen mit integriertem Schauglas und/oder Flüssigkeitssammler. In der Kapsel ist neben dem Trocknerkern dann ein bestimmtes Leervolumen enthalten, welches zur Aufnahme von flüssigem Kältemittel dient.

Es sind immer dem Kältemittel entsprechende Filtertrockner einzusetzen.

Im geöffneten Zustand entzieht das Trocknermaterial der Umgebungsluft sofort Luftfeuchtigkeit und ist unter Umständen schon gesättigt, ehe es in die Anlage eingebaut wird. Der Filtertrockner sollte daher als letztes Bauteil erst unmittelbar vor der Inbetriebnahme eingebaut werden. Die beiderseitig angebrachten Schutzkappen dürfen erst unmittelbar vor der Montage entfernt werden.

4.4.3 Aufbau des Filtertrockners

Das Trocknungsmaterial wird entweder als lose Schüttung oder gesinterter Festkörper eingesetzt. Bei kleineren Filtertrocknern ist das Material unzugänglich in Metallkapseln eingearbeitet (siehe Bild 4-22). In der „Großkälte“ und bei Reinigungsfiltren verwendet man verschraubte Kapseln, damit gesättigte bzw. verschmutzte Einsätze ausgetauscht werden können.

Zum Trocknen von FCKW-Kältemitteln werden hauptsächlich drei Trocknungsmittel eingesetzt:

- Aluminiumoxyd Al_2O_3
- Silicagel SiO_2
- Lindes-Molekularsieb LMS

Sie unterscheiden sich bezüglich ihres Säure- bzw. Wasserbindungsvermögens. Aluminiumoxid hat ein hohes Säure-, Silicagel ein höheres Wasserbindungsvermögen. LMS hat ein hohes Wasser- und ein mittleres Säurebindungsvermögen. Aus diesem Grund bestehen die Feststoffkerne oft aus zwei oder sogar aus allen drei Stoffen.

Grundsätzlich besteht das Bauteil „Filtertrockner“ aus einem zylindrischen Gehäuse. Meistens befinden sich die Anschlüsse für Kältemittelintritt bzw. -austritt stirnseitig. Im Gehäuse ist mittels einer Druckfeder entweder ein Feststoffeinsatz (gesintert) oder eine Schüttung aus Kügelchen arretiert. Damit keine Trocknerpartikel in den Kältemittelkreislauf gelangen, ist am Austritt des Trockners ein durch ein Lochblech verstärktes Filtergewebe angeordnet. Aus diesem Grund muss der am Gehäuse aufgedruckte Pfeil immer in Flussrichtung des Kältemittels, also in Richtung des Drosselorgans zeigen.

Im abgebildeten Filtertrockner sind alle drei Trocknungsmittel kombiniert eingebaut. Die Haupttrocknung erfolgt durch einen Hohlkörper aus gesinterten Silicagelkörnern. In diesem Hohlkörper sind Molekular-Siebe und Aluminiumoxide abriebfest eingebettet. Diese erzielen die Resttrocknung und die Bindung von Säuren. Die Filterung erfolgt durch den feinporigen Festkörper mit sehr großer Oberfläche.

Die Trocknergröße wird nach der Leistung der Kälteanlage (Kältemittelfüllmenge) bestimmt. Er kann je nach Ausführung 6 - 10 g Wasser aufnehmen.

Wegen Fahrzeugschütterungen oder Motorschwingungen wird das Trocknermaterial stark durch Vibrationen belastet. Das Material darf sich unter diesen Belastungen auf keinen Fall zersetzen.

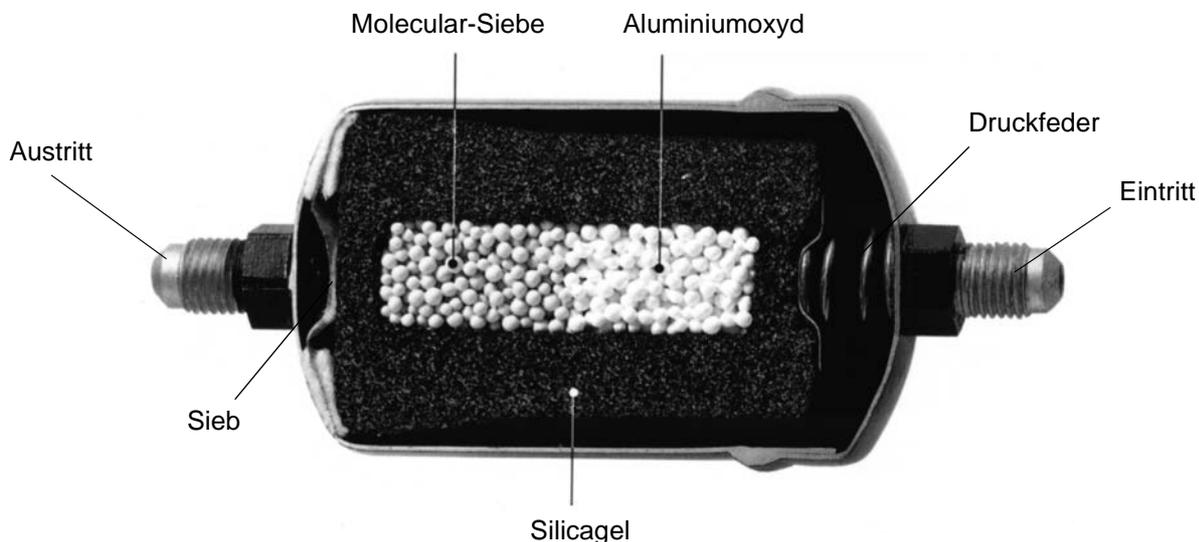


Bild 4-22. Schnitt durch einen Filtertrockner mit Festkörpereinsatz

4.5 Schauglas

Drosselorgane können nur dann einwandfrei funktionieren, wenn flüssiges Kältemittel zur Expansion ansteht. Dies ist ohne Flüssigkeitssammler nur der Fall, wenn das Kältemittel unterkühlt ist. Zur optischen Kontrolle des Kältemittelzustandes dient das Schauglas. Es wird zweckmäßigerweise unmittelbar vor dem Expansionsorgan in die Flüssigkeitsleitung eingebaut.

Ist das Kältemittel ausreichend unterkühlt, kann man, da Kältemittel farblos ist, im Schauglas nichts sehen. Ist die Kälteanlage komplett entleert ist im Schauglas ebenfalls nichts zu erkennen. Eine Druckmessung muss also die Kältemittelfüllung nachweisen.

Wenn vor dem Expansionsventil keine Unterkühlung vorliegt, das Kältemittel also Dampfblasen enthält, ist dies durch Sprudeln im Schauglas erkennbar.



Bild 4-23. Blasen im Schauglas durch Kältemittelmangel

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

In der Regel deuten Dampfblasen auf Kältemittelmangel in der Anlage hin. Dampfblasen können aber auch durch Druckverluste in den Leitungen, Absperrorganen, Filtern, Trocknern usw. entstehen. In einem stark verschmutzten Filtertrockner kann der Druckabfall so groß werden, dass selbst bei Unterkühlung vor dem Filtertrockner im Schauglas Dampfblasen zu sehen sind. Zudem können Dampfblasen auch durch zu hohe Wärmeeinströmung aus der Umgebung in die Flüssigkeitsleitung verursacht werden.

Verfärbt sich das Schauglas von innen schwarz, deutet das auf eine Schädigung des Schmierstoffes durch zu hohe Betriebstemperaturen hin.

Meistens enthalten die Schaugläser Feuchtigkeitsindikatoren. An der Färbung dieses Indikators kann man erkennen, ob der Feuchtigkeitsgehalt (Wassergehalt) des Kältemittels unzulässig hoch ist. Jeder Hersteller verwendet dabei andere Farben. Bei einem Farbumschlag ist der Filtertrockner mit Wasser gesättigt und muss ersetzt werden.

Für die unterschiedlichen Kältemittel sind spezielle Indikatoren zu verwenden, da sonst der Farbumschlag nicht beim erforderlichen Wassergehalt erfolgt.



Bild 4-24. Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator

Bei typischen Pkw-Kälteanlagen wird das Schauglas aus Kostengründen häufig weggelassen.

4.6 Drosselorgane

4.6.1 Temperaturgesteuerte Expansionsventile

Diese unter der allgemeinen Bezeichnung **thermostatische Expansionsventile** bekannten Ventile, gehören zu den am häufigsten verwendeten Expansionsorganen. Thermostatische Expansionsorgane sind Überhitzungsregler, welche die am Verdampferausgang auftretende Arbeitsüberhitzung des Kältemitteldampfes durch Änderung des Hubes konstant halten. Thermostatische Expansionsorgane können für alle Verdampfungstemperaturen und für alle Verdampferbauarten eingesetzt werden.

Bei den thermostatischen Expansionsorganen unterscheidet man zwischen thermostatischen Expansionsventilen mit innerem und mit äußerem Druckausgleich.

4.6.1.1 Thermostatisches Expansionsventil mit innerem Druckausgleich

Die Hauptbestandteile eines temperaturgesteuerten Expansionsorgans (TEV) sind das Gehäuse mit Sitz und Rohrleitungsanschlüssen, der Ventilkegel, das Regelorgan (Metallmembrane oder Metallbalg), das Kapillarrohr, der Temperaturfühler, die Regelfeder (Sollwertfeder) und die Einstellschraube.

Das Temperatur- bzw. Drucksystem (dazu gehören der Fühler, die Kapillare und das Regelorgan) ist mit einem Medium gefüllt, das auf Temperaturänderungen mit einer Druckänderung reagiert. Im einfachsten Falle ist dieses Medium ein Kältemittel.

Der Temperaturfühler muss fest und nach Herstellerangabe möglichst dicht am Verdampferaustritt befestigt werden.

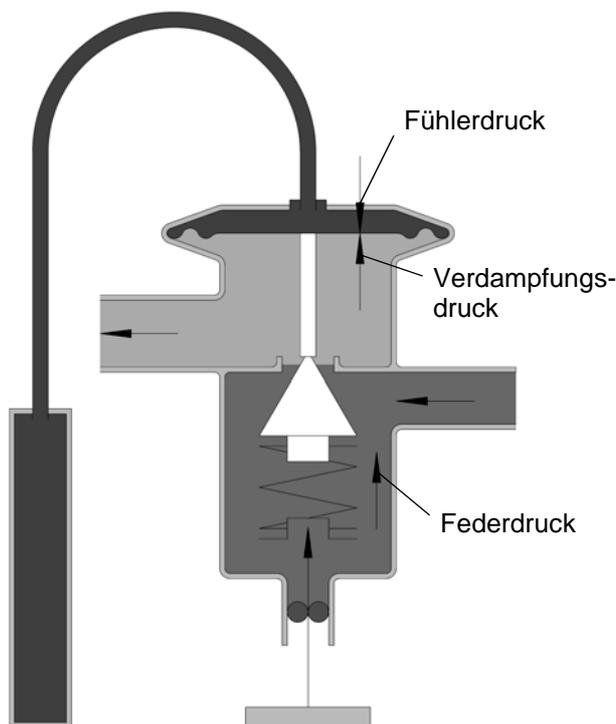


Bild 4-25. TEV mit innerem Druckausgleich

Die **Arbeitsweise** wird durch das Zusammenspiel von drei auf das Steuerorgan wirkenden Drücken bestimmt (siehe Bild 4-25):

In Richtung **Öffnen** wirkt der Fühlerdruck, der von der Temperatur des verdampften Kältemittels am Verdampferaustritt und von der Fühlerfüllung abhängig ist.

In **Schließrichtung** wirkt der Verdampfungsdruck p_0 vom Verdampferaustritt, sowie der Druck der Regulierfeder (Sollwert).

Solange diese drei Drücke im Gleichgewicht sind, bleibt

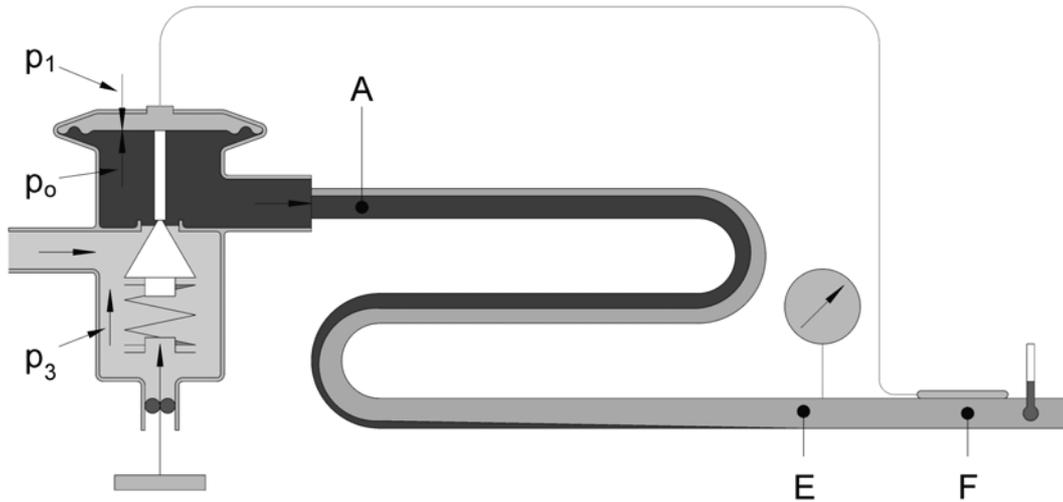


Bild 4-26. Thermostatisches Expansionsventil (innerer Druckausgleich) mit Verdampfer

die Öffnungsstellung und somit auch der freigegebene Querschnitt des Ventils unverändert. Erhält der Verdampfer zu wenig flüssiges Kältemittel (zu große Überhitzung), erwärmt sich der Fühler, der Fühlerdruck steigt an und bewirkt eine stärkere Öffnung des Ventils. Genauso wirkt sich ein fallender Verdampfungsdruck aus.

Fallende Fühlertemperatur und steigender Verdampfungsdruck führen zum Schließen des Ventils. Schaltet der Verdichter ab, so steigt p_0 schnell an und das Ventil schließt. Das gilt nur solange der Fühlerdruck nicht durch eine entsprechende Erwärmung die Schließdrücke p_0 und den Federdruck p_3 überwiegt.

Das thermostatische Expansionsventil ist ein Proportio-

nalregler. Seine Regelgröße ist die Überhitzung des Kältemittels am Verdampferende.

Der Nassdampf tritt bei A in den Verdampfer ein und soll bei E vollständig verdampft sein. Zwischen E und der Fühleranbringestelle F wird der Kältemitteldampf (innerhalb des Verdampfers) überhitzt - also über seine Sättigungstemperatur hinaus erwärmt. Diese Überhitzungsstrecke mindert zwar die Verdampferleistung, ist jedoch für ein stabiles Arbeiten des Regelventils notwendig. Durch den Druck p_3 der Regulierfeder wird festgelegt bei welcher Differenz zwischen Fühler- und Verdampfungsdruck das Ventil gerade zu öffnen beginnt. Dieser Wert wird **statische Überhitzung** bezeichnet.

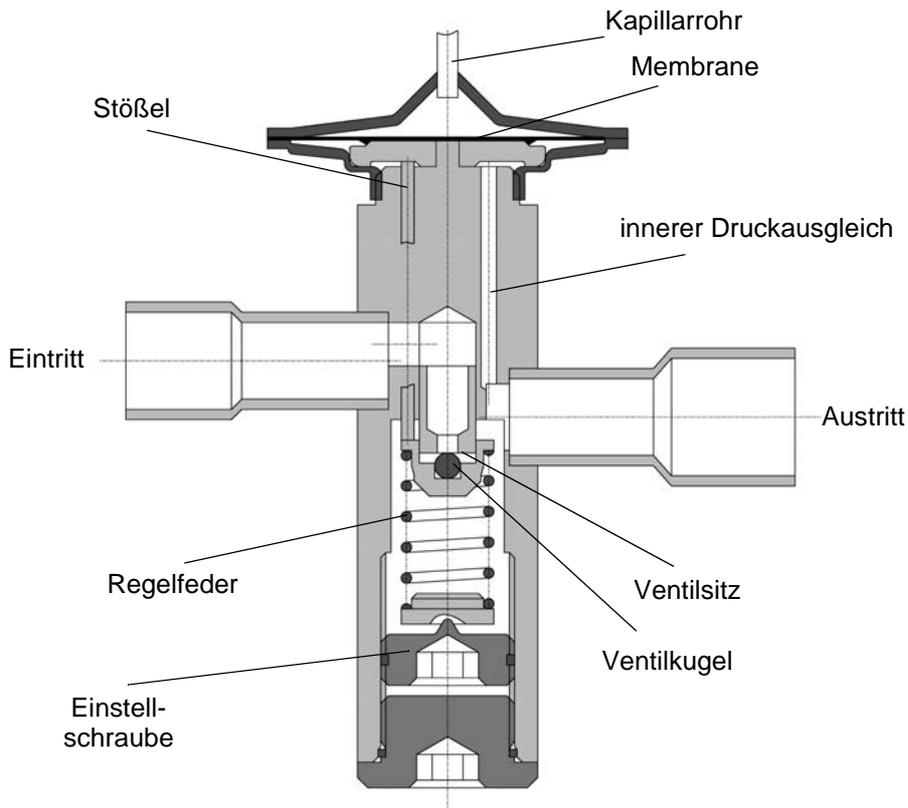


Bild 4-27. Schema eines thermostatischen Expansionsventils mit innerem Druckausgleich

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Zur Aussteuerung des Ventils, vom Öffnungsbeginn bis auf seine Nennleistung, ist bei gleichbleibendem Saugdruck eine weitere Erhöhung des Fühlerdruckes, also eine zusätzliche Fühlererwärmung (Überhitzung) zur Überwindung des ansteigenden Federdrucks notwendig. Dieser zusätzliche Betrag der Überhitzung wird als **Öffnungsüberhitzung** bezeichnet.

Die Summe aus statischer Überhitzung und Öffnungsüberhitzung ist die **Arbeitsüberhitzung**. Die am Verdampferaustritt gemessene Überhitzung ist die Arbeitsüberhitzung. Bild 4-28 zeigt diese Zusammenhänge anhand der Leistungskurve eines thermostatischen Expansionsventils.

Der Überhitzungsverlauf der Ventile ist so ausgelegt, dass die statische Überhitzung bei Werkseinstellung nahezu konstant über die Verdampfungstemperatur verläuft. Grundsätzlich sollten thermostatische Expansionsventile mit der Werkseinstellung betrieben werden. Sollte eine Nachjustierung notwendig sein, darf die Verstellung nur in kleinen Schritten vorgenommen werden. Bei jeder Neujustierung ändert sich der Überhitzungsverlauf in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur.

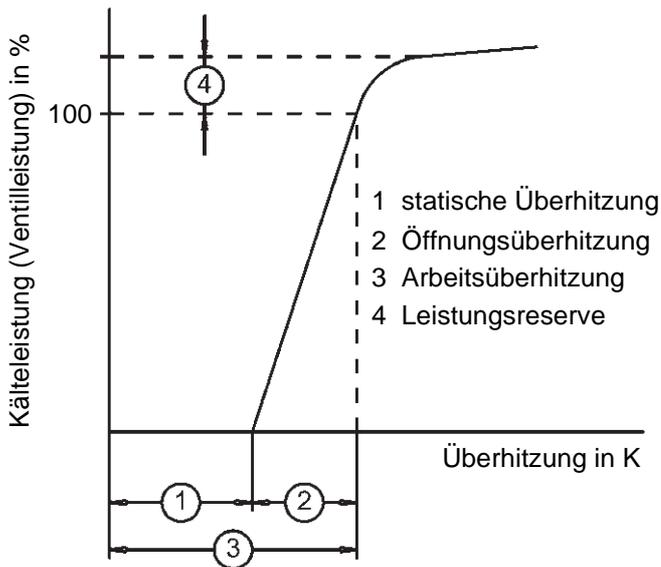
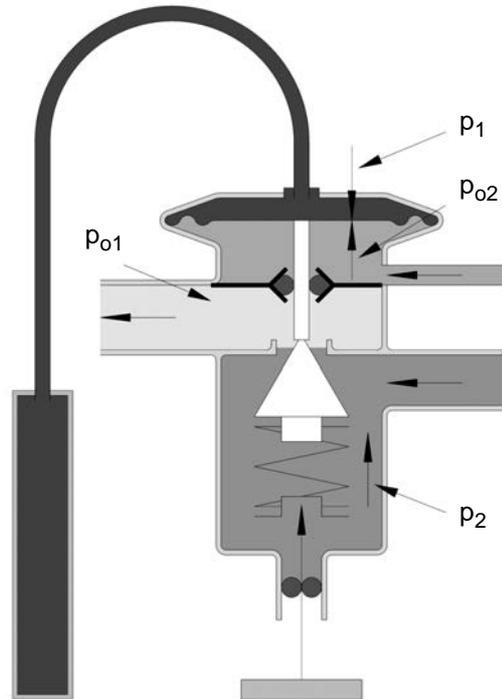


Bild 4-28. Leistungskurve eines thermostatischen Expansionsventils

Wird die Arbeitsüberhitzung eines thermostatischen Expansionsorgans bei hoher Verdampferbelastung beispielsweise von 10 K auf 6 K verändert besteht die Gefahr einer zu geringen bzw. keiner Arbeitsüberhitzung im Teillastbetrieb des Verdampfers. Die Folge kann ein Verdichterschaden sein. Im Extremfall schließt das Ventil bei Abschalten des Verdichters nicht mehr. Es ist mit einer Kältemittelverlagerung von der Druckseite auf die Niederdruckseite zu rechnen. Kritisch ist diesbezüglich eine Kältemittelanreicherung im Verdichter oder in der Saugdampfleitung.

4.6.1.2 Thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich



- p_{o1} Verdampfungsdruck (Verdampfereintritt)
- p_{o2} Verdampfungsdruck (Verdampferaustritt)
- p_1 Fühlerdruck
- p_2 Federdruck

Bild 4-29. TEV mit äußerem Druckausgleich

Ventile bei denen der am Verdampfereintritt herrschende Druck auf das Steuerorgan wirkt (unter der Membran) werden als Ventile mit innerem Druckausgleich bezeichnet. Sie werden meist in Anlagen kleinerer Leistung verwendet, bei denen der Druckabfall innerhalb des Verdampfers relativ gering ist. Druckabfall im Verdampfer führt bei Ventilen mit innerem Druckausgleich zu einer größeren Überhitzung am Verdampferaustritt und einem Leistungsverlust der Anlage.

Bei **thermostatischen Expansionsventilen mit äußerem Druckausgleich** wirkt unterhalb der Membran der am Verdampfer herrschende Druck p_{o2} . Der Druck p_{o1} ist durch eine Zwischenwand mit abgedichteter Stoßdrehdurchführung abgetrennt. Die Überhitzung wird nach dem Druck am Verdampferaustritt ausgeregelt. Druckabfälle im Verdampfer oder in einem Kältemittelverteiler werden somit ausgeglichen.

Bild 4-30 zeigt das Schema eines solchen Ventils. Bei diesem Ventilbeispiel ist ein spulenförmiger Temperaturfühler eingebaut. In dessen Inneren befindet sich eine Flüssigkeit, die sehr ähnliche oder gleiche Eigenschaften wie das verwendete Kältemittel aufweist.

Der Fühlerdruck wird über eine Membran mit dem

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Verdampferausstrittsdruck „verglichen“. Der resultierende Druck wird über Bolzen auf die Einstellventil-Einheit übertragen, die dann den Kältemitteldurchfluss einstellt. In der kalibrierten Bohrung findet die Drosselung statt, unterhalb die Zerstäubung des Kältemittels.

Das Druckausgleichsrohr muss in Strömungsrichtung immer nach dem Temperaturfühler angebracht werden,

da das Ventil bei Undichtigkeiten in der Bolzenabdichtung nicht mehr korrekt regelt. Bei Leckagen gelangen Flüssigkeitstropfen durch die Druckausgleichsleitung in die Saugdampfleitung. Treffen sie auf den Temperaturfühler regelt das Ventil bei jedem einzelnen Tropfen. Dies soll durch die Reihenfolge der Fühleranbringung verhindert werden.

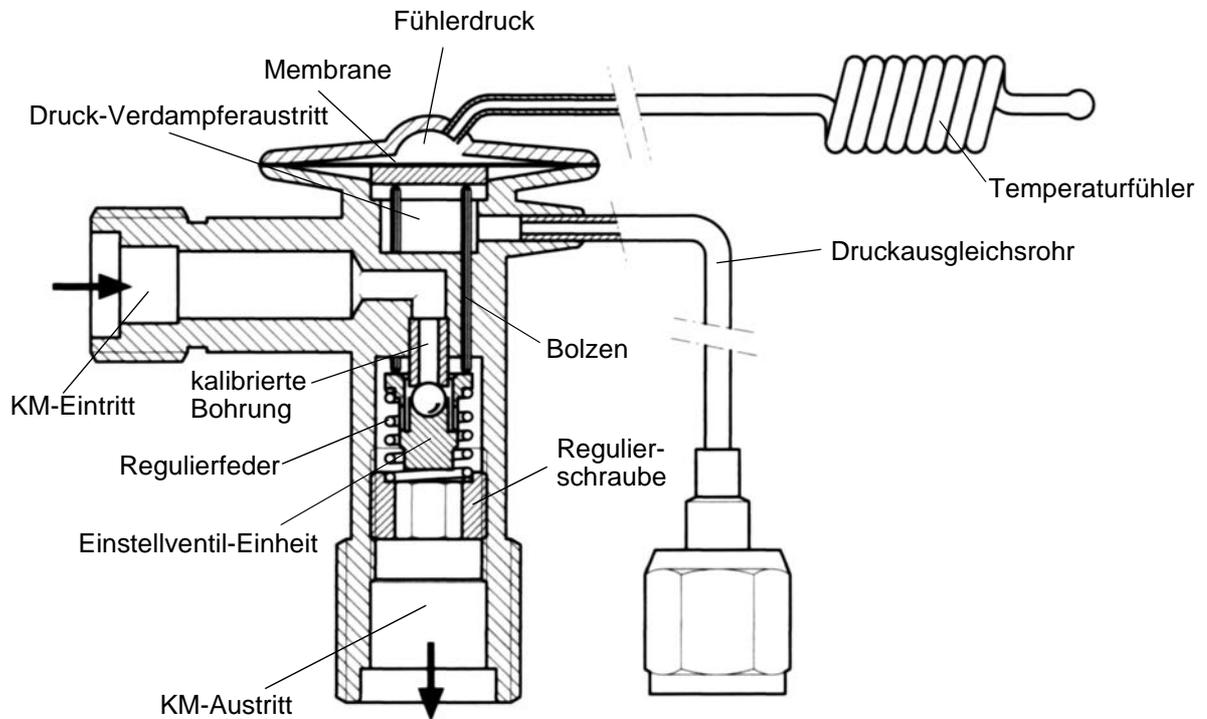


Bild 4-30. TEV mit äußerem Druckausgleich (Eckventil)

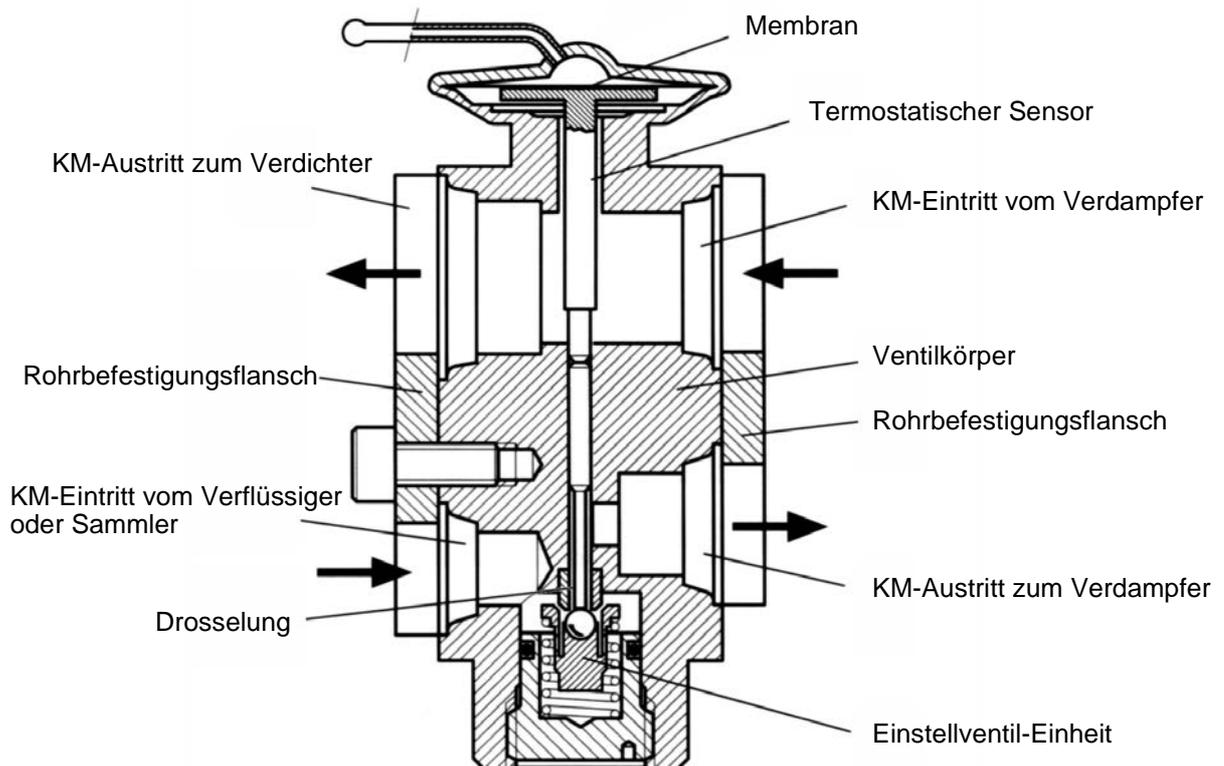


Bild 4-31. TEV mit äußerem Druckausgleich (Blockventil)

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

4.6.1.3 Blockventil

Die Forderung nach kompakten und robusten Einheiten hat eine spezielle Ausführung des thermostatischen Ventils mit äußerem Druckausgleich für Pkw-Kälteanlagen hervorgebracht - das Blockventil (Bild 4-31). Dieses wird direkt am Verdampfer befestigt. Die Saugdampfleitung ist direkt unterhalb der Membrane durch das Ventilgehäuse geführt. Der Saugdruck wirkt unterhalb der Membrane schließend. Durch Wärmeleitung überträgt sich die Saugdampf Temperatur über den Ventilkörper und den thermostatischen Sensor auf die Membrane.

Eine höhere Saugdampf Temperatur führt zu einem höheren Druck im Ventilkopf, das Ventil öffnet. Die statische Überhitzung kann nur mittels eines speziellen Werkzeuges im Unterteil des Ventilkörpers verstellt werden.

4.6.1.4 MOP-Ventil

MOP steht für **Maximum Operating Pressure**. Dabei handelt es sich um ein thermostatisches Expansionsventil, das den Verdampfungsdruck auf einen Maximalwert begrenzt. Bei steigender Wärmebelastung am Verdampfer erhöht sich die Verdampfungs Temperatur und somit auch die Fühlertemperatur des Ventils. Expansionsorgane mit MOP enthalten als Fühlerfüllung eine definierte Nassdampfmenge, die bei einer ganz bestimmten Fühlertemperatur vollständig verdampft ist. Bei weiterem Temperaturanstieg erhöht sich der Druck im Fühler nur noch unwesentlich.

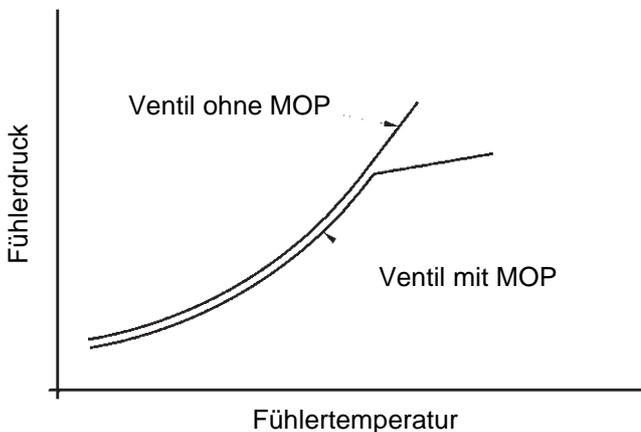


Bild 4-32. Fühlerdruck in Abhängigkeit der Fühlertemperatur

Das Ventil kann deshalb nicht weiter öffnen. Es wird dem Verdampfer kein zusätzliches Kältemittel mehr zugeführt und die Verdampfungs Temperatur bleibt gleich. Bei weiterer Wärmezufuhr wird lediglich der Saugdampf stärker überhitzt.

Druckbegrenzte Ventile werden immer dann eingesetzt, wenn die Leistungsaufnahme des Verdichters einen vorgegebenen Wert nicht übersteigen darf. Bei längerer Standzeit eines Fahrzeugs in der Sonne heizt sich die Innentemperatur möglicherweise auf 60 bis 70 °C auf. Das Einschalten der Klimaanlage würde Verdampfungsdrücke von nahezu 10 bar ($t_0 = 40\text{ °C}$) ergeben. Dies führt zu sehr hohen Kältemittelmassenströmen und dadurch bedingt zu sehr hohem Leistungsbedarf des Verdichters. Abgesehen von extremer Belastung der mechanischen Antriebssteile des Riemenantriebes besteht im Extremfall die Gefahr des „Abwürgens“ des Verbrennungsmotors.

In PKW-Kälteanlagen werden daher grundsätzlich MOP-Ventile eingebaut. Der MOP-Wert liegt bei ca. 5 bar, was einer maximalen Verdampfungs Temperatur von 15 °C entspricht.

4.6.2 Expansionsrohr (Orifice tube)

Das **Orifice tube** stellt die einfachste Variante eines Drosselorgans dar. Eine Kurzdüse (z. B. Innendurchmesser 1,2 bis 1,84 mm; Länge 38,8 mm) ist in eine Aufnahme aus Kunststoff eingebettet. Am Ein- und Austritt befindet sich jeweils ein feinmaschiges Sieb als Schmutzfänger. Der Einsatz wird, mittels O-Ringen abgedichtet, in die Rohrleitung zum Verdampfer eingesetzt.

