

Göldner-Handbuch – grau

Inhaltsverzeichnis:	Seite
<u>Werdegang der Firma und Konstruktionsmerkmale</u> moderner Kompressoren	5 – 28
<u>Montageanweisungen</u>	29 – 44
<u>Künstliche Kälteerzeugung</u> was ist Kälte / die maschinelle Kühlung / die Kältemittel	45 - 100
<u>Einfache kältetechnische Messungen und Berechnungen</u>	101 – 114
<u>Aus der Praxis – für die Praxis</u>	115 - 152
Kapillarrohre	115 – 121
Flüssigkeitsabscheider in der Saugleitung	122 – 123
Automatisches und thermisches Regulierventil	123 – 137
Sekundärregler / Temperaturregler / Startregler	137 – 143
Stufenlose Leistungsregelung	144 – 152
<u>Weitere Beiträge „Aus der Praxis – für die Praxis“</u>	152 – 165
Was man bei Verwendung von R22 wissen muss!	152 – 155
Elektrische Beheizung des Kurbelgehäuses	155 – 156
Der schädliche Einfluss von Luft in einem Kühlsystem	156
Wodurch die Betriebssicherheit einer Kälteanlage gestört werden kann	156 – 160
Die Evakuierung	160 – 162
Spülung von hermetischen und halbhermetischen Kühlsystemen	162 – 164
Einfluss des Öles auf den Verdampfer	164
Einfluss der Sauggasüberhitzung auf die Leistung eines Kompressors	164 – 165
<u>Weitere Beiträge „Aus der Praxis – für die Praxis“</u>	166 – 221
Verhinderung von Flüssigkeits- und Ölschlägen beim Anlaufen	166 – 178
Probleme bei tiefen Verdampfungstemperaturen	179 – 181
Zweiphasenlauf und seine Auswirkungen bei Antriebsmotoren	182 – 188
Ölrückführung aus einem überfluteten Verdampfer	189 – 190
Ist zur Kompressorschmierung eine Ölpumpe erforderlich	190 – 191
Etwas über wassergekühlte Kondensatoren	191 – 192
Das Tiefgefrieren von Backwaren	192
Wie viele Stunden pro Tag soll eine Kühlmaschine laufen	193 – 194
Tiefe Temperaturen	195 – 210
Grobe und teure Fehler aus Unwissenheit	211 – 221
<u>Tafeln und Tabellen</u>	223 - 250

Göldner-Handbuch



Werdegang der Firma Hans Göldner & Co.

Das Große ist immer einfach. Das ist eine fundamentale Wahrheit, die nicht zuletzt auch für die Technik gilt. GOLDNER-Kompressoren und Aggregate sind seit vielen Jahren und in vieltausendfacher Zahl im In- und Ausland für die verschiedensten Verwendungszwecke der Kühlung im Betrieb, und sie erfreuen sich dank ihrer einfachen und stabilen Konstruktion größter Beliebtheit und Anerkennung. Das Herz einer Kühlmaschine ist der Kompressor. Wir haben uns als erste Firma in Deutschland auf dieses „Herz“ spezialisiert und unseren Betrieb von der Gründung an auf eine Großserienanfertigung eingerichtet. Der Fabrikationsbetrieb ist mit den modernsten Maschinen, von denen wir viele im eigenen Betrieb konstruiert und gebaut haben, ausgestattet. Jede Maschine macht jahraus, jahrein nur einen Teil eines Kompressors. Die Exaktheit von $\frac{1}{1000}$ Millimeter in der Bearbeitung dieser Maschinenteile erfordert eine Vielzahl moderner Meß- und Prüfeinrichtungen. Alle Mitarbeiter können sich auf einen Artikel konzentrieren. All dies gibt die Gewähr für ein hochwertiges Endprodukt, das dem Namen „GOLDNER“ den bekannten Ruf und die Wertschätzung gebracht hat.

Die Firma Hans Göldner & Co., die sich auf die Erzeugung von Kühlkompressoren und Kälteaggregate spezialisiert hat, ist ein Nachfolgeunternehmen der früheren Firma Göldner & Bock in Stuttgart bzw. Nürtingen; sie besteht seit dem 29. April 1939. Im November 1932 gründeten Hans Göldner und Wilhelm Bock — beide von der Firma Wahl in Balingen als Kältefachleute kommend — in Stuttgart Ost einen Kältdienst. Aufgabe war hauptsächlich die Reparatur an Kühlschränken und Kühlanlagen, bis unter damals noch primitiver Einrichtung 1935 der erste Kompressor hergestellt wurde. Zu dieser Zeit trat auch Eugen Baader, der mit Hans Göldner eine gemeinsame Lehrzeit durchmachte, als Teilhaber in das Unternehmen ein. Dieses nahm bald einen guten Aufschwung; der ersten Kompressortype folgten weitere Maschinen.

Die technische Leitung lag damals in den Händen von Hans Göldner, die betriebliche Leitung war Wilhelm Bock unterstellt und der kaufmännischen Leitung stand Eugen Baader vor.

Das Unternehmen siedelte 1937 nach Nürtingen über. Die Herstellung der Kompressoren und Aggregate konnte dort vom handwerklichen zum fabrikatorischen Betrieb umgewandelt werden.

Hans Göldner und Eugen Baader schieden 1938 aus der Firma Göldner & Bock aus und gründeten unter dem Namen Göldner & Co., deren Inhaber sie heute noch sind, ein Spezialunternehmen für Kompressorenerzeugung. Dank der modernen Einrichtung und rationeller Arbeitsweise war das Unternehmen während des ganzen Krieges mit der Herstellung von Kühlkompressoren ausgelastet und konnte auf diese Tätigkeit beschränkt bleiben.

Zu dieser Zeit — es war das Jahr 1941 — begann bereits die erste Entwicklung der heute ausgereiften Konstruktion der GOLDNER-Hermetik-Aggregate. Da waren aber schon 10 Jahre vergangen, seitdem sich der Konstrukteur Göldner erstmals 1931 mit dem Bau der Hermetik-Maschinen für Kühlschränke befaßte — er war zu diesem Zeitpunkt noch Mitarbeiter der Firma Robert Wahl in Balingen, deren Inhaber Robert Wahl sen. in seiner weitsichtigen Einstellung ihm große Entwicklungs- und Entfaltungsmöglichkeit gegeben hatte. Tatsächlich wurde die Erstgeburt eines Hermetik-Aggregates auf der Messe in Leipzig im Jahr 1931 ausgestellt, doch war die Zeit damals für das sichere Arbeiten von Hermetik-Aggregaten noch

nicht reif; das heute gebräuchliche Kältemedium F-12 war noch nicht vorhanden. Es fehlte auch die Erfahrung, daß mit dem Medium SO₂ Hermetik-Maschinen nicht gefahren werden konnten.

Nach dem Kriege, also von 1945/46 ab, hat sich das Unternehmen ausschließlich mit der Großserienanfertigung für Kühlkompressoren und Kühlaggregate befaßt, so daß es heute in der Lage ist, Erzeugnisse herzustellen, die wirklich den Namen Qualität rechtfertigen. GOLDNER-Kleinkälte-Kompressoren sind von ausgereifter Konstruktion und verblüffender Einfachheit. Mit einem einzigen Schlüssel kann jeder Kompressor auseinandergenommen und wieder zusammengebaut werden. Die Exaktheit von 1/1000 Millimeter in der Verarbeitung ist das bestimmende Merkmal der GOLDNER-Erzeugnisse.

1953 wurde die Serienfertigung von Hermetik-Aggregaten aufgenommen. Diese sind ein Erzeugnis höchster Präzision. Göldner & Co. sind stolz darauf, in Deutschland als erstes Unternehmen dem Markt Halb-Hermetik-Aggregate in der Leistung von 600—3200 kcal/h gegeben zu haben. Bis zum Jahre 1956 wurde diese Serie erweitert bis zu einer Leistung von 14 000 kcal/h (bei Verwendung des Kältemittels R-12). Im Jahre 1960 wurde eine neue Konstruktion herausgebracht, die es uns heute ermöglicht, ein umfangreiches Lieferungs-Programm halbhermetischer und offener Kompressoren anzubieten in Leistungen von 1500—100 000 kcal/h in 2- und 4-Zylinder-Ausführung für die Kältemittel R-12, R-22, R-502, R-13 B 1, bei Kaskadenschaltung auch für das Kältemittel R-13.

Die außerordentliche Laufruhe ist ein Merkmal der GOLDNER Kompressoren und wird von den Abnehmern besonders geschätzt. Die Motoren der Halb-Hermetik-Kompressoren bis —25 °C Verdampfungs-Temperatur sind sauggasgekühlt. Ab —25 °C bis —110 °C Verdampfungs-Temperatur wird der Motor des Kompressors mit einem besonderen Ventilator außenbelüftet, wie dies aus dem abgebildeten Schnittkompressor ersichtlich ist. Dies ist eine Neuerung im Kältemaschinenbau, die bei den Abnehmern großen Anklang gefunden hat. Die Firma Göldner & Co., befaßt sich im besonderen seit vielen Jahren mit tiefen Temperaturen und ist daher als Lieferant von 2-stufigen Halb-Hermetik-Kompressoren seit langer Zeit im In- und Ausland bekannt.

GÖLDNER-Erzeugnisse haben sich im In- und Ausland überall bewährt und erfreuen sich größter Beliebtheit. Gestützt auf jahrzehntelange Erfahrungen der beiden Inhaber war die Entwicklung vieler Neuheiten und bahnbrechender Erfindungen möglich, die den Ruf der GÖLDNER-Erzeugnisse in alle Welt hinausgetragen haben, was auch aus der hohen Export-Quote von nahezu 50 Prozent hervorgeht. In der Entwicklung der Kältetechnik sind Göldner & Co. mit einer großen Anzahl richtungweisender Konstruktionen maßgeblich beteiligt; viele Bauelemente sind von anderer Seite beim Bau von Kompressoren übernommen worden.

Die Lieferungen der Firma Göldner & Co. gehen in fast alle Länder der Welt. In 17 Ländern befinden sich vertragliche Vertretungen.

1949 hat sich dem Unternehmen die EMZET-Kältezubehör G.m.b.H. als Tochtergesellschaft hinzugesellt. Die Gesellschafter dieser Firma sind Eugen Baader und Hans Göldner, die auch die Inhaber der Firma Hans Göldner & Co. sind. Die Firma EMZET befaßt sich mit dem Großhandel in Zubehör für Kühlmaschinen, Speiseeiserzeuger und Milchschananlagen. Auch dieses Unternehmen hat sich von Jahr zu Jahr aufwärts entwickelt und sich in der Branche einen guten Namen gemacht.

Konstruktions-Merkmale moderner Kompressoren, hermetischer und offener Bauart

Auf die Frage: „Hermetische oder offene Kompressoren?“ ist in Fachzeitschriften geschil­dert worden, daß die Zukunft dem hermetischen Kompressor gehört, daß aber auch der offene Kompressor noch seine Daseinsberechtigung hat.

Wenn bei einer Konstruktion ein Weg gefunden wird, beide Bauarten mit denselben Grundelementen herzustellen, so ist ein Weg gefunden, der beiden gerecht wird. Aus den Schnittbildern 1 und 2 von 4-Zylinder-Kompressoren hermetischer und offener Bauart ist zu ersehen, daß dieser Weg zum Ziel geführt hat.