Im Zusammenhang mit dem Orifice spricht man häufig vom „Bubble Point“. Es handelt sich hierbei um die Stelle, an der infolge der Druckabsenkung die ersten Dampfblasen auftreten. Die Durchflussmenge und die Lage des Bubble Points ist vom Differenzdruck, Verflüssigungsdruck und von der Unterkühlung abhängig. Hoher Druck und große Unterkühlung wirken sich erhöhend auf den Kältemittelmassenstrom aus. Der mit Orifice betriebene Kältemittelkreislauf ist vergleichbar mit der Kapillarroeinspritzung im Kühlschrank. In solchen Systemen wird die Verdampferbefüllung nicht geregelt, sondern mit der Kältemittelfüllmenge eingestellt. Bei entsprechender Dimensionierung des Durchmesser-/Längenverhältnisses

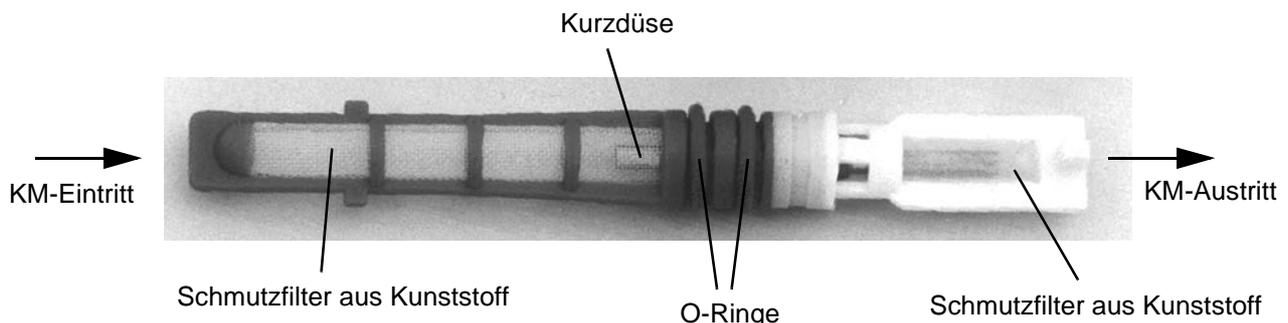


Bild 4-33. Orifice Tube

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

ses der Kurzdüse würde sich zusätzlich von außen zugeführtes Kältemittel im Verdampfer anreichern. Die Kältemittelfüllmenge ist somit korrekt abgestimmt, wenn die Wärmebelastung des Verdampfers dazu führt, dass keine unverdampfte Restflüssigkeit in die Saugleitung gelangt. Steigt die Wärmebelastung des Verdampfers, ist das Kältemittel schon vor dem Verdampferende verdampft. An der Restfläche wird das Kältemittel überhitzt. Abgesehen davon, dass der Verdampfer nicht zu 100 % ausgenutzt wird und die Druckstuzentemperatur des Verdichters infolge höherer Ansaugüberhitzung ansteigt, sind keine weiteren nachteiligen Auswirkungen zu erwarten. Kritisch sind allerdings Betriebsphasen, in denen die Wärmelast des Verdampfers zurück geht (Umluftbetrieb/Innenraum weitgehend abgekühlt). Es gelangt Kältemittelflüssigkeit aus dem Verdampfer in die Saugleitung. Damit diese Flüssigkeit nicht vom Verdichter angesaugt werden kann, muss nach dem Verdampfer ein Flüssigkeitsabscheider (Accumulator) eingebaut werden.

Die Regelung mit Orifice wird auch Drosselregelung genannt.

4.7 Verdampfer

4.7.1 Luftbeaufschlagte Verdampfer

In der mobilen Kältetechnik werden als luftbeaufschlagte Verdampfer neben Plattenverdampfern ausschließlich **Lamellenverdampfer** verwendet. Diese bestehen aus Kupfer-, Aluminium- oder Stahlrohren, auf welchen zur Vergrößerung der äußeren Oberfläche meistens Aluminiumlamellen aufgebracht sind.

Der Lamellenabstand muss dem jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden. Dabei muss beachtet werden, dass Luft immer etwas Wasser in Form von Dampf enthält. Kühlt man die Luft unter den Taupunkt ab, verflüssigt sich dieser Wasserdampf auf der kalten Verdampferoberfläche und wird somit aus der Luft ausgeschieden. Dieses Wasser muss über eine Kondensatleitung ablaufen können.

Liegt die Verdampfungstemperatur unterhalb etwa $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, gefriert das auskondensierte Wasser auf der Verdampferoberfläche. Die sich bildende Eisschicht verschlechtert die Leistung des Verdampfers. Je länger der Verdampfer bei diesen tiefen Temperaturen betrieben werden soll, um so größer muss der Lamellenabstand sein. Die Lamellenabstände liegen zwischen 2,4 mm (Pkw-Klima-Verdampfer) und 12 mm (Verdampfer für Tiefkühlfahrzeuge). Ist die Eisschicht zu dick muss ein eingebauter Frostwächter den Verdichter abschalten.

Der abgebildete Verdampfer besteht aus 5 Rohrkreisläufen. Das Kältemittel wird vom E-Ventil kommend in einem Verteiler auf mehrere Rohre verteilt. Dies ist sinnvoll, da somit die Wärmeübertragungsfläche vergrößert und die Rohrlängen verkleinert (geringerer Druckabfall) werden. Zudem wird der erforderliche Bauraum kleiner. Am Ver-

dampferaustritt wird das dampfförmige Kältemittel wieder gesammelt und zum Verdichter weitergeleitet.

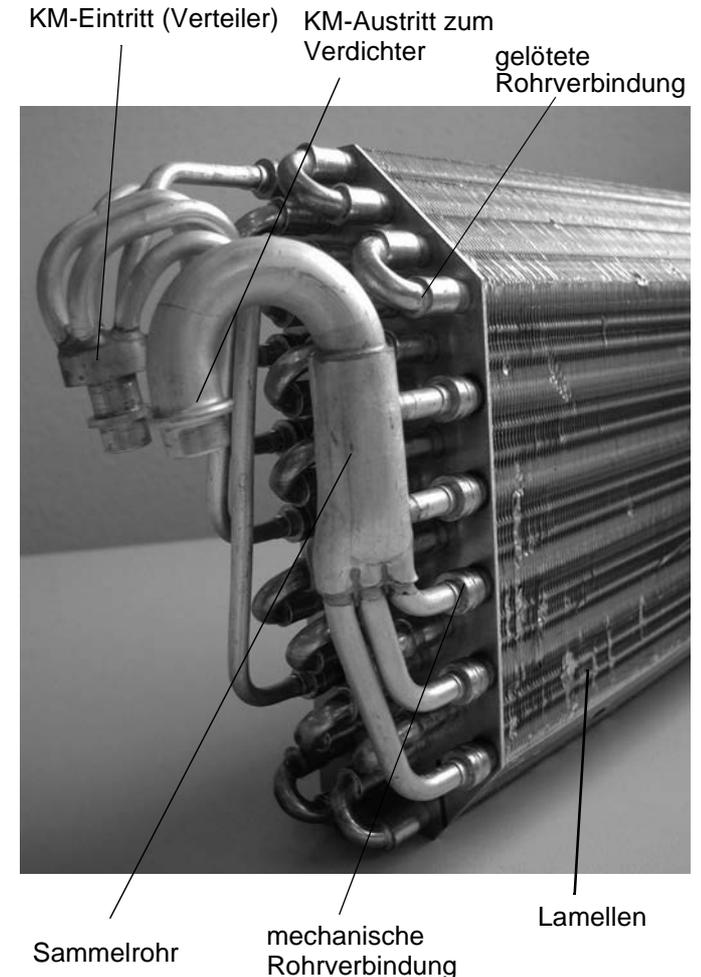


Bild 4-34. Lamellenverdampfer

Die Abmessungen dieser Einheit variiert je nach Leistungsanforderung und zur Verfügung stehendem Einbauraum. U-förmig gebogene Rohre werden durch die Lamellenpakete gesteckt und dann aufgeweitet um einen guten Sitz der Lamellen zu gewährleisten. Zum Schluss werden die Rohrbögen und Anschlüsse angelötet oder verpresst.

Zur Verbesserung der Wärmeübertragung wurde, speziell für die Pkw-Klimatisierung, der **Platten-** oder **Scheibenverdampfer** (Bild 4-35) entwickelt.

Der Verdampfer setzt sich aus einem Aluminiumplattenpaket zusammen, dessen Platten einen U-förmigen Hohlraum besitzen, durch den das Kältemittel fließt. Der Hohlraum ist mit einer Struktur versehen, die zu Turbulenzen im Kältemittelstrom und somit einer besseren Wärmeübertragung führen. Das durch den Einlassanschluss fließende Kältemittel wird im Verteiler auf die ersten Platten verteilt. Nach dem Durchströmen dieser Platten wird es gesammelt und auf die nächsten Platten verteilt. Am Austritt wird das Kältemittel im Sammler gesammelt und danach in den Auslassanschluss geleitet.

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Zwischen den einzelnen Platten befinden sich Rippen, welche die Oberfläche vergrößern und Luftturbulenzen (besserer Wärmeübergang) hervorrufen.

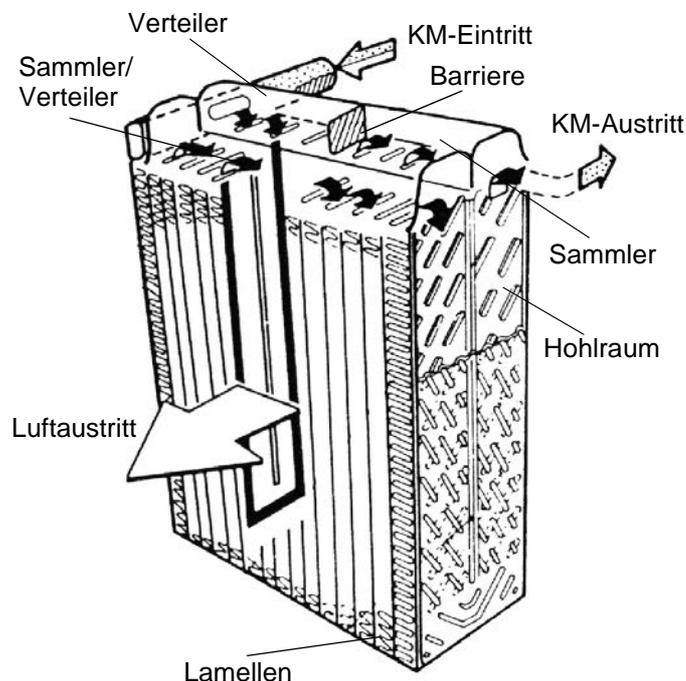


Bild 4-35. Pkw-Plattenverdampfer

Ein häufiges Problem in der Fahrzeugklimatisierung sind die „Gerüche aus der Klimaanlage“. Der Verdampfer kann unter bestimmten Umständen Aufenthaltsort von Mikroorganismen werden, deren Stoffwechselvorgänge unangenehme Gerüche erzeugen können. Da der Verdampfer im Klimagerät meist unzugänglich und somit nicht zu reinigen ist, wird der Verdampfer mit einer speziellen Beschichtung versehen. Diese soll das Ansiedeln der Mikroorganismen mindern und zudem durch eine wasserabstoßende Wirkung den Kondensatabfluss verbessern.

4.7.2 Flüssigkeitsbeaufschlagte Verdampfer

In der Busklimatisierung werden teilweise Anlagen mit **indirekter Kühlung** verwendet. Dabei wird im Verdampfer der Kälteanlage eine Flüssigkeit (meist ein Wasser-Glykolgemisch) als Kälte-träger abgekühlt. Dieses Gemisch wird dann mit einer Pumpe zu den Kühlwärmeaustauschern gefördert.

Argumente hierfür sind eine einfache Regelung an den Verbrauchern, Undichtigkeiten sind weniger kritisch, Kühlen und Heizen ist mit denselben Wärmeaustauschern möglich, kleinere Kältemittelfüllmengen und geringere Druckverluste durch kürzere Kältemittelleitungen.

Nachteilig wirkt sich allerdings der zusätzliche Anlagenaufwand und die notwendige tiefere Verdampfungstemperatur (Kälteleistungsminderung) aus.

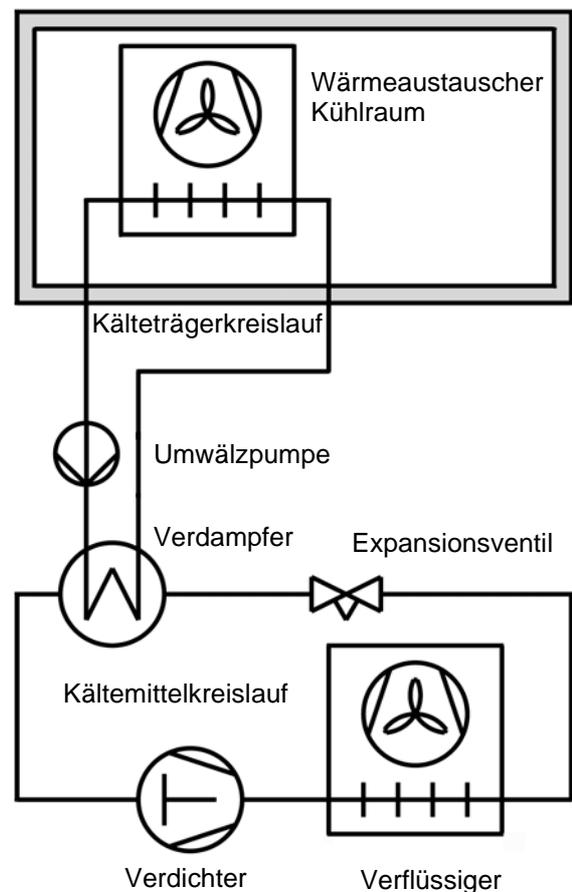


Bild 4-36. Indirekte Kühlung

In der mobilen Kältetechnik werden bei der indirekten Kühlung Plattenverdampfer (Bilder 4-37 und 4-38) eingesetzt. Diese bestehen aus einzelnen Platten, die verlötet oder miteinander verschraubt sind. Durch jeden zweiten, zwischen den einzelnen Platten entstandenen Spalt strömt das Kältemittel, durch die anderen Zwischenräume der Kälte-träger.

Da beim Plattenverdampfer hohe Strömungsgeschwindigkeiten und eine große Wärmeübertragungsfläche vorliegen, kann auf geringem Bauraum eine große Leistung übertragen werden.

Ein Plattenverdampfer sollte immer in vertikaler Position installiert werden. Das Kältemittelgemisch aus Flüssigkeit und Dampf sollte in den unteren Anschluss eintreten. Der Verdampfungsprozess findet in den vertikalen Strömungskanälen statt.

Größere und längere Platten sind für Verdampfer besser geeignet, weil aufgrund des längeren Strömungsweges sichergestellt wird, dass kein flüssiges Kältemittel aus dem Verdampfer austritt.

Zur korrekten Funktion der Anlage muss der Solekreislauf vollständig entlüftet werden. Luft im Kreislauf führt zu einer verringerten Kälteleistung und verursacht zudem Geräusche.

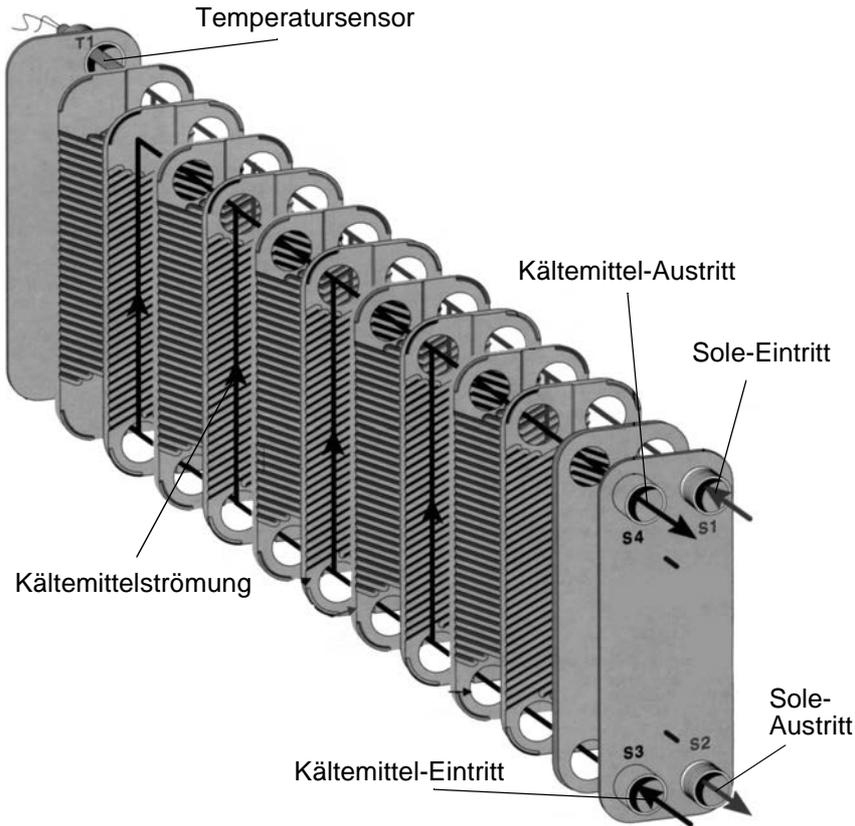


Bild 4-37. Aufbau eines Plattenverdampfers



Bild 4-38. Plattenverdampfer

4.7.3 Kältemittelverteilung

Für ein richtiges Arbeiten des Verdampfers und des Expansionsventils ist eine korrekte Kältemittelverteilung im Verdampfer unerlässlich. Bei einer guten Kältemittelverteilung kann der Verdampfer mit einer geringeren Überhitzung betrieben werden. Dadurch wird die Wirkfläche für die Verdampfung und damit die Kälteleistung größer.

Eine gleichmäßige Aufteilung von dampfförmigem und flüssigen Kältemittel auf die einzelnen Kreisläufe eines Verdampferpakets lässt sich durch Einbau eines entsprechenden Verteilers erreichen.

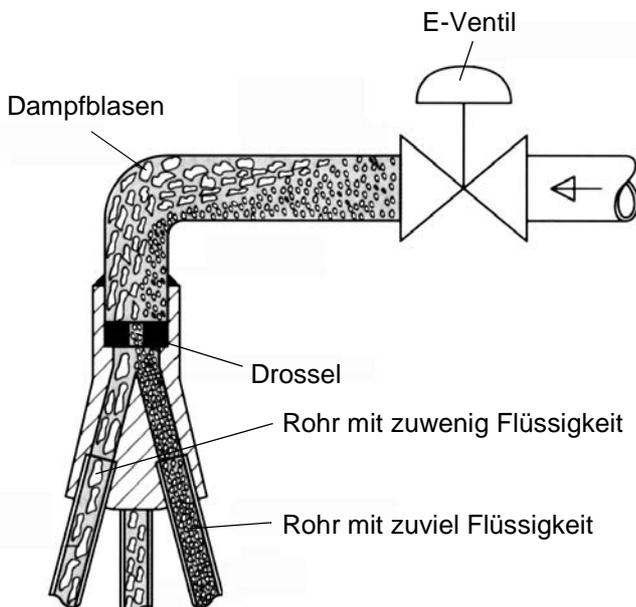


Bild 4-39. Kältemittelverteiler

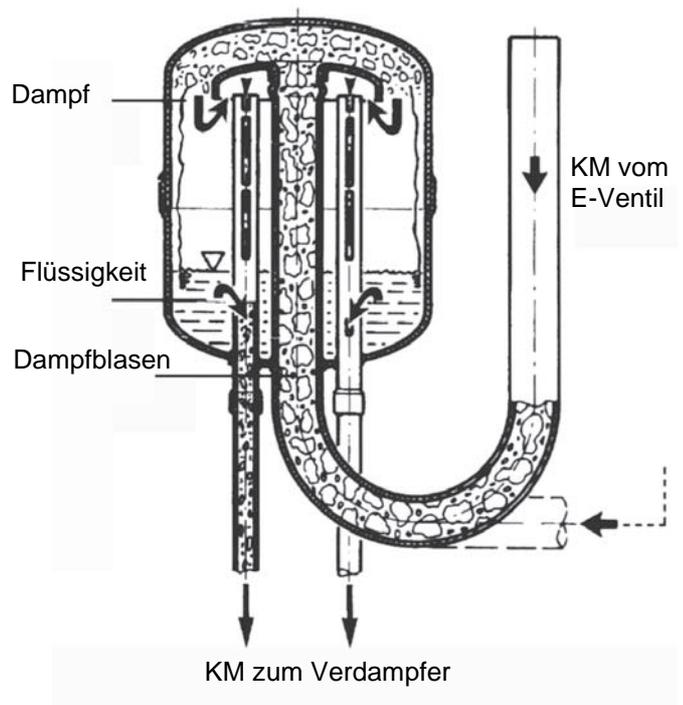


Bild 4-40. Kältemittelverteiler

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Bild 4-39 zeigt das Schema eines Kältemittelverteilers, wie er bei einem Lamellenverdampfer verwendet wird. Durch eine falsche Einbaulage kommt es zu einer ungünstigen Kältemittelverteilung im Verdampfer.

Eine optimale Aufteilung des Kältemittels ist nur bei vertikalem Einbau des Verteilers möglich. In Bild 4-39 wurde dies zwar beherzigt, der Verteiler liegt aber zu dicht an einem Rohrbogen. Daher kommt es zu einer ungleichmäßigen Kältemittelverteilung.

Eine weitere Verteilerbauart ist in Bild 4-40 aufgeführt. Diese Bauart ist, da sie wegen ihrem großen Volumen als Pufferspeicher arbeitet, für größere Lastschwankungen der Kälteanlage geeignet als der Venturiverteiler.

Bei Plattenwärmeaustauschern kann es zu einer ungleichmäßigen Verteilung des Kältemittels über die einzelnen Strömungskanäle kommen. Da die Kältemittelflüssigkeit eine höhere Dichte besitzt gelangt durch die Fliehkraft mehr flüssiges Kältemittel in die hinteren Kanäle des Wärmeaustauschers.

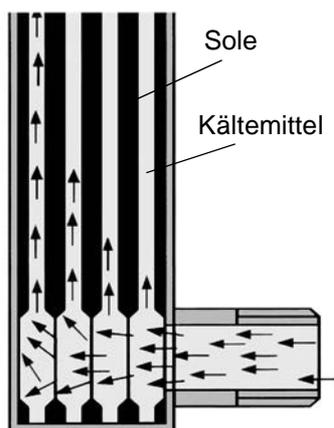


Bild 4-41. Kältemittelverteilung im Plattenverdampfer

Durch den Einsatz eines speziellen Verteilers kann dieses Problem beseitigt werden. Eine Möglichkeit ist z. B. der Vernebler (Mister). Dieser ist eine dünne Scheibe, die aus kleinen Metallkugeln besteht. Die Hohlräume zwischen den einzelnen Kugeln bilden eine Art Sieb. Der Vernebler wird in den kältemittelseitigen Anschluss des Verdampfers eingesetzt und mit der Rohrleitung verlötet. Das vom Expansionsventil kommende Gemisch aus Flüssigkeitspartikeln und Dampf wird somit vor Eintritt in den Verdampfer fein zerstäubt und gleichmäßig über alle Strömungskanäle verteilt.

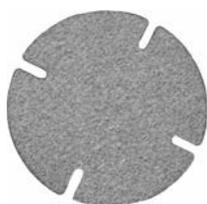


Bild 4-42. Vernebler

4.8 Flüssigkeitsabscheider

Bei Anlagen mit Orifice gibt es kritische Betriebsphasen, in denen die Wärmelast des Verdampfers zurück geht (Umluftbetrieb/Innenraum weitgehend abgekühlt). Es gelangt Kältemittelflüssigkeit aus dem Verdampfer. Damit diese Flüssigkeit nicht vom Verdichter angesaugt wird, ist nach dem Verdampfer der Flüssigkeitsabscheider (Akkumulator) eingebaut.

Durch Volumenvergrößerung wird die Strömungsgeschwindigkeit abgesenkt. In der Strömung enthaltene Flüssigkeitstropfen fallen nach unten. Mit dem Kältemittel wird auch der Schmierstoff mitgeführt. Die Ölrückführung zum Verdichter darf allerdings nicht unterbrochen werden. Zu diesem Zweck ist im Akkumulator ein U-förmiges Rohr integriert. Am tiefsten Punkt dieses U-Rohres befindet sich eine Ölschnüffelbohrung (Durchmesser ca. 1 mm). Ein offenes Ende des U-Rohres reicht im Akkumulator in den Dampfraum, das andere führt in die Saugleitung. Bei ausreichender Strömungsgeschwindigkeit im Rohr erfolgt durch die Sogwirkung ein Abschnüffeln von Öl bzw. von Öl-Kältemittelflüssigkeitsgemisch aus dem unteren Bereich des Akkumulators.

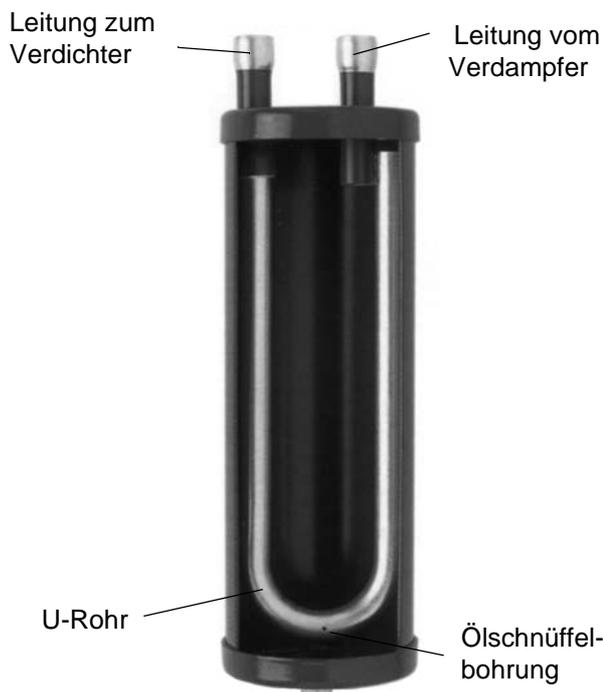


Bild 4-43. Flüssigkeitsabscheider

Eine weitere Aufgabe des Akkumulators liegt in der Speicherung von Kältemittel bei Überfüllung oder Teillastbetrieb. Häufig befindet sich im unteren Bereich des Flüssigkeitsabscheiders das Trocknermaterial und über der Ölschnüffelbohrung ein Sieb zur Schmutzfilterung.

Die Größe des Akkumulators ist in der Regel so abgestimmt, dass die gesamte Kältemittelfüllmenge aufgenommen werden kann.

4.9 Schlauchleitungen

Aus Gründen einer einfacheren Montage, zum Ausgleichen von Fertigungstoleranzen und zur Geräuschkämpfung werden in der mobilen Kälteanwendungen häufig Schläuche als flexible Verbindungen eingesetzt.

Durch Volumendehnfähigkeit des Schlauches werden Druckpulsationen gedämpft. Zudem werden Schwingungen vom Fahrzeugmotor und vom Kompressor gedämpft und ausgeglichen.

Ein Schlauch für Klima-Anwendungen im mobilen Bereich besteht im wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Innenlage (Seele)
- Druckträger (Geflecht)
- Außenlage (Decke)

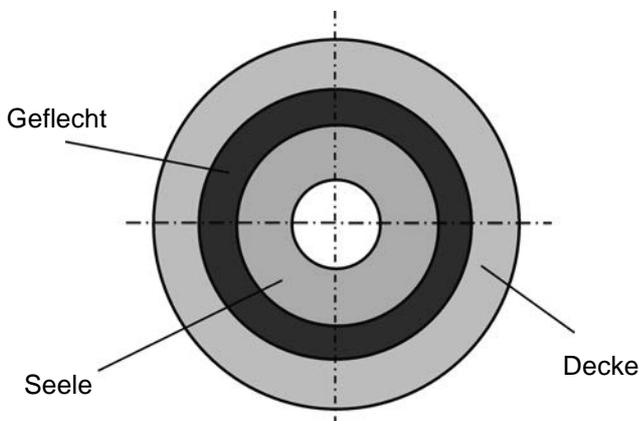


Bild 4-44. Schlauchaufbau

Die einzelnen Schichten müssen folgende Aufgaben erfüllen:

Innenlage

Sperrfunktion und Beständigkeit gegen R 134a und PAG oder Esteröl

Druckträger

Festigkeit gegen Innendruck, Formstabilität des Schlauches, Absorbieren von äußeren Kräften (z. B. Dehnung, Kompression)

Außenlage

Schutzfunktion gegen Medieneinwirkung von Außen, Widerstand gegen Abrieb

Innen- und Außenlage von Kfz-Klimaschläuchen müssen gegen unterschiedliche Medien (Flüssigkeit und Gase) beständig sein. Das Material darf seine Struktur durch chem. Reaktionen nicht verändern. Zudem darf der Elastomer nicht verspröden schrumpfen oder quellen.

Der Druckträger (Geflecht) wird zumeist auf die Innenlage des Schlauches geflochten.

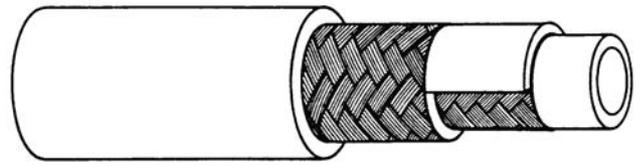


Bild 4-45. Schlauch mit geflochtenem Druckträger (2-lagig)

Ein Gummi- und/oder Sperrschichtschlauch ist kein abgeschlossenes System. Er weist immer eine gewisse Gasdurchlässigkeit auf, die abhängig von den verwendeten Materialien und dem Schlauchaufbau ist. Im Schlauchverbund übernimmt das Seelenmaterial im wesentlichen die Sperrfunktion. Kältemittel und Ester- bzw. PAG-Öl nehmen sehr begierig Wasser auf. Bei Verwendung von unzureichenden Schläuchen kann Wasser von der Umgebung durch das Schlauchmaterial hindurch aufgenommen werden und auf die Dauer zu Problemen mit der Anlage führen.

Für eine schnelle und sichere Montage von Kältemittelschlauchleitungen ist es erforderlich, den Verdrehwinkel und die maximale Krümmung des Schlauches zu beachten. Die Schläuche dürfen keinesfalls unter Spannung montiert werden.

Schläuche, die bei dem Kältemittel R 12 eingesetzt wurden sind für R 134a nicht geeignet. Die R 134a-Moleküle sind kleiner und dringen somit stärker durch die Poren des Schlauchmaterials.

4.10 Rohrleitungen

Der Druckverlust in den Rohrleitungen beeinflusst die Kälteleistung der Anlage. Er bewirkt neben einer geringeren Kälteleitung auch einen höheren Leistungsbedarf des Verdichters.

Bei der Dimensionierung von Rohrleitungen sind folgende Faktoren zu berücksichtigen:

- Druckverlust
- Strömungsgeschwindigkeit
- Ölrückführung

Durch Druckverluste in den Leitungen wird die Kälteleistung der Anlage vermindert. Druckverluste werden immer entsprechend dem Sättigungstemperaturabfall in Kelvin (K) angegeben.

Tabelle 4-1. Kälteleistungsverlust durch Druckabfälle

Druckverlust in K	Kälteleistung in %
2 K in der Saugleitung	92,2 %
2 K in der Heißgasleitung	98,8 %

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Wegen der kleineren Kälteleistung sollte der Druckabfall in der Saugdampf- und Heißgasleitung möglichst gering sein. In der mobilen Kälte sind je nach Betriebszustand 4 bis 7 K Druckabfall üblich. In der Flüssigkeitsleitung sind maximal 0,5 K zulässig, da sich durch Druckabfälle Dampfblasen in der Flüssigkeit bilden können, die dann eine korrekte Überhitzungsregelung unmöglich machen.

Bei den Strömungsgeschwindigkeiten gelten die in Tabelle 2 dargestellten Erfahrungswerte. Die Strömungsgeschwindigkeit ist nach oben durch die auftretenden Druckdifferenzen und Geräuschprobleme begrenzt.

Da das Öl in der Saugdampf- und Heißgasleitung durch die Strömungsgeschwindigkeit mitgerissen wird, muss unbedingt eine Mindest-Strömungsgeschwindigkeit eingehalten werden. Dies ist vor allem im Teillastbetrieb und mit leistungsgeregeltem Verdichter zu beachten. Mangelnde Ölrückführung führt zum Verdichterausfall. Die in Tabelle 2 empfohlenen Strömungsgeschwindigkeiten sind Erfahrungswerte, bei denen eine korrekte Funktion der Ölrückführung gewährleistet ist.

Pkw-Kälteanlagen laufen im abgeregelten Zustand teilweise ohne Überhitzung. Dabei wird das Öl wie in der Flüssigkeitsleitung im Kältemittel gelöst und somit auch bei geringen Geschwindigkeiten mitgenommen.

Tabelle 4-2. Empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten

Leitung	empfohlene Geschwindigkeit bei FKW-Kältemittel
Saugleitung	5 - 15 m/s
Heißgasleitung	5 - 20 m/s
Flüssigkeitsleitung	0,3 - 1,2 m/s

Die richtige Verlegung der Rohrleitungen ist entscheidend für die Funktion der Kälteanlage. Alle Kältemittelführenden Leitungen sollten grundsätzlich einfach und auf möglichst kürzestem Weg verlegt werden.

Um die Ölrückführung zu erleichtern sollten alle kältemittelführenden Leitungen mit Gefälle in Strömungsrichtung verlegt werden.

Die Saugleitung sollte zum Verdichter hin fallend montiert werden (Bild 4-46). Ein Siphon oder ein Flüssigkeitsabscheider vor dem Verdichter schützt den Verdichter vor Kältemittelflüssigkeit, die sich im Stillstand aus dem Verdampfer in die Saugleitung verlagern kann. Anlagen, die anfällig für Kältemittelverlagerung sind (z. B. Bahnklimaanlage mit Verflüssiger und Sammler auf dem Dach und dem Verdichter unten im Fahrzeug) sollten mit einer Pump-down-Schaltung ausgestattet werden.

Bei der Druckleitung empfiehlt sich eine vom Verdichter weg fallende Leitungsführung (Bild 4-47).

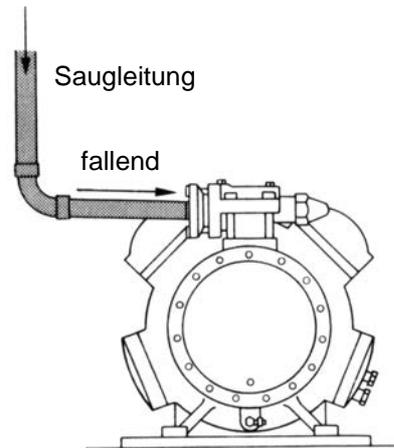


Bild 4-46. Saugleitungsverlegung am Verdichter

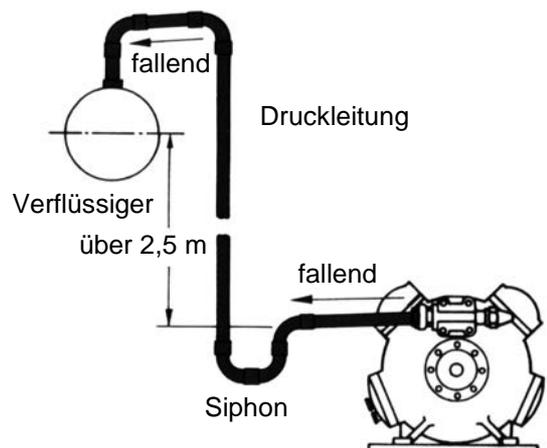
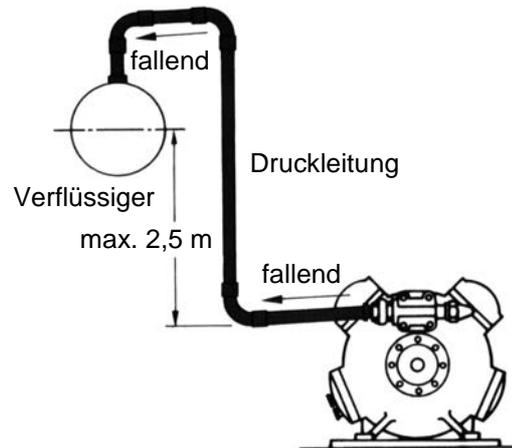


Bild 4-47. Druckleitungsverlegung bei höherliegendem Verflüssiger

Bei höherliegendem Verflüssiger sollte nach dem Drucksutzen stets ein Stück fallende Leitung kommen. Steht der Verflüssiger über 2,5 m über dem Verdichter, muss in die Druckleitung ein Siphon oder ein Rückschlagventil eingebaut werden. Der Siphon erleichtert die Ölrückführung

über die höhere Steigleitung. Hat sich nach einiger Laufzeit darin Öl gesammelt wird der Strömungsquerschnitt verengt und das Öl mitgerissen. Zudem läuft im Stillstand kein Öl oder flüssiges Kältemittel in den Zylinderkopf, was beim Start zu Problemen führen kann.