Neu ist die Lagerung des Hauptlagers mittels 2 Kugellagern, deren Außenringe mit einer Wellfeder so zusammengehalten werden, daß diese beiden Kugellager spielfrei laufen, womit man einen zentrischen Lauf des Rotors erreicht. Geringere elektrische Geräusche und genaue achsiale spielfreie Führung der Exzenterwelle sind die Folge. Letzteres ist sehr wichtig für die Wellenabdichtung (Stopfbüchse) der offenen Kompressoren, denn bei Druckschwankungen im Kompressorgehäuse wird die Welle bekanntlich nach innen oder nach außen gedrückt. Bei Gleitlagern jedoch ist eine spielfreie achsiale Lagerung kaum möglich, weshalb der Anpreßdruck des Schleifringes nachteilig beeinflußt wird. Seitliche Anfressungen des Achsiallagers wie bei Gleitlagern sind bei dieser Lagerung nicht möglich.

Bemerkenswert ist ferner die Außenbelüftung des Motors mit einem gesonderten Drehstrom-Ventilator bei Verdampfungs-Temperaturen unter —25 °, was ganz besondere Vorteile bei Verwendung von R-22 hat, denn jeder Fachmann weiß aus Erfahrung, daß die Innenkühlung des Motors mittels angesaugter Kältemitteldämpfe um so besser wird, je höher die Verdampfungs-Temperatur ist, daß aber bei tiefen Temperaturen diese Kühlung nicht mehr ausreicht und daher zu hohen Wicklungs-Temperaturen und damit auch zu hohen Kompressor-Temperaturen führt. Was aber eine hohe Allgemein-Temperatur am Kompressor für verheerende Wirkungen auf die Ölersetzung und Säurebildung hat, ist jedem Fachmann bekannt. In jede Motorwicklung ist ein kleiner Thermostat eingewickelt, der über den Motorschutz den Motor abschaltet, sowie bei langsamer Erwärmung durch Überlastung die Temperatur einer Wicklung über +110 ° ansteigt. Diese 3 Thermostate sind in Serie geschaltet. Der Anschluß erfolgt am Klemmbrett, wofür 2 Schrauben-Durchführungen vorgesehen sind. Die Motorwicklung ist 2fach imprägniert.

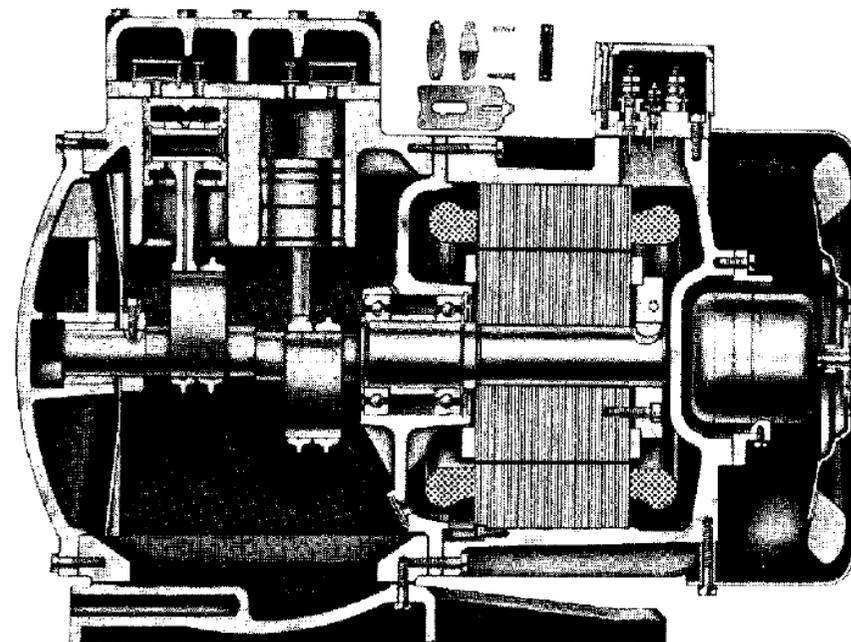
Ein elektrischer Heizstab kann in ein großes Sackloch der Kompressor-Bodenplatte eingesteckt werden. Dieser Heizstab ist mit einem Thermostaten versehen.

Bei dieser Konstruktion wurde auf eine große Ölfüllung Wert gelegt. Die Ölmenge ist bei gleicher Leistung verdoppelt worden. Beispielsweise hat der Kompressor für eine Leistung von 11 000—17 000 kcal/h (—10 °/+30 °C) mit R-12 einen Ölinhalt von 7 Liter und der nächst größere von 10 Liter. Die gleitenden Teile sind so ausgeführt, daß eine hydrodynamische Schmierung gewährleistet ist. Ein Ölschleuderflügel befördert das Öl in eine große Kammer über dem hinteren Gleitlager. Von hier gelangt das Öl durch eine große Bohrung der Welle zu den Austrittslöchern im un-

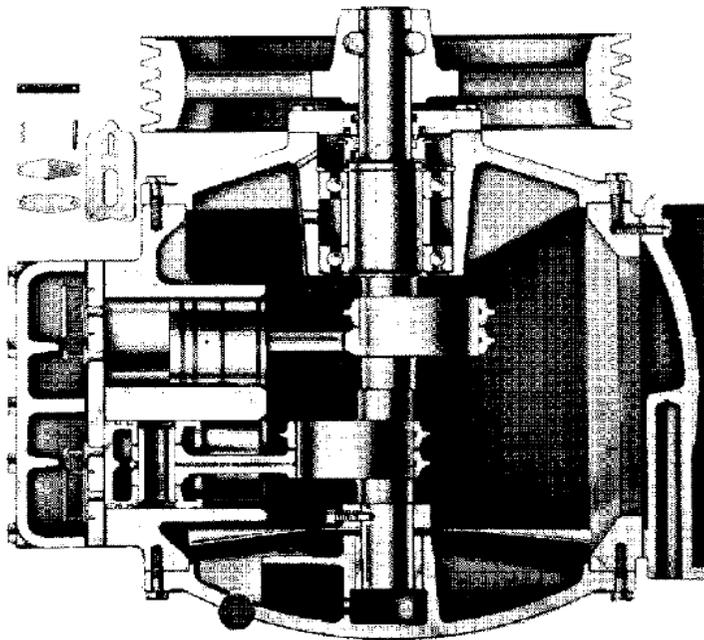
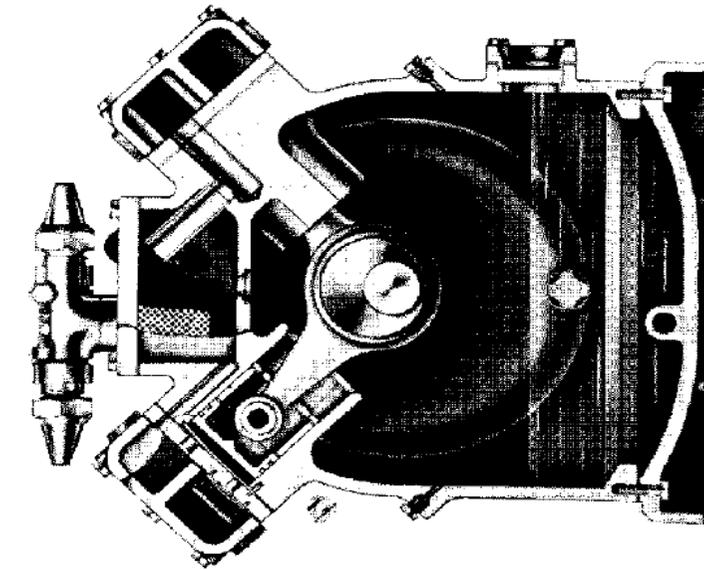
belasteten Teil des Exzenters und von dort durch eine Bohrung im Pleuelschaft zum Kolbenbolzen. Die Zentrifugalwirkung bei 1500 U/min ist so groß, daß das Öl am oberen Kolbenbolzenlager herausgedrückt wird. Um ein Anfressen von gleitenden Teilen, z. B. Pleuel und Exzenter zu verhindern, muß ein Ölfilm geschaffen werden, der die Trennung zwischen den Metallteilen herstellt. Bei einem Kolbendurchmesser von 65 mm und einem Kondensatordruck von 25 atü lastet auf der Gleitfläche des Pleuels ein Druck von 50 kg/cm². Da 1 kg/cm² einem Druck von 1 atü entspricht, muß ein Öldruck von 50 atü vorhanden sein, um das Pleuel vom Exzenter zu trennen, um eine Berührung Metall auf Metall zu verhindern. Eine Ölpumpe, wie sie für Kältekompressoren verwendet wird, arbeitet aber nur mit einem Druck von ca. 2 atü. Demnach baut sich der erforderliche Öldruck von 50 atü von selbst auf, und zwar durch geeignete Ausbildung der Öl- und Zubringerruten. Eine Ölpumpe ist also zur Schmierung der Triebwerksteile nicht erforderlich.

Wir liefern die 4-Zylinder-Typen III, IV und V auch mit Ölpumpe.

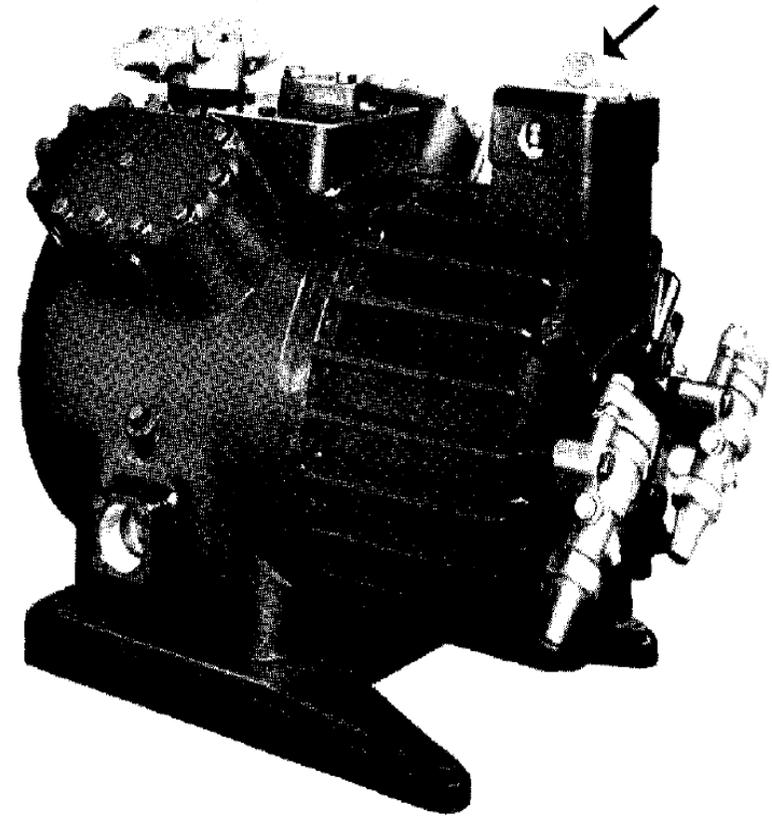
Bei sehr langen Laufversuchen mit Kältemittel R-22 und Kondensatordrücken von 25 atü hat sich die außergewöhnliche Robustheit dieser Kompressoren herausgestellt. Zuletzt wollten wir den Kompressor durch übermäßige Belastung zerstören oder mindestens soweit bringen, daß irgendwelche gleitenden Teile anfressen. Aber auch mit einem Kondensatordruck von 32 atü ist uns dies nicht gelungen. Kein einziges Teil zeigte eine Abnützung. Nur der Motor hat es nicht weiter geschafft, denn er war bei 32 atü am Ende seiner Leistung angelangt. Diese übermäßige Beanspruchung zeigt deutlich, daß diese Bauart für alle R-Kältemittel (R-12, R-22, R-502, R-13B1 und R-13) absolut geeignet ist. Bei luftgekühlten Kompressoren mit dem Kältemittel R-22 kann demnach die Außentemperatur +45° C betragen.