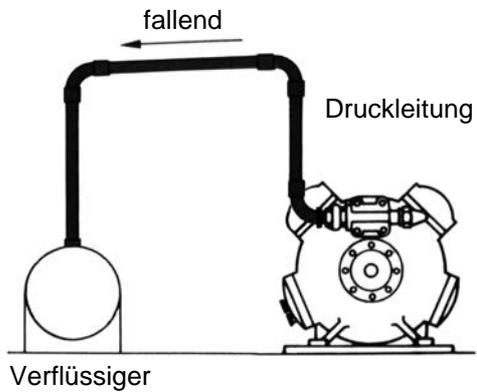


Bild 4-48. Druckleitungsverlegung, Verflüssiger auf gleicher Höhe oder tiefer

Steht der Verflüssiger tiefer oder auf gleicher Höhe wie der Verdichter, kann die Druckleitung direkt nach dem Verdichteranschluss ansteigen.

4 Komponenten des Kältemittelkreislaufs

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

5.1 Einleitung

In der DIN 8960 werden Kältemittel als ein Wärmeübertragungsmedium, das in einem Kältemaschinenprozess bei niedriger Temperatur und niedrigem Druck Wärme aufnimmt (Verdampfer) und bei höherer Temperatur und höherem Druck Wärme abgibt (Verflüssiger), definiert.

Früher wurde in der mobilen Kälte ausschließlich das FCKW R 12 als Kältemittel eingesetzt. 1974 gerieten die FCKW in Verdacht, die schützende Ozonhülle um die Erde zu zerstören. Die FCKW-Halon-Verbotsverordnung verbietet aus diesem Grund den Einsatz von FCKW in Neuanlagen. Es mussten Ersatzstoffe für die betroffenen Kältemittel gesucht werden. In der mobilen Kälte wird in Neuanlagen nun das Kältemittel R 134a eingesetzt.

5.2 Anforderungen an ein ideales Kältemittel

5.2.1 Physikalische Eigenschaften

5.2.1.1 Verdampfungsdruck

Der Verdampfungsdruck sollte über den gesamten Arbeitsbereich mindestens 1 bar (absolut) betragen. Dadurch wird vermieden, dass bei kleinen Leckagen bzw. bei Anlagen mit offenen Verdichtern Luft und Wasser in die Anlage gelangen.

5.2.1.2 Verflüssigungsdruck

Der Verflüssigungsdruck sollte möglichst niedrig sein, um den konstruktiven und energetischen Aufwand in Grenzen zu halten. Die für eine Anlage zulässigen Betriebsdrücke richten sich nach dem Kältemittel und der Bauart des Verflüssigers. Angaben hierzu finden sich in der DIN 8975 Teil 1.

5.2.1.3 Druckdifferenz

Die Druckdifferenz $p_c - p_o$ bestimmt die Triebwerksdimensionierung des Verdichters. Sie sollte möglichst klein sein.

5.2.1.4 Druckverhältnis

Es ist ein möglichst kleines Druckverhältnis anzustreben. Mit steigendem Druckverhältnis p_c/p_o fällt der Liefergrad λ des Verdichters, d. h. der Verdichter kann weniger fördern. Vorteilhaft ist also ein Kältemittel mit flacher Dampfdruckkurve.

5.2.1.5 Verdichtungsendtemperatur

Unter Berücksichtigung der thermischen Stabilität des

eingesetzten Schmierstoffes sollte die Verdichtungsendtemperatur möglichst niedrig sein. Diese Temperatur ist abhängig vom Kältemittel, der Ansaugüberhitzung und vom Verflüssigungsdruck der Anlage, sowie vom Verdichter.

Die an der Rohraußenwand gemessene kritische Temperatur liegt zwischen 120 und 140 °C. Entscheidend dabei ist die Temperatur an den Ventilplatten des Verdichters, die dann ungefähr 160 °C beträgt. Bei höheren Temperaturen beginnt das Öl zu verkoken.

5.2.1.6 Wasserlöslichkeit

Wasser in einer Kälteanlage führt zu Störungen. Je höher die Wasserlöslichkeit eines Kältemittels ist, um so mehr Feuchtigkeit kann es binden, ohne dass es zu Ausfällerscheinungen in der Anlage kommt.

Vor allem in Hinblick auf die starke Wasseraufnahme von Ester- und PAG-Ölen, spielt die Feuchtigkeit in Anlagen eine entscheidende Rolle. Kältemittel werden mit einer Restfeuchte von maximal 20 ppm geliefert.

5.2.1.7 Verdampfungsenthalpie und Ansaugdichte

Um eine Aussage über die mit einem Kältemittel erzielbare Kälteleistung zu machen, müssen diese beiden Größen gemeinsam betrachtet werden. Hat ein Kältemittel eine hohe Verdampfungsenthalpie, so kann dieselbe Kälteleistung mit einem geringeren Verdichterhubvolumen erreicht werden. Damit der Verdichter pro Hub möglichst viel Kältemittel fördern kann sollte das Kältemittel am Ansaugstutzen des Verdichters eine möglichst hohe Dichte aufweisen.

5.2.1.8 Mischbarkeit/Löslichkeit von Schmierstoffen

Für die Ölrückführung in Kälteanlagen ist eine vollständige Löslichkeit des flüssigen Kältemittels mit dem Schmierstoff wünschenswert. Eine vollkommene Unlöslichkeit, wie es beim Kältemittel Ammoniak anzutreffen ist, kann durch den Einbau von geeigneten Ölrückführmaßnahmen ebenfalls sicher beherrscht werden.

Manche Kältemittel sind jedoch nicht bei jeder Temperatur und jedem Mischungsverhältnis mit Kältemaschinenöl löslich. Dieser „**Mischungslücke**“ genannte Bereich ist für die Ölrückführung von entscheidender Bedeutung. Liegt das Öl/Kältemittelverhältnis innerhalb der Mischungslücke, können durch Unterbrechung der Ölrückführung Störungen im Betrieb der Anlage auftreten. Der Verlauf der Mischungslücke ist von der Art des Kältemittels und von dem Öltyp abhängig.

Das folgende Bild zeigt ein Beispiel eines Mischungslückendiagrammes, wie es von den Ölherstellern bezogen werden kann.

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

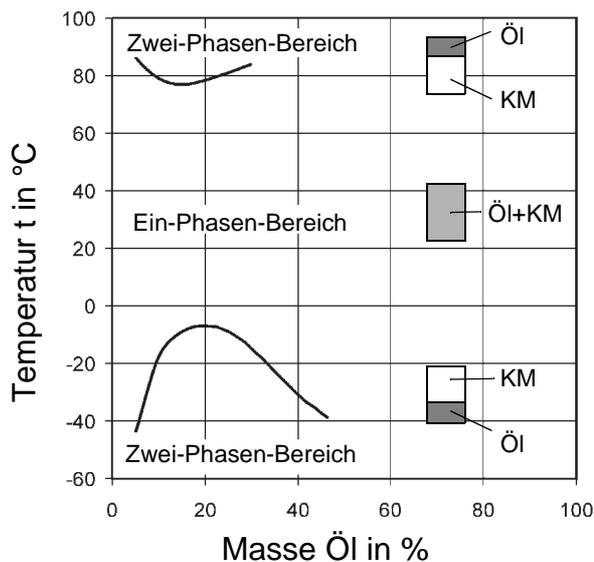


Bild 5-1. R 134a-Öl-Löslichkeitscharakteristik

Die zweiphasigen Bereiche sind die Mischungslücken dieser Kältemittel-Öl-Paarung. Ölreiche und kältemittelreiche Phase liegen getrennt vor. In diesen Bereichen ist die Ölrückführung nur über eine ausreichende Strömungsgeschwindigkeit möglich. Im einphasigen Bereich sind Kältemittel und Öl miteinander mischbar. Die Ölrückführung erfolgt über die Löslichkeit des Öls im Kältemittel.

5.2.2 Chemische Eigenschaften

Das Kältemittel sollte, bei allen möglichen Betriebsbedingungen, nicht mit den eingesetzten Werkstoffen und Schmierstoffen chemisch reagieren. Die Kältemittel selbst sind wenig aggressiv gegenüber den eingesetzten Werkstoffen. An dieser Stelle muss die Kältemittel-Ölmischung betrachtet werden.

5.2.3 Physiologische Eigenschaften

Erwünscht ist eine hohe physiologische Verträglichkeit (Ungiftigkeit). Für R 134a liegt der MAK-Wert (maximale Arbeitsplatzkonzentration) bei 1 000 ppm. Das heißt, wenn man in einem 8-stündigen Zeitabschnitt weniger Kältemittel einatmet, sind keine gesundheitlichen Schäden zu befürchten. Bei höheren Konzentrationen besteht Erstickungsgefahr durch Verringerung des Sauerstoffanteils besonders in Bodennähe (R 134a ist schwerer als Luft). Zudem können Kopfschmerzen, Übelkeit und Ohnmacht auftreten.

Bei Einwirkung von offenem Feuer, heißen oder glühenden Metallflächen oder ultraviolettem Licht (Lichtbogen) entstehen giftige Zersetzungsprodukte.

5.2.4 Umweltverträglichkeit

Der Einsatz, die Herstellung und die Entsorgung des Käl-

temittels sollten ohne negative Auswirkungen auf unsere Umwelt sein. Den Kältemitteln und Anlagen werden bestimmte Kennzahlen zugeordnet, über welche die Umweltverträglichkeit gegeneinander abgeschätzt werden können.

5.2.4.1 Ozonabbaupotential (ODP)

Die natürliche Konzentration des Stratosphärenozons der Erde wird in den letzten Jahrzehnten durch schädliche Einflüsse abgebaut und damit die Schutzwirkung vor UV-Strahlung vermindert. Dies geschieht durch Halogene wie Chlor, Fluor und Brom, die von aufsteigenden Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) durch Reaktionen frei werden.

Bei der Internationalen Konferenz in Montreal wurde daher das „Montrealer Protokoll“ von 1987 verabschiedet, in dem sich die unterzeichnenden Staaten bereit erklären, die Produktion der ozonabbauenden Substanzen bis Ende 1995 einzustellen. Seit 1995 darf in den unterzeichnenden Ländern kein FCKW mehr produziert werden. Leider haben bisher noch nicht alle Staaten das Montreal Protokoll ratifiziert.

Da es etwa 15 - 20 Jahre dauert bis die freigesetzten langlebigen FCKW die Ozonschicht erreichen wird der Ozonabbau in den nächsten Jahren weitergehen.

Der stärkste Ozonabbau (über 50 %) findet über den Polregionen statt. Über der Antarktis kann man daher im Zeitraum von September bis November, dem antarktischen Frühling, das sogenannte Ozonloch beobachten. In der Nordhemisphäre findet in den Winter- und Frühlingsmonaten ein verstärkter Abbau statt. Zwischen 1968 und 1992 betrug der Ozonrückgang über Europa im Durchschnitt drei Prozent pro Dekade. In den letzten Jahren konnte ein Ozonrückgang von fünf Prozent pro Dekade festgestellt werden. Durch die verstärkte UV-Strahlung kann es zu Hautkrebs oder Augenschäden kommen.

Den Kältemitteln mit dem stärksten **Ozonabbaupotential** R 11 und R 12 wurde der Wert ODP 1,0 (100 %) zugeteilt. Die anderen chlorhaltigen Kältemittel erhalten ihre ODP-Werte entsprechend ihrem Schädigungspotential im Vergleich zu R 11.

5.2.4.2 Treibhauspotential (GWP)

Das Leben auf der Erde ist abhängig von der eingestrahelten Energie der Sonne. Diese wird jedoch durch Reflexion und Verdunstung größtenteils wieder abgegeben. Die natürlichen Treibhausgase Wasserdampf und CO_2 verhindern die vollständige Abstrahlung der gesamten Energiemenge und halten Wärme in der Erdatmosphäre zurück. Sie wirken wie die Glasfläche eines Treibhauses. Ohne die natürlichen Treibhausgase würde die durchschnittliche Temperatur der Erdoberfläche nicht 18°C sondern -15°C betragen.

Dieser an sich segensreiche Treibhauseffekt nimmt durch

die menschliche Freisetzung von Treibhausgasen (CO₂, Kältemittel, Methan aus der Landwirtschaft) stetig zu. Seit Beginn der Industrialisierung im Mittelalter ist der Anteil von CO₂ in der Atmosphäre ständig angestiegen.

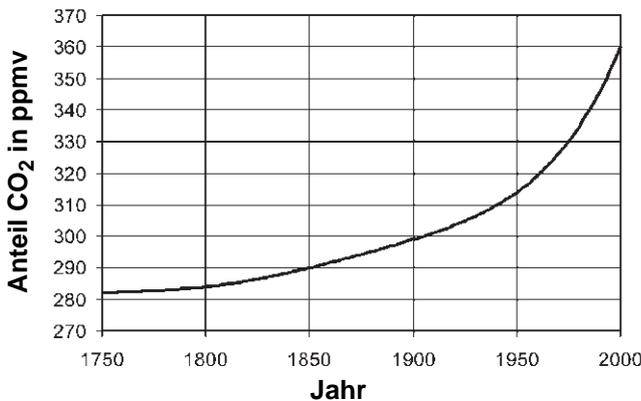


Bild 5-2. Anstieg der CO₂-Konzentration

Durch den verstärkten Treibhauseffekt hat sich die Temperatur im Jahresmittel um 1 – 1,5 K erhöht. Diese Temperaturerhöhung führt langfristig zu einem Anstieg des Meeresspiegels, Veränderungen und Verschiebungen der Niederschlagsverteilung und einer Zunahme extremer Wetterereignisse.

Das **Treibhauspotential** der Kältemittel wird mit dem GWP (direkter Treibhauseffekt bezogen auf CO₂) oder dem H-GWP (direkter Treibhauseffekt bezogen auf R 11) gekennzeichnet.

- R 12 GWP 7 100
- R 134a GWP 1 200

Die ODP- und GWP-Werte sind keine absolut messbaren Stoffeigenschaften. Sie werden mit Hilfe von Modellrechnungen für die in der Atmosphäre ablaufenden Reaktionen bestimmt. Dies führt zu zahlenmäßig variierenden Ergebnissen. Beide Werte betrachten nur die Eigenschaften des Kältemittels, nicht den Herstellungsprozess oder den Energiebedarf der Kälteanlage.

5.2.4.3 TEWI

Der TEWI-Wert (total equivalent warming impact, direkter und indirekter Treibhauseffekt) bezieht sich nicht nur auf die Belastungen durch das Kältemittel selbst, sondern auch auf die Anlage, in der sich das Kältemittel befindet. Es werden die Treibhausbelastung durch den Energiebedarf der Anlage und die Freisetzung von Kältemittel bei der Entsorgung und durch Leckagen mit berücksichtigt. Unterschieden wird in **direkten Treibhauseffekt** durch das Kältemittel (Leckage, Reparaturverluste, Verschrotungsverluste) und **indirekten Treibhauseffekt** (CO₂-Emissionen bei der Energieerzeugung).

Eine Schwäche der TEWI-Bewertung ist es, dass die Herstellung des jeweiligen Kältemittels vernachlässigt wird.

5.3 FCKW-Halon-Verbotsverordnung

Die FCKW-Halon-Verbotsverordnung vom 06. Mai 1991 regelt den Ausstieg aus der Verwendung von FCKW und den Umgang mit diesen Kältemitteln.

Inhalt

- Seit 1995 dürfen keine FCKW (R 12) mehr in Neuanlagen eingesetzt werden.
- Es ist verboten, beim Betrieb, bei Instandsetzungsarbeiten und bei Außerbetriebnahme von Kälteanlagen, das Kältemittel entgegen dem Stand der Technik in die Atmosphäre entweichen zu lassen.
- Arbeiten an Kälteanlagen dürfen nur Personen, die über die hierzu erforderliche Sachkunde und technische Ausstattung verfügen, durchführen.
- Die Verwendung der Kältemittel muss dokumentiert werden.
- Altanlagen sind auf möglichst ozonunschädliche Kältemittel (Ersatzkältemittel) umzustellen.

Dazu muss das Bundesumweltamt geeignete Ersatzkältemittel bekanntgeben, was Ende 1995 für R 12 geschehen ist. Als Konsequenz darf in Altanlagen kein R 12 mehr nachgefüllt werden. Sobald bei einem Service das System geöffnet wird, muss auf ein geeignetes Ersatz- oder Servicekältemittel umgestellt werden. Solange bestehende Anlagen dicht sind dürfen sie weiterlaufen. Als Ersatzkältemittel für R 12 wurde R 134a genannt.

Innerhalb der Europäischen Union regelt die „EU-Verordnung 2037/2000 über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen“ die Produktion, Verwendung und Verfügbarkeit von FCKW und H-FCKW.

5.4 Kältemittel R 134a im Vergleich zu R 12

Für R 12 ist mit R 134a ein Einzelstoff mit passenden Eigenschaften gefunden worden, der in heutigen Kfz-Klimaanlagen ausschließlich verwendet wird.

Gegenüberstellung R 134a/R 12

R 134a ist umweltverträglicher als R 12, da es einerseits die Ozonschicht nicht angreift (es enthält kein Chlor) und andererseits ein geringeres Treibhauspotential aufweist.

Die Dampfdruckkurven von R 134a und R 12 sind sehr ähnlich, wie Tabelle 5-1 zeigt. Bei tieferen Sättigungstemperaturen weist R 12 etwas höhere Drücke auf, bei höheren Sättigungstemperaturen R 134a. Durch die insgesamt ähnliche Drucklage können nahezu gleiche Komponenten verwendet werden. Die sonstigen thermodynamischen

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

Daten sind ebenfalls sehr ähnlich. Kälteleistung, Energiebedarf und Temperaturverhalten sind vergleichbar.

Lediglich beim Schmierstoff und bei den Dichtungsmaterialien mussten bei der Umstellung auf R 134a starke Änderungen vorgenommen werden. R 134a ist ein kleineres Molekül und benötigt daher Dichtungen mit kleineren Poren. Dichtungsmaterialien oder Schläuche von R 12 dürfen folglich bei R 134a nicht verwendet werden.

Bei R 12 übliche Mineral- und Synthetiköle sind mit R 134a nicht mischbar (löslich) und werden im Kältemittelkreislauf nur unzureichend transportiert. Nicht mischbare Öle können sich in den Wärmeaustauschern ablagern und den Wärmeübergang so stark behindern, dass ein korrekter Betrieb der Anlage nicht mehr möglich ist. Für R 134a werden daher Ester- (Omnibus) und PAG-Öle (Pkw) verwendet.

5.5 Kältemittelumstellung

Da an bestehenden R 12-Anlagen kein Service mehr durchgeführt werden darf, müssen diese, im Falle von Reparaturen oder Leckagen, außer Betrieb genommen oder auf ein anderes Kältemittel umgestellt werden. Zufüllen von R 134a zu R 12 ist nicht gestattet, da sich die Kältemittelleigenschaften des Gemisches erheblich von denen der Reinstoffe unterscheiden. Zum Weiterbetrieb der Anlage stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung.

5.5.1 Retrofit

Im Zuge einer **Retrofit-Maßnahme** ist neben der **Kältemittelumstellung** auch eine **Ölumstellung** erforderlich. Nach Stand der Technik kommt in der Kfz-Kälte-Klimaanlage nur das Kältemittel **R 134a** in Frage. R 134a bedarf eines „polaren“ Schmierstoffes (PAG oder Ester), damit über die dann gegebene Löslichkeit Kältemittel - Öl eine gesicherte Ölrückführung gewährleistet ist.

Eine Retrofitmaßnahme ist nur dann „vertretbar“, wenn die eingesetzten Kältemittelschläuche durch Schläuche nach Stand der Technik ersetzt werden. Bezüglich des Verdichters ist zu überprüfen, ob die eingesetzten Dichtungsmaterialien für die neue Kältemittel-Schmierstoffkombination geeignet sind. In jedem Fall muss auch der Trockner gewechselt werden. Im Sinne einer korrekten Überhitzungsregelung sollte das Expansionsventil angepasst werden.

Chlorhaltige Restölanteile wirken sich auf folgende Weise negativ aus:

- Zirkulation als unlösliches Öl im Kältemittelkreislauf
- Verstopfungserscheinungen durch Anreicherung im Sammlertrockner
- Durchflussschwankungen im Bereich des Expansionsorganes
- Hohe Wassergehalte wirken im Zusammenhang mit diesem Restölgehalt katalytisch und führen zu chemi-

scher Zersetzung des Schmierstoffes bzw. Kältemittels. Bei Verwendung von Kupfer führt dies zu Kupferplattierung, bei anderen Werkstoffen zu Korrosion.

- Verschiebung der Mischungslücke, je nach Restölgehalt, sogar in Temperaturbereiche wie sie in der Kfz-Kälte-Klimaanlage auftreten. Daher treten evtl. Probleme mit der Ölrückführung auf.

Da in der Kfz-Kälte-Klimaanlage in jedem Fall mit einer erhöhten Wassermenge im System zu rechnen ist, ergibt sich zwangsläufig die Forderung nach einem möglichst geringen Restölgehalt. Dies ist nur durch das Spülen des Systems möglich. Geeignete Spülgeräte werden im Handel angeboten.

5.5.2 Drop In

Die Kältemittelumstellung erfolgt beim **„drop in“ ohne Ölwechsel**. Hierzu sind dann aber **Kältemittelgemische** (Servicekältemittel, Übergangskältemittel) erforderlich, welche eine öllösliche Komponente enthalten. Diese Gemische haben in der Regel keine konstanten Verdampfungs- oder Verflüssigungstemperaturen (Temperaturleit).

Auswirkungen des Temperaturgleits:

- Anreicherung bzw. Abreicherung einer Gemischkomponente in einzelnen Bauteilen des Kältemittelkreislaufes
- Konzentrationsverschiebung der Gemischanteile bei Leckagen
- evtl. Probleme bei der Überhitzungsregelung
- Kältemittelgemische dürfen nur flüssig in die Anlage eingefüllt werden

Ein Problem vieler Servicekältemittel ist ein Rest-ODP, das durch den zur Ölrückführung notwendigen R 22-Anteil verursacht wird.

Vorteilhaft ist, dass beim „drop in“ kaum Änderungen an der Anlage notwendig sind und das Öl im Kältemittelkreislauf verbleiben kann.

5.6 Kältemaschinenöle

5.6.1 Aufgabe der Kältemaschinenöle

Die Hauptaufgabe der Kältemaschinenöle sind die Schmierung des Verdichters und das Abführen von Wärme. Darüber hinaus dichtet das Öl den Kompressionsraum und die Ventile ab. Das Öl wird nur im Verdichter benötigt. Über den Ölwurf des Verdichters gelangt es jedoch auch zu den anderen Bauteilen innerhalb der Anlage. Man geht davon aus, dass sich im Falle von typischen Bus-Klimaanlagen 5 - 10 % Öl im Umlauf befinden. Bei Kfz sind bis zu 80 % im Umlauf.

Ein geringer Prozentsatz an Öl in der Anlage hat sogar

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

Vorteile. Die Anlage wird dichter und die Leistung der Wärmeaustauscher etwas höher. Auch Leckagestellen lassen sich aufgrund des Öls, das in geringen Mengen austritt, lokalisieren. Es entsteht ein Ölfilm an der Leckagestelle.

5.6.2 Probleme durch das Öl

Häufige Probleme durch Öle sind:

- Feuchtigkeit in der Anlage bei der Verwendung von Ester und PAG
- Ölrückführung
- Kältemittelanreicherung im Kurbelgehäuse bei Stillstand
- Viskositätsunterschiede bei den unterschiedlichen Temperaturen im Kältemittelkreislauf

Neben Feuchtigkeit ist die Ölrückführung ein wichtiger Punkt für die Betriebssicherheit der Anlage. Dort, wo das

Kältemittel gasförmig ist, muss das Öl über die Geschwindigkeit des Kältemittels mitgeführt werden. Gerade im Teillastbereich muss auf die notwendigen Mindestgeschwindigkeiten geachtet werden.

Im Stillstand des Verdichters herrscht im Kurbelgehäuse ein höherer Druck als während des Betriebs. Dadurch kann mehr Kältemittel im Öl gelöst werden. Beim Anfahren schäumt das Kältemittel-Ölgemisch auf und die Ölschmierung kann nicht sofort aufgebaut werden. Dieser Effekt kann durch Einbau einer Kurbelgehäuseheizung oder durch eine Absaugung (Pump down) vermieden werden.

Die eingesetzten Öle müssen bei den hohen Temperaturen im Verdichter noch ausreichend viskos (zäh), und gleichzeitig bei den Temperaturen im Verdampfer noch flüssig genug sein. Gerade im Bereich tiefer Verdampfungstemperaturen können hier Schwierigkeiten auftreten.

Ölhydraulische Leistungsregelung	Ruhende Dichtungen	Arbeitsventile	Wellenabdichtung	Kolben/Zylinder	Triebwerkslager	
						Hydrodynamische Kraftübertragung
			●	●	●	Wärmeableitung
		●	●	●	●	Reibungsminderung (Antriebsenergie)
		●	●	●	●	Verschleißminderung
	●	●	●	●		Dichtheiterhöhung
		●	●	●	●	Geräuschreduzierung
			●	●	●	Verschleißpartikel-Transport
●						Hydrostatische Kraftübertragung

Bild 5-3. Aufgaben des Schmiermittels

5 Kältemittel, Schmierstoffe und Wärmeträger

Die Viskosität ist abhängig von der Temperatur und der gelösten Kältemittelmenge im Öl. Je höher die Temperatur wird, um so niedriger ist die Viskosität des Öls. Bei hohen Drücken wird viel Kältemittel im Öl gelöst, dadurch sinkt die Viskosität.

5.6.3 Arten üblicher Kältemaschinenöle

5.6.3.1 Mineralöle

Mineralöle können bei chlorhaltigem Kältemitteln und bei Kohlenwasserstoffen eingesetzt werden.

5.6.3.2 Alkylbenzole

Alkylbenzole zählen zu den synthetischen Ölen. Sie sind thermisch stabiler als Mineralöle und haben eine bessere Kältemittellöslichkeit. Zudem schäumen sie beim Anfahren der Anlage weniger stark auf. Beim Umstellen einer Anlage von R 12 auf manche Übergangskältemittel, sollte Alkylbenzol zugemischt werden.

5.6.3.3 Polyglykole (PAG)

PAG sind synthetische Schmierstoffe, die in der Pkw-Klimatisierung für R 134a verwendet werden. Diese Öle haben folgende Eigenschaften:

- stark hygroskopisch (wasseraufnehmend)
- Polyglykole werden mit einer Restfeuchte von maximal 300 ppm geliefert. Dieser Wert sollte im Betrieb nicht über ca. 700 ppm ansteigen
- stabil gegenüber Reaktionen mit Wasser
- gutes Viskositäts-Temperaturverhalten
- hohe thermische Stabilität
- hoher Verschleißschutz
- empfindlich gegenüber Chlor (R 12)
- geringe Mineralölverträglichkeit
- gute Kältemittellöslichkeit, evtl. Mischungslücke bei höheren Temperaturen

Wegen der hohen Wasseraufnahme sind PAG für Anlagen mit Kupferbauteilen (Kupferplattierung) nicht geeignet.

5.6.3.4 Esteröle

Polyolesteröle (POE) sind synthetische Schmierstoffe, die unter anderem in der Bus-Klimatisierung verwendet werden. Diese Öle haben ähnliche Eigenschaften wie PAG, sind jedoch bei weitem nicht so stabil gegen Zersetzung bei hohen Wassergehalten. Esteröle werden mit einer Restfeuchte von 50 ppm und weniger geliefert.

Die Erfahrungen der letzten Zeit haben gezeigt, dass der Wassergehalt in der Anlage bei Esteröl 100 ppm möglichst nicht überschreiten sollte. Es besteht sonst die Gefahr, dass metallische Materialien korrodieren, eine Verschlammung eintritt oder sich Säuren und Alkohole

bilden. Feuchtigkeit, die einmal im Öl gebunden ist, kann durch Evakuieren nicht entfernt werden. Auch das Trocknen mit Stickstoff oder dem Kältemittelfiltertrockner ist fraglich. Ölgebinde können nicht mehrmals verwendet werden. Wenn ein Gebinde einmal geöffnet ist, muss das gesamte Öl sofort verbraucht oder entsorgt werden.

5.7 Wärmeträger

Werden Kälteanlagen mit indirekter Verdampfung betrieben benötigt man neben dem Kältemittel ein weiteres Medium zum Wärmetransport. Neben Wasser, Kältemitteln oder speziellen Wärmeträgerflüssigkeiten werden häufig Mischungen zwischen Wasser und Frostschutzmitteln (Sole) eingesetzt.

Die Sole muss den Kreislauf vor Einfrieren, gegen Korrosion und vor Ablagerungen schützen. Meist wird als Frostschutzmittel Glykol verwendet, der einen tiefen Schmelzpunkt und bei hohen Konzentrationen die Bildung von Eisbrei beim Erstarren (keine Eissprengwirkung) bewirkt.

6 Anlagentechnik

6.1 Sicherheitsbauteile

6.1.1 Allgemeines

In der VBG 20 (Vorschrift der Berufsgenossenschaft) ist unter dem Stichwort „Druckbeanspruchte Teile“ in § 6 gefordert, dass die druckbeanspruchten Teile einer Kälteanlage den beim Betrieb und Stillstand auftretenden Drücken widerstehen. In § 7 werden Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung angesprochen. Dieser § 7 enthält 5 Abschnitte, die sinngemäß folgendes aussagen:

Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküberschreitung müssen folgende Vorgaben erfüllen:

- Sie sind so einzustellen, dass der zulässige Betriebsüberdruck um nicht mehr als 10 % überschritten werden kann. Die Höhe des zulässigen Betriebsüberdruckes ist abhängig vom eingesetzten Kältemittel, von der Betriebsart und von der Betriebsweise des Verflüssigers bzw. der Hochdruckseite. Die zulässigen Betriebsüberdrücke (Mindestanforderungen) sind der DIN 8975 T1 zu entnehmen oder anhand des schwächsten Bauteils der Hochdruckseite zu ermitteln.
- Sie müssen gegen Einstellungsänderungen durch Unbefugte gesichert sein.
- Sie sind bei Anlagen mit R 134a mit einer KM-Füllmenge von kleiner als 2,5 kg nicht erforderlich. Allerdings muss die Kälteanlage dann eigensicher sein (so beschaffen, dass kein höherer Druck als der zulässige Betriebsüberdruck auftreten kann). Die Definition des Begriffs „eigensicher“ ist in der DIN 8975 T7 zu finden. Eine Kälteanlage gilt als eigensicher, wenn im Stillstand der zulässige Betriebsüberdruck höher ist als der Sättigungsdruck zu einer Temperatur von 63 °C.

Während des Betriebs gilt eine Kälteanlage als eigensicher, wenn der zulässige Betriebsüberdruck höher ist als der Druck, der bei einer Umgebungstemperatur von 32 °C entsteht. Diese obere Einsatzgrenze kann bei bestimmten Gerätetypen auch höher sein und ist den entsprechenden Prüfvorschriften (DIN-Normen) zu entnehmen. Eine Kälteanlage gilt als eigensicher, wenn z. B. der Verdichter kontinuierlich läuft und trotzdem, bedingt durch großen Schadraum oder auch ein internes Überströmventil, den zulässigen Betriebsüberdruck nicht überschreitet.

- Sie dürfen nicht absperrbar eingebaut werden.

6.1.2 Arten von Sicherheitseinrichtungen

Sicherheitseinrichtungen gegen Drucküber- oder Druckunterschreitung können sein:

- Sicherheitsventile als Ablass- oder Überströmventile
- Berstsicherungen
- Sollbruchstellen
- Temperaturschalter
- Druckschalter (Pressostate)

Sehr oft werden **Druckschalter** (Pressostate) als Sicherheitseinrichtung gegen Drucküber- oder Druckunterschreitung eingesetzt. Sie wirken direkt auf die Magnetkupplung des Verdichters.

Steigt der Systemdruck z. B. durch einen stark verschmutzten Verflüssiger, ausgefallenen Lüfter oder ein defektes Expansionsventil zu stark an, unterbricht der **Hochdruckschalter** bei Erreichen des eingestellten Druckes (Herstellerabhängig, ca. 26 bar) die Stromversorgung der Magnetkupplung. Sobald der Anlagendruck um den eingestellten Differenzdruck (ca. 5 - 6 bar) unter den Abschaltdruck gefallen ist, wird der Verdichter wieder eingeschaltet (20 - 21 bar).

Der **Niederdruckschalter** unterbricht bei Unterschreiten des eingestellten Druckes (mögliche Ursachen: Kältemittelmangel, defektes Expansionsventil, zu geringe Wärmelast, defekter Verdampferlüfter, ...) die Stromversorgung der Magnetkupplung. Da das Kältemittel R 134a bei einem Überdruck von 2 bar eine Verdampfungstemperatur von 0 °C hat, ist der Niederdruckschalter häufig zum Schutz vor Vereisung auf einen Wert von ca. 2 bar eingestellt. Der Einschaltdruck liegt meist 0,6 bar über dem Ausschaltdruck. Der Verdichter würde bei einem Ausschaltdruck 2 bar also bei 2,6 bar wieder anlaufen. Bei nicht leistungsgeregelten Verdichtern wird dieses Prinzip auch zur Leistungsregelung verwendet.

Bei vielen Klimaanlageanlagen ist für die Zuschaltung des Verflüssiger-Zusatzlüfters noch ein **Druckschalter** in der Hochdruckseite installiert. Der Zusatzlüfter senkt den Verflüssigungsdruck bei schwierigen Betriebsbedingungen (langsame Fahrt, Stillstand) und steigert somit die Kälteleistung der Anlage.

Zum Schutz des Verdampfers vor Vereisung ist häufig ein **Frostschutzthermostat** eingebaut. Wie die Druckregler schaltet dieser die Magnetkupplung des Verdichters aus oder ein. Der Fühler des Temperaturreglers ist je nach Ausführung zwischen die Verdampferlamellen gesteckt oder am Verdampferausgang (Saugseite) angebracht. Bei fest eingestellten Temperaturreglern schaltet der Regler bei ca. -1 °C bis 0 °C den Verdichter aus und bei ca. +3 °C wieder ein. Bei verstellbaren Temperaturreglern kann der Schaltpunkt dahingehend verändert werden, dass der Verdichter bereits bei höheren Temperaturen abschaltet. Somit ist eine Regelung der Lufttemperatur möglich.