Schnitt durch einen halbhermetischen Kompressor (mit Kugellager) der Type HT mit angebautem Lüfter



Dieses Bild zeigt, wie erschütterungsarm diese Kompressoren laufen, denn ein 5-Mark-Stück bleibt während des Laufes auf dem Kompressor stehen. Wir haben ein Auswucht-System gefunden, das für heutige Verhältnisse einmalig ist. Jeder, der einen solchen Kompressor im Lauf sieht, ist erstaunt, wie ruhig und erschütterungsarm dieser läuft.



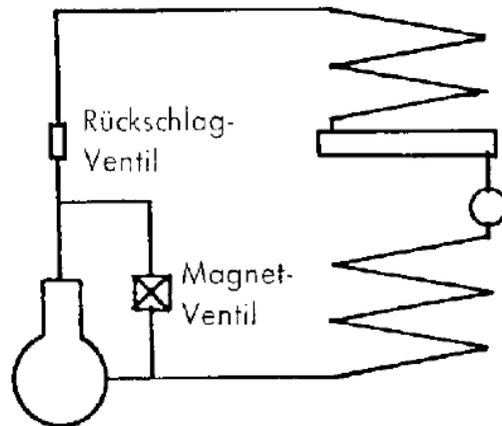
Schnitt durch einen offenen Kompressor (mit Kugellager)

Und noch einmal zusammengefaßt die Vorteile dieser Bauart:

1. Doppelte Kugellagerung des Hauptlagers
2. Kein axiales Wellenspiel
3. Deshalb keine axialen Anfressungen
4. Zwangsbelüfteter Hermetik-Motor der HT-Typen
5. Hermetischer und offener Kompressor in gleicher Ausführung
6. Für 25 atü zugelassen
7. Für Außentemperaturen bis + 45 ° geeignet
8. Verwendbar für die Kältemittel R-12, R-22, R-502, R-13B1 und R-13 mit Kaskade.
9. Einstufiger Kompressor geeignet bis - 65 °, zweistufig bis - 90 ° und mit Kaskade bis - 110 ° Cels.

10. Sehr große Ölfüllung von 2 bis 10 Liter
11. Polumschaltbar 750/1500 Upm
12. Für 2 Spannungen geeignet, 220/380 V, 380/660 V, 290/500 V und 440/750 V
13. Zweifach imprägnierte Motorwicklung
14. 3 eingebaute Thermo-Schutzschalter in der Motorwicklung.
15. Frei bewegliche Saugventilplatten (nicht festgeschraubt)
16. Nur eine Druckventilplatten-Größe für alle Typen
17. Nur 3 Saugventilplatten-Größen für alle Typen
18. Nur eine Schraubengröße für alle Typen

Auf Wunsch (Mehrpreis) bauen wir an die Kompressoren eine Anlaufentlastung (Starthilfe) an, die für einen Stern-Dreieck-Anlauf besonders geeignet ist. Diese Ausführung zeigt untenstehendes Schema.



Kompressor Type	Magnetventil für Rohr mm ϕ	Rückschlagventil für Rohr mm ϕ
III	12	16
IV	16	22
V	22	28

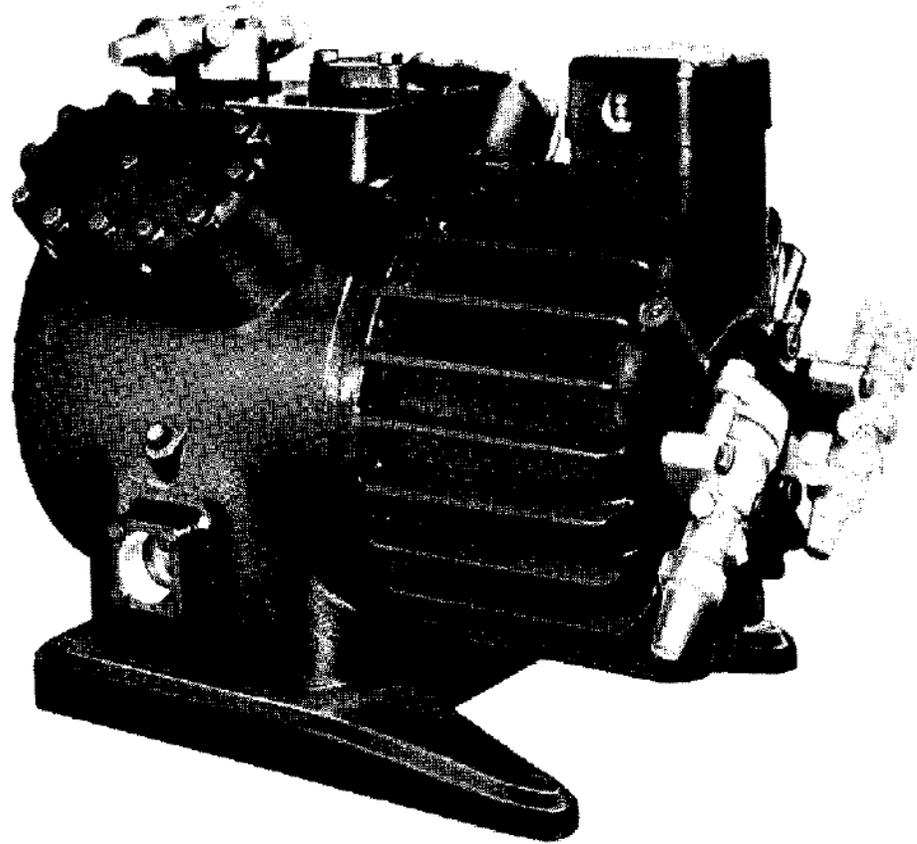
Was bedeutet EX-SCHUTZ?

Für Arbeitsräume, die feuergefährliche oder explosive Gase enthalten, wie sie in chemischen Werken, Raffinerien, Kohlengruben usw. vorkommen, dürfen nur explosionsgeschützte elektrische Apparate und Motoren verwendet werden. Diese Motoren sind also vollkommen geschlossen und haben ein Klemmbrett (Anschlußkasten), das ebenfalls vollkommen geschlossen ist. Außerdem müssen die Klemmschrauben (Anschluß-Schrauben) einen bestimmten Abstand haben, weil der Kriechweg für den Strom vorgeschrieben ist. Auch dürfen nur ganz bestimmte Isolier-Materialien verwendet werden. Mit anderen Worten: Es muß alles so gesichert sein, daß nach menschlichem Ermessen keine Explosion vorkommen kann.

Der Hermetik-Motor hat also einen ganz besonderen Klemmkasten. Die Wicklung des Motors wird besonders eingehend geprüft und die 6 Anschluß-Schrauben werden mit hoher Spannung auf Überschlag getestet. Diese Motoren sind allerdings ohne Theroschalter für den Wicklungsschutz. Das wurde leider nicht genehmigt. Jedenfalls besteht jetzt die Möglichkeit Hermetik-Kompressoren dort aufzustellen, wo explosive Gase vorkommen und wo seither nur offene Kompressoren mit Ex-geschützten Motoren verwendet werden konnten.

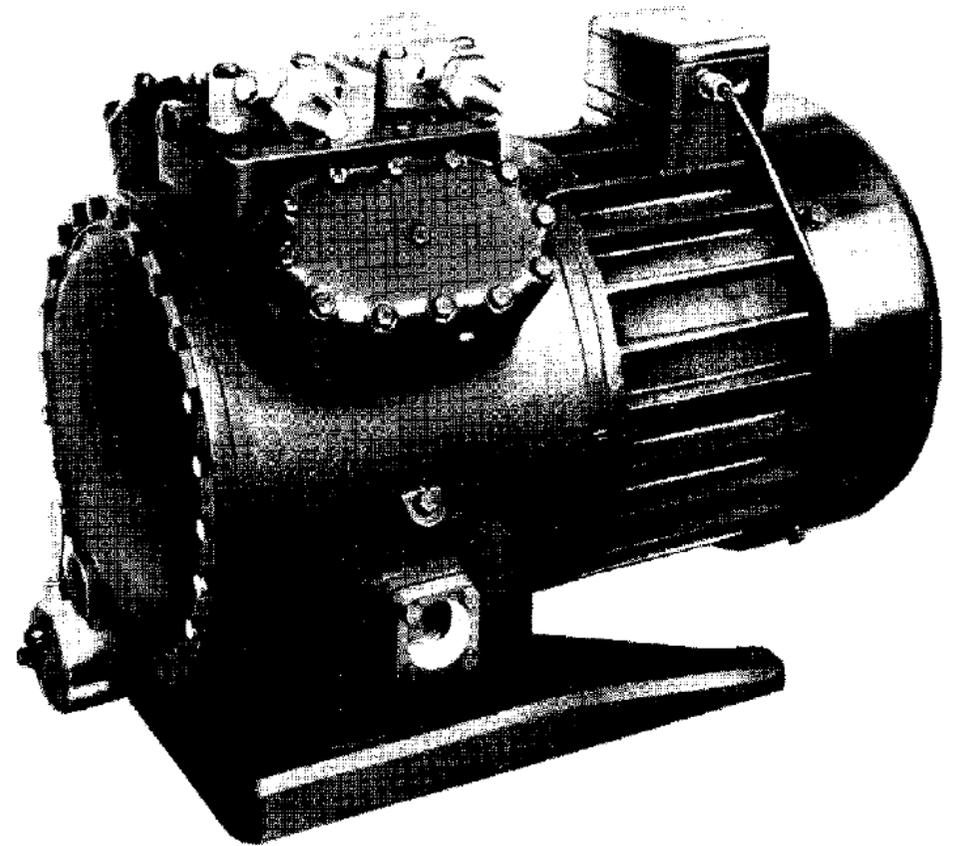
Und zuletzt noch etwas Besonderes:

Für R-12 können wir die Hermetik-Kompressoren aller Typen mit Ex-Schutz liefern, und zwar für die Zündgruppen G 1, G 2 und G 3. Das ist bis heute einmalig. Sie ersehen daraus, daß wir immer bemüht sind unseren Abnehmern etwas Besonderes zu bieten.