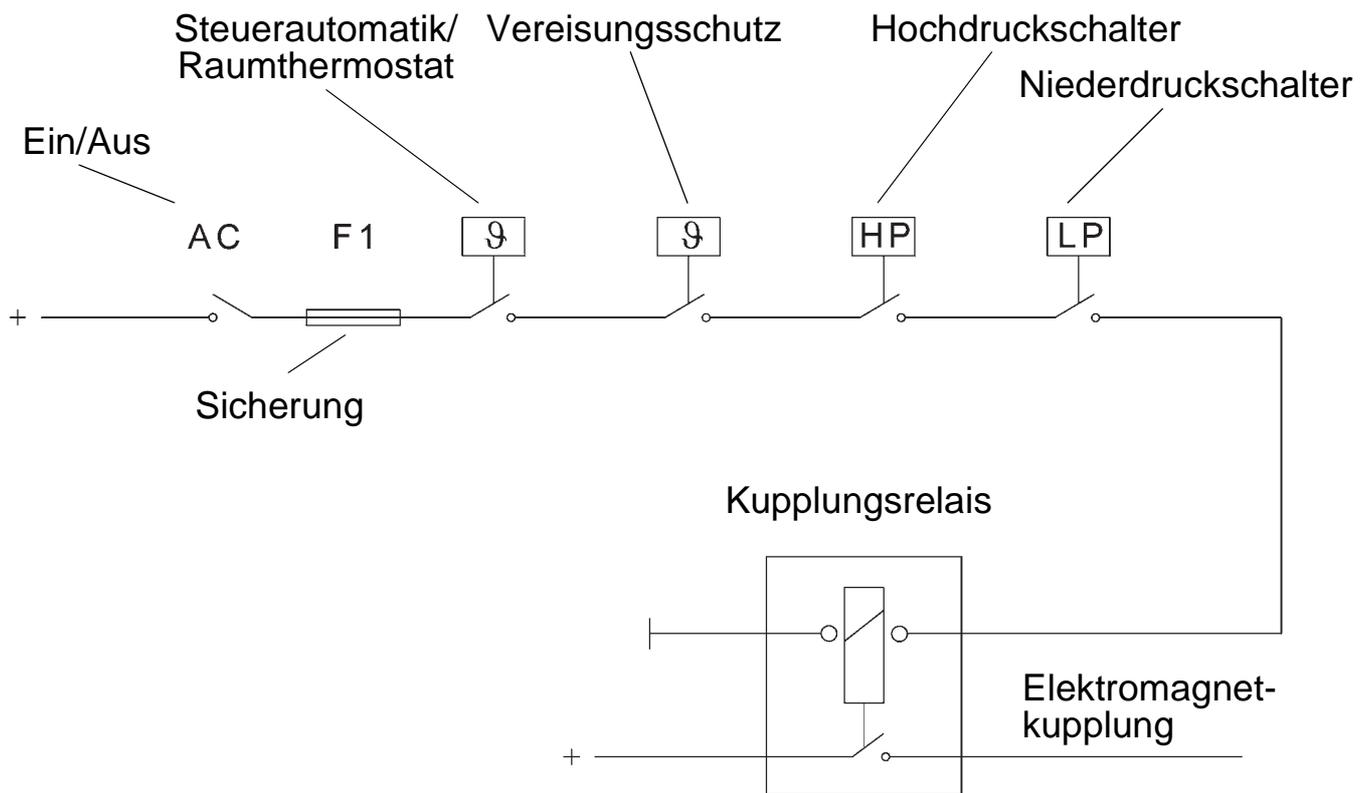


Bild 6-1. Sicherheitskette aus einigen Sicherheitsbauteilen

Bild 6-1 zeigt ein mögliches Elektrischeschema zum Anschluss dieser Sicherheitsbauteile.

In Omnibusverdichtern ist zum Schutz vor zu hohen Drücken häufig ein internes **Überströmventil** eingebaut. Dieses lässt bei zu hohen Drücken Kältemittel von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite des Verdichters strömen und verhindert somit einen weiteren Druckaufbau.

Bei sehr starker Überfüllung oder extrem hoher Umgebungstemperaturen kommt es zu sehr hohen Stillstandsdrücken innerhalb der Anlage. Um das Bersten von Komponenten zu verhindern ist hochdruckseitig häufig ein **Ablassventil** eingebaut, das ab einem Druck von z. B. 40 bar öffnet und Kältemittel an die Umgebung entweichen lässt.

6.2 Leistungsregelung

6.2.1 Ungeregelte Verdichter

6.2.1.1 Regelung mit Magnetkupplung

Bis Mitte der 80er Jahre wurden in Pkws weltweit ungeregelte Verdichter eingesetzt. Überschüssige Kälteleistung - z. B. bei höheren Motordrehzahlen - wurde dadurch „abgeregelt“, dass die Magnetkupplung den Verdichter stillgesetzt hat. Diese wiederum hat das Signal von einem

Temperaturfühler am Verdampfer erhalten, um Eisansatz an den Verdampferlamellen zu vermeiden.

Der auffälligste Nachteil für den Fahrer ist der besonders bei schwächeren Motoren spürbare Einschaltstoß. Außerdem kommt es zu Temperaturschwankungen der in den Fahrgastraum eingeblasenen Luft.

Bild 6-2 zeigt die Luftaustrittstemperaturen an den Ausströmdüsen am Armaturenbrett sowie die Verdichter-Leistungsaufnahme einer Pkw-Klimaanlage mit ungeregeltem Verdichter im Vergleich zu einer Anlage mit einem geregeltem Verdichter.

Im erstgenannten Fall kommt es zu Schwankungen der Ausblastemperatur zwischen etwa 6 bis 8 °C und einem Verdichter-Leistungsbedarf zwischen (anfangs) 4,2 kW und (kurz vor dem Abschalten) ca. 2,7 kW. Der Verlauf beider Parameter ist bei der Verwendung eines stufenlos geregelten Verdichters nahezu konstant.

Wie Vergleichsmessungen gezeigt haben, ist der Energiebedarf bei ungeregelten Verdichtern höher als bei geregelten. Dies ist auch aus dem Bereich stationär betriebener Kälteanlagen bekannt, denn auch dort sind die instationären Ein-/Ausschaltvorgänge mit Energieverlusten behaftet.

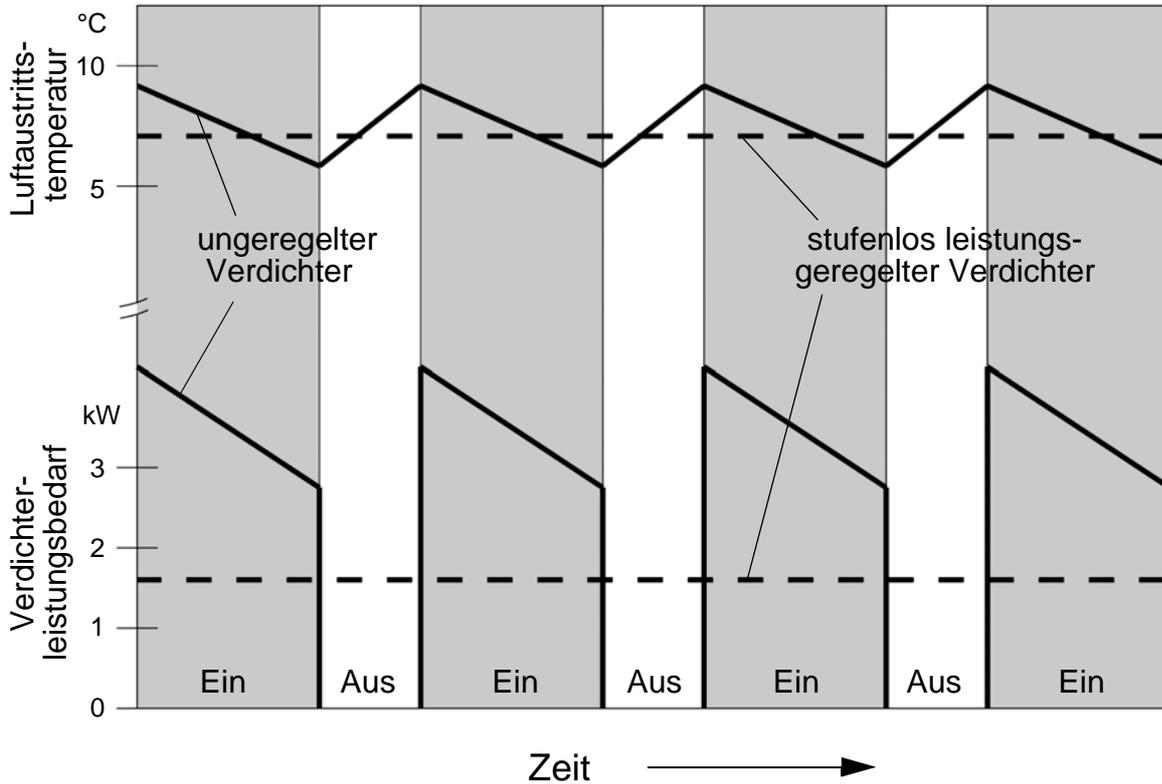


Bild 6-2. Verlauf der Luftaustrittstemperatur und Verdichterleistungsbedarf bei unregulierten und stufenlos geregelten Verdichtern

Nur selten wird die volle Kälteleistung des Verdichters benötigt, so z. B.

- unmittelbar nach dem Starten, wenn der Innenraum aufgeheizt ist, für eine möglichst rasche Temperaturabsenkung
- im Stadtverkehr bzw. „stop and go-Betrieb“

Während des größten Teils der Verdichterlaufzeit ist das Angebot an Kälteleistung zu groß - der Verdichter wird abgeschaltet. Messungen an Pkw-Klimaverdichtern im meist heißen und schwülen Tokio haben ergeben, dass die Verdichter innerhalb eines Jahres 90 % im Teillastbereich arbeiten und nur 10 % der Zeit bei Vollast.

6.2.1.2 Leistungsanpassung durch Gegenheizen

Grundsätzlich besteht die Möglichkeit die Lufttemperatur über den gleichzeitigen Betrieb von Klimaanlage und Fahrzeugheizung beliebig einzustellen.

Dieses Prinzip wird zur Entfeuchtung eingesetzt. Dabei wird die Luft zunächst im Verdampfer abgekühlt. Da kalte Luft nicht so viel Wasser aufnehmen kann wie warme, kondensiert ein Teil der in der Luft enthaltenen Feuchtigkeit auf den Verdampferrohren oder Lamellen. Die Luft wird anschließend im Heizungswärmetauscher wieder auf die gewünschte Einblastemperatur erwärmt.

Da die Klimaanlage ständig mitläuft und somit Antriebs-

energie benötigt, sollte diese Betriebsweise lediglich zur Entfeuchtung, nicht aber zur Leistungsregelung der Kälteanlage verwendet werden.

6.2.1.3 Heißgasbypass

Eine stufenlose Art der Leistungsanpassung bietet der Heißgasbypass. Dabei wird ein Teil des verdichteten Kältemittels vom Verdichteraustritt auf die Saugseite gedrosselt. Da nun nicht mehr der gesamte Kältemittelmassenstrom zum Verdampfer gelangt sinkt die Kälteleistung.

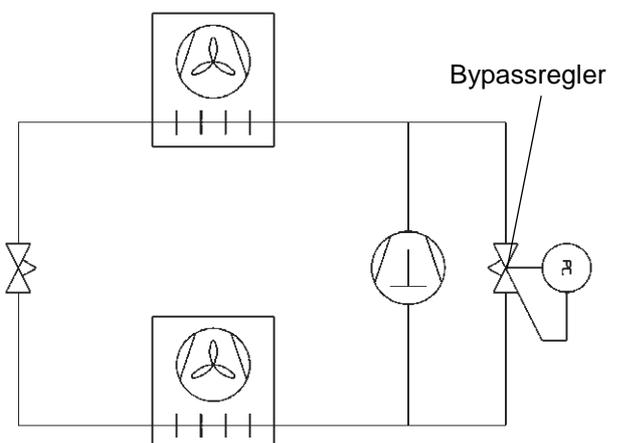


Bild 6-3. Schaltung mit Heißgasbypass

6 Anlagentechnik

Sinkt der Verdampfungsdruck auf einen eingestellten Wert beginnt der Bypassregler zu öffnen und sorgt somit zu einer Begrenzung des Verdampfungsdruckes nach unten.

Problematisch sind bei dieser Art der Leistungsregelung die stark erhöhte Heißgastemperatur (das gedrosselte Heißgas führt zu einer größeren Überhitzung) und die kaum gesunkene Verdichterantriebsleistung (der Verdichter muss die volle Menge Kältemittel fördern).

6.2.1.4 Saugdrosselung

Da die Kälteleistung stark vom Ansaugdruck abhängt, kann die Kälteleistung über die Beeinflussung dieses Druckes geregelt werden. Durch Einbau eines Regelventils zwischen Verdampfer und Verdichter kann der Ansaugdruck bis zur Einsatzgrenze des Verdichters vermindert werden. Die Folge sind ein schlechterer Liefergrad und eine kleinere Dichte des Saugdampfes. Beide Effekte reduzieren den geförderten Kältemittelmassenstrom und somit die Kälteleistung. Zu beachten ist eine steigende Heißgastemperatur und eine geringere Anlageneffizienz.

6.2.1.5 Drehzahlregelung

Während bei der stationären Kälteanwendung mit elektrisch angetriebenen Verdichtern eine Drehzahlregelung über polumschaltbare Elektromotore (stufenweise) oder Frequenzumformer (stufenlos) zum Einsatz kommt, kann die Drehzahl bei riemengetriebenen Fahrzeugverdichtern nur mit Hilfe eines Getriebes reguliert werden.

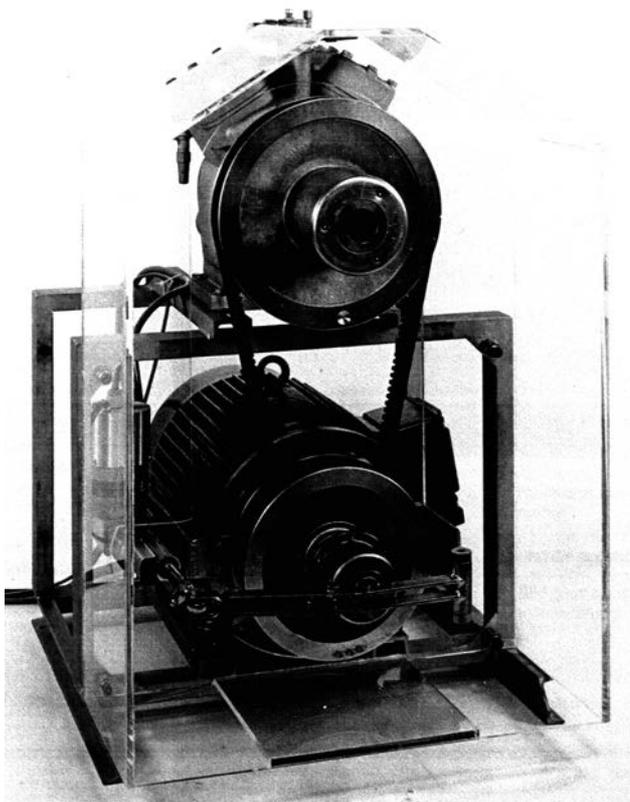


Bild 6-4. Drehzahlregelung mit Vario-Getriebe

Das abgebildete Getriebe besteht aus einer mechanisch verstellbaren Regelscheibe mit Zentralverstellung und einer zweiten, gefederten Regelscheibe. Die Verstellung der Keilriemen-Wirkdurchmesser erfolgt über einen elektrisch angetriebenen Hubzylinder, der über einen Hebelmechanismus auf die Zentralverstellung wirkt. Die Signale zur Drehzahländerung können dabei über Temperatur- oder Druckgeber kommen und wirken auf den Stellmotor ein. Der Vorteil des mechanischen Regelgetriebes besteht in seinem einfachen Aufbau. Als Nachteil ist einerseits der schlechtere Teillastwirkungsgrad des Reglersystems anzusehen, der von dem Antriebsmotor verursacht wird, andererseits verhindert der erhöhte Platzbedarf und das Mehrgewicht eine verstärkte Anwendung dieses Systems.

6.2.2 Intern geregelte Verdichter

6.2.2.1 Zylinderabschaltung

Offene Verdichter mit einer größeren Anzahl von Zylindern bieten die Möglichkeit einer Zylinderabschaltung zur stufenweisen Leistungsregelung. Die erreichbare Kälteleistung im Teillastbetrieb ist abhängig vom Verhältnis der in Betrieb befindlichen zur Anzahl der abgeschalteten Zylinder. Häufig kann zwischen Zylinderpaar- und Einzelzylinder-Abschaltung gewählt werden. Bei kombinierter Abschaltung von Einzelzylindern und Zylinderpaaren ist eine feinstufige Leistungsregelung möglich. Im unten abgebildeten Beispiel der Zylinderpaar-Abschaltung ist eine Leistungsreduzierung um 50 % möglich.

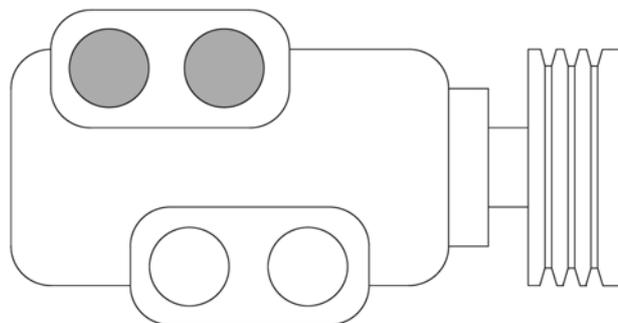


Bild 6-5. Zylinderpaar-Abschaltung

Durch den Einsatz der Zylinderabschaltung ändern sich die Einsatzgrenzen eines offenen Verdichters geringfügig.

Die Bilder 6-6 und 6-7 zeigen den Aufbau einer Vorrichtung zur Zylinderabschaltung. Dem Verdichter wird dazu ein besonderer Zylinderkopf mit einem Magnetventil und der Ventileinheit aufgesetzt.

Ist das **Magnetventil geschlossen** kann kein hochdruckseitiges Gas in den Raum oberhalb des Ventilkolbens einströmen. Die Druckfeder drückt den Kolben in den oberen Sitz, der Saugkanal ist geöffnet und der Verdichter arbeitet mit allen Zylindern.

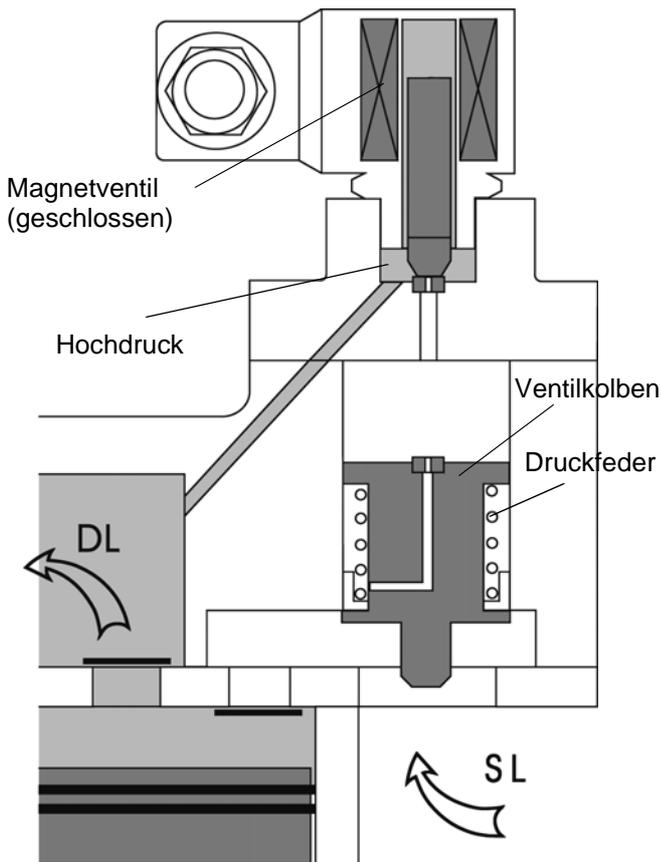


Bild 6-6. Zylinderabschaltung, Vollastbetrieb

Wird das **Magnetventil geöffnet** gelangt hochdruckseitiges Gas in den Raum oberhalb des Ventilkolbens und drückt diesen nun gegen die Kraft der Feder auf den unteren Sitz. Der Saugkanal ist abgesperrt und es kann kein neues Kältemittel angesaugt werden.

Wird wieder mehr Kälteleistung benötigt schließt das Magnetventil, das Kältemittel oberhalb des Ventilkolbens wird durch die Ausgleichsleitung abgesaugt und die Feder kann den Ventilkolben wieder in den oberen Sitz drücken. Der Zylinder oder das Zylinderpaar sind wieder in Betrieb.

Die Zylinder-Abschaltung ist sehr wirtschaftlich, da neben den Reibverlusten des Kolbens keine weiteren Verluste auftreten. Zudem kann das Magnetventil ohne Beeinträchtigung der Lebensdauer des Verdichters beliebig oft geschaltet werden.

6.2.2.2 Taumelscheibenverstellung (intern geregelt)

Die Veränderung des Hubraumes bietet eine weitere Möglichkeit der Leistungsregelung. Sie soll am Beispiel eines Axialkolbenverdichters mit internem Regelventil erläutert werden.

Durch Veränderung des Neigungswinkels der Taumelscheibe lassen sich stufenlos unterschiedliche Hubvolumina (von ca. 2 % bis 100 %) einstellen. Bild 6-8 zeigt Schema eines Taumelscheibenverdichters in der Scheibenstellung mit maximaler Fördermenge (Taumelscheibe

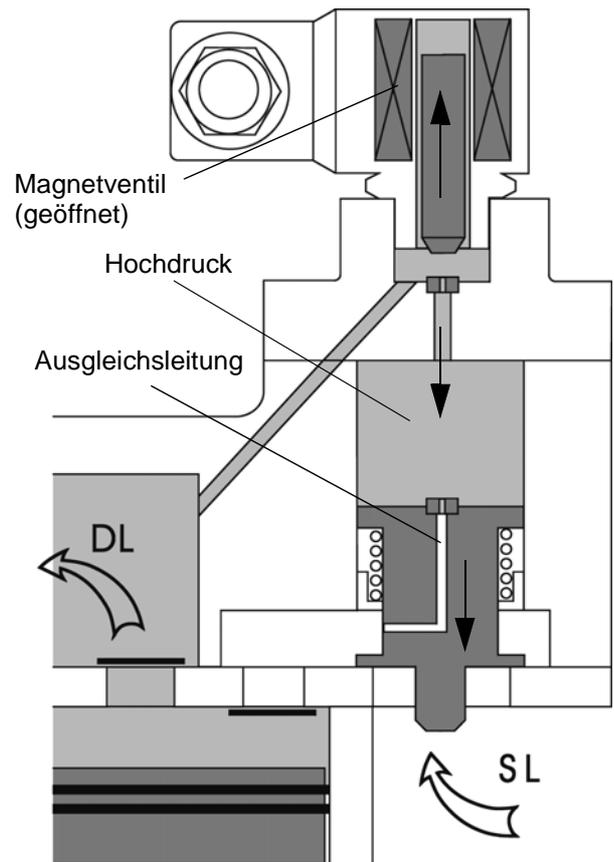


Bild 6-7. Zylinderabschaltung, Regelbetrieb

großer Neigungswinkel). Diese Stellung wird bei Vollast benötigt.

Hat die Taumelscheibe einen kleinen Neigungswinkel läuft der Verdichter mit minimalem Hubvolumen. Diese Stellung hat die Taumelscheibe beim Stillstand des Verdichters oder bei sehr geringen Wärmelasten.

Beim Start der Anlage und bei Vollast liegt zunächst ein hoher Verdampfungsdruck vor. Je geringer die Innenumraumtemperatur wird, desto geringer wird auch der Verdampfungsdruck. Hat der Verdampfungsdruck den im Regelventil eingestellten Druck (meist 3 bar entsprechend 0 °C Verdampfungstemperatur) erreicht, verringert sich der Neigungswinkel der Taumelscheibe soweit, dass der eingestellte Verdampfungsdruck konstant bleibt. Der Neigungswinkel der Taumelscheibe ergibt sich dabei aus dem Gleichgewicht der Momente aus den Massenkräften (Kolbenbeschleunigung) und der Druckdifferenz zwischen Zylinderraum und Kurbelgehäuse. Ein steigender Druck im Kurbelgehäuse hebt beispielsweise die Taumelscheibe nach oben und reduziert somit den Hubraum.

Die erforderliche Stellung der Taumelscheibe wird durch ein im Verdichter eingebautes **Regelventil** (Bild 6-9) gesteuert.

Im ausgeschalteten Zustand sind die Kräfte in den Zylinderräumen und im Verdichtergehäuse gleich groß. In diesem Fall wird die Taumelscheibe durch die Feder in die

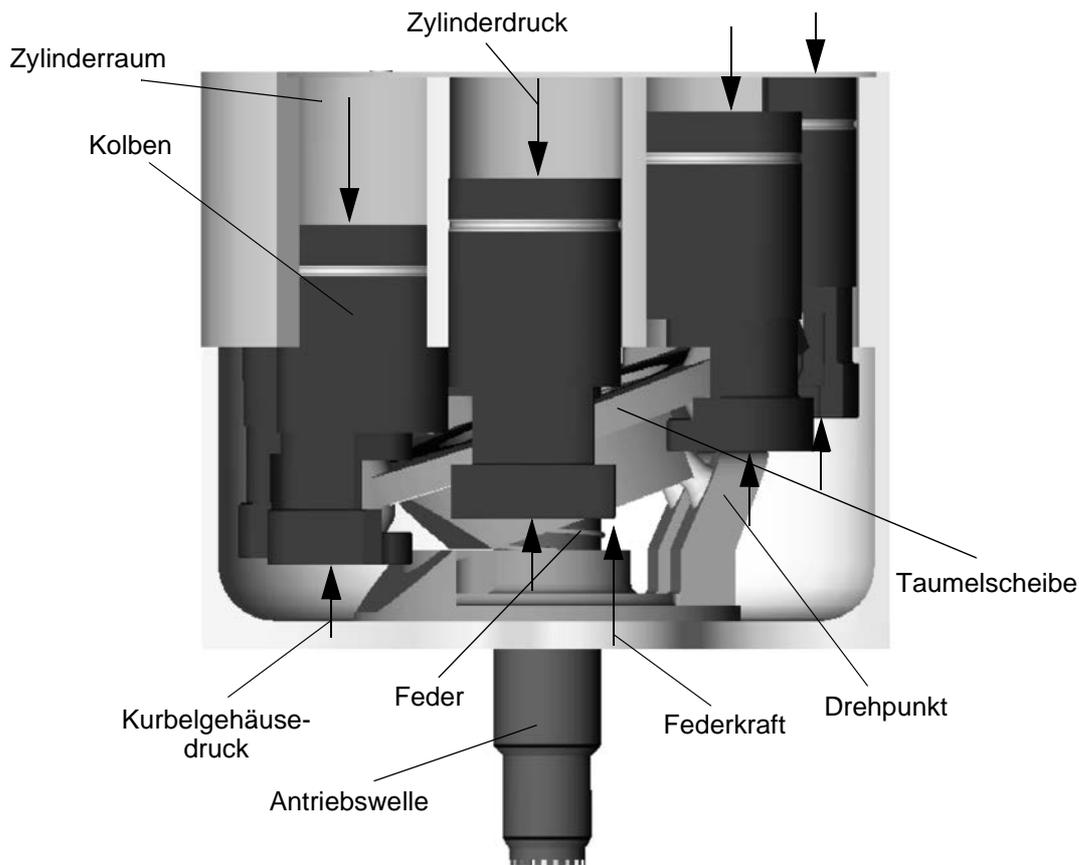


Bild 6-8. Leistungsregelung eines intern geregelten Taufelscheibenverdichters

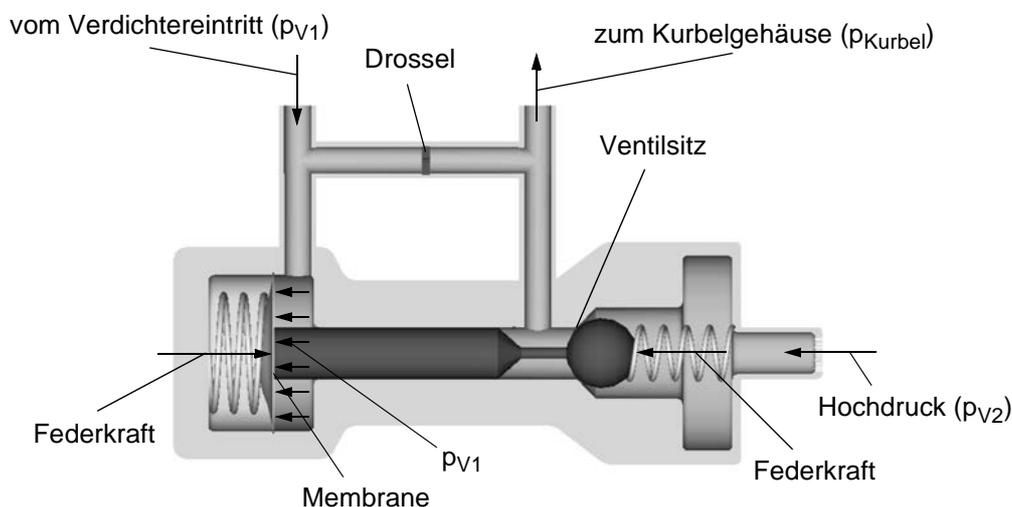


Bild 6-9. Regelventil eines intern geregelten Taufelscheibenverdichters

obere Stellung gedrückt. Das Hubvolumen ist minimal.

Beim Anlaufen steigt der Druck im Zylinderraum, es entsteht eine resultierende Kraft, die größer ist als die von unten wirkende Kräfte und somit die Taufelscheibe nach unten (max. Hubvolumen) drückt. Der Verdichter arbeitet unter Vollast.

Da der Ansaugdruck zunächst größer als die Federkraft der Regelfeder ist, bleibt das Regelventil geschlossen.

Der Kurbelgehäusedruck sinkt, da das enthaltene Kältemittel über die Drossel (notwendig zur Dämpfung) abgesaugt wird.

Durch zunehmende Abkühlung des Innenraumes sinkt die Verdampfungstemperatur und somit auch der Saugdruck am Verdichter. Um Vereisung zu vermeiden ist das Regelventil meist auf einen Saugdruck von 3 bar eingestellt. Fällt der Saugdruck auf 3 bar, öffnet das Regelventil und lässt Kältemittel von der Hochdruckseite in das Kur-

belgehäuse strömen. Der Kurbelgehäusedruck steigt an und vergrößert die auf der Kolbenunterseite wirkende resultierende Kraft, welche die Taumelscheibe nach oben verschiebt und damit das Hubvolumen des Verdichters verkleinert. Die Verdichterkälteleistung ist somit verringert. Der eingestellte Saugdruck kann nicht unterschritten werden, da das Ventil den Kammerdruck so einstellt, dass der gewünschte Saugdruck gehalten wird.

Wird eine größere Kälteleistung benötigt steigt der Saugdruck über 3 bar an und schließt das Regelventil. Der Kurbelgehäusedruck sinkt ab, da durch den Bypass über die Drossel Kältemittel aus dem Kurbelgehäuse abgesaugt wird. Der Kippwinkel der Taumelscheibe wird wieder vergrößert.

6.2.2.3 Taumelscheibenverstellung (extern geregelt)

Moderne Pkw-Klimaanlagen verfügen über einen extern geregelten Verdichter. Der Taumelscheibenwinkel wird dabei von einem über den Bordcomputer gesteuerten elektronischen Ventil geregelt.

6.2.2.4 Flügelzellenverdichter

Die stufenlose Leistungsregelung eines Flügelzellenverdichters kann über eine Hubraumveränderung erfolgen. Über die Drehung einer Steuerscheibe wird die Ansaugöffnung verlängert und somit der Bereich der Kompression vermindert. Eine zweistufige Leistungsregelung kann über einen internen Bypass erreicht werden. Soll der Verdichter bei Teillast arbeiten, wird dieser Bypass geöffnet, so dass ein Teil des angesaugten Kältemittels wieder zur Saugseite zurückgeführt wird.

6.2.2.5 Scrollverdichter

Zur Leistungsregelung eines Scrollverdichters kann die bewegliche Spirale abgehoben werden. Dabei erfolgt eine interne Rückströmung und die Fördermenge (Kälteleistung) wird reduziert.

6.3 Kältemittelverlagerung

Im Stillstand der Kälteanlage kondensiert das in der Anlage enthaltene Kältemittel immer an dem Punkt mit der geringsten Temperatur. Ist der Verdichter die kälteste Stelle, so kondensiert das im Verdampfer befindliche Kältemittel in das Kurbelgehäuse des Verdichters. Beim Anlaufen kann es zu Flüssigkeitsschlägen (Zerstörung der Ventile oder Ventilplatte) und Ölaufsieden (hoher Ölwurf in die Anlage, geringe Schmierfähigkeit des Öles) kommen. Liegt am Expansionsventil eine Undichtigkeit vor kann Kältemittel von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite kondensieren. Häufig sitzt der Verflüssiger unter Sonneneinstrahlung auf dem Fahrzeugdach und der Verdichter im kühleren Motorraum, was die Kältemittelverlagerung begünstigt. Gegen Kältemittelverlagerung in die Saugleitung wirkt der Einbau eines Flüssigkeitsabscheiders in der Saugleitung und eine korrekte Leitungs-

führung zum Verdichter (Unterbogen). Gegen Kältemittelverlagerung in den Verdichter hilft nur der Einbau einer Ölsumpfheizung in den Verdichter oder eine **Pump-Down-Schaltung** und/oder ein **Rückschlagventil**.

Bei der Pump-Down-Schaltung wird in die Flüssigkeitsleitung ein Magnetventil eingebaut (Bild 6-10).

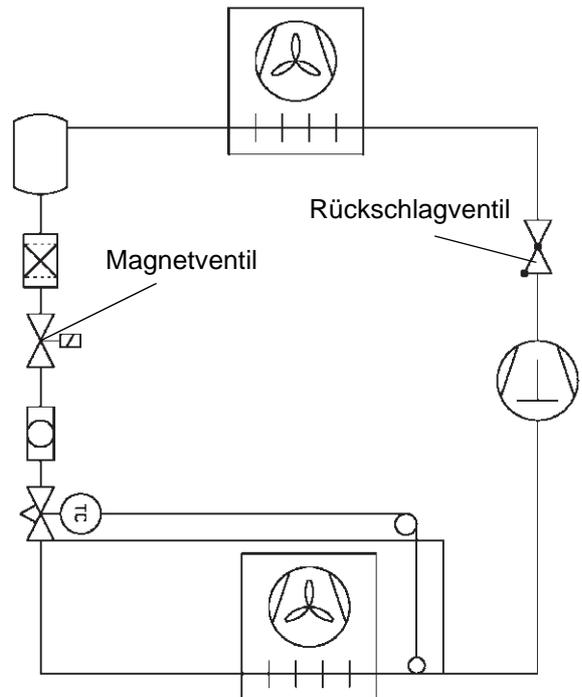


Bild 6-10. Pump-Down-Schaltung

Soll die Anlage abgeschaltet werden, wird vor dem Abschalten des Verdichters das Magnetventil geschlossen und das Kältemittel aus der Niederdruck- auf die Hochdruckseite (in den Verflüssiger und Sammler) gefördert. Die Abschaltung des Verdichters erfolgt danach entweder durch ein Signal vom Niederdruckschalter oder zeitgesteuert. Da sich nun auf der Niederdruckseite kein flüssiges Kältemittel mehr befindet, kann es zu keiner Kältemittelverlagerung in den Verdichter oder in die Saugleitung kommen.

Gegen hochdruckseitige Kältemittelverlagerung in den Zylinderkopf kann nach dem Verdichter ein Rückschlagventil eingebaut werden.

7 Inbetriebnahme

Die Betriebssicherheit und Lebensdauer einer Kälteanlage hängt im wesentlichen vom Grad der Verschmutzung, der Feuchtigkeit und der im Kreislauf enthaltenen Fremdgase ab. Mit Beginn der Fertigung kältetechnischer Komponenten müssen bereits die Qualitätsrichtlinien nach dem Stand der Technik eingehalten werden. Nur so ist gewährleistet, dass das sachkundige Personal in einer industriellen Fertigung einwandfreie Komponenten zu einer Kälteanlage komplettieren und durch gewissenhaftes Evakuieren, Befüllen und Warten der Anlage einen über lange Zeit betriebssicheren Zustand der Anlage erreichen kann. Durch zunehmende Hermetisierung der Kältemittelkreisläufe können die während des Betriebes ein- bzw. ausdringenden Stoffe reduziert werden.

7.1 Feuchtigkeit im Kältemittelkreislauf

7.1.1 Allgemeines

Langjährige praktische Erfahrungen haben gezeigt, dass der sichere Betrieb einer Kälteanlage gewährleistet ist wenn der Wassergehalt des in der Anlage vorhandenen Kältemittels 100 ppm (parts per million = mg/kg) nicht überschreitet (Esteröl). Schon bei der Herstellung von Kältemitteln ist das Vorhandensein eines Restwassergehaltes im Kältemittel nicht zu verhindern. Wassergehalte > 100 ppm führen in Verbindung mit Esterölen und FKW bzw. H-FKW definitiv zu chemischen Reaktionen.

Hohe Wasseranteile können bewirken:

- Korrosionsschäden
- Kupferplattierung
- Eiskristallbildung
- Säure- und Schlamm Bildung

7.1.2 Korrosion/Säurebildung

Halogenierte Kältemittel in Verbindung mit Kältemaschinenöl bilden unter bestimmten Bedingungen (Wassergehalt, Druck, hohe Temperatur, Abrieb) im Kältemittelkreislauf Säuren, die wiederum Korrosion an den im Kreislauf vorhandenen Werkstoffen beschleunigen. Durch die zum Teil sehr extremen Betriebsbedingungen werden die Reaktionen verstärkt.

7.1.3 Kupferplattierung

Durch zu hohen Wassergehalt im Kältemittelkreislauf werden Säuren gebildet, die Kupfer von der Oberfläche der Wärmeaustauscher abtragen und zu den thermisch belasteten Stellen (Lager, Ventile, ...) transportieren. Die metallisch abgeschiedenen Kupferpartikel können soweit aufgetragen werden, dass es zuletzt zum Festsitzen von Gleit- und Lagerflächen kommt.

7.1.4 Eiskristallbildung

Grundsätzlich ist in jedem Kältemittelkreislauf Wasser vorhanden. Dabei ist lediglich zu beachten, dass die zum Ausfall der Anlage führenden Wasseranteile bestimmte Grenzwerte nicht überschreiten. Leider haben die meisten Kältemittel die Eigenschaft mehr Wasser aufzunehmen als für den sicheren Dauerbetrieb der Kälteanlage zulässig ist. Kältemittel können als extrem hygroskopisch angesehen werden. In Bild 7-1 ist die Wasseraufnahme verschiedener Kältemittel in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Da bei Abkühlung der Kältemittel die Wasseraufnahme abnimmt, muss dieser Effekt, z. B. bei der Abkühlung im Expansionsorgan, besonders beachtet werden, da unter Umständen das Wasser aus dem Kältemittel ausgeschieden wird. Da bei R 134a die Flüssigkeit mehr Wasser aufnehmen kann wie der Dampf, kann es hierbei kaum zu Eiskristallbildung kommen.

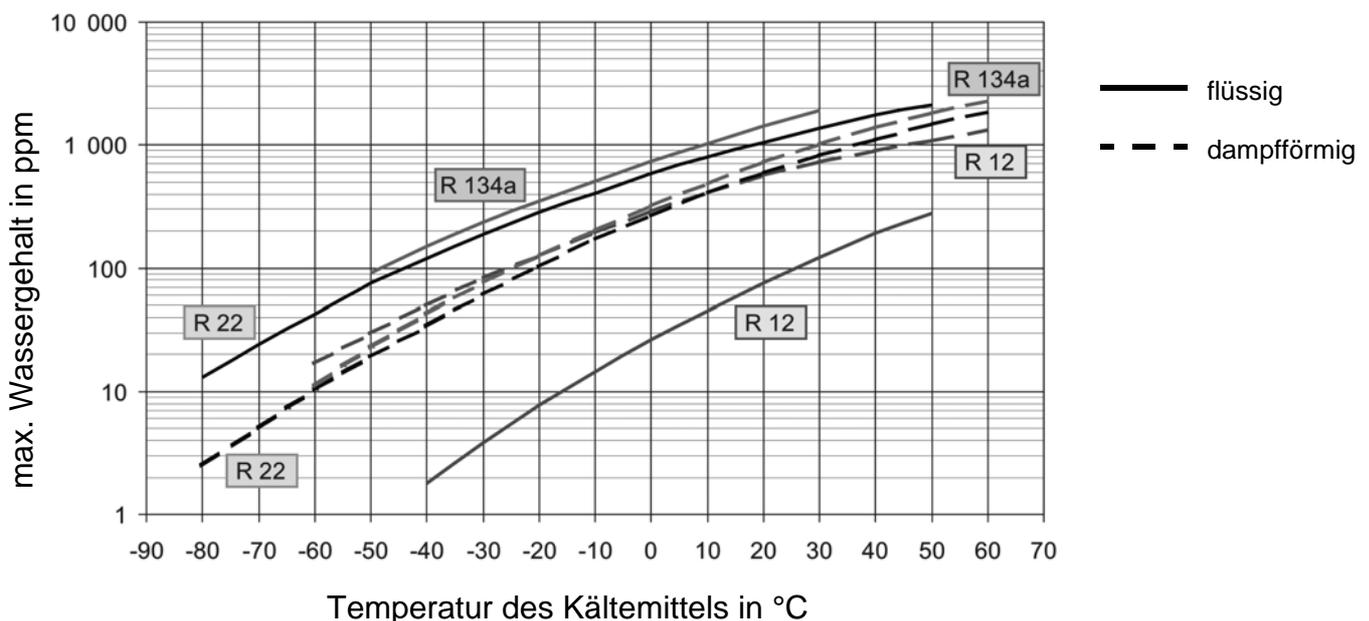


Bild 7-1. Maximaler Wassergehalt verschiedener Kältemittel

7 Inbetriebnahme

7.1.5 Reduzierung von Feuchtigkeit

Mit jedem in den Kältemittelkreislauf eingesetzten Bauteil gelangt Wasser in die Anlage. Aus diesem Grund sind bereits vor der Montage der Anlage folgende Punkte zu beachten:

- Im Lager befindliche Bauteile sind grundsätzlich vor eindringender Feuchtigkeit und Verschmutzung zu schützen. Die Bauteile werden mit Schutzgasfüllung und zusätzlichen Schutzkappen angeliefert und gelagert.
- Schutzkappen der Komponenten sind erst unmittelbar vor dem Einbau zu entfernen. Dies gilt vor allem für den Trockner und den Verdichter.
- Ehe die Bauteile weiter verarbeitet werden, sollte eine ausreichende Lagerzeit am Montageort zur Verfügung stehen, damit jedes Bauteil Umgebungstemperatur annehmen kann. Werden kalte Komponenten geöffnet, besteht die Gefahr einer Kondensatbildung in den Bauteilen.
- Verdichter mit Ölfüllung dürfen nicht über längere Zeit offen stehen bleiben, damit kein Wasser in das Öl diffundieren kann. Mit Ölbehältern ist ebenso zu verfahren. Siehe hierzu Bild 7-2. Der Inhalt eines Ölbehälters mit Ester oder PAG-Öl, der über einen Tag offen steht ist unbrauchbar.

- Bereits gebrauchtes Kältemittel sollte vor dem Einfüllen in den Kältemittelkreislauf gefiltert und getrocknet werden.

Funktionsstörungen können nur verhindert werden, wenn der Wassergehalt des Kältemittels so gering wie möglich ist und durch den Einsatz eines ausreichend bemessenen Trockners in Grenzen gehalten wird.

Zur Bilanzierung des Gesamtwassergehaltes in einer Kälteanlage sind folgende Punkte zu beachten:

- Wasser im Kältemittel
- Wasser in den Komponenten
- Wasser das während der Montage eindringt
- Wasser welches während des Betriebes eindringt
- Wasser im Schmierstoff

Esteröl (für Buskälteanlagen) wird mit einem Wassergehalt von maximal 100 ppm geliefert. PAG (für Pkw) mit maximal 300 ppm.

7.2 Feste und lösliche Stoffe im Kältemittelkreislauf

Die Reinheit kältetechnischer Komponenten ist in der DIN 8964 definiert. Der durch Auswaschen mit Lösungsmitteln feststellbare lösliche (Fette, Öle) und feste (Späne, Zunder, ...) Rückstand darf bestimmte sehr geringe Grenzwerte nicht überschreiten. Menge und Partikelgröße sind festgelegt.

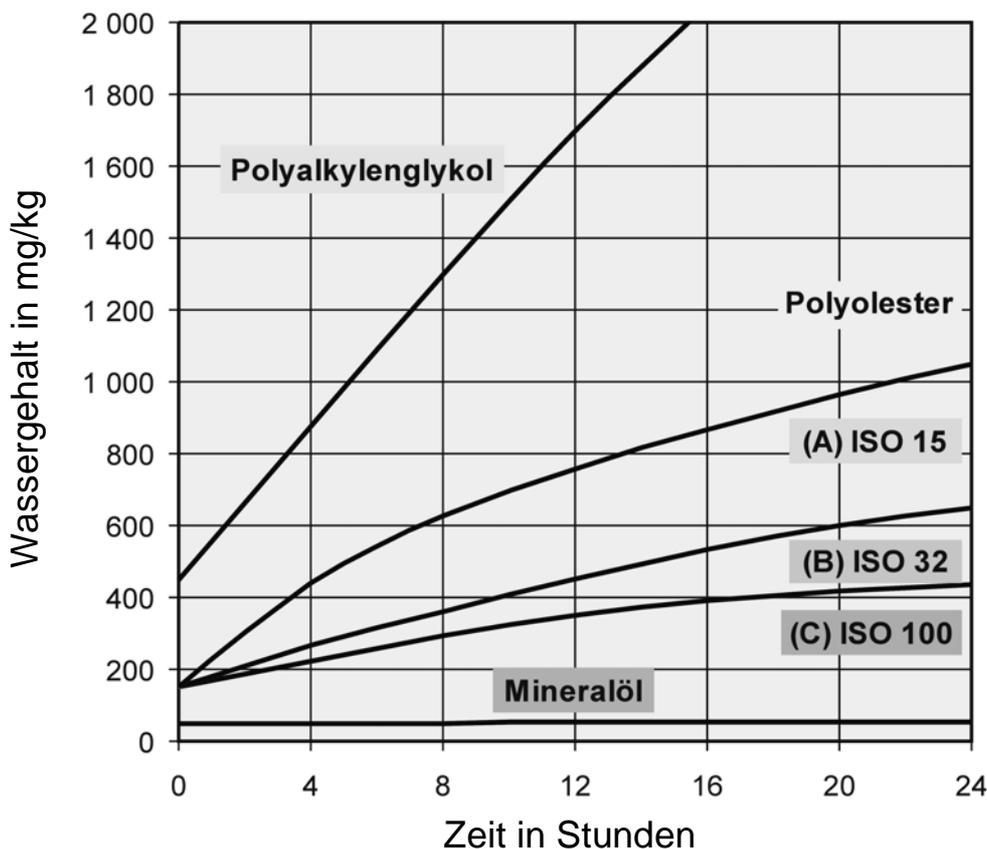


Bild 7-2. Wasseraufnahme verschiedener Ölsorten

7.3 Fremdgase im Kältemittelkreislauf

Zu den Fremdgasen im Kältemittelkreislauf gehören die Gase, die bei Betriebsdruck der Anlage nicht kondensieren, so z. B. Luft, Stickstoff, Wasserstoff, Helium usw. Der Gehalt nicht kondensierbarer Gase in Kältemitteln sollte laut DIN 8960 (Nov. 1998), 1,5 % in der Dampfphase nicht überschreiten. Diese Werte gelten eigentlich für Kältemittel, können aber auch auf eine Kälteanlage bezogen werden. Nur durch sorgfältiges Evakuieren der gesamten Anlage wird das Problem „Fremdgas“ vermieden. Zur Einhaltung des Grenzwertes müsste jeder Kältemittelkreislauf bis zu einem Enddruck von 15 mbar, bei einem Luftdruck von 1 000 mbar, evakuiert werden (gemessen im Kältemittelkreislauf, nicht an der Vakuumpumpe!).

Die mit Fremdgasen verbundenen Probleme sind erheblich und können unter Umständen zum Ausfall der gesamten Anlage führen. In jedem Fall führt Fremdgas einerseits zu einer höheren Leistungsaufnahme des Verdichters und andererseits zu einer geringeren Kälteleistung. Im Extremfall kommt es zur Hochdruckabschaltung.

Grundsätzlich sollte eine Kälteanlage so wenig wie möglich Fremdgas enthalten.

7.4 Evakuieren eines Kältemittelkreislaufes

7.4.1 Allgemeines

Die Evakuierung eines Kältemittelkreislaufes dient in erster Linie der Verminderung der Fremdgase. Nur in Ausnahmefällen sollte eine Anlage mit Hilfe der Vakuumpumpe getrocknet werden, denn Wasser lässt sich nur sehr langwierig mit der Vakuumpumpe absaugen. Wie bereits beschrieben, sollte beim Evakuieren der in der Anlage gemessene Druck < 15 mbar sein. Um dieses Ziel zu erreichen, müssen die Einrichtungen zum Evakuieren und zur Druckmessung bestimmte Mindestanforderungen erfüllen.

Absolutdruckmessungen von 0,1 bis 1 000 mbar sind nur mit speziellen, für diesen Bereich geeigneten Messgeräten möglich. Zumeist werden mechanische Feder-Vakuummeter oder Kapselfeder-Vakuummeter verwendet.

Mechanisches Feder-Vakuummeter

Diese Vakuummeter dienen zur Messung des erreichten Vakuums, bezogen auf den Umgebungsdruck. Das angezeigte Vakuum hängt also von der Höhenlage des Standortes und der Wetterlage ab.

Zum Ausgleich der Umgebungsbedingungen sind die gebräuchlichen Vakuummeter mit einem Markierungszeiger ausgerüstet. Vor dem Evakuieren der Kälteanlage saugt man mit der Vakuumpumpe bis zum tiefstmöglichen Punkt ab und stellt den Markierungszeiger auf diesen Wert. Das ist das an diesem Tag am betreffenden Stand-

ort maximal erreichbare Vakuum, das beim Evakuieren der Kälteanlage wieder erreicht werden muss. Bei Anwendung dieser Methode sollte die Vakuumpumpe regelmäßig auf ihre Güte überprüft werden.

Mechanisches Kapselfeder-Vakuummeter

Das Kapselfeder-Vakuummeter basiert auf dem Messsystem einer Aneroid-Dose. Die Dose besteht aus einem hermetisch geschlossenen und evakuierten System. Die Ausdehnung der Dose bei abnehmenden Umgebungsdruck beeinflusst die Messwertanzeige. Mit diesem Verfahren ist eine luftdruckunabhängige Druckmessung bis 1 mbar möglich.

7.4.2 Vakuumpumpe

Vakuumpumpen sind, ähnlich wie Verdichter in einer Kälteanlage, Gasfördereinrichtungen, die ein bestimmtes Druckverhältnis überwinden müssen. Der Endverdichtungsdruck beträgt bei einer Vakuumpumpe etwa 1 000 mbar. Sollte der Ansaugdruck z. B. 1 mbar betragen, muss ein Druckverhältnis von 1 000 bewältigt werden.

Nur durch Ölüberlagerung der bewegten Teile sind Druckverhältnisse bis zu 1 000 und höher möglich. Es gibt ein- und zweistufige Vakuumpumpen. Bei zweistufigen Vakuumpumpen sind geringere Enddrücke möglich.

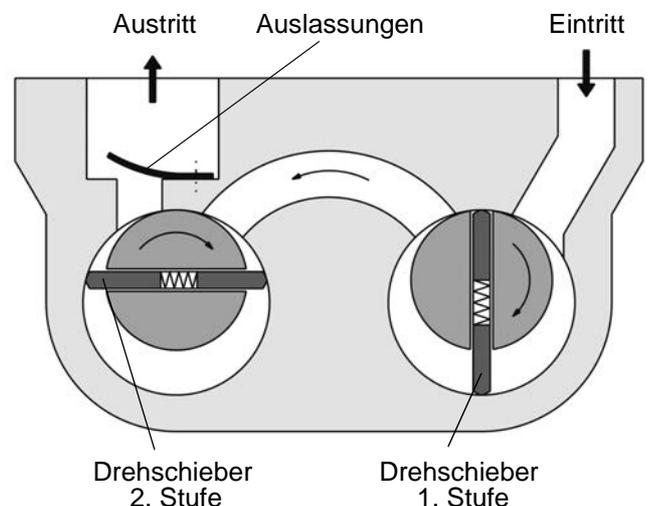


Bild 7-3. Schematische Darstellung einer zweistufigen Drehschieber-Vakuumpumpe

Jeder Betreiber von Vakuumpumpen sollte dafür sorgen, dass evtl. abgesaugtes Wasser nicht zum Ausfall der Vakuumpumpe führt. Der abgesaugte Wasserdampf kondensiert aufgrund der äußeren Bedingungen im Pumpengehäuse. Dies hat Korrosion und eventuell eine Zersetzung des Vakuumpumpenöles zur Folge. Mit Hilfe des Gasballast-Betriebes kann die Kondensatbildung reduziert bzw. verhindert werden. Beim Evakuiervorgang sollte die Pumpe zur Vermeidung von Feuchtigkeitsschäden zuerst mit Gasballast betrieben werden. Zur richtigen

7 Inbetriebnahme

Pflege einer Vakuumpumpe gehört ein regelmäßiger Betrieb mit Gasballast und Überwachung des Ölstandes zur Sicherstellung der Ölüberlagerung von bewegten Teilen und damit auch des Enddruckes.

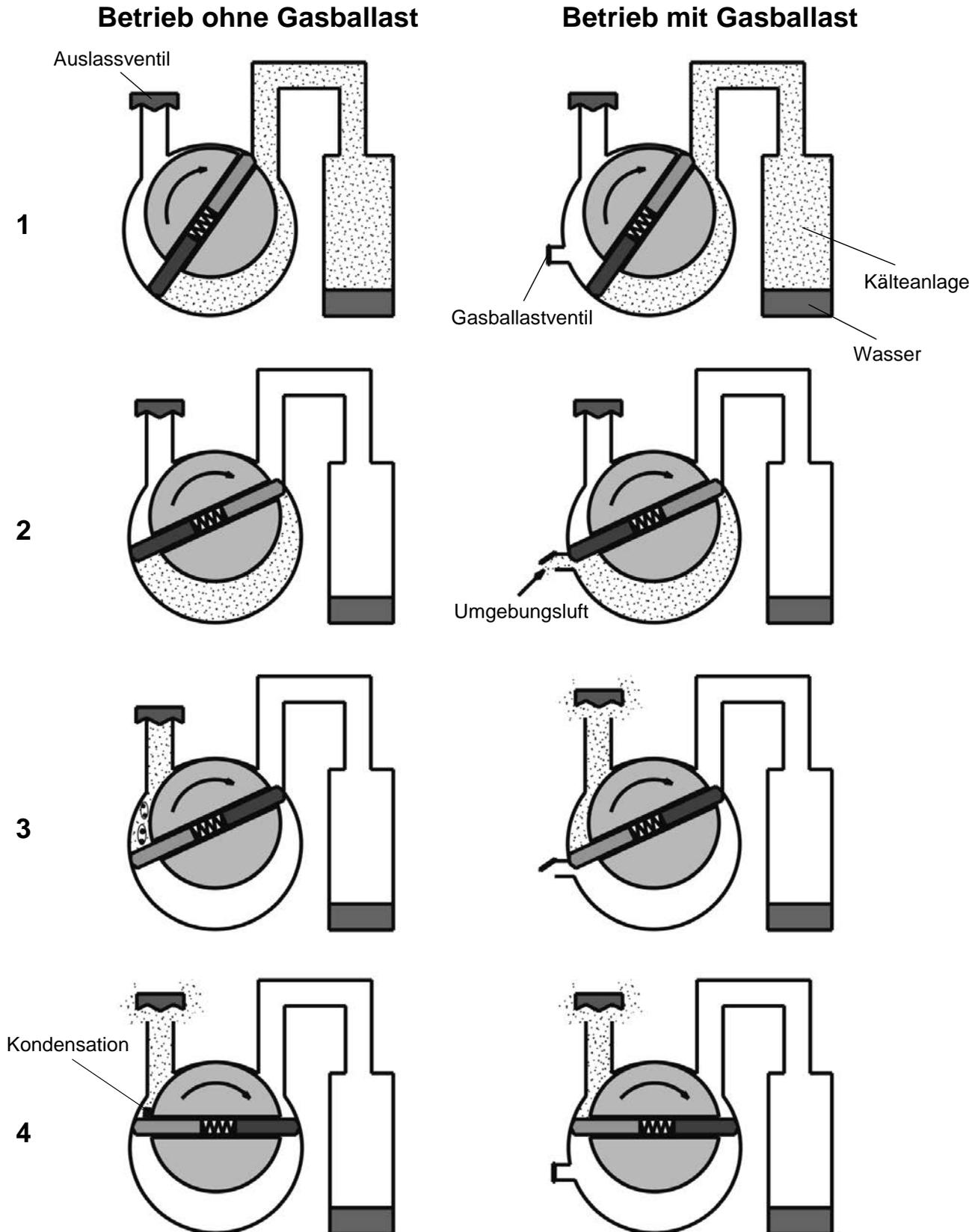


Bild 7-4. Darstellung des Evakuiervorganges mit und ohne Gasballast

Beschreibung der einzelnen Schritte während des Evakuervorganges ohne Gasballast

Bild 1

Die Pumpe ist an das schon fast luftleere Gefäß angeschlossen (ca. 70 mbar). Sie muss also fast nur Dampfteilchen fördern.

Bild 2

Der Schöpfraum ist vom Gefäß getrennt. Die Verdichtung beginnt.

Bild 3

Der Inhalt des Schöpfraumes ist schon so weit verdichtet, dass der Dampf zu Tröpfchen kondensiert. Überdruck ist noch nicht erreicht.

Bild 4

Erst jetzt erzeugt die restliche Luft den erforderlichen Überdruck und öffnet das Auspuffventil. Der kondensierte Dampf verbleibt in der Pumpe und kann auf die Dauer zu Korrosion führen.

Beschreibung der einzelnen Schritte während des Evakuervorganges mit Gasballast

Bild 1

Die Pumpe ist an das schon fast luftleere Gefäß angeschlossen (ca. 70 mbar). Sie muss also fast nur Dampfteilchen fördern.

Bild 2

Der Schöpfraum ist vom Gefäß getrennt. Die Verdichtung beginnt. Das Gasballastventil öffnet und der Schöpfraum wird zusätzlich mit Luft (dem Gasballast) gefüllt.

Bild 3

Das Auspuffventil wird durch die zusätzliche Gasballastluft aufgedrückt. Dampf und Luft entweichen und es kann nicht mehr zu der schädlichen Kondensatbildung kommen.

Bild 4

Das restliche Dampf-Luftgemisch wird ausgestoßen. Bei der Evakuierung ohne Gasballast werden etwas geringere Enddrücke erreicht.

7.4.3 Richtiges Evakuieren

Evakuieren zur Reduzierung von Fremdgas

Zur Einhaltung des zulässigen Restluftanteils von 1,5 Volumenprozent muss die gesamte Anlage nach der Evakuierung einen Restdruck von < 15 mbar aufweisen. Nach Möglichkeit sollte ein Kreislauf immer zweiseitig d. h. von Hoch- und Niederdruckseite evakuiert werden. Es ist grundsätzlich zu prüfen, ob die vorhandenen Bauteile, wie z. B. das Expansionsventil oder federbelastete Rückschlagventile, eventuell das Evakuieren von ganzen Anla-

genabschnitten behindern. Da der Verdampfungsdruck beim thermostatischen Expansionsventil zusammen mit der Feder die schließende Ventilkomponente ist, kann dieses Ventil von der Niederdruckseite her einseitig evakuiert werden. Beim Evakuieren liegt ein sehr geringer Niederdruck vor, das Ventil misst eine sehr große Überhitzung und hat ganz geöffnet.

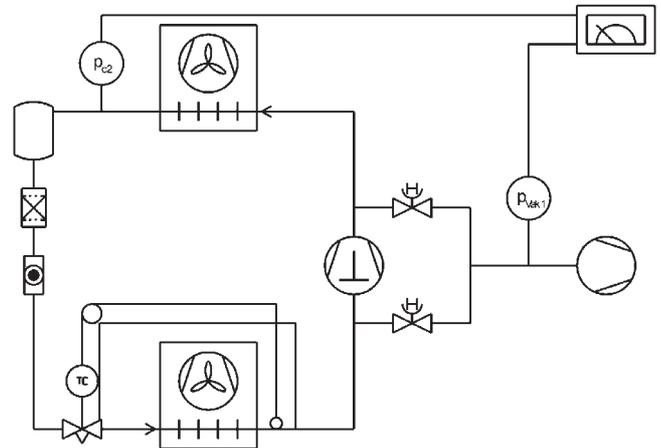


Bild 7-5. Schematische Darstellung einer zweiseitigen Evakuierung

Zur Beurteilung des erreichten Enddruckes ist es notwendig, den Druck an einem Punkt der Anlage, der möglichst weit von der Vakuumpumpe entfernt ist, zu messen. Falls dies nicht möglich ist, sollte das Intervallevakuiert durchgeführt werden. Dabei befindet sich das Druckmessgerät in Fließrichtung vor einem Absperrventil an der Vakuumpumpe. Zwischendurch wird das Absperrventil geschlossen und der sich einstellende Druck am Messgerät abgelesen.

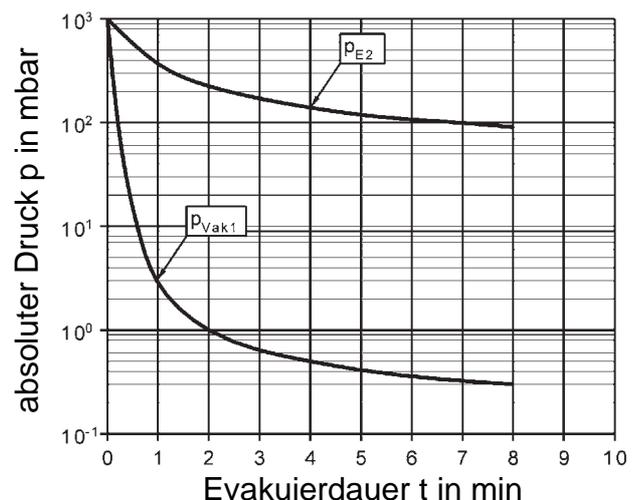


Bild 7-6. Druckverlauf an der Vakuumpumpe und in der Anlage

Die Druckverläufe zeigen, dass direkt an der Vakuumpumpe ein geringerer Druck als in der Anlage herrscht. Um die vorgeschriebenen 15 mbar garantieren zu können, ist es daher notwendig den Druck in der Anlage zu

7 Inbetriebnahme

messen und nicht direkt an der Vakuumpumpe. Wird dieses nicht beachtet können sich nach der Inbetriebnahme große Mengen Fremdgas in der Anlage befinden und zu Fehlfunktionen oder Hochdruckabschaltungen führen.

Evakuieren zur Trocknung der Anlage

Das in einem Kältemittelkreislauf evtl. vorhandene Wasser kann in Ausnahmefällen mit Hilfe einer Vakuumpumpe entfernt werden. Da nur ein dampfförmiges Absaugen des Wassers möglich ist, muss die Flüssigkeit erst in Dampf umgewandelt werden. Dazu ist entweder Wärmezufuhr oder ein Absenken des Druckniveaus notwendig.

Tabelle 7-1. Dampfdruck von Wasser in Abhängigkeit von der Temperatur

Temperatur in °C	40	20	0	-10	-20
Dampfdruck von Wasser in mbar	74	23	6,1	2,6	1,0

Die Tabelle zeigt die Abhängigkeit des Dampfdruckes von der Temperatur. Wenn z. B. 20 °C warmes Wasser verdampfen soll, muss ein Druckniveau von 23 mbar erreicht sein. Erst dann ist ein Abpumpen des Wasserdampfes möglich. Beim Verdampfen sinkt aber auch die Temperatur des Wassers. Sollten größere Mengen Wasser verdampfen, muss die notwendige Verdampfungswärme von außen zugeführt werden, da sonst zu tiefe Drücke erforderlich werden und die Evakuierdauer zu lang wird.

Ebenfalls zu beachten ist das spezifische Volumen von Wasserdampf. Das Abpumpen sollte wegen des großen spezifischen Volumens bei tiefen Drücken mit möglichst geringem Druckabfall über die Ansaugleitungen der Vakuumpumpe erfolgen. Dies ist notwendig, um den Ansaugdruck so hoch wie möglich zu halten und somit kurze Abpumpzeiten zu erreichen. Eine Beschleunigung der Trocknung ist durch das „Brechen des Vakuums“ möglich. Dabei wird zuerst evakuiert und dann getrockneter Stickstoff in die Anlage eingefüllt. Der Stickstoff nimmt einen Großteil des verbliebenen Wassers auf. Beim erneuten Evakuieren wird dieses Wasser mit dem Stickstoff abgesaugt und somit der Wassergehalt in der Anlage schnell reduziert.

7.5 Leckprüfung an Kältemittelkreisläufen

7.5.1 Allgemeines

Im Laufe der Zeit sind die Anforderungen an die Dichtheit von Kältemittelkreisläufen erheblich gestiegen. Eine absolute Dichtheit ist jedoch niemals erreichbar (Wasserstoff diffundiert sogar durch Metallgitter). Bezüglich Dichtheit werden in DIN 8964 Grenzwerte genannt. Für Bauteile mit einem inneren Volumen bis 5 dm³ darf der Kältemittelverlust bei einem Prüfdruck von 10 bar 2,4 g R 134a pro Jahr nicht überschreiten.

7.5.2 Leckprüfung mit der Druckstandsmethode

Bei dieser Methode handelt es sich um eine Leckprüfung, die nur eine Aussage über die Dichtheit der gesamten Anlage liefert. Der Prüfling wird so lange mit z. B. Stickstoff gefüllt, bis der spätere Betriebsdruck erreicht ist. Anschließend wird das Füllventil geschlossen. In Abhängigkeit von der Zeit wird nun der Druckabfall registriert. Für R 134a ergibt sich eine Nachweisempfindlichkeit von ca. 250 kg/Jahr. Es handelt sich also um eine grobe Dichtheitsprüfung. Gleiches gilt auch für die identische Vakuummethode bei der die Anlage im Vakuum überprüft wird.

7.5.3 Lecksuche durch Blasentest

Der unter Überdruck stehende Prüfling wird vollständig in ein Wasserbad getaucht. Die aufsteigenden Bläschen zeigen das Leck an. Bei einem Kältemittelverlust von 280g/Jahr (R134a) wird eine Zeit von 13 s benötigt um eine Blase zu bilden. Bei 15 g/Jahr sind 290 s erforderlich. Die nachträgliche Trocknung der eingetauchten Bauteile erweist sich recht oft als Nachteil.

7.5.4 Lecksuche durch Seifenblasentest

Die leckverdächtigen Stellen werden mit einer Seifenlösung (Lecksuchspray) besprüht. Blasen zeigen das Leck an. Die Nachweisgrenze bei R 134a liegt bei 250 g/Jahr.

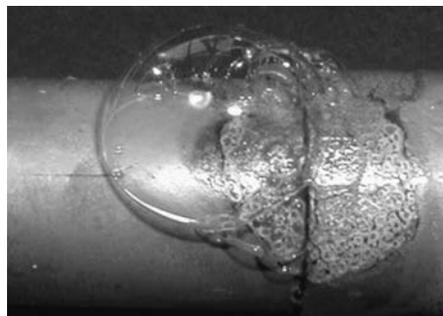


Bild 7-7. Lecksuche mittels Seifenblasentest

7.5.5 Lecksuche mit elektronischem Lecksuchgerät

Hier beträgt die Nachweisempfindlichkeit bei ca. 0,2 bis 20 g/Jahr R 134a. Die Ergebnisse mit diesen Geräten sind sehr zufriedenstellend. Chlorfreie Kältemittel und zum Teil auch andere Prüfgasleckagen können zuverlässig lokalisiert werden. Bei Einsatz dieser Geräte können die vorgeschriebenen Leckraten überprüft werden.

Bei der Lecksuche mit dem elektronischen Lecksuchgerät müssen alle Verbindungsstellen von oben beginnend mit dem Schnüffler abgefahren werden. R 134a ist schwerer als Luft und sinkt folglich nach unten. Beginnt man mit der Lecksuche unten kann es zu Falschanzeigen infolge weiter oben ausgetretenem Kältemittel kommen.

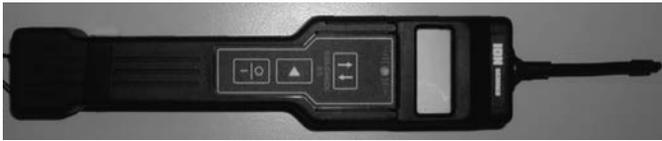


Bild 7-8. Elektronisches Lecksuchgerät

7.5.6 Lecksuche mit Hilfe von Prüfgasen

Zur Lecksuche mit Hilfe von Prüfgasen kommen hauptsächlich Wasserstoff oder Helium als Prüfgas in Betracht. Bei dieser Methode befindet sich der gesamte Prüfling in einer evakuierten Kammer und wird z. B. mit Helium befüllt. Ein Heliumgasdetektor registriert dabei die durch Leckagen austretenden Heliumatome. Ein solches Gerät besitzt eine Messgenauigkeit, die Jahresleckraten bei R 134a von 0,07 g/Jahr aufspüren lässt. Mit einem Gas-schnüffler kann dieses Gerät auch zur Einzellecksuche verwendet werden.

7.6 Servicegeräte

Zur Inbetriebnahme oder zum Service einer Kälteanlage werden häufig sogenannte Service-Geräte verwendet. Ein Servicegerät enthält je nach Bauart folgende Komponenten:

- Vakuumpumpe
- Hoch- und Niederdruckmanometer
- Vakuummeter
- Absaugeinrichtung
- Ölbehälter
- Filtertrockner



Bild 7-9. Servicegerät

Das Servicegerät kann mit seinen Schläuchen an die Anlage angeschlossen werden und erleichtert den Service und die Inbetriebnahme erheblich.

7.7 Manometerbrücke

Zur Messung der Arbeitsdrücke und für Servicezwecke wird außer dem Servicegerät häufig eine Manometerbrücke verwendet. An die Manometerbrücke können Hoch- und Niederdruckseite der Anlage sowie Vakuumpumpe, Absaugstation oder Kältemittelflaschen angeschlossen werden. Die Manometerbrücke ist mit einem Hoch- und Niederdruckmanometer ausgestattet. Einige Ausführungen sind auch mit einem zusätzlichen Vakuummeter erhältlich.