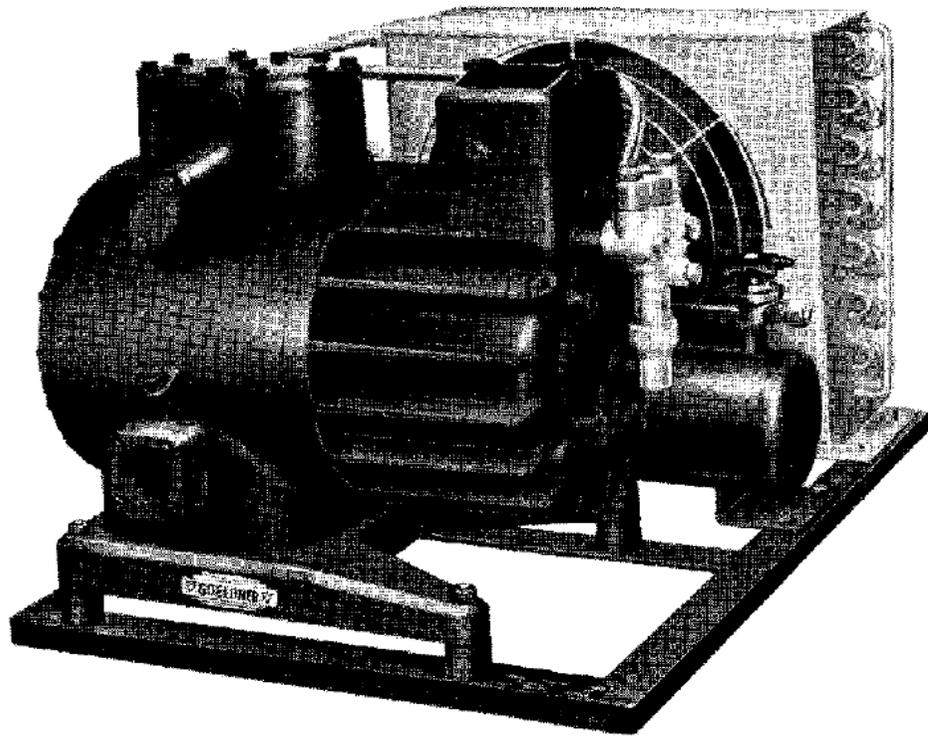
Halbhermetischer Kompressor Type IV-HN oder IV-HK mit sauggasgekühltem Motor

14



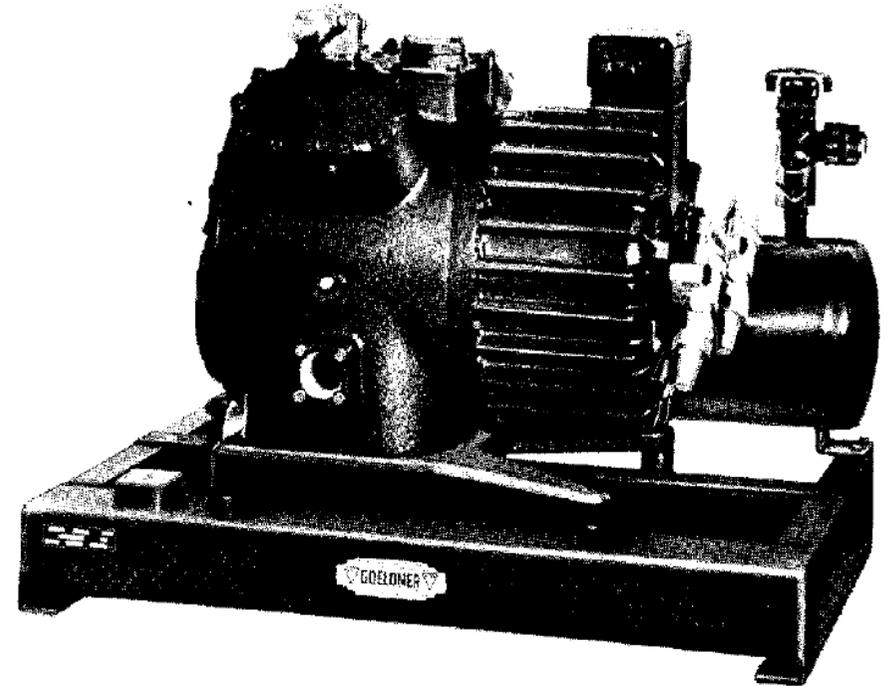
Halbhermetischer Kompressor Type IV-HT mit zwangsbelüftetem Motor

15



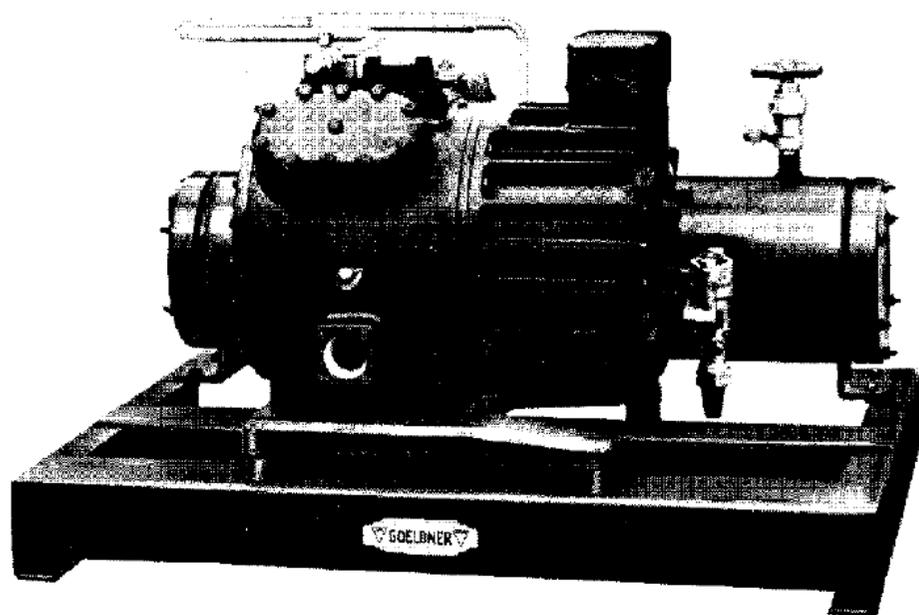
Halbhermetisches Aggregat luftgekühlt Type II-HN

16

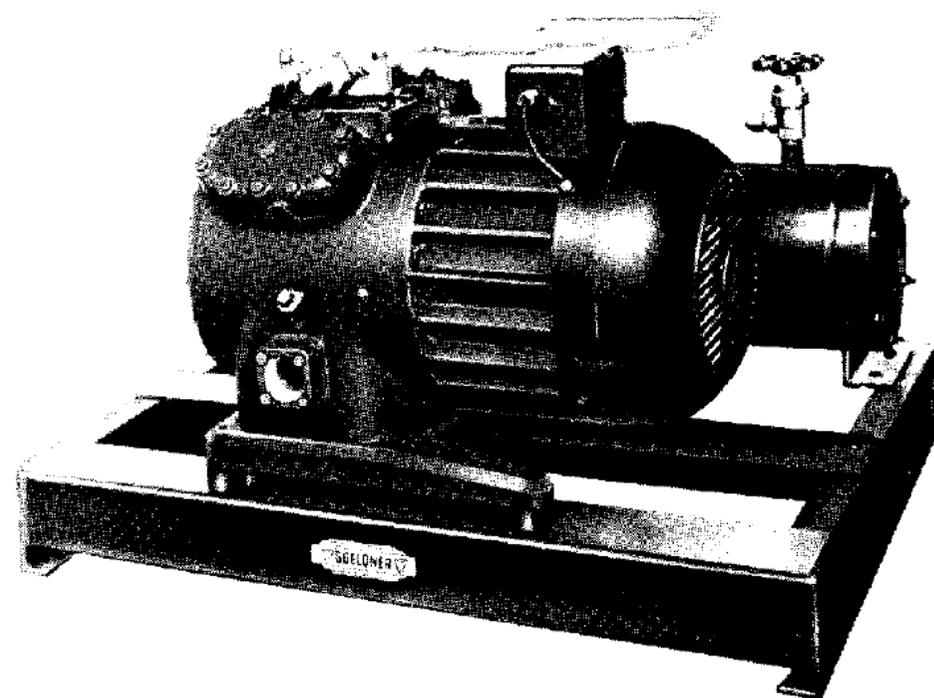


Halbhermetisches Aggregat „Für Luft“ Type IV-HN oder IV-HK ohne Kondensator, jedoch mit liegendem Flüssigkeits-Sammler