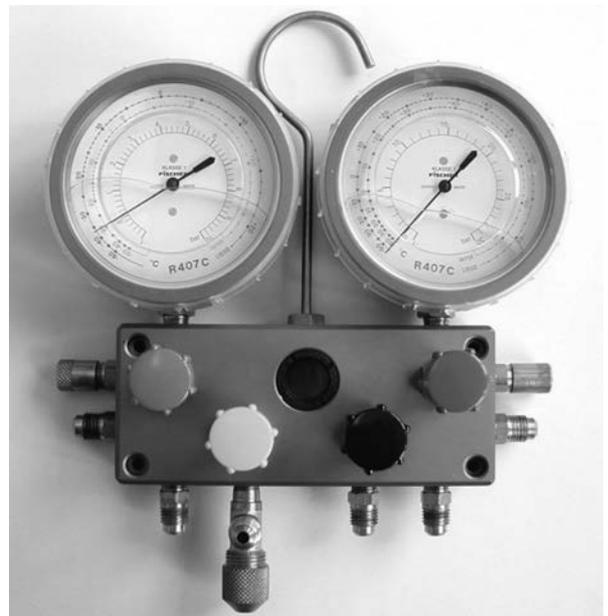


Bild 7-10. Manometerbrücke

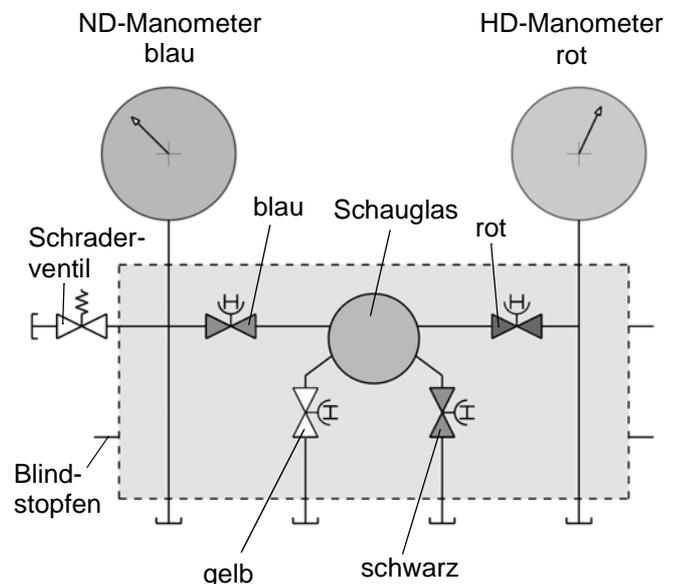


Bild 7-11. Aufbau der Manometerbrücke

7 Inbetriebnahme

Arbeitschritte beim Anbringen und Abhängen der Manometerbrücke an eine Kälteanlage

- Spindel der Serviceventile in den Rücksitz drehen.
- Schutzkappen von den Anschlüssen vorsichtig abschrauben. Durch eine undichte Stopfbuchse könnte sich unter der Kappe Druck aufgebaut haben.
- Schläuche zwischen Nieder- und Hochdruckseite der Manometerbrücke und den Anschlüssen der Serviceventile anbringen.
- Prüfen ob die Zeiger der Manometer auf 0 bar stehen.
- Vakuumpumpe an den gelben oder schwarzen Anschluss anschließen.
- Manometerbrücke und Schläuche kurz evakuieren, damit keine Luft in die Anlage gelangt. Die Ventile gelb oder schwarz, sowie rot und blau sind dabei zu öffnen. Beim Abschalten der Vakuumpumpe zuerst den Absperrhahn schließen, damit sichergestellt ist, dass bei einem defektem Rückschlagventil der Vakuumpumpe keine Luft zurückströmt.
- Alle Ventile der Brücke schließen.
- Serviceventil der Niederdruckseite zum Öffnen ca. eine Umdrehung nach rechts drehen.
- Serviceventil der Hochdruckseite zum Öffnen ca. eine Umdrehung nach rechts drehen.
- Druckmessung
- Zum Abhängen zuerst das Serviceventil auf der Hochdruckseite schließen (Rücksitz).
- Rotes und blaues Ventil öffnen, damit der Verdichter gegen das geschlossene Serviceventil den Schlauch und die Brücke leersaugen kann.
- Falls vorhanden „Pump-down-Einrichtung“ aktivieren, um möglichst viel Kältemittel aus der Manometerbrücke zu ziehen.
- Serviceventil auf der Niederdruckseite schließen (Rücksitz).
- Alle Ventile an der Manometerbrücke schließen, Schläuche von den Serviceventilen entfernen und auf die Nippel der Manometerbrücke schrauben, da sonst Wasserdampf in die vom Absaugen kalten Schläuche kondensiert.
- Alle Schutzkappen der Serviceventile wieder aufschrauben.
- Haben die Schläuche sich auf Raumtemperatur erwärmt, diese abmontieren und Kappen auf die Nippel der Manometerbrücke schrauben.

Grundsätzlich sind beim Umgang mit Kältemitteln die entsprechenden Schutzvorschriften zu beachten.

7.8 Absaugstation

Soll das Kältemittel aus einer Anlage entnommen werden benötigt man dafür eine Absaugstation. Je nach Ausführung kann diese für verschiedene Kältemittel, Flüssig- oder Dampfabsaugung sowie Kältemittelreinigung/-Recycling und evtl. Entölung verwendet werden.

Das Umfüllen oder Absaugen von Kältemittel ist nach EN 378-4 (Sept. 2000) wie folgt vorzunehmen:

Wenn der Verdichter der Kälteanlage nicht zum Umfüllen benutzt werden kann, dann ist an die Kälteanlage eine Rückgewinnungs-Einrichtung anzuschließen, um das Kältemittel entweder in einen anderen Teil der Kälteanlage oder in einen separaten Behälter umzufüllen. Dieser darf dabei nicht überfüllt werden. Für ein Kältemittel-Ölgemisch ist das nutzbare Fassungsvermögen auf etwa 80 % Volumenanteil Flüssigkeit (wiegen!) zu reduzieren. Das zulässige Füllgewicht der Flasche ist zu beachten (Typenschild). Hierzu bedarf es spezieller Recyclingflaschen. Die gewöhnlichen Kältemittelflaschen sind meistens durch ein Rückschlagventil gegen unbefugtes Befüllen gesichert.

Vor der Wartung, Instandsetzung usw., bei der die Kälteanlage geöffnet werden muss, ist der Druck der Kälteanlage auf 0,05 bar absolut abzusenken. Die Kältemittelkonzentration in der Anlage wird somit auf ein Minimum reduziert, um unnötiges Ausströmen von Kältemittel zu vermeiden oder Kältemittelersetzung beim Löten zu minimieren.

Während des Absaugens über einer Flüssigkeitsvorlage in Behältern, Unterbögen, Säcken, Röhrbögen usw. wird die Flüssigkeit immer kälter und damit der Druck immer tiefer. Es ist möglich, dass bei einem Enddruck von 0,3 bar große Mengen tiefkalter Flüssigkeit in der Anlage liegen. Von außen ist der Bereich durch Bereifung oder Schwitzen erkennbar. Ein Öffnen der Anlage könnte zu einer spontanen Freisetzung dieser Flüssigkeit und damit zu Personenschäden führen. Während des Absaugens sollte an solchen Stellen deshalb gezielt Wärme zugeführt werden. Die Zeitdauer des Absaugens wird dadurch zudem wesentlich verkürzt. Um die Kondensation von Wasser in der Anlage zu vermeiden, sollte mit dem Öffnen des Kreislaufes gewartet werden bis alle Bauteile Umgebungstemperatur angenommen haben.

7.9 Serviceventil

An Verdichtern werden häufig auf der Druck- und Saugseite Verdichterabsperrventile angebracht.



Anschlussflansch Verdichter

Bild 7-12. Verdichterabsperrventil

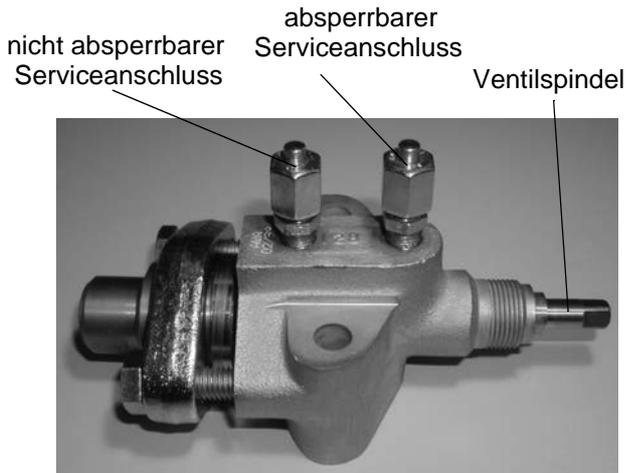


Bild 7-13. Verdichterabsperrventil, Draufsicht

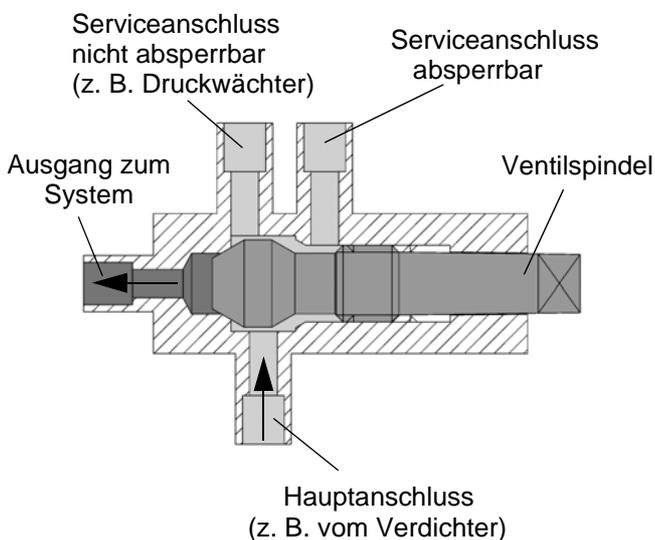
Das abgebildete Ventil besitzt, neben den Anschlüssen am Verdichter und dem Anschlussflansch zur Saug- oder Druckleitung, zwei Serviceanschlüsse.

Der zum Verdichter hin nicht absperrbare Anschlussnippel ist zum Anschluss eines Sicherheitsbauteils bestimmt. Am absperrbaren Serviceanschluss kann z. B. die Manometerbrücke angeschlossen werden. Dreht man die Ventilspindel in den Rücksitz (ganz auf), so ist die Hauptleitung offen, der absperrbare Nippel aber geschlossen. Zum Öffnen des Servicestutzens ist die Ventilspindel ca. eine Umdrehung nach rechts („zu“) zu drehen.

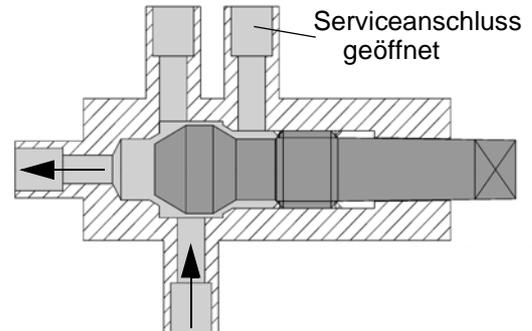
Die Ventilspindel wird wegen möglicher Leckagen über die Stopfbuchse mit einer (nicht abgebildeten) Verschlusskappe abgedeckt.

Im folgenden Bild ist die Funktion eines Serviceventils in drei Stellungen dargestellt.

Ventilspindel ganz links, Hauptleitung abgesperrt



Ventilspindel in der Mitte, alle Anschlüsse verbunden



Ventilspindel ganz rechts (im Rücksitz)

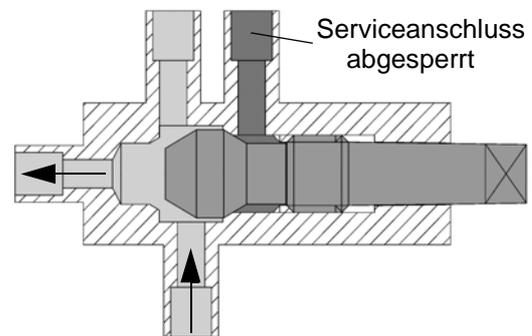


Bild 7-14. Serviceventil in drei Stellungen (schematisch)

- Stellung 1: Verdichter abgesperrt
- Stellung 2: Druckmessung
- Stellung 3: Normalbetrieb

Eine Klimaanlage besitzt normalerweise zwei Serviceventile, die jeweils auf der Hoch- und Niederdruckseite so nahe wie möglich am Verdichter angebracht werden.

Als Füll- oder Serviceventil kommt häufig das nachfolgend abgebildete Schraderventil zum Einsatz.

Im Ventilkörper ist ein Nadelventileinsatz eingeschraubt. Durch Aufschrauben eines geeigneten Adapters, wie z. B. ein Füllschlauch mit „Drücker“ auf den Gewindezapfen, wird der Ventileinsatz nach unten geschoben und das Ventil gegen eine Feder geöffnet.

Beim Abschrauben des Adapters schließt das Ventil wieder selbständig. Beim An- und Abkuppeln entweicht stets eine geringe Menge Kältemittel.

Um Kältemittelverluste bei undichten Ventileinsätzen zu verhindern, und um das Ventil vor Beschädigungen zu schützen, muss eine Kappe mit einer Dichtung aufgeschraubt werden.

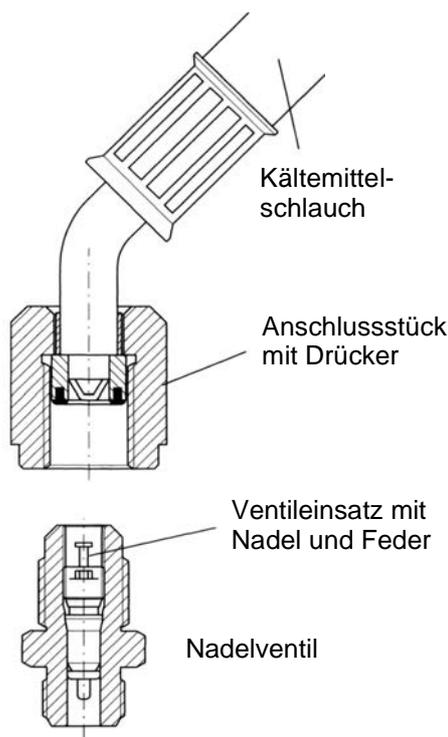


Bild 7-15. Automatisches Nadelventil (Schraderventil)

Eine weitere Variante stellt die Kombination Nadelventil/Schnellkupplungsverbindung dar. Mit dieser Variante kann der Kältemittelverlust während der Ein- und Auskuppelphase der Ventile aufs Minimum reduziert werden.

Das Ventil wird durch das Handrad der Schnellkupplung geöffnet oder geschlossen.

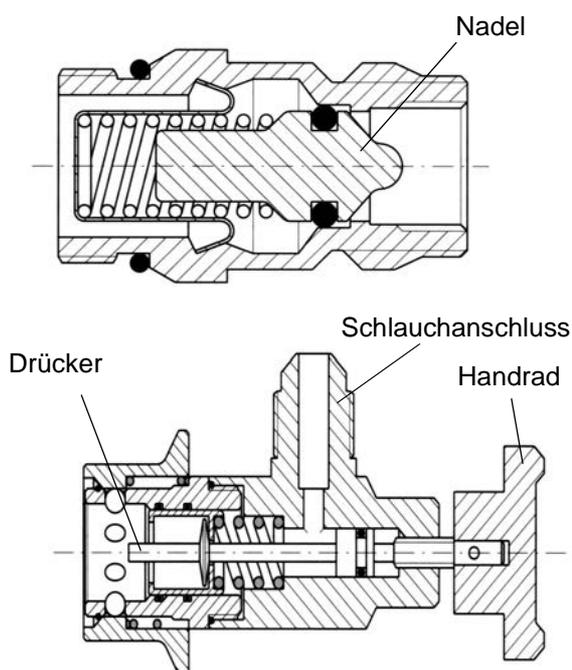


Bild 7-16. Schnellverbindung für Serviceventile

7.10 Ablauf einer Inbetriebnahme

In diesem Kapitel wird der Inbetriebnahmeprozess einer Kleinkälteanlage nach DIN 8975-5 beschrieben. Ausgangspunkt hierfür ist eine fertig montierte Anlage.

7.10.1 Sichtprüfung

Nach Abschluss der Arbeiten ist zu prüfen, ob alle Leitungen verlötet oder verschraubt, sowie alle Bauteile ordnungsgemäß montiert sind. Bei Bauteilen mit definierter Einbaurichtung oder Lage ist die Einhaltung der Montagevorschriften zu prüfen. Zudem sind die Bauteile auf Schäden zu überprüfen.

7.10.2 Druckprüfung

Mit der Druckprüfung wird getestet, ob die Anlage den betriebsbedingten Druckbelastungen standhält. Kältemittelverlust und Personenschäden sollen vermieden werden.

Die Druckprüfung erfolgt mit trockenem Stickstoff. Prüfdruck ist der zulässige Betriebsdruck der jeweiligen Druckstufe. Der zulässige Betriebsdruck kann aus DIN 8975-1 ermittelt werden (Mindestanforderungen für Kälteanlagenbauteile, gilt aber eher für stationäre Kälteanlagen), oder richtet sich nach den Typenschildangaben der Bauteile (schwächstes Glied in der Kette). Es ist sicherzustellen, dass bei der Druckprüfung keine Anlagenteile abgesperrt sind und die Bauteile nicht überlastet werden.

Die Befüllung mit Stickstoff muss langsam und stetig über einen Druckminderer erfolgen. Das Anschließen der Flasche ohne Druckminderer ist nicht zulässig.

7.10.3 Dichtheitsprüfung

Die Dichtheit wird im Allgemeinen zunächst grob durch Abpinseln sämtlicher Verbindungen mit schaumbildender Flüssigkeit bei einem Überdruck, der zwischen 1 bar und dem zulässigen Betriebsüberdruck liegt, geprüft. Es bietet sich an die Füllung der Druckprüfung zu nutzen.

Zum Auffinden von Undichtigkeiten mit einem elektronischen Lecksuchgerät muss die Anlage mit Kältemittel befüllt sein. Die nach Stand der Regeln geforderten Leckraten können nur mit dem elektronischen Lecksuchgerät geprüft werden.

7.10.4 Trocknen, Evakuieren

Zur Trocknung ist das Evakuieren meistens nicht ausreichend. Es ist vorteilhaft zunächst die Anlage auf den Wasserdampfdruck bei Anlagentemperatur (z. B. 23 mbar bei 20 °C) abzusaugen. Durch „brechen“ des Vakuums (etwas trockenen Stickstoff einfüllen) und erneutes Evakuieren kann der Wassergehalt in der Anlage schneller reduziert werden.

Beim Evakuieren ist sicherzustellen, dass alle Anlagenteile evakuiert werden können und die Vakuumpumpe die notwendige Leistung erbringt.

Um den Fremdgasgehalt in der Anlage gering zu halten ist die Anlage vor dem Füllen möglichst tief, mindestens aber auf unter 15 mbar, zu evakuieren.

Das erreichte Vakuum ist mittels Vakuummeter zu prüfen.

7.10.5 Befüllen, Ermitteln der erforderlichen Füllmenge

Der Verdichter darf auf keinen Fall ohne Kältemittel betrieben werden.

Ist die **Füllmenge der Anlage bekannt** so kann das Kältemittel im Stillstand mit einem Füllzylinder oder über eine Waage gegen Vakuum flüssig in die Hochdruckseite der Anlage eingefüllt werden.

Bei der Befüllung mit flüssigem Kältemittel auf der Niederdruckseite ist äußerst vorsichtig vorzugehen. Auf keinen Fall dürfen große Mengen Flüssigkeit in den Verdichter gelangen. R 134a ist ein Einstoffkältemittel und kann somit sowohl gasförmig oder flüssig aus der Kältemittelflasche entnommen und in die Anlage eingefüllt werden.

Muss die Füllmenge erst ermittelt werden, wird zunächst soviel Kältemittel eingefüllt bis die Niederdruckschalter schalten und der Verdichter gestartet werden kann. Im allgemeinen reicht ca. die halbe Sollfüllmenge um den Verdichter während des Füllvorganges ohne Schäden laufen lassen zu können.

1. Anlage mit einer Kapillare oder Expansionsrohr

Füllkriterium ist die Überhitzung. Bei Vollast (hohe Verdampferzulufttemperatur) muss so viel Kältemittel eingefüllt werden, dass eine kleine Überhitzung am Verdampferaustritt vorliegt, bzw. gerade eben der Phasenwechsel am Verdampferaustritt beendet ist (0 K Überhitzung). In Teillast sammelt sich das überschüssige Kältemittel im Abscheider. Entscheidend für die Beurteilung einer Anlage ist die Luftaustrittstemperatur am Verdampfer.

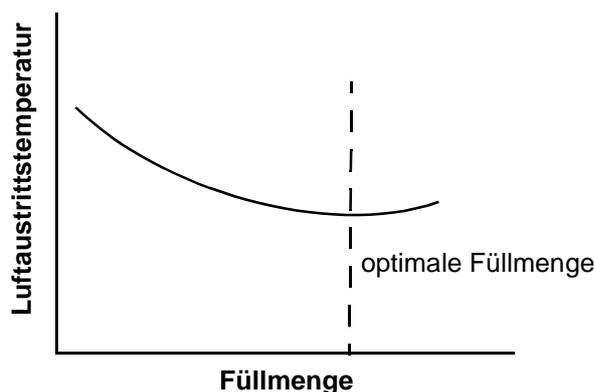


Bild 7-17. Optimale Füllmenge

Die Abhängigkeit der Luftaustrittstemperatur von der Kältemittelfüllmenge ist in Bild 7-17 dargestellt. Der Punkt mit der geringsten Luftaustrittstemperatur legt die optimale Füllmenge für die Anlage fest.

2. Anlage mit thermostatischen Expansionsventil

Je nach Fühlerfüllung ist im Teillast- oder Vollastzustand zunächst das Kriterium Überhitzung am Verdampferaustritt maßgebend. Solange die Anlage noch unterfüllt ist strömt dampfblasendurchsetzte Flüssigkeit zum Expansionsventil. Selbst im vollständig geöffneten Zustand des Ventils kann dem Verdampfer nicht genügend Kältemittel zugeführt werden. Die Überhitzung des Saugdampfes am Verdampferaustritt ist hoch. Während des Befüllens fällt die Überhitzung kontinuierlich. In dem Punkt, an dem die Überhitzung in Beharrung geht, das Ventil also reine Flüssigkeit erhält und richtig regelt, enthält die Anlage die Minimalfüllmenge. Üblicherweise kommt dann noch etwas Kältemittel zusätzlich in die Anlage. Die Füllmenge muss in verschiedenen Betriebszuständen geprüft werden.

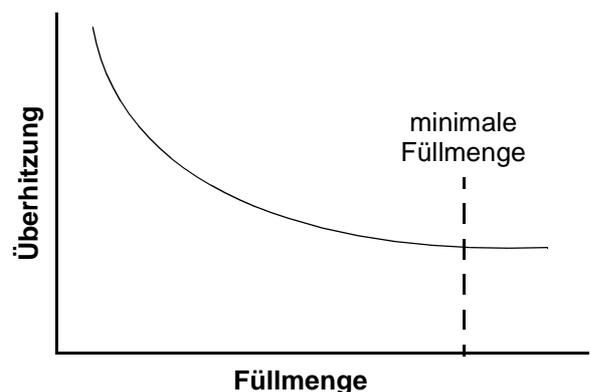


Bild 7-18. Überhitzung in Abhängigkeit von der Füllmenge

Ist in der Flüssigkeitsleitung ein **Schauglas** eingebaut, kann dieses zur Bestimmung der Mindestfüllmenge verwendet werden. Es dürfen dann keine Dampfblasen mehr sichtbar sein.

Ohne Sammler kann dann das zweite Kriterium, nämlich die Unterkühlung herangezogen werden. Üblicherweise liegt die optimale Füllmenge bei 2 - 3 K Unterkühlung.

Mit Sammler ist der Beharrungswert der Überhitzung das Kriterium für die Mindestfüllmenge. Zusätzliches Kältemittel wird im Sammler gespeichert. Erst wenn der Sammler überläuft wird eine Unterkühlung messbar. Die Anlage ist dann überfüllt. Die Anlage mit Sammler ist unempfindlicher gegen Überfüllung.

Durch Überwachung des Verflüssigungsdruckes kann ebenfalls eine Aussage über die Füllmenge getroffen werden. Bild 7-19 zeigt die dabei auftretenden Zusammenhänge. Bei Unterfüllung ergibt sich ein relativ geringer Verflüssigungsdruck. Wird Kältemittel eingefüllt, steigt

7 Inbetriebnahme

der Verflüssigungsdruck solange an, bis sich ein Flüssigkeitsspiegel im Sammler bildet. Während sich der Sammler füllt bleibt der Druck konstant. Ist der Sammler voll wird Kältemittel in den Verflüssiger zurückgestaut, die wirk-same Verflüssigerfläche verkleinert sich und der Verflüssigungsdruck steigt weiter an.

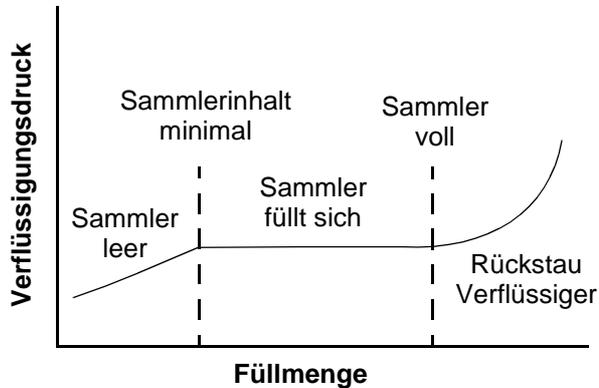


Bild 7-19. Verflüssigungsdruck in Abhängigkeit von der Füllmenge

Meistens wird der geringste KM-Füllstand im Sammler erreicht bei:

- Teillast
- 5 - 8 K unterhalb des MOP-Punktes
- maximalem Verflüssigungsdruck

Eine Befüllung ist bei einem Verdampfungsdruck in der Nähe des MOP-Punktes nicht möglich, da die Arbeitsüberhitzung zu groß ist.

Die erforderliche Füllmenge muss auf dem Typenschild dokumentiert werden.

7.10.6 Überprüfung und Einstellung der Sicherheitsorgane

Nach dem Füllen muss die Einstellung und Funktion der Sicherheitsorgane überprüft werden.

8 Fehlersuche

8.1 Anforderungen

Zur Fehlersuche sind zwei Anforderungen zu erfüllen:

- Sachkunde
- technische Ausstattung

Diese beiden Begriffe werden in der FCKW-Halon-Verbotsverordnung genannt. Auch die VBG 20 (Vorschrift der Berufsgenossenschaft) weist auf die für Servicearbeiten erforderliche Sachkunde hin.

Technische Ausstattung

Die wichtigsten Hilfsmittel für die Fehlersuche sind Manometer und Thermometer. Die Kältemittelzustände wie Überhitzung und Unterkühlung geben wichtige Hinweise bei der Suche nach einem Fehler. Auch die eigenen Sinne sind wichtige Hilfsmittel bei der Fehlersuche. Blasen im Schauglas, Verschmutzung und Bereifung kann man sehen. Wenn der Verdichter Nassdampf ansaugt kann man das an der Saugleitung sehen und unter Umständen auch hören. Einen überlasteten Verdichter kann man sogar riechen.

Zur Fehlersuche sollten folgende Werkzeuge und Hilfsmittel zur Verfügung stehen:

- Servicestation
- Manometer
- Thermometer
- trockener Stickstoff
- Kältemittelflaschen für neues Kältemittel
- Kältemittelflaschen für gebrauchtes Kältemittel
- Sammelbehälter für altes Öl
- Vakuumpumpe
- Schläuche
- Waage
- Absaugstation
- Lecksuchgerät

Die Messgeräte müssen regelmäßig kontrolliert werden. Eine Kalibrierung kann jedoch nur von einem anerkannten Testinstitut durchgeführt werden.

Manometer

Bei den Manometern, die im Servicebereich eingesetzt werden, wird fast immer der Überdruck gemessen. Falls sich Temperaturskalen auf den Manometern befinden, beziehen sie sich immer auf Absolutdrücke. Dabei ist zu beachten, dass es nicht möglich ist mit einem Manometer die Temperatur direkt zu messen. Die Temperaturangaben sind reine Bezugswerte. Es wird lediglich die Sättigungstemperatur dem gemessenen Druck zugeordnet. Ist das Kältemittel flüssig, liegt die Temperatur darunter. Wenn es gasförmig ist liegt sie oberhalb der Sättigungs-

temperatur. Die Manometer müssen, wenn sie nicht an der Anlage angeschlossen sind, einen Druck von 0 bar anzeigen. Manometer sollten eine Stellschraube zur Justierung haben.

Thermometer

In der Regel werden digitale Thermometer mit Oberflächen- oder Anlegefühlern benutzt. Besonders bei großen Temperaturdifferenzen ist auf eine gute Wärmedämmung der Messstelle zu achten. Es empfiehlt sich der sparsame Einsatz einer Wärmeleitpaste. Wenn die Messstelle stark verunreinigt ist, muss sie gereinigt und eventuell mit einem feinen Schmirgelpapier bearbeitet werden. Es wird immer nur die Temperatur des Fühlers gemessen. Durch fehlende Wärmedämmung und durch isolierende Oxidschichten auf der Leitung, können Temperaturdifferenzen von einigen Kelvin zwischen den gemessenen und den tatsächlichen Werten auftreten.

8.2 Vorgehensweise bei der Fehlersuche

8.2.1 Kältemittel

Zunächst muss das Kältemittel in der Anlage bestimmt werden. Ordnungsgemäß muss das Kältemittel und die Füllmenge in der Betriebsanleitung der Anlage und auf dem Typenschild angegeben sein.

8.2.2 Anlagenschema

Ohne Kenntnis über den Aufbau der Anlage, die eingebauten Bauteile und Komponenten sowie deren Wirkungsweise kann keine Fehlersuche durchgeführt werden.

8.2.3 Sichtkontrolle

Einige Fehler sind optisch erkennbar oder mit entsprechender Erfahrung fühlbar. Die häufig auftretende Verflüssigerverschmutzung oder Dampfblasenbildung im Schauglas ist schnell festzustellen.

Bei einer unüblichen Verdampferbereifung liefert das Bereifungsbild wertvolle Hinweise. Ein nur auf der Eintrittsseite bereifender Verdampfer ist ein deutlicher Hinweis auf zu geringe Kältemittelleinspeisung, was auf ein unkorrekt arbeitendes Expansionsorgan oder Kältemittelmangel schließen lässt. Eine vollständige Bereifung deutet auf Lastprobleme hin - also überhaupt keinen oder zu geringen Luftvolumenstrom.

Selbst die Überhitzung ist manchmal mit dem Auge festzustellen. Am Ende des Verdampfers muss es einen Bereich geben der bei Verdampfungstemperaturen oberhalb -2 °C trocken bzw. trockener ist.

Die Flüssigkeitsleitung der Kälteanlage ist warm. Ist eine lokale Abkühlung fühlbar oder bildet sich sogar Schwitz-

8 Fehlersuche

wasser, deutet dies auf einen starken Druckabfall in der Leitung hin. Auch bei verstopften Filtern sind ähnliche Erscheinungen feststellbar.

Die Heißgasleitung ist so heiß, dass man sie mit der Hand nicht längere Zeit berühren kann. Ungewöhnlich kalte Druckleitungen deuten auf „nasses“ Ansaugen des Verdichters hin.

Der Ölspiegel im Verdichterschauglas gibt Hinweise über die Ölmenge oder die Ölrückführung im System. Der Ölspiegel kann aber auch durch kondensiertes Kältemittel erheblich beeinflusst werden. Anhand von Verfärbungen kann auf den Ölzustand geschlossen werden.

Wasser in der Anlage kann über ein Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator einfach nachgewiesen werden.

Das Gefährliche an allgemeinen Regeln ist, dass sie zwar meist, aber nicht immer anwendbar sind. Die Kältemittelzustände in den einzelnen Rohrleitungsabschnitten bzw. Bauteilen müssen deshalb durch Druck- und Temperaturmessungen eindeutig bestimmt werden.

8.2.4 Messungen

Das Fließschema (Bild 8-1) enthält „Mindestinformatio-

nen“, die für die Beurteilung des Systems bzw. der Fehlersuche erforderlich sind. Je komplexer und verzweigter die Anlage ist, um so mehr Messstellen sind erforderlich.

Aus Temperatur und Druck am Verdampferaustritt lässt sich die Verdampferüberhitzung ableiten. Die **Überhitzung** ist ein eindeutiger Indikator für die Befüllung des Verdampfers. Bei zu großer Überhitzung wird zu wenig Kältemittel in den Verdampfer eingespeist, bei zu geringer Überhitzung zuviel. Im Einzelfall ist dann zu prüfen, ob das Expansionsorgan oder Unterfüllung zu dieser Situation geführt hat. Das Differenzieren ist nur möglich, wenn es einen eindeutigen Indikator für die Kältemittelfüllmenge gibt.

Aus Druck und Temperatur am Verflüssigeraustritt lässt sich die **Unterkühlung** ableiten. Damit kann die Füllmenge beurteilt werden. Bei Anlagen mit Sammler ist das Schauglas in der Flüssigkeitsleitung am besten geeignet die Mindestfüllmenge nachzuweisen. Die Unterkühlung ist dann eher der Indikator für die Überfüllung.

Anhand der Heißgastemperatur lässt sich überprüfen ob der Verdichter im zulässigen Einsatzbereich betrieben wird.