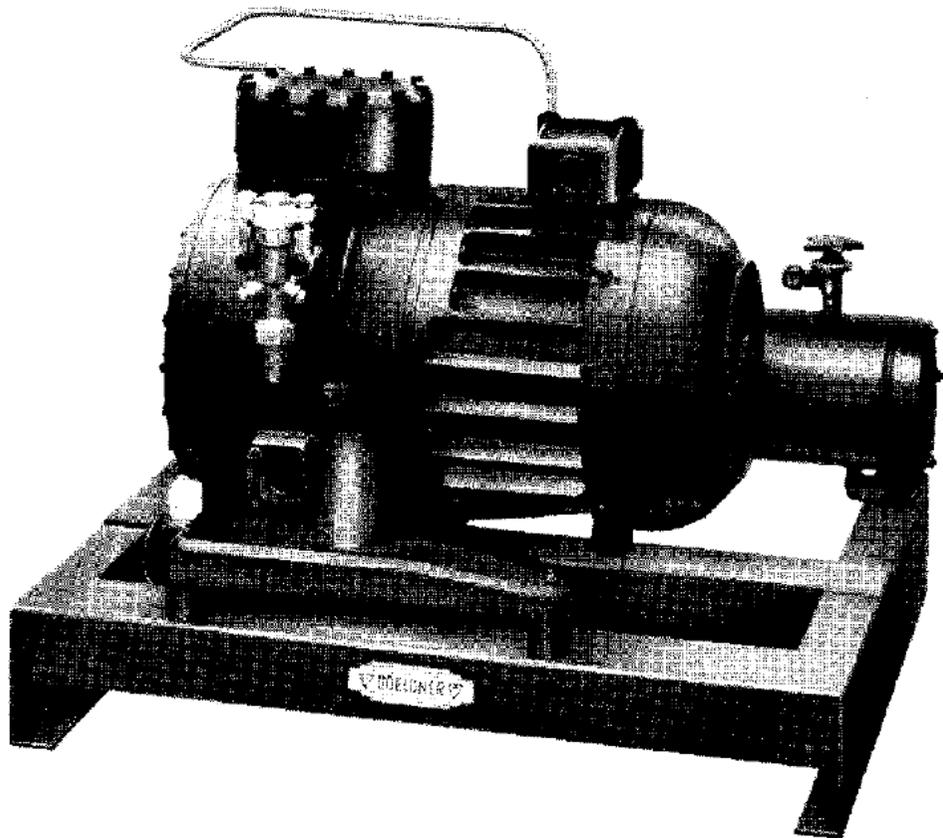
17



Halbhermetisches Aggregat wassergekühlt Type III-HN oder III-HK

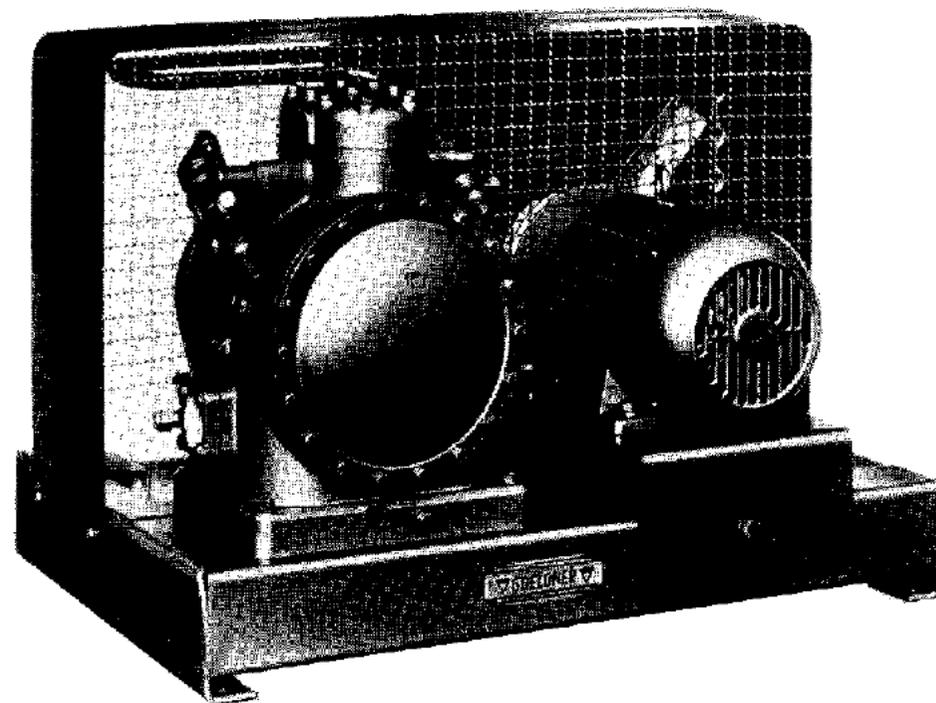


Halbhermetisches Aggregat wassergekühlt Type III-HT mit zwangsbelüftetem Motor



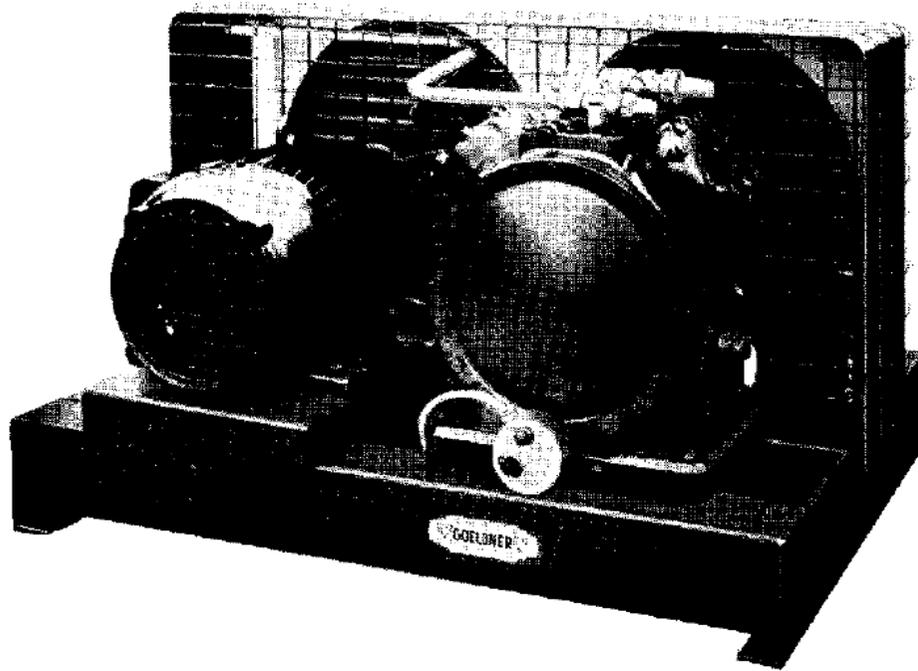
**Halbhermetisches Aggregat Type III/2-HT wassergekühlt
mit zwangsbelüftetem Motor**

20

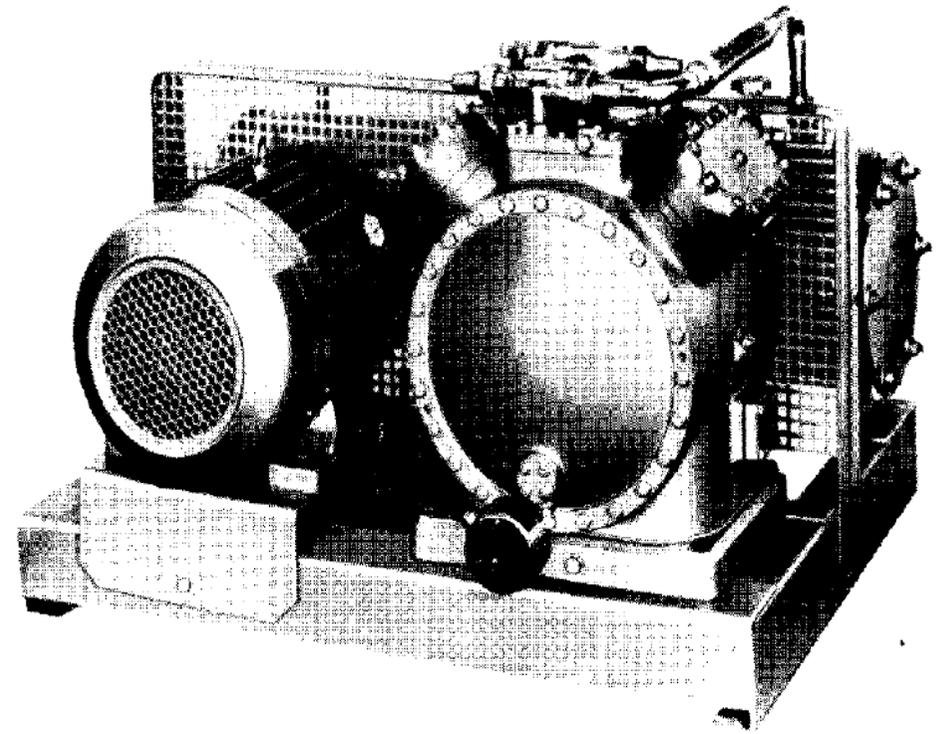


Offenes Aggregat luftgekühlt Type II-ON

21



Offenes Aggregat luftgekühlt Type III-ON



Offenes Aggregat wassergekühlt Type IV-ON oder IV-OK

Tiefe Temperaturen mit nur einem Kompressor

Mit einem guten einstufigen Kompressor und luftgekühlten Kondensator erreicht man mit R-22 oder R-502 eine Verdampfungs-Temperatur von ca. -60°C . Man wird also dieses Kältemittel wählen, wenn man mit einem einstufigen Kompressor Flüssigkeits- oder Lufttemperaturen bis -50°C erreichen will.

Zweistufige Kompression erforderlich

Will man mit diesem Kältemittel noch tiefere Temperaturen erzielen, so muß man zur zweistufigen Kompression übergehen, d. h. der Kondensatordruck muß aufgeteilt werden. Bekanntlich saugt ein Kompressor um so tiefer ab, je kleiner der Kondensatordruck ist. Im ersten Zylinder eines zweistufigen Kompressors wird das Gas beispielsweise von 0,1 ata auf 1 ata verdichtet und dem zweiten Zylinder zugeführt, der die Verdichtung von 1 auf 12 ata vornimmt. Damit das im ersten Zylinder verdichtete Gas nicht heiß in den zweiten gelangt, führt man die Kompressionswärme der ersten Stufe über einen kleinen berippten Kühler ab. Mit einem zweistufigen Kompressor ist man also in der Lage mit R-22 bzw. R-502 als Kältemittel Verdampfungs-Temperaturen von -80°C zu erzielen.

Kaskadenkühlung mit verketteten Kreisläufen

Um eine Temperatur von -90°C zu erzielen, müßte man schon zur Kaskaden-Anordnung übergehen. Eine normale einstufige Kühlmaschine für R-12 oder R-22 kühlt den Kondensator einer R-13-Kühlmaschine auf beispielsweise -40°C , so daß die Verflüssigungs-Temperatur etwa -35°C beträgt. Bei dieser Temperatur hat R-13 einen Kondensatordruck von 6,3 atü. Bei diesem verhältnismäßig geringen Kondensatordruck erreicht man mit einem einstufigen Kompressor eine Verdampfungs-Temperatur von -105°C . Wird für R-13 jedoch ein zweistufiger Kompressor eingesetzt, so erzielt man eine Verdampfungs-Temperatur von -115°C .

R-13 siedet unter atmosphärischem Druck bei -81°C . Es erfordert aber zur Verflüssigung einen hohen Druck. Bei $+25^{\circ}\text{C}$ Verflüssigungs-Temperatur hat R-13 einen Kondensatordruck von 35,2 atü. Ferner hat dieses Kältemittel eine niedere kritische Temperatur von $+28,8^{\circ}\text{C}$ bei einem Druck von 38,4 atü, das heißt: R-13 ist nur flüssig unterhalb dieser Temperatur. Bei $+29^{\circ}\text{C}$ und darüber wird es nicht mehr flüssig, auch dann nicht, wenn der Druck beliebig gesteigert würde. Eine Flasche mit flüssigem R-13, die auf $+30^{\circ}\text{C}$ erwärmt würde, enthielte nur noch sehr dichten Dampf, so daß man glauben könnte, die Flasche wäre leer, wenn man sich nicht mit der Waage vom Gegenteil überzeugt hätte. Bei $+28,8^{\circ}\text{C}$ ist also 1 Liter R-13-Dampf genauso schwer wie 1 Liter flüssiges R-13.

Ein neues Kältemittel

Das neue Kältemittel R-13 B 1 (Trifluormonobrommethan) ermöglicht es nun, mit einem Zweistufen-Hermetik-Kompressor eine Verdampfungs-Temperatur von -90°C zu erzielen. Beim Versuch (Fabrik-Versuchsraum der Firma Hans Goldner & Co.) wurde eine Endtemperatur in Methanol von $-87,5^{\circ}\text{C}$ erreicht. Der Siedepunkt von R-13 B 1 liegt bei -59°C . Die kritische Temperatur liegt bei $+67,5^{\circ}\text{C}$ und der kritische Druck beträgt 41,3 ata. Der Verflüssigungsdruck mit einem luftgekühlten Kondensator

beträgt etwa 20 atü bei einer Umgebungs-Temperatur von $+25^{\circ}\text{C}$. Dieser verhältnismäßig hohe Druck wird vom zweistufigen GOLDNER-Hermetik-Kompressor spielend beherrscht. Die Laufruhe ist überraschend. Eine Kaskaden-Anlage ist dadurch in weiten Bereichen überflüssig geworden, womit eine große Verbilligung erreicht wurde.

Die Motor-Kompressoren dieser zweistufigen Hermetik-Aggregate sind mit einem thermostatisch geregelten Heizstab ausgerüstet, der eine eingestellte Gehäuse-Temperatur einhält, um eine Kältemittel-Kondensation in das Öl zu verhindern. Die Wicklung unserer Hermetik-Kompressoren ist gegen Durchbrennen mit drei thermischen Schaltern geschützt.

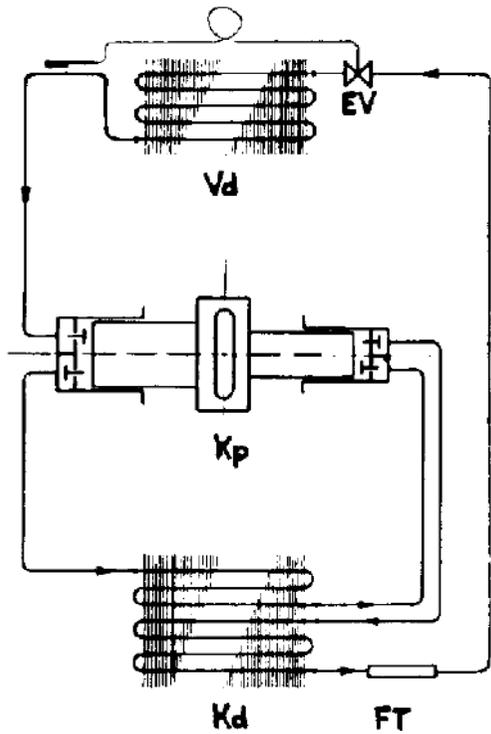
Unsere zweistufigen Motor-Kompressoren sind nicht nur für R-22, R-502 und R-13 B 1, sondern auch für R-13 verwendbar, wenn die Kaskaden-Anordnung angewendet wird. In diesem Falle sind mit dem zweistufigen Kompressor Verdampfungs-Temperaturen von -115°C mühelos zu erreichen.

Lieferungsumfang für das Aggregat

Kompressor mit Motor und Ventilator zur Motorkühlung, Zwischenkühler von der ersten in die zweite Kompressionsstufe, Druck- und Saugabsperrventilen, elektrisch-automatische Gehäuse-Heizung, Ölfüllung und 4 Schwingmetall-Puffern, Kondensator (bei luftgekühltem Kondensator mit Ventilatormotor und Flügel), Grundrahmen aus Stahlblech.

Lieferungsumfang für den Kompressor

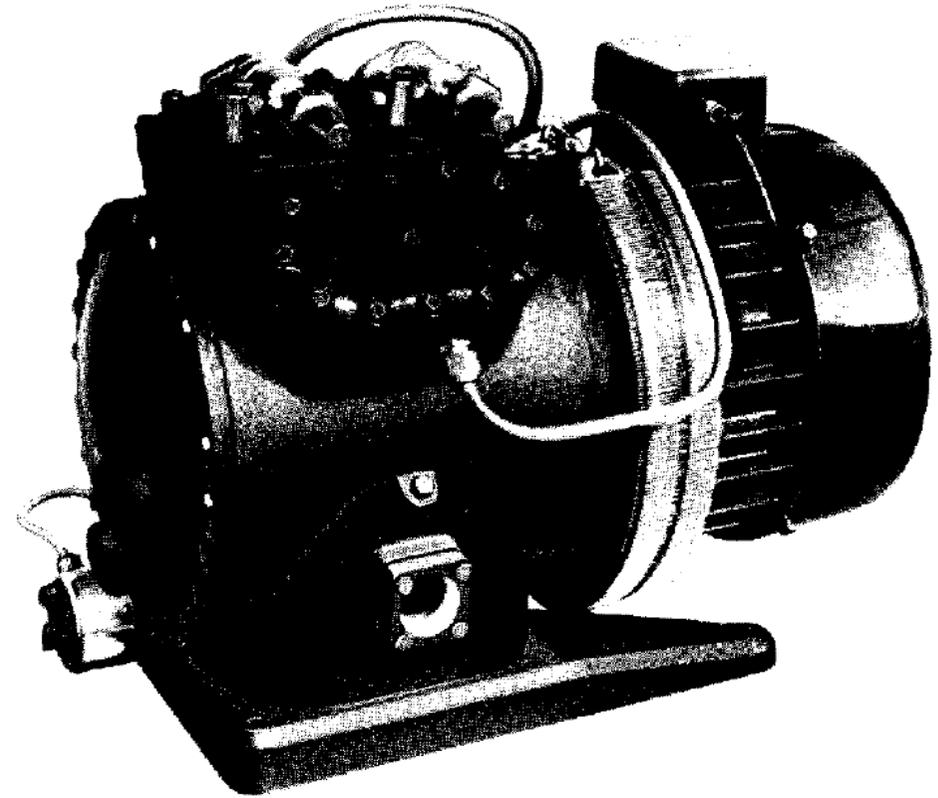
Kompressor mit Motor und Ventilator zur Motorkühlung, Zwischenkühler von der ersten in die zweite Kompressionsstufe, Druck- und Saugabsperrventilen, elektrisch-automatische Gehäuse-Heizung, Ölfüllung und 4 Schwingmetall-Puffer.



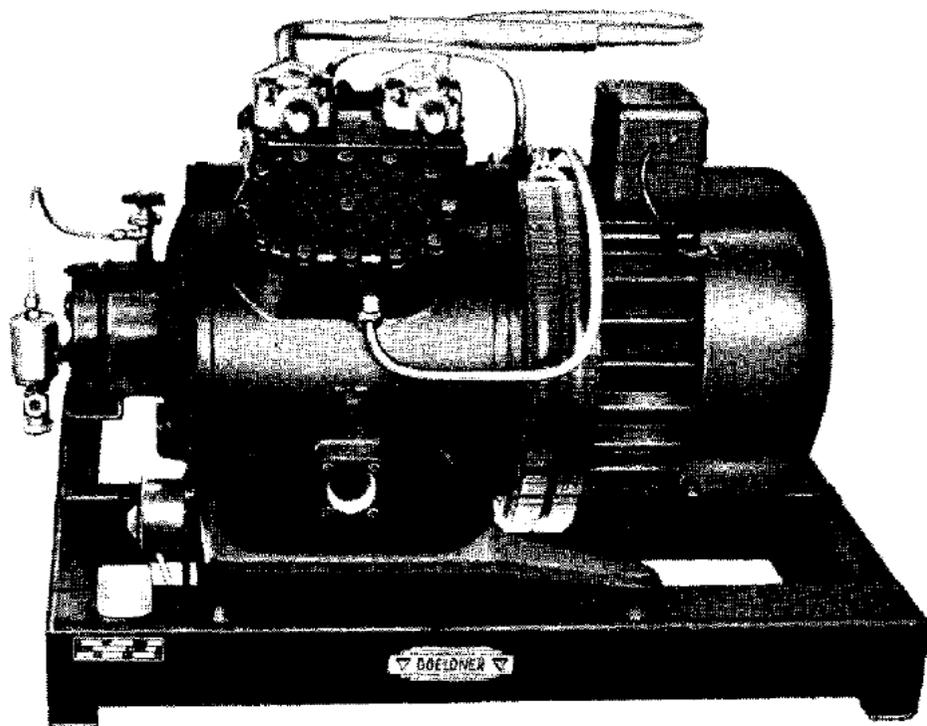
- Kp = Kompressor
- Kd = Kondensator
- Vd = Verdampfer
- EV = Expansionsventil
- FT = Filtertrockner

Zweistufige Verdichtung und Zwischenkühlung

Als Zwischenkühler dient ein kleiner luftgekühlter Kondensator, der rund um den Motor angeordnet ist.



Halbhermetischer Zweistufen-Kompressor Type IV-HZ-3



Halbhermetisches Zweistufen-Aggregat Type IV-HZ-3 wassergekühlt

Montage-Anweisung für „Goeldner“ Hermetik-Aggregate

ACHTUNG!

Ohne Öl kann kein Kompressor laufen. Lesen Sie deshalb aufmerksam, was auf nachstehenden Seiten über die richtige Kältemittel-Füllung geschildert wird.

Ein hermetisches Kühlaggregat kann nur dann störungsfrei arbeiten, wenn das Innere des Kühlsystems vollkommen schmutz- und wasserfrei ist. Für derartige Anlagen sind also einwandfrei getrocknete und saubere Verdampfer erforderlich. Auf keinen Fall dürfen geschweißte Verdampfer aus Eisen verwendet werden, die innen nicht vollständig blank und zunderfrei sind. Bei der Montage ist darauf zu achten, daß auf keinen Fall Kupferspäne in den Kompressor gelangen. Wenn bei einem Reparaturfall festgestellt wird, daß der Kompressor Schmutz, Zunder, Kupferspäne, Chloralkalium, Wasser usw. enthält, müssen wir eine Garantieleistung ablehnen. Wenn jedoch bei der Montage peinlich sauber gearbeitet wird, sind bei hermetischen Aggregaten keine Störungen zu erwarten. **Sehr wichtig** ist, die Saugleitung so zu verlegen, daß das Öl vom Verdampfer wieder zum Kompressor gelangen kann. Lesen Sie unbedingt den Abschnitt „Die Öl-rückführung in der Saugleitung“ im „Göldner-Handbuch“.

Folgende Kältemittel können verwendet werden: R-114 für hohe Umgebungs-Temperaturen über + 50 °C, R-12, R-22 und R-502 für normale Verhältnisse und Verdampfungs-Temperaturen + 10 °C bis - 55 °C, R-13B1 für tiefe Verdampfungs-Temperaturen von - 40 ° bis - 90 °C, R-13 von - 60 °C bis - 110 °C in Kaskaden-Systemen. Die Aggregate sind getrocknet, evakuiert und mit R-12-Gas gefüllt.

Elektrischer Anschluß

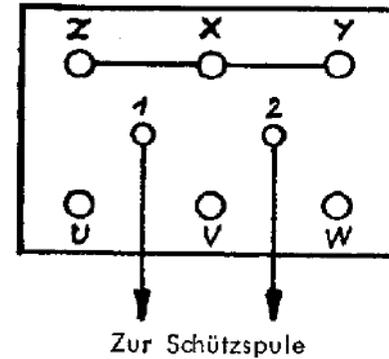
Ein Schaltbild für den elektrischen Anschluß befindet sich unter dem Anschlußdeckel des Klemmbrettes. Alle „Göldner“-Hermetiks sind mit Drehstrommotoren für 220/380 V oder 380/660 V ausgestattet.

Die Motoren sind auf 380 V geschaltet und liefen auf dem Prüfstand mit dieser Spannung. Beim Umschalten des Kompressormotors auf 220 V wird auch gleichzeitig der Drehstrom-Ventilator-Motor (bei luftgekühlten Aggregaten) umgeschaltet. Somit ist am Ventilatormotor keine Umschaltung erforderlich.