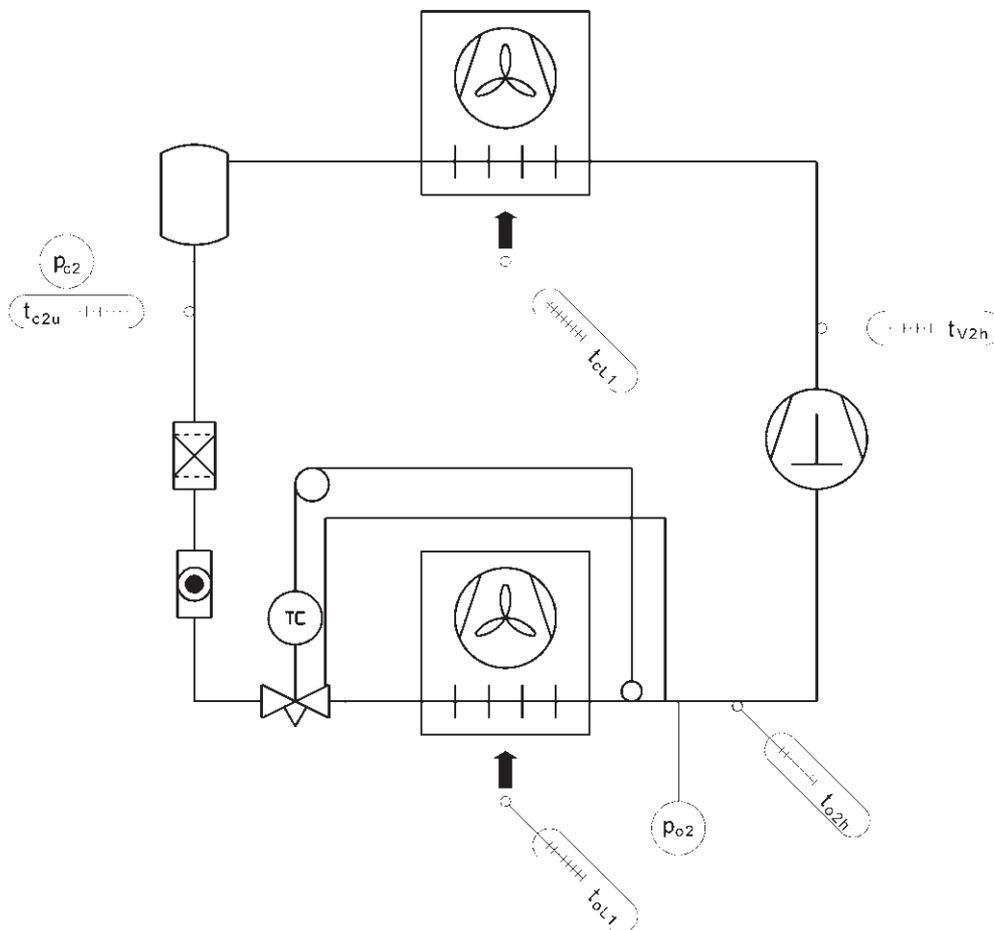


Bild 8-1. Messstellen zur Beurteilung bei der Fehlersuche

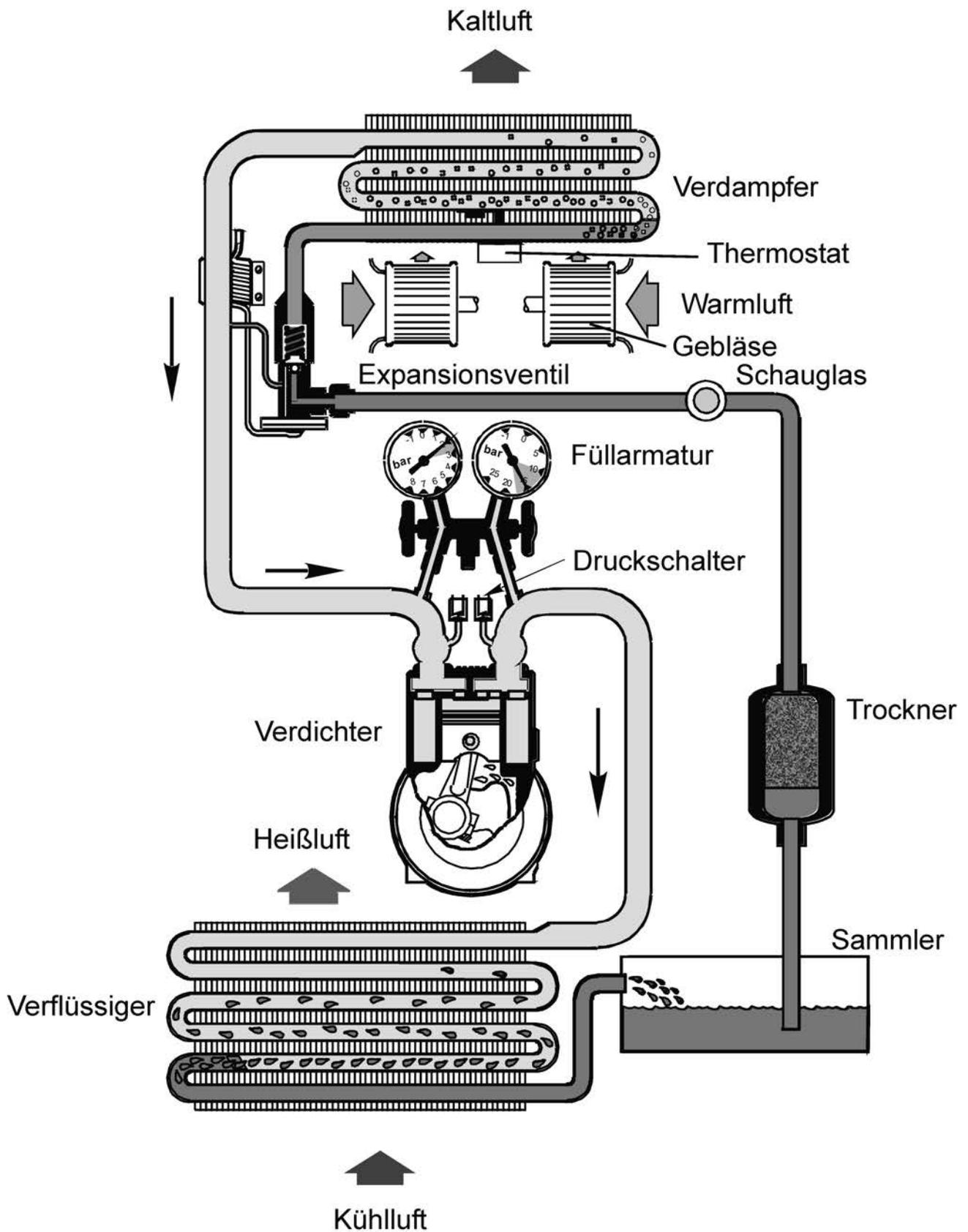


Bild 8-2. Schematischer Kältemittelkreislauf mit einer Manometerbrücke als Füllarmatur

8 Fehlersuche

8.3 Typische Fehler und mögliche Ursachen

Die meisten kältemittelseitigen Fehler können mit Hilfe einer Checkliste (z. B. folgende Tabellen) zugeordnet werden. Oft haben Störungen ein ähnliches Erscheinungsbild aber verschiedene Ursachen. Ein bereifter Verdampfer kann zum Beispiel ganz normal sein. Es kann jedoch auch das Expansionsventil defekt sein, Ölrückführungsprobleme können vorliegen oder der Verdampfer kann zu klein ausgelegt sein und vieles mehr. Durch Messungen (Überhitzung, Unterkühlung, Heißgastemperatur, ...) und Beobachtungen (Schauglas, Bereifungsbild, ...) können diese Fehler systematisch eingekreist und identifiziert werden.

Wie in Bild 8-3 deutlich zu erkennen ist, sind Ölmenge (Ölrückführungsprobleme), Kältemittelverlagerung und elektrische Fehler die häufigsten Probleme die zu Verdichterausfällen führen.

Hoch- und Niederdruck in Abhängigkeit von den Umgebungsumständen (Verdichterdrehzahl, Innentemperatur, Außentemperatur, Luftfeuchtigkeit) werden ebenfalls häufig zur Fehlerbestimmung verwendet. Zur Anwendung dieser Methode ist es unerlässlich die Betriebsdaten der jeweiligen Anlage bei normaler Funktion zu kennen. Eine allgemeine Anwendung auf beliebige Anlagen ist kaum möglich. Der Einbau eines intern geregelten Taumelscheibenverdichters begrenzt z. B. den Niederdruck bei Verdampferverschmutzung, oder ausgefallenem Lüfter auf einen eingestellten Wert. Über die alleinige Betrachtung des Niederdruckes wären diese Fehler folglich nicht

feststellbar. Weitere Messungen wie z. B. die Luft Eintritts- und Luftaustrittstemperatur sind notwendig.

Die folgende Aufstellung enthält bei unterschiedlichen Außentemperaturen zu erwartende Druckwerte einer Anlage (gemessen bei mittlerer Drehzahl).

Saugdruck (Niederdruckmanometer)

Tabelle 8-1. Zu erwartender Saugdruck

Außentemperatur in °C	Überdruck in bar
25	ca. 2,0
30	ca. 2,5
35	ca. 3,0

Hochdruck (Hochdruckmanometer)

Tabelle 8-2. Zu erwartender Hochdruck

Außentemperatur in °C	Überdruck in bar
25	ca. 8
35	ca. 13
40	ca. 16
45	ca. 18

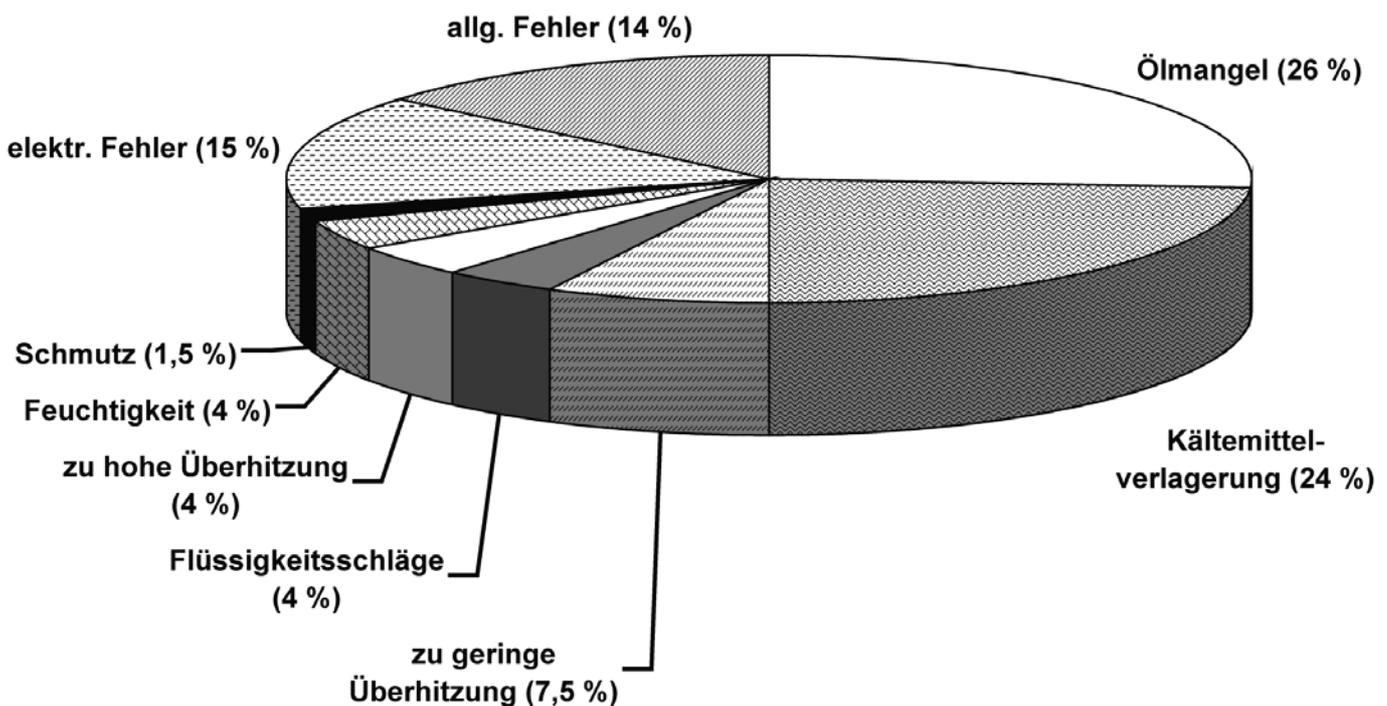


Bild 8-3. Fehlerursachen von ca. 40 000 ausgefallenen Verdichtern

Da die in einer Kälteanlage auftretenden Drücke sehr stark von den Umgebungsumständen abhängig sind ist es entscheidend diese Abhängigkeiten zu kennen. Tabelle 8-3 enthält einige dieser Abhängigkeiten.

Tabelle 8-3. Einflussgrößen auf die Betriebsdrücke

Messgröße		Saugdruck		Hochdruck	
		steigt	fällt	steigt	fällt
Verdichterdrehzahl	steigt		X	X	
	fällt	X			X
Fahrzeuginnen-temperatur	steigt	X		X	
	fällt		X		X
Außentemperatur	steigt	X		X	
	fällt		X		X
Luftfeuchtigkeit	steigt	X		X	
	fällt		X		X

Zur Fehlersuche werden häufig sogenannte Fehlersucheschieber verwendet. Bild 8-4 zeigt ein Beispiel eines von der Fa. Bock erhältlichen Schiebers. Diese Schieber geben in der Regel mehrere mögliche Fehlerursachen für ein festgestelltes Problem aus. Für die genauere Fehlerzuordnung sind Messungen zur Beurteilung des Kreislaufes und Erfahrung des Fehlersuchenden erforderlich.

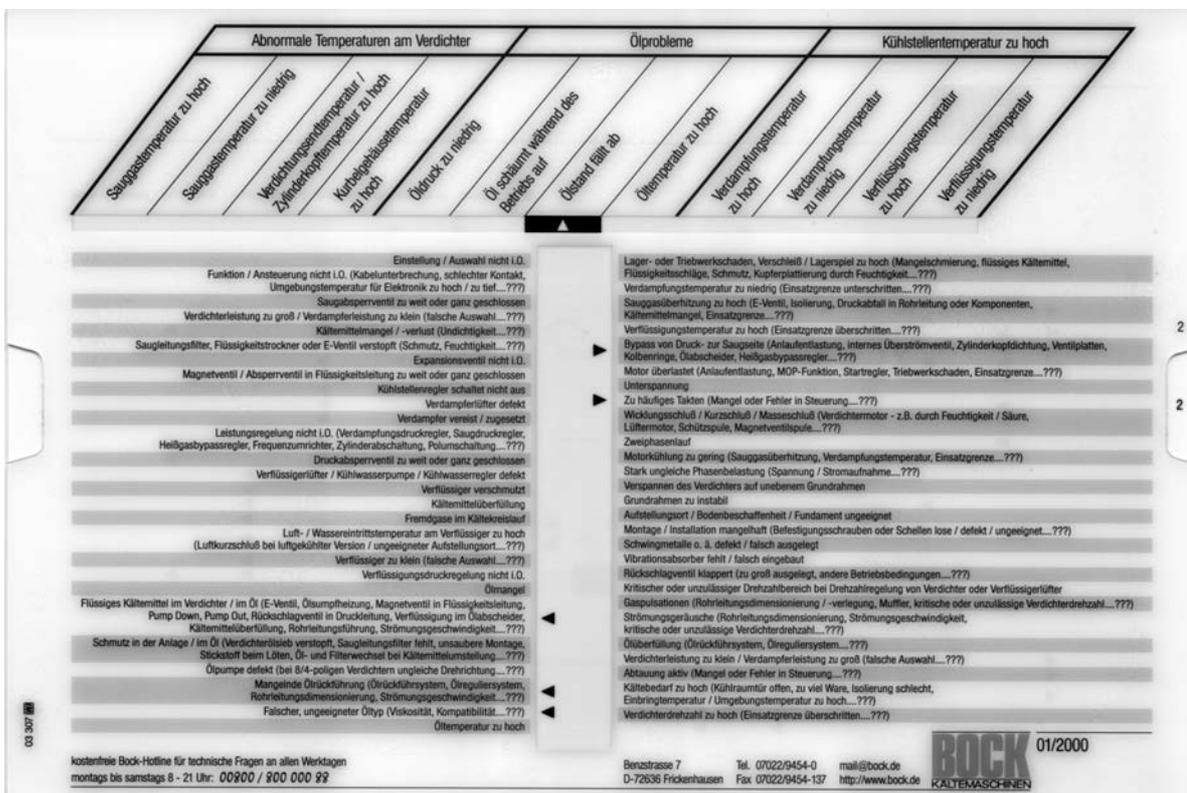


Bild 8-4. Fehlersucheschieber der Fa. Bock

Im Folgenden werden von den Druckmesswerten Saugdruck und Hochdruck des Kältemittelkreislaufs ausgehend mögliche Störungen aufgezählt.

8 Fehlersuche

8.3.1 Saugdruck zu niedrig, Hochdruck zu niedrig bis normal



Bild 8-5. Saugdruck zu niedrig, Hochdruck zu niedrig bis normal

Tabelle 8-4. Fehlerauswahl bei zu niedrigem Saugdruck und niedrigem oder normalem Hochdruck

Ursache	mögliche Auswirkung	Behebung
Kältemittelmangel	keine Unterkühlung, Blasen im Schauglas, große Überhitzung, Verdampferbereifung	Lecksuche, nachfüllen
Saug-Absperrventil am Verdichter gedrosselt oder ist geschlossen	Saugmanometer zeigt Vakuum an	Ventilstellung prüfen und korrigieren
Verdampferlamellen oder Luftfilter verschmutzt	zu geringe Kälteleistung	reinigen
Verdampferlüfter ausgefallen	Niederdruckabschaltung	Lüfter reparieren
Sole eingefroren (bei indirekten Systemen)	Verdampferbeschädigung	Frostschutz prüfen, Solekonzentration erhöhen
Expansionsventil defekt (Fühlersystem undicht)	Saugmanometer zeigt Vakuum an, da das Ventil geschlossen hat	Ventil tauschen
Sieb oder Düse des Expansionsventiles verstopft	große Überhitzung	reinigen
Filtertrockner verstopft	Blasen im Schauglas, große Überhitzung, Filtertrockner kalt	Filtertrockner wechseln
Absperrventil am Sammler drosselt, Druckabfall in der Flüssigkeitsleitung	Blasen im Schauglas, große Überhitzung, Leitungsabschnitt kalt	Ventil öffnen, Leitung prüfen
zu geringe Wärmelast	häufige Niederdruckabschaltung, Frostschutzthermostat schaltet häufig	Leistungsregelung prüfen

8.3.2 Saugdruck normal, Hochdruck zu hoch

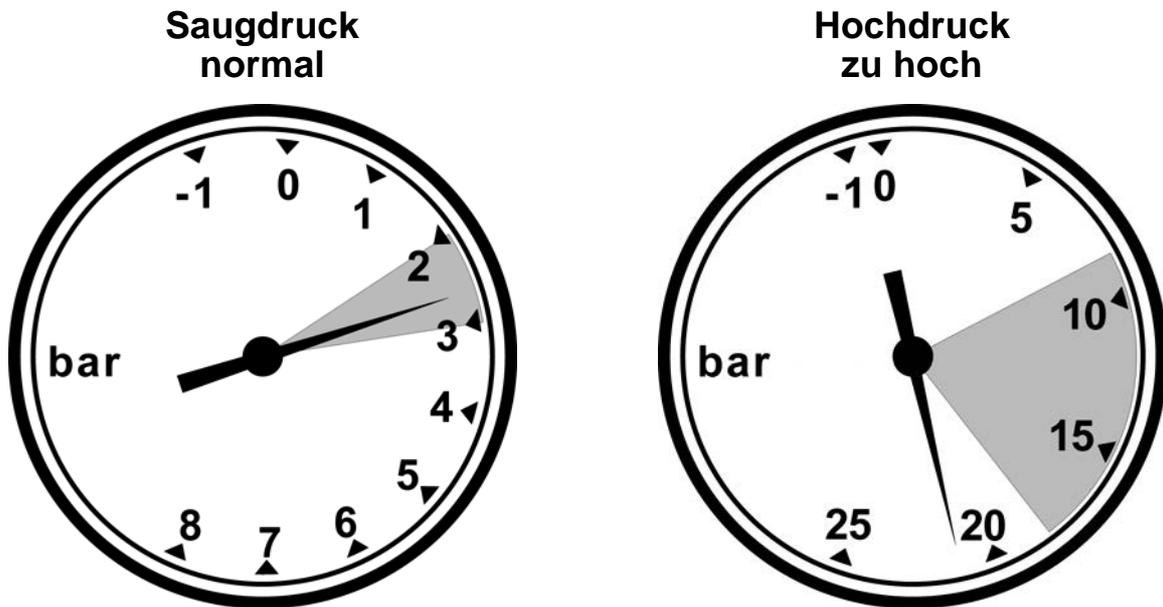


Bild 8-6. Saugdruck normal, Hochdruck zu hoch

Tabelle 8-5. Fehlerauswahl bei normalem Saugdruck und zu hohem Hochdruck

Ursache	mögliche Auswirkung	Behebung
Verflüssiger verschmutzt	hohe Heißgastemperatur, geringe Kälteleistung	reinigen
Verflüssigerlüfter ausgefallen	hohe Heißgastemperatur, Hochdruckabschaltung	reparieren
Überfüllung	hohe Heißgastemperatur, hohe Unterkühlung, geringe Kälteleistung	Füllmenge optimieren
Fremdgas (Luft)	hohe Heißgastemperatur, hohe gemessene Unterkühlung, geringe Kälteleistung	neu befüllen
Drosselung zwischen Verdichter und Verflüssiger	hohe Heißgastemperatur, geringe Kälteleistung	Leitungen und Ventile prüfen

8 Fehlersuche

8.3.3 Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu niedrig bis normal

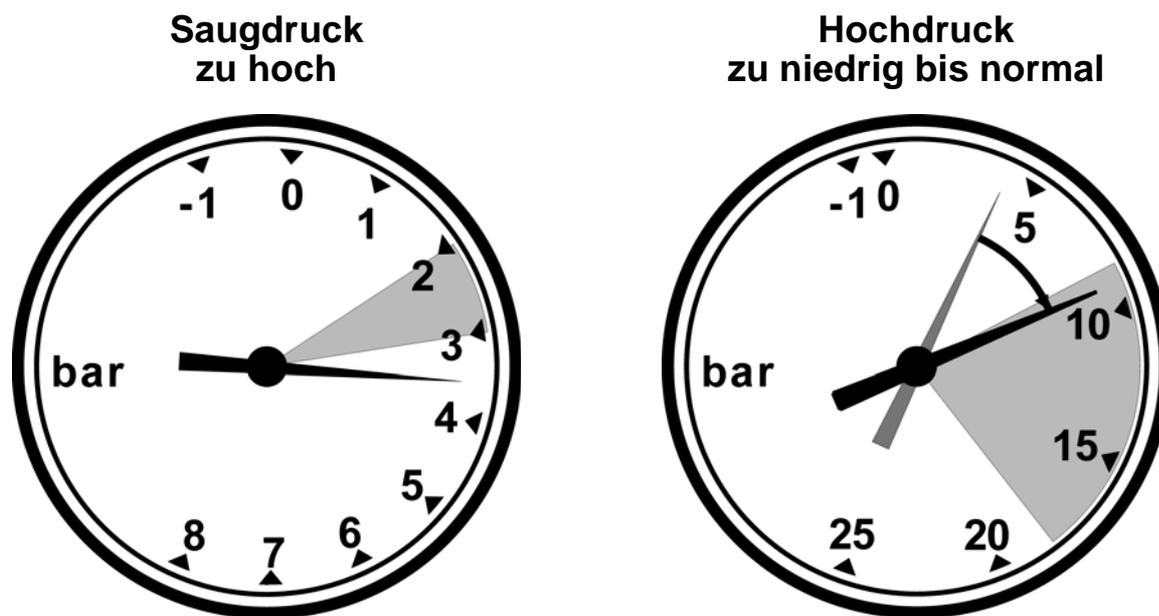


Bild 8-7. Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu niedrig bis normal

Tabelle 8-6. Fehlerauswahl bei zu hohem Saugdruck und zu niedrigen bis normalem Hochdruck

Ursache	mögliche Auswirkung	Behebung
Verdichter (Ventilplatte, Kolbenringe) defekt	zu geringe Kälteleistung	Verdichter oder defekte Teile austauschen
Leistungsregelung defekt	zu geringe Kälteleistung bei geöffnetem Bypass zu hohe Heißgastemperatur	Leistungsregelung reparieren

8.3.4 Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu hoch

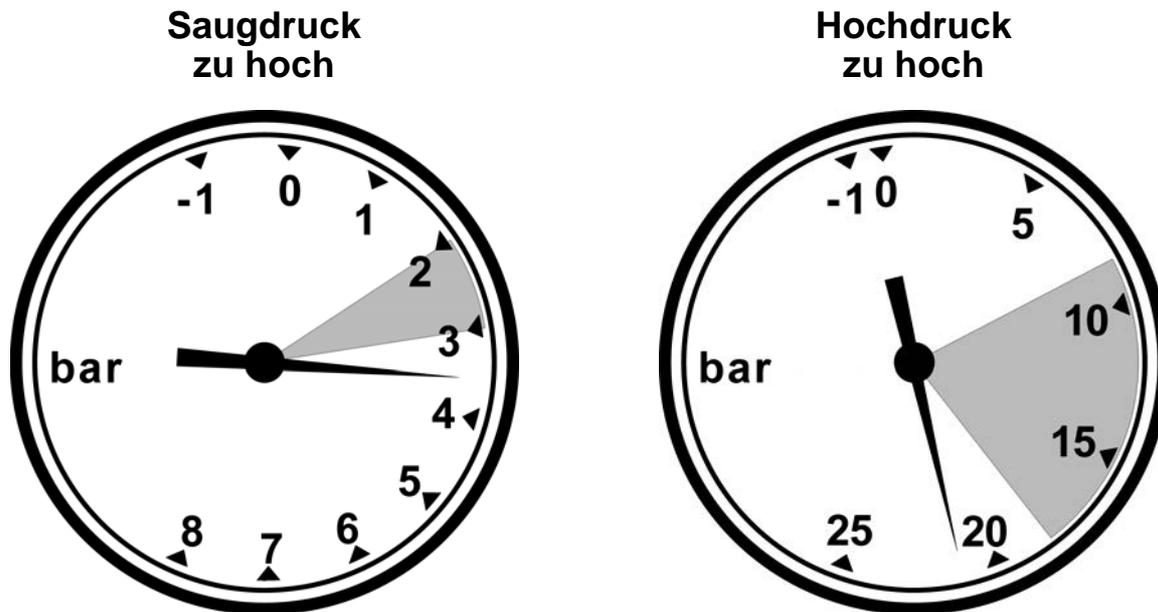


Bild 8-8. Saugdruck zu hoch, Hochdruck zu hoch

Tabelle 8-7. Fehlerauswahl bei zu hohem Saugdruck und zu hohem Hochdruck

Ursache	mögliche Auswirkung	Behebung
Fühler des thermostatischen Expansionsventils lose, hat einen schlechten Kontakt oder ist nicht wärme-gedämmt	zu geringe Überhitzung, Nassfahren des Verdichters	Fühler korrekt anbringen

8 Fehlersuche

8.3.5 Sonstige Fehler

Tabelle 8-8. Sonstige Fehler

Symptom	Ursache	mögliche Auswirkung	Behebung
Heißgastemperatur zu hoch	Ölmangel	erhöhter Verdichterverschleiß	Öl nachfüllen
Verdichter läuft nicht an	Druckschalter oder sonstiges Sicherheitsschaltgerät hat ausgelöst, elektrischer Fehler, Zylinder ist mit flüssigem Kältemittel gefüllt	Anlage steht	Schaltgeräte prüfen Ursache für das Schalten suchen und beheben
Verdichter schaltet ständig	Schaltdifferenz zu gering, Auslösen eines Schaltgerätes (Überdruckschalter, Niederdruckschalter) Kältemittelmangel, Lüfter defekt, Überfüllung	Takten des Verdichters, erhöhter Verschleiß, zu geringe Kälteleistung	Schaltgeräte prüfen, Ursache für das Schalten beheben
Überhitzung zu groß	Ventil verstellt, Ventildüse zu klein, Ventilsieb verstopft, Kältemittelmangel, MOP erreicht (kein Fehler)	geringere Kälteleistung hohe Heißgastemperaturen	Ventil einstellen, Düse wechseln, Filter einbauen, reinigen, nachfüllen, Lecksuche
Überhitzung zu klein	Ventil verstellt, Ventildüse zu groß, Überfüllung (Kapillare), fehlerhafte Fühleranbringung	Nassfahren des Verdichters, Verdichterschäden	Ventil einstellen, Düse wechseln, Füllmenge optimieren, Fühler korrekt anbringen

9 Sicherheitsvorschriften

9.1 Umgang mit Kältemitteln

Bei Arbeiten an Kälteanlagen muss die EN 378 beachtet werden. Für jedes Kältemittel gibt es Sicherheitsdatenblätter oder Stoffdatenblätter (erhältlich beim Hersteller) und die allgemeinen Hinweise der Berufsgenossenschaft der chemischen Industrie.

Für die sichere und sachgemäße Anwendung von Kältemitteln gelten bestimmte Bedingungen, die eingehalten werden müssen:

- Beim Umgang mit Kältemitteln muss eine **Schutzbrille** getragen werden. Gelangt Kältemittel in die Augen können schwere Erfrierungsschäden verursacht werden. Die Augen sofort mit viel Wasser spülen und einen Arzt aufsuchen.
 - Beim Umgang mit Kältemitteln müssen **Schutzhandschuhe** getragen werden. Kältemittelflüssigkeit darf nicht mit der Haut in Kontakt kommen. Die Hände müssen vor Erfrierungen (austretendes R 134a verdampft bei - 26,5 °C) und vor Auswaschung der Hautschutzschicht (Kältemittel lösen Fette) geschützt werden! Bei Hautkontakt die betroffenen Stellen sofort mit viel Wasser spülen und einen Arzt aufsuchen.
- Leder- und Stoffhandschuhe sind ungeeignet (besser sind Fluorelastomere).
- Mögliche **Erstickungsgefahr** beim Austritt von Kältemitteln in die Atmosphäre. Kältemittel sind schwerer als Luft. Bereits schon ab ca. 12 Vol.-% in der Luft fehlt der notwendige Sauerstoff zum Atmen. Bewusstlosigkeit und verstärkte Herz-Kreislaufstörungen durch Stress und Sauerstoffmangel sind die Folge. Dies ist eine tödliche Gefahr!
 - Beim Umgang mit Kältemitteln besteht **Rauchverbot**. Die Zigaretten- und Zigarretten-Asche kann das Kältemittel zersetzen. Dabei entstehen giftige Substanzen.
 - Vor dem **Schweißen und Löten an Kälteanlagen** muss das Kältemittel abgesaugt und die Reste durch Ausblasen mit Stickstoff entfernt werden.

Unter Hitzeeinwirkung entstehen Zersetzungsprodukte des Kältemittels, die nicht nur gesundheitsschädigend sind, sondern auch Korrosion verursachen können.

Bemerkt man beim Löten einen stechenden Geruch haben sich diese giftigen Zersetzungsprodukte gebildet. Werden diese eingeatmet kann eine Schädigung der Atemwege, der Lunge und anderer Organe verursacht werden.

- **Brandgefahr** besteht auch bei nicht brennbaren Kältemitteln durch die Entzündung von verschleppten Ölresten und Dämmmaterial sowie bei Ölnebel infolge starker Leckagen.

9.2 Umgang mit Druckbehältern

- **Behälter gegen Umfallen oder Wegrollen sichern**
- **Behälter nicht werfen**. Beim Sturz können die Behälter so stark verformt werden, dass sie aufreißen. Beim schlagartigen Verdampfen und Austreten des Kältemittels werden erhebliche Kräfte frei. Gleiches gilt für das Abbrechen von Flaschenventilen. Daher dürfen die Flaschen nur mit aufgeschraubter Schutzkappe transportiert werden.
- **Kältemittelflaschen dürfen nicht in die Nähe von Heizkörpern gestellt werden**. Höhere Temperaturen bedeuten auch höhere Drücke, wobei der für den Behälter zulässige Druck überschritten werden kann. Die Druckbehälterverordnung legt daher fest, dass Behälter nicht über 50 °C erwärmt werden dürfen.
- **Kältemittelflaschen niemals mit einer offenen Flamme erwärmen**. Durch zu hohe Temperaturen kann das Material beschädigt werden und Kältemittelersetzung eintreten.
- **Leere Behälter verschließen**, um das Eindringen von Feuchtigkeit zu verhindern.
- **Kältemittelflaschen niemals überfüllen**, da sich bei einer Temperaturerhöhung enorme Drücke aufbauen können.

9.3 Technische Regeln Druckgase (TRG)

Es sind nur auszugsweise die, für die Kfz-Hersteller und Werkstätten betreffenden Richtlinien aufgeführt.

TRG 400 (Allgemeine Bestimmungen für Füllanlagen)

2. Begriffsbestimmungen und Erläuterungen
 - 2.1 Füllanlagen
 - 2.1.1 Füllanlagen sind Anlagen zum Füllen ortsbeweglicher Druckgasbehälter. Zur Füllanlage gehören ihre Betriebsstätten und ihre Einrichtungen.
 - 2.4 Erlaubnisbedürftige Füllanlagen
Erlaubnisbedürftige Füllanlagen sind Füllanlagen, in denen Druckgase in ortsbewegliche Druckgasbehälter zur Abgabe an andere gefüllt werden.
 - 2.4 Nicht erlaubnisbedürftige Füllanlagen
Nicht erlaubnisbedürftige Füllanlagen sind Füllanlagen, in denen Druckgase in ortsbewegliche

9 Sicherheitsvorschriften

Druckgasbehälter zur ausschließlichen Verwendung im eigenen Unternehmen gefüllt werden.

TRG 402 (Betreiben von Füllanlagen)

- 2 Beschäftigte und ihre Unterweisung
- 2.1 Füllanlagen dürfen nur von Personen bedient und gewartet werden, die
1. das 18. Lebensjahr vollendet haben,
 2. die erforderliche Sachkunde besitzen,
 3. erwarten lassen, dass sie ihre Aufgaben zuverlässig erfüllen.
- 2.2 Unselbständige Arbeiten dürfen auch von Personen ausgeführt werden, bei denen die Voraussetzungen nach Nummer 2.1 Ziffern 1 und 2 nicht gegeben sind.
- 2.3 Die Beschäftigten sind vor Aufnahme ihrer Tätigkeit und wiederkehrend in angemessenen Zeitabständen, mindestens jedoch jährlich, zu unterweisen in bezug auf
1. die besonderen Gefahren beim Umgang mit Druckgasen,
 2. die Sicherheitsvorschriften, insbesondere die vorliegende TRG,
 3. die Maßnahmen bei Störungen, Schadensfällen und Unfällen,
 4. die Handhabung der Feuerlöscheinrichtungen und der Schutzausrüstungen,
 5. die Bedienung und Wartung der Füllanlage, und zwar unter Zugrundelegung der Bedienungsanweisung.
- 5 Füllen (Ausschnitte daraus)
- 5.1 Ein Druckgasbehälter darf nur mit dem Druckgas gefüllt werden, das auf ihm angegeben ist, und nur in der Menge, die sich aus den Angaben auf dem Behälter über Druck, Gewicht oder Volumen ergibt (s. g15 Abs. 2 DruckbehV).
- 5.2 Bei einem Behälter, dessen wahlweise Verwendung für mehrere Druckgase zulässig ist, müssen das einzufüllende Druckgas und - sofern es sich um ein Druckgas mit einer kritischen Temperatur über -10 °C handelt - das höchstzulässige Füllgewicht entsprechend TRG 104 Nummer 3.3 vor dem Anschluss zum Füllen auf dem Behälter angegeben sein.
- 5.3 Druckgasbehälter, auf denen der höchstzulässige Überdruck der Füllung bei 15 °C in bar angegeben ist, müssen nach Druck (manometrisch) gefüllt werden. Liegt beim Füllen eine von 15 °C abweichende Temperatur vor, so ist der Druck, der der abweichenden Temperatur entspricht, durch das

Füllwerk zu bestimmen; es muss sichergestellt sein, dass im Druckgasbehälter der zulässige Überdruck der Füllung bei 15 °C nicht überschritten wird. Zur Feststellung einer etwaigen Überfüllung sind die gefüllten Behälter stichprobenweise durch Druckmessung zu kontrollieren.

- 5.4 Bei Druckgasbehältern, auf denen die höchstzulässige Füllmenge durch das Nettogewicht (Füllgewicht, zulässiges Gewicht der Füllung) in kg angegeben ist, muss die Füllmenge durch Wiegen kontrolliert werden. Die Waagen für die Kontrollwägung müssen geeicht sein.
- 5.7 Füll- und Kontrollmessungen dürfen nicht von derselben Person ausgeführt werden. Kontrollmessungen müssen unmittelbar nach Beendigung des Füllvorganges durchgeführt werden.
- 5.8 Überfüllte Behälter sind unverzüglich bis auf die zugelassene Füllmenge gefahrlos zu entleeren. Im Anschluss daran ist die eingefüllte Druckgasmenge erneut zu bestimmen.
- 5.9 Die Nummern 5.4 bis 5.7 gelten nicht für Behälter für flüssige tiefkalte Druckgase, die weder brennbar noch giftig sind; verkehrsrechtliche Vorschriften bleiben unberührt.

9.4 Abfallgesetz, Bestimmungsverordnung, Reststoffüberwachungsverordnung

Diese Richtlinien sind gesetzliche Grundlagen für die Anordnung der Nachweisführung bei der Verwertung von überwachungsbedürftigen Reststoffen.