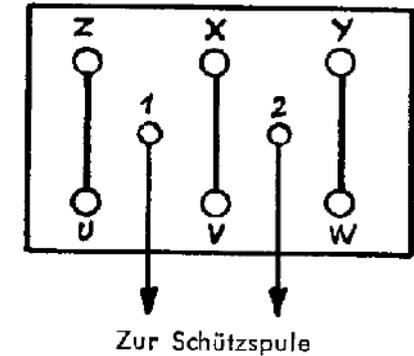
Die Motoren müssen durch Verwendung eines Motorschutz-Schalters gegen Kurzschluß und Überlastung geschützt werden. Das im Motorschutz-Schalter eingebaute thermische Relais ist so anzuschließen, daß es im Steuerstromkreis der Schützspule liegt. Das thermische Relais im Motorschutz-Schalter darf nicht nach der im Leistungsschild eingeschlagenen Ampèrezahl, sondern muß nach der Stromaufnahme eingestellt werden, die bei den jeweiligen Betriebsbedingungen vorhanden ist. Die Stromaufnahme ist mit einem Ampèremeter zu messen. Dieser Meßwert ist maßgebend für die Einstellung des thermischen Relais. 10 % höhere Einstellung ist zulässig. Nachdem die gewünschten Temperaturen erreicht sind, muß bei laufendem Kompressor durch Herausnehmen einer Sicherung geprüft werden, ob der Motorschutz-Schalter innerhalb zwei Minuten auslöst und den Motor abschaltet. Diese Prüfung ist wichtig. Diese Prüfung muß mit allen drei Sicherungen, im Abstand von etwa 15 Minuten, vorgenommen werden.

Schaltschema

Stern
Hohe Spannung



Dreieck
Niedere Spannung



Alle drei Motorwicklungen sind mittels eingebauten thermischen Schnappschaltern vor Überwärmung geschützt. Die beiden kleineren Anschlußschrauben 1 und 2 führen zu diesen Schaltern und müssen mit der Steuerstromleitung des Motorschutzschalters verbunden werden, genauso wie ein Thermostat, Pressostat usw. Bei übermäßiger Erwärmung einer Wicklung, wie beispielsweise bei einem Zweiphasenlauf, wird der Motor abgeschaltet, bevor die Motorwicklung durchbrennt.

Um Motorschäden zu vermeiden, darf der Kompressor nicht bei hohem Vakuum gestartet werden.

Sehr wichtig ist, daß die Drehrichtung des Ventilators bei luftgekühlten Kondensatoren beachtet wird. Der Ventilatorflügel muß die Luft durch den Kondensator saugen und über den Motorkompressor drücken. Der Ventilatormotor ist mit einem Drehrichtungspfeil versehen.

Elektrische Gehäuseheizung

Der Anschluß der elektrischen Gehäuseheizung muß so erfolgen, daß sie beim Stillstand des Kompressors eingeschaltet ist. Sowie der Kompressormotor eingeschaltet wird, muß die Heizung ausgeschaltet sein, was mit einem Hilfskontakt am Motorschutz oder am Temperaturregler geschehen kann.

Ölfüllung

Unsere Kompressoren hermetischer und offener Bauart sind mit dem Fuchs-Spezialöl KM (SUNISO 3 G aus USA) gefüllt. Es ist für die Kältemittel R-12, R-22, R-502, R-114, R-13B1 und R-13 geeignet. Nur dieses Öl soll zur Nachfüllung verwendet werden. Zur Neufüllung können auch andere gleichwertige Öle verwendet werden. Von einer Mischung verschiedener Öle raten wir ab.

Kompressor mit Ölpumpe

An der Pumpe kann ein Öldruck-Kontrollschalter angeschlossen werden, der bei Ölmenge den Kompressor abschaltet. Der Anschluß für die Öldruckseite befindet sich oben, für die Ölsaugseite (D) unten an der Ölpumpe. Der Öldruckdifferenzdruck ist im Werk auf 1,3 bis 1,5 kg/cm² fest eingestellt. Die Ölpumpe arbeitet unabhängig von der Drehrichtung, also im Links- oder Rechtslauf. Der Kompressor bzw. die Anlage darf nur mit einer Vakuumpumpe abgesaugt (evakuiert) werden, da im tiefen Vakuumbereich die Ölförderung der Pumpe aussetzt. (Siehe auch den Hinweis im Abschnitt „Elektrischer Anschluß“)

Evakuieren

Wir sind ganz bewußt gegen das Evakuieren der Anlage mit dem Hermetik-Motorkompressor, weil wir verhindern wollen, daß Feuchtigkeit über die Motorwicklung gesaugt wird und außerdem Ölschläge entstehen. Am zweckmäßigsten ist deshalb ein Evakuieren mit einer kleinen Montage-Vakuumpumpe. Luft, das heißt der Luftsauerstoff, ist in einem Kühlsystem genauso unerwünscht wie Wasser. Nach den neuesten Erkenntnissen ist sogar Sauerstoff noch schädlicher als Wasser. Um eine sehr gute Luftleere zu erzielen, ist ein mehrfaches Absaugen erforderlich. Dies geschieht auf folgende Weise: Absaugen der Luft bis 0,05 ata. Anschließend füllen mit Kältemittelgas bis etwa 1 ata (0 atü auf dem Manometer). Dieser Vorgang muß noch zweimal wiederholt werden. Auf diese Art erhält man einen Restluftgehalt, der sehr gering ist.

Bei kleinen Anlagen mit nur einem Verdampfer (keine Mehrfacheinspritzung) kann man die Luft aus dem Verdampfer auch mit Kältemittelgas entfernen.

Füllen

Wieviel Kältemittel soll in eine Anlage eingefüllt werden?

Es ist bekannt, daß Kältemaschinen mit Kapillarrohr-Einspritzung niemals Ölmenge im Kompressor haben und deshalb auch keine Störungen am Kompressor verursachen. Bei diesen Anlagen ist kein Flüssigkeitssammler vorhanden und somit muß jeder Tropfen Öl, der vom Kompressor in den Kondensator und dann zum Verdampfer gelangt, in wenigen Sekunden wieder zum Kompressor zurückgeführt sein. Das Öl kann sich nirgends aufhalten, vorausgesetzt, daß im Verdampfer oben eingespritzt wird und die Saugleitung, die ja bekanntlich als Ölrückführleitung dient, so verlegt ist, daß das Öl ohne Behinderung zum Kompressor gelangen kann. Lesen Sie den Abschnitt „Ölrückführung in der Saugleitung“ im „Göldner-Handbuch“. Bei Kältemaschinen mit Ventilbetrieb und Flüssigkeitssammler treten immer wieder Störungen am Kompressor wegen Ölmenge auf. Ausgelaufene Triebwerksteile sind dann das Ergebnis, und die Ursache ist eine zu große Kältemittelfüllung. Dadurch verlagert sich das Öl in den Flüssigkeitssammler und kann nicht rasch genug zum Verdampfer und zum Kompressor gelangen.

Nimmt man an, daß in einem Sammler 3 kg Kältemittel (R-12 oder R-22) enthalten sind, so kann diese Flüssigkeit eine beliebige Menge Öl aufnehmen, weil sich diese Kältemittel bei den üblichen Kondensations-Temperaturen mit dem Öl in jedem Verhältnis mischen. Die gesamte Ölfüllung vom Kompressor kann also im Sammler sein, auch dann, wenn alle Vorkehrungen getroffen sind, daß das Öl vom Verdampfer in den Kompressor gelangen kann.

Ein Kältemittelvorrat ist physikalisch nicht erforderlich, und die Leistung einer Kältemaschine ist davon nicht abhängig. Es muß also nur so viel Flüssigkeit im Sammler sein, daß das Standrohr im Sammler unter einem Flüssigkeitsabschluß steht, damit kein Kältemittelgas in die Flüssigkeitsleitung und zum Regulierventil gelangt. Um mit möglichst wenig Kältemittel im Sammler auszukommen wird ein Aggregat mit liegendem Sammler oder wassergekühltem Kondensator ein wenig schräg gestellt, damit die Seite, an der das Standrohr angebracht ist, etwas tiefer liegt.

Ein Flüssigkeitssammler ist bei Kältemaschinen mit Ventilbetrieb aber trotzdem notwendig, weil bei Reparaturen das Kältemittel in den Sammler gedrückt werden muß. Außerdem muß für das Kältemittel ein Platz vorhanden sein, wenn das Regulierventil einfriert, wobei das ganze Kältemittel vom Verdampfer abgesaugt wird.

Man kann also die Behauptung aufstellen: Je weniger Flüssigkeitsvorrat im Sammler, um so weniger Störungen am Kompressor.

Wie wird Kältemittel eingefüllt?

Die stehende Flasche wird an das Saugabsperrentil angeschlossen. Die Flasche darf niemals auf den Kopf gestellt werden, damit der in der Flasche befindliche Schmutz nicht in die Anlage gelangt. Da das Saugabsperrentil auch zum Verdampfer hin geöffnet ist, wird während des Einziehens auch gleichzeitig gekühlt. Zum richtigen Füllen wird ein Schauglas in die Flüssigkeitsleitung eingebaut und so lange eingefüllt, bis keine Gasblasen mehr zu sehen sind.

Mit sinkender Kühlraumtemperatur werden nun wieder Blasen im Schauglas erscheinen. Nun muß wieder nachgefüllt werden, bis die Blasen verschwinden. Dieser Vorgang muß wahrscheinlich mehrmals wiederholt werden, bis endlich bei erreichter Raum- oder Flüssigkeitstemperatur keine Blasen mehr erscheinen, womit die Füllung theoretisch beendet wäre. Praktisch wird, je nach Größe der Kältemaschine, noch etwa 100 bis 1000 Gramm eingefüllt, womit die Füllung beendet ist. Der geschilderte ideale Füllungszustand garantiert eine einwandfreie Ölrückführung zum Kompressor und macht eine Ölstandsprüfung im Kompressor vollkommen unnötig.

Folgendes ist noch zu beachten: Je kälter ein Verdampfer ist, das heißt, je tiefer die Verdampfungs-Temperatur ist, um so mehr Kältemittel nimmt der Verdampfer auf. Mit anderen Worten: Wenn viel Wärme vom Verdampfer aufgenommen und zum Kältemittel geleitet wird, also bei hoher Verdampfungs-Temperatur, kocht das Kältemittel intensiver und entwickelt mehr und größere Gasblasen als bei tiefer Verdampfungs-Temperatur. Folglich nimmt das kochende Kältemittel in einem wärmeren Verdampfer mehr Platz ein als in einem kälteren. Bei der Inbetriebsetzung einer Anlage wird der Verdampfer somit weniger Kältemittel benötigen als am Ende, wenn die gewünschte Kühlraum- oder Flüssigkeitstemperatur erreicht ist. Die richtige Füllung kann also erst beurteilt werden, wenn die tiefste gewünschte Temperatur erreicht ist.

Es kommt öfters vor, daß bei einem Kompressor nach langer Betriebszeit plötzlich ein Lager oder ein Pleuel ausläuft und dann wird der Hersteller des Kompressors dafür verantwortlich gemacht und ihm geschrieben, daß so etwas nicht vorkommen dürfte. Die Ursache ist sehr einfach zu erklären: Der Anlagenbesitzer ruft an und sagt, daß seine Anlage nicht mehr kühle. Der Monteur kommt und stellt fest, daß Kältemittel an irgendeiner Stelle entwichen ist, behebt die Undichtheit und füllt Kältemittel nach, aber leider zu viel. Und wieder einmal ist die zu große Füllung die Ursache zu großen Reparaturen. Wieviel Ärger, Zeit und Geld könnte man sparen, wenn diese elementaren Weisheiten immer berücksichtigt würden.