Abfallgesetz (AbfG) § 2 Abs. 3

Ermächtigung der Bundesregierung zum Erlass einer Rechtsverordnung zur Bestimmung von Reststoffen von denen in besonderem Maße eine Beeinträchtigung der Allgemeinheit zu befürchten ist.

Reststoffbestimmungsverordnung (RestBestV) § 1

Reststoffe dieser Verordnung sind Reststoffe in Sinne des 2 Abs. 3 AbfG. Voraussetzung: Jahresmenge eines oder mehrerer dieser Stoffe ist > 500 kg/a.

(AbfG) § 11 Abs. 2

Ermächtigung der Abfallrechtsbehörden zum Erlass von Verfügungen zur Nachweisführung. Einzelheiten sollen durch Rechtsverordnung (Verwaltungsvorschrift) des Bundesministeriums geregelt werden.

Reststoffüberwachungsverordnung

Anordnung zur Nachweispflicht von Reststoffen nach 11 Abs. 2 AbfG.

Verpflichtung zur Führung von Verwertungsnachweis, Begleitschein und Abfallnachweisbüchern.

Voraussetzung: Jahresmenge eines oder mehrerer dieser Reststoffe ist > 500 kg/a.

Entsorgung Kältemittel und Kältemaschinenöl

Die zur Entsorgung vorgesehenen **Kältemittel** sind in gekennzeichnete Recyclingbehälter, unter Beachtung der zul. Füllmasse, zu füllen.

Gebrauchte **Kältemaschinenöle** aus Anlagen mit halogenierten Kohlenwasserstoffen müssen als Sondermüll entsorgt werden. Eine Mischung mit anderen Ölen oder Stoffen ist nicht zulässig. Die sachgerechte Lagerung und Entsorgung hat nach den Länderrichtlinien zu erfolgen.

9.5 Sonstige Normen und Richtlinien

EN 378 Teile 1-4

Diese bisher 4-teilige Norm (in Kraft seit September 2000) enthält sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen und ersetzt die bisher gültige DIN 8975. Die weiteren Normteile 5 bis 10 liegen als Entwürfe (Jan. 1994) vor.

VBG 20

Diese Vorschrift der Berufsgenossenschaft (VBG) für Nahrungsmittel und Gaststätten: „Kälteanlagen, Wärmepumpen und Kühleinrichtungen“ enthält wie die DIN 8975 Grundsätze für Gestaltung, Ausrüstung und Aufstellung von Kälteanlagen. Sie wird in Zukunft von der EN 378 ersetzt.

10 Anhang

10.1 Verwendete Formelzeichen und Indizes

Tabelle 10-1. Verwendete Formelzeichen

Nr.	Formelzeichen	Bedeutung	SI-Einheit	Bemerkung
1	A	Fläche, Oberfläche	m ²	
2	c	spezifische Wärmekapazität	J/(kg·K)	
3	F	Kraft	N	
4	h	spezifische Enthalpie	J/kg	
5	Δh	Differenz der spezifischen Enthalpie	J/kg	
6	k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m ² ·K)	
7	l	Länge	m	
8	m	Masse	kg	
9	\dot{m}	Massenstrom	kg/s	
10	P	Leistung	W	
11	P _V	Verdichterantriebsleistung	W	
12	p	Druck	Pa	1 Pa = 10 ⁻⁵ bar
13	p _{abs}	Absolutdruck	Pa	
14	p _{amb}	Umgebungsdruck	Pa	
15	p _c	Verflüssigungsdruck (absolut)	Pa	
16	p _{E1}	Druck am Eintritt des Expansionsventils (absolut)	Pa	
17	p _{E2}	Druck am Austritt des Expansionsventils (absolut)	Pa	
18	p _e	Differenz zwischen absolutem Druck und umgebendem Atmosphärendruck	Pa	p _e = p _{abs} - p _{amb}
19	p _{ec}	Differenz zwischen Verflüssigungsdruck und umgebendem Atmosphärendruck	Pa	p _{ec} = p _c - p _{amb}
20	p _{eo}	Differenz zwischen Verdampfungsdruck und umgebendem Atmosphärendruck	Pa	p _{eo} = p _o - p _{amb}
21	p _o	Verdampfungsdruck (absolut)	Pa	
22	p _{o1}	Druck am Verdampfereintritt (absolut)	Pa	
23	p _{o2}	Druck am Verdampferaustritt (absolut)	Pa	
24	p _{V1}	Druck am Verdichtereintritt (absolut)	Pa	
25	p _{V2}	Druck am Verdichteraustritt (absolut)	Pa	
26	p _{zul}	zulässiger Betriebsdruck	Pa	
27	q	Schmelzwärme	J/kg	
28	Q	Wärme	J	
29	\dot{Q}	Wärmestrom, Wärmeleistung	W	W = J/s

10 Anhang

Tabelle 10-1. Verwendete Formelzeichen

30	\dot{Q}_c	Verflüssigerleistung, Wärmeleistung	W	
31	\dot{Q}_o	Kälteleistung, Verdampferleistung	W	
32	r	Verdampfungswärme	J/kg	
33	T	thermodynamische Temperatur	K	
34	t	Temperatur	°C	$t = T - 273,15 \text{ K}$
35	t_{amb}	Umgebungstemperatur	°C	
36	t_c	Verflüssigungstemperatur	°C	Sättigungstemp. bei p_c
37	t_{c1h}	Temperatur des überhitzten Kältemittels am Verflüssigereintritt	°C	
38	t_{c2u}	Temperatur der unterkühlten Kältemittelflüssigkeit am Verflüssigeraustritt	°C	
39	t_{cL1}	Lufttemperatur am Verflüssigereintritt	°C	
40	t_{cL2}	Lufttemperatur am Verflüssigeraustritt	°C	
41	t_{E1u}	Temperatur der unterkühlten Kältemittelflüssigkeit am Expansionsventileintritt	°C	
42	t_o	Verdampfungstemperatur	°C	Sättigungstemp. bei p_o
43	t_{o2h}	Temperatur des überhitzten Kältemittels am Verdampferaustritt	°C	
44	t_{oL1}	Lufttemperatur am Verdampfereintritt	°C	
45	t_{oL2}	Lufttemperatur am Verdampferaustritt	°C	
46	t_{V1h}	Temperatur des überhitzten Kältemittels am Verdichtereintritt	°C	
47	t_{V2h}	Temperatur des überhitzten Kältemittels am Verdichteraustritt	°C	
48	Δt	Temperaturdifferenz	K	$\Delta t = \Delta T$
49	Δt_1	treibendes Eintrittstemperaturgefälle	K	$= t_{c2} - t_{cL1}$
50	Δt_{c2u}	Unterkühlung am Verflüssigeraustritt	K	$= t_{c2} - t_{c2u}$
51	Δt_{E1u}	Unterkühlung am Expansionsventileintritt	K	$= t_{E1} - t_{E1u}$
52	Δt_{o2h}	Überhitzung am Verdampferaustritt	K	$= t_{o2h} - t_{o2}$
53	Δt_{V1h}	Überhitzung am Verdichtereintritt	K	$= t_{V1h} - t_{V1}$
54	V	Volumen	m^3	
55	V_g	geometrisches Hubvolumen des Verdichters	m^3	
56	\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s	
57	\dot{V}_g	geometrischer Hubvolumenstrom des Verdichters	m^3/s	
58	\dot{V}_{V1}	Ansaugvolumenstrom des Verdichters	m^3/s	
59	v	spezifisches Volumen	m^3/kg	$v = 1/\rho$
60	x	Dampfgehalt	%	
61	Δ	Differenz (delta)	-	
62	ε	Leistungszahl (epsilon)	-	auch COP

Tabelle 10-1. Verwendete Formelzeichen

63	λ	Liefergrad des Verdichters (lamda)	m^3/m^3	
64	π	Druckverhältnis des Verdichters (pi)	-	
65	ρ	Dichte (rho)	kg/m^3	$\rho = 1/v$

Tabelle 10-2. Verwendete Indizes

Nr.	Index	Bedeutung	Bemerkung
1	B	Behälter	z. B. Sammler
2	E	Drosselorgan	z. B. Expansionsventil
3	K	Kälteträger	
4	L	Luft	
5	M	Motor, Antriebsmaschine	
6	P	Pumpe	
7	R	Kältemittel	englisch refrigerant
8	V	Verdichter	
9	c	Verflüssiger	
10	h	überhitzter Dampf	
11	o	Verdampfer	gesprochen: null
12	u	unterkühlte Flüssigkeit	
13	1	Eintritt	
14	2	Austritt	
15	'	gültig für siedende Flüssigkeit	Zustand auf der Siedelinie
16	''	gültig für gesättigter Dampf	Zustand auf der Taulinie

10.2 Messstellenbezeichnung

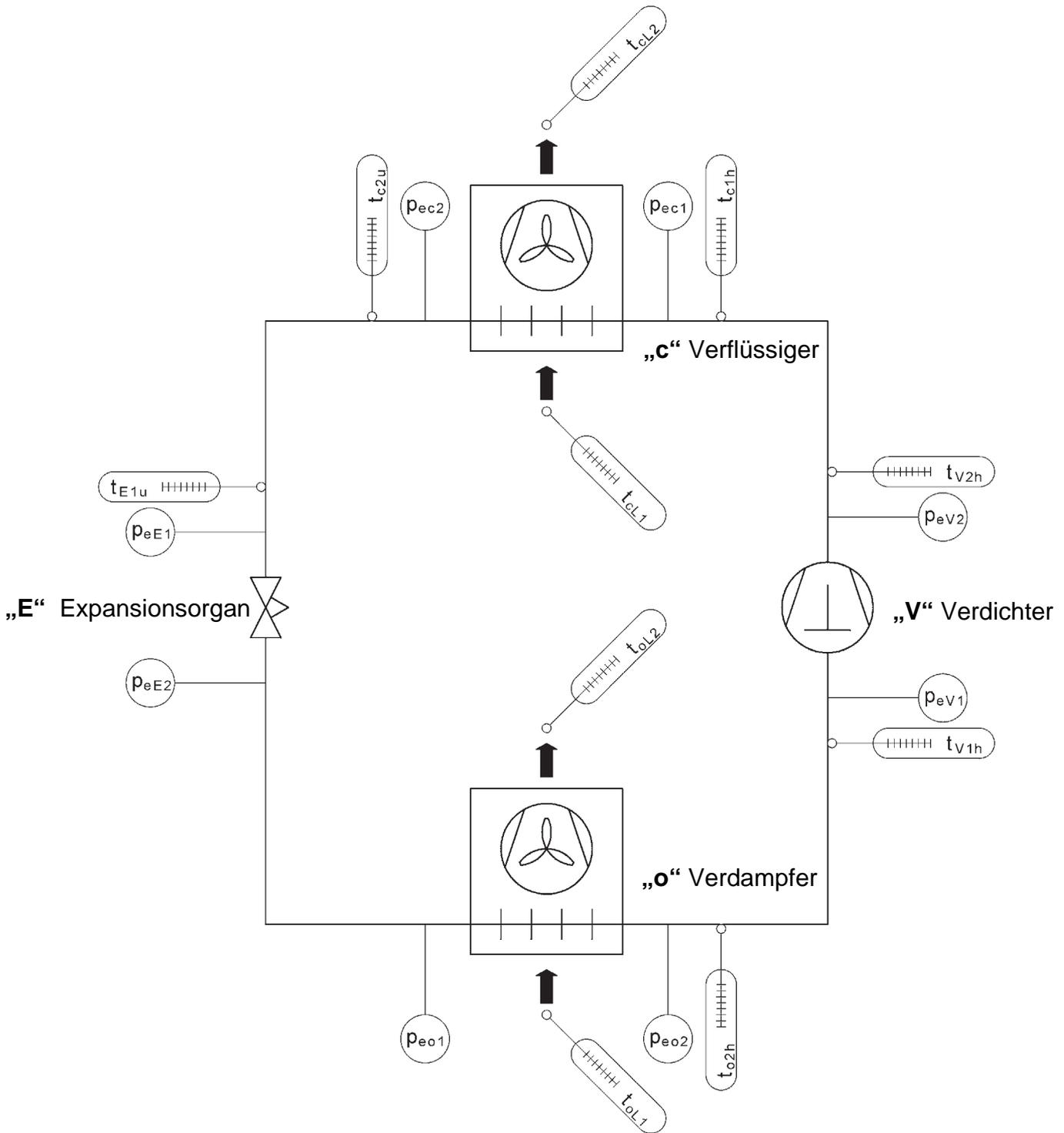
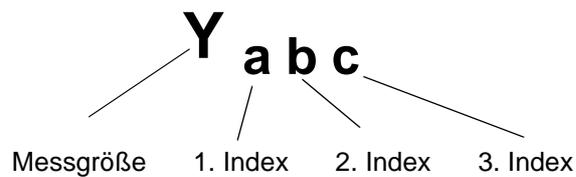


Bild 10-1. Druck und Temperaturmessstellen

Die Messstellenbezeichnungen werden wie auf der folgenden Seite dargestellt kodiert.

Messstellenkodierung

Messgröße Y: Hinweis auf die Messgröße bzw. Zustandsgröße

Messgrößen: p = Druck t = Temperatur
 Zustandsgröße: h = spezifische Enthalpie

1. Index Y_{a..}: Gibt an, an welchem Bauteil die Messgröße aufgenommen wird.

Beispiele: V = Verdichter E = Drosselorgan
 o = Verdampfer c = Verflüssiger

Hinweis: Wird eine **Überdruckmessstelle** (Manometeranzeige) bezeichnet, so ist der erste Index ein **e**. Die Bezeichnung des Bauteils verschiebt sich auf den 2. Index. Der **absolute Druck** wird nicht gekennzeichnet. Bei Druckmessstellen **ohne e** als 1. Index ist von einem absoluten Druck auszugehen.

2. Index Y_{..b}: Gibt an ob die Messgröße am Ein- oder Austritt des bezeichneten Bauteils gemessen wird.

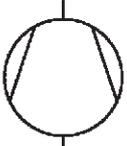
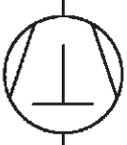
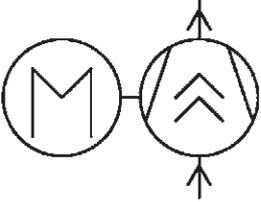
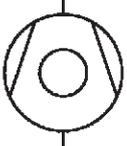
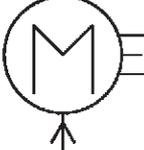
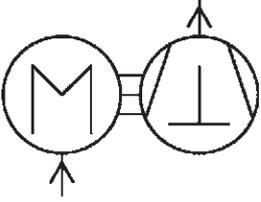
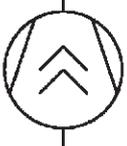
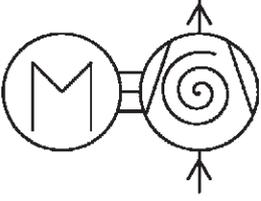
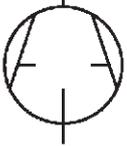
Beispiele: 1 = Eintritt 2 = Austritt

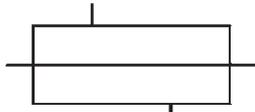
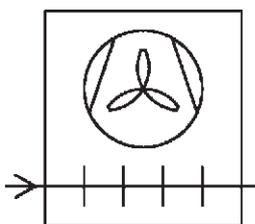
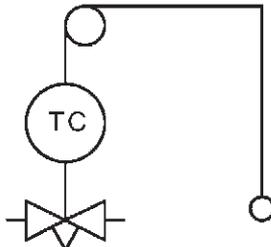
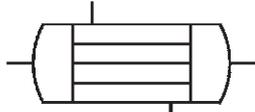
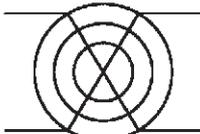
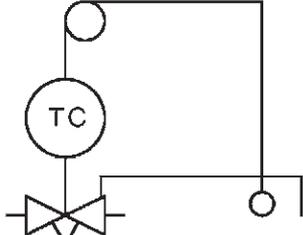
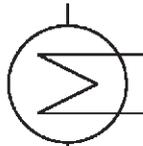
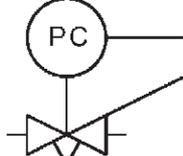
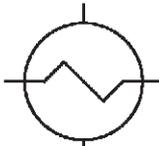
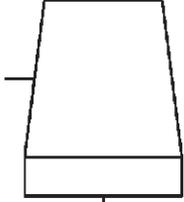
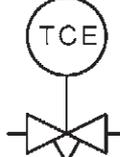
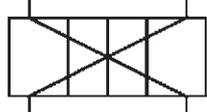
Hinweis: Bei Überdruckmessstellen wird hier das Bauteil gekennzeichnet. Ein- bzw. Austritt verschiebt sich auf den 3. Index.

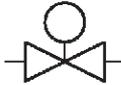
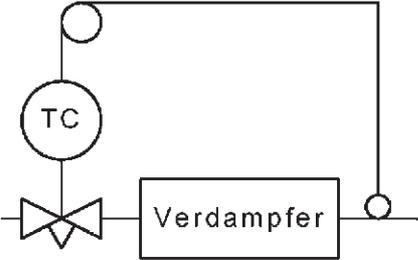
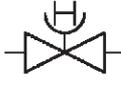
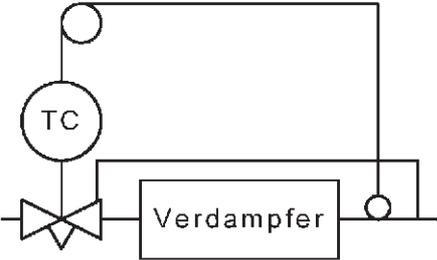
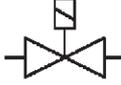
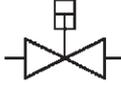
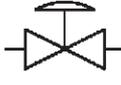
3. Index Y_{..c}: Diesen Index gibt es nur, mit den Ausnahmen aus Hinweis Index 1 und 2, an thermometrischen Temperaturmessstellen. Manometrische Temperaturen (über einen Sättigungsdruck abgeleitete Temperatur) besitzen diesen Index nicht. Mit diesem Index wird auch gleichzeitig der Zustand des Kältemittels verdeutlicht.

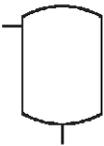
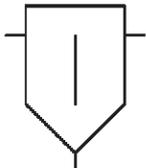
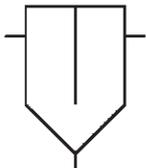
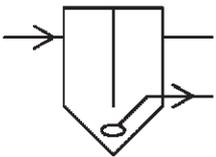
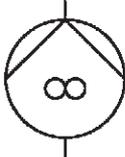
Beispiele: h = überhitzt u = unterkühlt bzw. flüssig

10.3 Bildzeichen (EN 1861, April 1998)

Verdichter	Motoren	Beispiel
 <p data-bbox="204 499 422 582">Verdichter Vakuumpumpe allgemein</p>	 <p data-bbox="531 499 722 555">Elektromotor allgemein</p>	
 <p data-bbox="228 813 399 869">Hubkolben- Verdichter</p>	 <p data-bbox="531 813 722 869">Elektromotor offen</p>	 <p data-bbox="935 857 1241 902">offener Schraubenverdichter</p>
 <p data-bbox="236 1126 391 1182">Turbo- Verdichter</p>	 <p data-bbox="531 1160 722 1238">Elektromotor saugdampf- gekühlt</p>	 <p data-bbox="858 1160 1321 1238">hermetischer/halbhermetischer saugdampfgekühlter Hubkolbenverdichter</p>
 <p data-bbox="228 1440 399 1496">Schrauben- Verdichter</p>	 <p data-bbox="515 1440 738 1518">Elektromotor hermetisch/ halbhermetisch</p>	 <p data-bbox="858 1473 1321 1529">hermetischer/halbhermetischer Scrollverdichter</p>
 <p data-bbox="236 1753 391 1809">Scroll- Verdichter</p>		
 <p data-bbox="188 2056 438 2112">Rotationskolben- Verdichter</p>		

Wärmeaustauscher		Expansionsventile
 <p>Doppelrohr-Wärmeaustauscher</p>	 <p>Luftgekühlter Rippenrohr-Wärmeaustauscher</p>	 <p>Thermostatisches Expansionsventil mit innerem Druckausgleich</p>
 <p>Rohrbündel-Wärmeaustauscher</p>	 <p>Spiral-Wärmeaustauscher</p>	 <p>Thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich</p>
 <p>Wärmeaustauscher ohne Kreuzung der Fließlinien</p>	 <p>Wärmeaustauscher mit Rohrschlange</p>	 <p>Druckgesteuertes Expansionsventil</p>
 <p>Wärmeaustauscher mit Kreuzung der Fließlinien</p>	 <p>Kühlturm, allgemein</p>	 <p>Elektronisches Expansionsventil</p>
 <p>Platten-Wärmeaustauscher</p>		

Absperrventile	Stellantriebe	Bsp. Expansionsorgan
 <p>Ventil, allgemein</p>	 <p>Antrieb, allgemein mit Hilfsenergie oder selbsttätig</p>	 <p>Thermostatisches Expansionsventil mit innerem Druckausgleich</p>
 <p>Ventil, Eckform, allgemein</p>	 <p>Antrieb, handbetätigt</p>	 <p>Thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich</p>
 <p>Dreiwegeventil, allgemein</p>	 <p>Antrieb durch Elektromagnet</p>	
 <p>Schieber</p>	 <p>Kolbenantrieb</p>	
 <p>Kugelhahn</p>	 <p>Membranantrieb</p>	
 <p>Sicherheitsventil, Eckform, Federbelastet</p>	 <p>Antrieb durch Elektromotor</p>	

Sonstige Komponenten		Lüfter/Pumpen
 Filtertrockner	 Rückflussverhinderer, allgemein	 Ventilator, allgemein
 Behälter mit gewölbten Böden	 Rückschlagventil	 Axialventilator
 Abscheider, allgemein	 Schauglas	 Radialventilator
 Prallabscheider	 Schauglas mit Feuchteindikator	 Pumpe, allgemein
 Ölabscheider mit Schwimmer- ausschleusung	 Schalldämpfer	 Kreiselpumpe
	 Einrichtungen zum Heizen oder Kühlen, allgemein	 Zahnradpumpe

10 Anhang

10.4 Dampftafel von R 134a

Tabelle 10-3. Stoffdaten von R 134a [Berechnungsprogramm Solkane Refrigerants Version 2.0]

Temperatur t °C	Druck p bar	Dichte		spez. Volumen		spez. Enthalpie		Verdampfungswärme r kJ/kg
		der Flsskt. ρ' kg/dm ³	des Dampfes ρ'' kg/m ³	der Flsskt. v' dm ³ /kg	des Dampfes v'' dm ³ /kg	der Flsskt. h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg	
-60	0,16	1,469	0,92	0,681	1082,60	123,17	359,85	236,68
-55	0,22	1,456	1,24	0,687	803,83	129,49	362,99	233,50
-50	0,29	1,443	1,65	0,693	606,45	135,75	366,14	230,39
-45	0,39	1,429	2,15	0,700	464,29	141,98	369,28	227,30
-40	0,51	1,415	2,78	0,707	360,30	148,21	372,41	224,19
-35	0,66	1,401	3,53	0,714	283,08	154,47	375,52	221,05
-30	0,84	1,387	4,45	0,721	224,97	160,78	378,61	217,84
-25	1,06	1,373	5,53	0,728	180,67	167,14	381,68	214,55
-24	1,11	1,370	5,78	0,730	173,12	168,42	382,29	213,88
-23	1,16	1,367	6,03	0,732	165,95	169,70	382,90	213,20
-22	1,22	1,364	6,28	0,733	159,14	170,98	383,51	212,53
-21	1,27	1,361	6,55	0,735	152,66	172,27	384,12	211,85
-20	1,33	1,358	6,83	0,736	146,50	173,56	384,72	211,16
-19	1,39	1,355	7,11	0,738	140,64	174,86	385,33	210,47
-18	1,45	1,352	7,40	0,740	135,06	176,15	385,93	209,78
-17	1,51	1,349	7,71	0,741	129,75	177,45	386,53	209,08
-16	1,57	1,346	8,02	0,743	124,68	178,75	387,13	208,38
-15	1,64	1,343	8,34	0,745	119,86	180,06	387,73	207,67
-14	1,71	1,340	8,68	0,746	115,26	181,37	388,33	206,96
-13	1,78	1,337	9,02	0,748	110,87	182,68	388,93	206,25
-12	1,85	1,334	9,37	0,750	106,68	183,99	389,52	205,53
-11	1,93	1,331	9,74	0,752	102,68	185,31	390,11	204,80
-10	2,01	1,328	10,12	0,753	98,86	186,63	390,71	204,07
-9	2,09	1,324	10,50	0,755	95,21	187,96	391,30	203,34
-8	2,17	1,321	10,90	0,757	91,73	189,28	391,88	202,60
-7	2,26	1,318	11,31	0,759	88,39	190,61	392,47	201,86
-6	2,34	1,315	11,74	0,760	85,21	191,94	393,06	201,11
-5	2,43	1,312	12,17	0,762	82,16	193,28	393,64	200,36
-4	2,53	1,309	12,62	0,764	79,24	194,62	394,22	199,60

Tabelle 10-3. Stoffdaten von R 134a [Berechnungsprogramm Solkane Refrigerants Version 2.0]

Temperatur t °C	Druck p bar	Dichte		spez. Volumen		spez. Enthalpie		Verdampfungswärme r kJ/kg
		der Flsskt. ρ' kg/dm ³	des Dampfes ρ'' kg/m ³	der Flsskt. v' dm ³ /kg	des Dampfes v'' dm ³ /kg	der Flsskt. h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg	
-3	2,62	1,305	13,08	0,766	76,44	195,96	394,80	198,84
-2	2,72	1,302	13,56	0,768	73,77	197,30	395,38	198,08
-1	2,82	1,299	14,04	0,770	71,20	198,65	395,96	197,31
0	2,93	1,296	14,55	0,772	68,75	200,00	396,53	196,53
1	3,04	1,292	15,06	0,774	66,39	201,35	397,10	195,75
2	3,15	1,289	15,59	0,776	64,13	202,71	397,68	194,97
3	3,26	1,286	16,14	0,778	61,96	204,07	398,24	194,18
4	3,38	1,282	16,70	0,780	59,88	205,43	398,81	193,38
5	3,50	1,279	17,27	0,782	57,89	206,79	399,38	192,58
6	3,62	1,276	17,87	0,784	55,97	208,16	399,94	191,78
7	3,75	1,272	18,47	0,786	54,13	209,53	400,50	190,97
8	3,88	1,269	19,10	0,788	52,36	210,90	401,06	190,16
9	4,01	1,265	19,74	0,790	50,66	212,28	401,62	189,34
10	4,15	1,262	20,40	0,792	49,03	213,66	402,17	188,51
11	4,29	1,259	21,07	0,795	47,45	215,04	402,72	187,68
12	4,43	1,255	21,77	0,797	45,94	216,42	403,27	186,85
13	4,58	1,252	22,48	0,799	44,49	217,81	403,82	186,01
14	4,73	1,248	23,21	0,801	43,08	219,20	404,36	185,17
15	4,89	1,245	23,96	0,804	41,74	220,59	404,91	184,32
16	5,04	1,241	24,73	0,806	40,44	221,99	405,45	183,46
17	5,21	1,237	25,52	0,808	39,19	223,38	405,98	182,60
18	5,37	1,234	26,33	0,811	37,98	224,78	406,52	181,73
19	5,54	1,230	27,16	0,813	36,82	226,19	407,05	180,86
20	5,72	1,226	28,01	0,815	35,70	227,60	407,58	179,98
21	5,90	1,223	28,89	0,818	34,62	229,01	408,11	179,10
22	6,08	1,219	29,78	0,820	33,58	230,42	408,63	178,21
23	6,27	1,215	30,70	0,823	32,57	231,83	409,15	177,32
24	6,46	1,212	31,65	0,825	31,60	233,25	409,67	176,41
25	6,66	1,208	32,61	0,828	30,66	234,68	410,18	175,51
26	6,86	1,204	33,60	0,831	29,76	236,10	410,69	174,59
27	7,06	1,200	34,62	0,833	28,88	237,53	411,20	173,67

10 Anhang

Tabelle 10-3. Stoffdaten von R 134a [Berechnungsprogramm Solkane Refrigerants Version 2.0]

Temperatur t °C	Druck p bar	Dichte		spez. Volumen		spez. Enthalpie		Verdampfungswärme r kJ/kg
		der Flsskt. ρ' kg/dm ³	des Dampfes ρ'' kg/m ³	der Flsskt. v' dm ³ /kg	des Dampfes v'' dm ³ /kg	der Flsskt. h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg	
28	7,27	1,196	35,66	0,836	28,04	238,96	411,71	172,75
29	7,48	1,192	36,73	0,839	27,22	240,40	412,21	171,81
30	7,70	1,189	37,83	0,841	26,44	241,83	412,71	170,87
31	7,93	1,185	38,95	0,844	25,67	243,28	413,20	169,92
32	8,16	1,181	40,10	0,847	24,94	244,72	413,69	168,97
33	8,39	1,177	41,28	0,850	24,22	246,17	414,18	168,00
34	8,63	1,173	42,49	0,853	23,53	247,63	414,66	167,03
35	8,87	1,169	43,74	0,856	22,86	249,08	415,14	166,05
36	9,12	1,164	45,01	0,859	22,22	250,55	415,61	165,07
37	9,37	1,160	46,31	0,862	21,59	252,01	416,08	164,07
38	9,63	1,156	47,65	0,865	20,99	253,48	416,55	163,07
39	9,90	1,152	49,02	0,868	20,40	254,96	417,01	162,05
40	10,17	1,148	50,43	0,871	19,83	256,44	417,47	161,03
41	10,44	1,143	51,87	0,875	19,28	257,92	417,92	160,00
42	10,72	1,139	53,35	0,878	18,74	259,41	418,37	158,96
43	11,01	1,135	54,87	0,881	18,23	260,90	418,81	157,90
44	11,30	1,130	56,42	0,885	17,72	262,40	419,24	156,84
45	11,60	1,126	58,02	0,888	17,24	263,91	419,68	155,77
46	11,90	1,121	59,65	0,892	16,76	265,42	420,10	154,68
47	12,21	1,117	61,33	0,895	16,30	266,94	420,52	153,58
48	12,53	1,112	63,06	0,899	15,86	268,46	420,93	152,47
49	12,85	1,108	64,82	0,903	15,43	269,99	421,34	151,35
50	13,18	1,103	66,64	0,907	15,01	271,53	421,74	150,21
51	13,51	1,098	68,50	0,910	14,60	273,07	422,14	149,06
52	13,85	1,094	70,41	0,914	14,20	274,62	422,52	147,90
53	14,20	1,089	72,38	0,919	13,82	276,18	422,90	146,72
54	14,55	1,084	74,39	0,923	13,44	277,75	423,28	145,53
55	14,91	1,079	76,47	0,927	13,08	279,32	423,64	144,32
56	15,28	1,074	78,59	0,931	12,72	280,91	424,00	143,09
57	15,66	1,069	80,78	0,936	12,38	282,50	424,35	141,85
58	16,04	1,064	83,03	0,940	12,04	284,10	424,69	140,58

Tabelle 10-3. Stoffdaten von R 134a [Berechnungsprogramm Solkane Refrigerants Version 2.0]

Temperatur t °C	Druck p bar	Dichte		spez. Volumen		spez. Enthalpie		Verdampfungswärme r kJ/kg
		der Flsskt. ρ' kg/dm ³	des Dampfes ρ'' kg/m ³	der Flsskt. v' dm ³ /kg	des Dampfes v'' dm ³ /kg	der Flsskt. h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg	
59	16,42	1,059	85,34	0,945	11,72	285,71	425,02	139,30
60	16,82	1,053	87,72	0,949	11,40	287,34	425,34	138,00
61	17,22	1,048	90,16	0,954	11,09	288,97	425,65	136,68
62	17,63	1,043	92,68	0,959	10,79	290,61	425,95	135,34
63	18,04	1,037	95,27	0,964	10,50	292,26	426,24	133,97
64	18,47	1,032	97,94	0,969	10,21	293,93	426,51	132,58
65	18,90	1,026	100,69	0,975	9,93	295,61	426,78	131,17
66	19,34	1,020	103,53	0,980	9,66	297,30	427,03	129,74
67	19,78	1,014	106,45	0,986	9,39	299,00	427,27	128,27
68	20,24	1,009	109,46	0,992	9,14	300,72	427,50	126,78
69	20,70	1,003	112,58	0,997	8,88	302,45	427,71	125,26
70	21,17	0,996	115,79	1,004	8,64	304,19	427,90	123,71
71	21,65	0,990	119,11	1,010	8,40	305,95	428,08	122,13
72	22,14	0,984	122,55	1,016	8,16	307,73	428,25	120,52
73	22,63	0,977	126,11	1,023	7,93	309,52	428,39	118,87
74	23,13	0,971	129,79	1,030	7,70	311,33	428,51	117,19
75	23,65	0,964	133,60	1,037	7,48	313,15	428,62	115,46
76	24,17	0,957	137,56	1,045	7,27	315,00	428,70	113,70
77	24,70	0,950	141,67	1,052	7,06	316,86	428,76	111,90
78	25,23	0,943	145,95	1,060	6,85	318,74	428,79	110,05
79	25,78	0,936	150,40	1,069	6,65	320,64	428,80	108,15
80	26,34	0,928	155,03	1,078	6,45	322,57	428,77	106,21
81	26,90	0,920	159,87	1,087	6,26	324,51	428,72	104,21
82	27,48	0,912	164,92	1,096	6,06	326,48	428,63	102,15
83	28,06	0,904	170,22	1,106	5,87	328,47	428,50	100,04
84	28,66	0,895	175,77	1,117	5,69	330,48	428,34	97,86
85	29,26	0,887	181,60	1,128	5,51	332,52	428,12	95,61
86	29,88	0,878	187,75	1,140	5,33	334,58	427,86	93,29
87	30,51	0,868	194,25	1,152	5,15	336,67	427,55	90,88
88	31,14	0,858	201,14	1,165	4,97	338,78	427,17	88,39
89	31,79	0,848	208,48	1,179	4,80	340,92	426,72	85,80

10 Anhang

Tabelle 10-3. Stoffdaten von R 134a [Berechnungsprogramm Solkane Refrigerants Version 2.0]

Temperatur t °C	Druck p bar	Dichte		spez. Volumen		spez. Enthalpie		Verdampfungswärme r kJ/kg
		der Flsskt. ρ' kg/dm ³	des Dampfes ρ'' kg/m ³	der Flsskt. v' dm ³ /kg	des Dampfes v'' dm ³ /kg	der Flsskt. h' kJ/kg	des Dampfes h'' kJ/kg	
90	32,45	0,837	216,31	1,195	4,62	343,09	426,20	83,10
91	33,12	0,826	224,73	1,211	4,45	345,29	425,58	80,29
92	33,80	0,813	233,84	1,229	4,28	347,53	424,86	77,33
93	34,49	0,801	243,77	1,249	4,10	349,79	424,00	74,21
94	35,19	0,787	254,71	1,271	3,93	352,08	422,99	70,91
95	35,91	0,771	266,92	1,296	3,75	354,41	421,78	67,37
96	36,64	0,755	280,84	1,325	3,56	356,77	420,30	63,53
97	37,39	0,736	297,17	1,359	3,37	359,17	418,44	59,27
98	38,14	0,714	317,43	1,400	3,15	361,60	415,97	54,37
99	38,92	0,687	346,24	1,455	2,89	364,07	412,16	48,09
100	39,71	0,650	636,32	1,537	1,57	366,58	375,04	8,46
101,06	40,56	0,515	515,30	1,941	1,94	390,05	390,05	0,00