Nun wird manchmal gesagt: Wenn die Füllung so knapp bemessen sein soll, ist ja keine Reserve für eventuelle Undichtheiten vorhanden. Dieser Einwand ist völlig haltlos, denn wenn schon eine undichte Stelle vorhanden ist, so bedeutet ein Überschuß an Kältemittel nur ein Hinauszögern des Monteurbesuches für Tage oder Wochen. Die undichte Stelle muß früher oder später ja doch gefunden und beseitigt werden. Außerdem kostet das entwichene Kältemittel Geld, und nichts ist dabei gewonnen.

Eine Anlage mit Kapillarrohr hat überhaupt keinen Kältemittelvorrat, muß dicht sein und viele Jahre funktionieren.

Reinigen von Kühlsystemen

Sollte durch Nichtbeachtung von Vorschriften ein Kompressor durch Verbrennen des Motors ausfallen, so muß vor dem Aufbau eines neuen Kompressors das gesamte Kältemittel aus dem Kondensator, Sammler und Verdampfer abgelassen werden. Unter Umgehung von Expansionsventilen und Trocknern müssen der Kondensator, Sammler und Verdampfer mit flüssigem Kältemittel R-11 gründlich gereinigt werden. R-11 wird mittels einer Flüssigkeitspumpe durch diese Apparate gepumpt, wobei im Rücklauf ein Filtertrockner einzubauen ist, der alle Schmutzteilchen zurückhält und alle Feuchtigkeit und Säure bindet. Danach werden diese Anlagenteile so evakuiert, wie im Abschnitt „Evakuieren“ beschrieben.

Sicherheitsschalter

Bei luftgekühlten Aggregaten kann der Fall eintreten, daß der Ventilator aus irgendeinem Grund ausfällt. In diesem Fall würde der Kondensatordruck sehr stark ansteigen, was zur Zerstörung des Kompressors führen kann. Deshalb ist es empfehlenswert, einen Überdruck-Sicherheitsschalter einzubauen. Bei wassergekühlten Aggregaten verhindert der am Wasser-ventil angebrachte Überdruckschalter einen zu hohen Druck, wenn das Kühlwasser ausbleibt.

Startregler

Bei der Inbetriebsetzung einer Anlage kann bei großen Verdampfern, insbesondere wenn Flüssigkeiten gekühlt werden, die Verdampfungs-Temperatur und damit die Leistung so hoch werden, daß eine Überlastung von Motor und Kondensator eintritt. In solchen Fällen muß ein Startregler in die Saugleitung vor dem Saugabsperrentil eingebaut oder es müssen druckbegrenzte Regulierventile verwendet werden, die erst bei einer bestimmten Verdampfungs-Temperatur öffnen.

Montageanweisung für flexible Leitungen

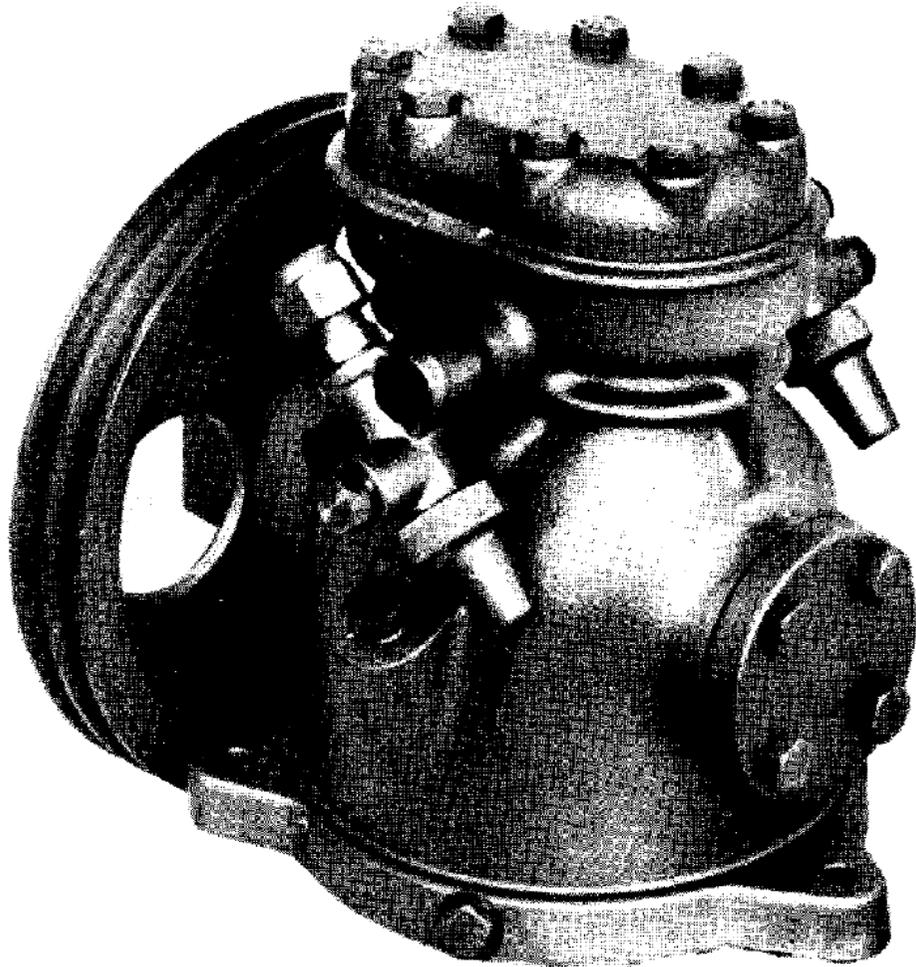
Flexible Kältemittelleitungen aus Tombak-Wellrohren dürfen auf keinen Fall in Achsrichtung durch Stoß oder Zug belastet werden. Sie können also nur auf Biegung beansprucht werden, womit die Anordnung im Grunde festgelegt ist.

Die flexiblen Leitungen müssen waagrecht und parallel zur Kompressorachse, möglichst nahe am Kompressor-Absperrventil, angebracht werden.

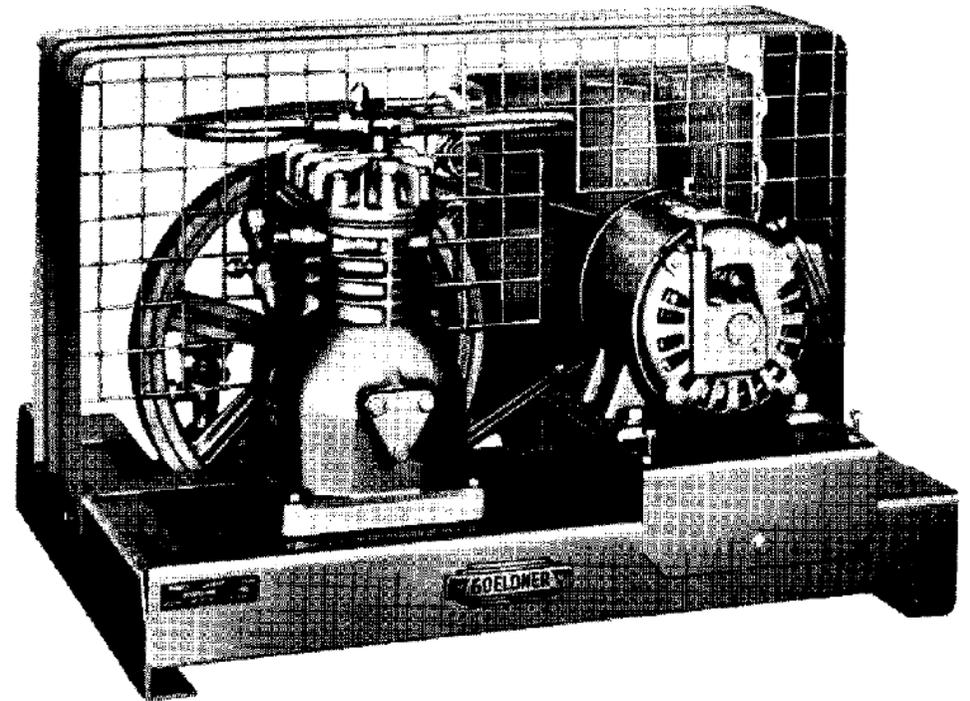
Dynamische Unwucht des Ventilatorflügels

Die Ventilatorflügel bei luftgekühlten Hermetik-Aggregaten sind statisch und dynamisch ausgewuchtet.

Es kommt vor, daß durch den Transport oder durch andere Manipulationen ein Flügelblatt verbogen wird, wobei die dynamische Auswuchtung verlorengeht. In diesem Fall läuft der Ventilatormotor sehr unruhig, das heißt, er kommt in eine Schüttelbewegung. Dadurch wird das Material des Flügels ermüdet und der Flügel schließlich abbrechen. Man kann die dynamische Unwucht wieder beseitigen, wenn man das verbogene Flügelblatt wieder genau ausrichtet und so biegt, daß das Schütteln aufhört.



Offener Kompressor Type I
(ältere Bauart)



Offenes Aggregat luftgekühlt Type III/4
(ältere Bauart)

Merkmale und Montagewinkel für offene „Göldner“-Kompressoren

Schwungrad- und Exzenterbefestigung

Es ist wichtig, daß die Keilschraube so eingelegt wird, daß Keilschraubenfläche und Wellenfläche genau plan zueinander liegen. Nur so kann eine einwandfreie Befestigung stattfinden. Überzeugen Sie sich durch einen leichten Schlag auf die Keilschraube (mit einem kleinen Hammer, daß die Flächen satt aufeinanderliegen). Das ist der Fall, wenn ein klingender Ton hörbar ist. Da es sich um eine Keilbefestigung handelt, bei der bekanntlich schon durch leichtes Festziehen der Mutter große Preßkräfte auftreten, ist es zwecklos, die Mutter so stark anzuziehen, wie das bei einer normalen Schraube der Fall ist. Bei zu starkem Anziehen kann die Nabe des Rades zerspringen. Beim Befestigen des Schwungrades ist darauf zu achten, daß die Nabe des Schwungrades nicht am Deckel der Wellenabdichtung (Stopfbuchse) streift.

Ölfüllung

Alle Kompressoren kommen mit Öl zum Versand.

Bei der eingefüllten Menge ist berücksichtigt, daß ein Teil der Ölmenge in den Kondensator und Verdampfer wandert und nicht mehr restlos zurückkommt. Bei der Montage ist die Saugleitung so zu verlegen, daß eine Ölrückführung auch gesichert ist. In dieser Hinsicht werden leider noch zu viele Fehler gemacht. Die im Kompressor verbleibende Ölmenge reicht aber für den Kompressor gut aus und es ist bei kurzen Saugleitungen und einfachen Montagen nicht erforderlich, zu der in unserer Liste angegebenen Menge noch zusätzlich Öl nachzufüllen, weil sonst die Gefahr besteht, daß Ölschläge und damit Schäden entstehen.

Wenn jedoch lange Saugleitungen und mehrere Verdampfer vorhanden sind, kann eine Öl-Nachfüllung erforderlich werden. Deshalb ist der Ölstand im Kurbelgehäuse zu prüfen. Ein Öl-mangel im Kompressor kann aber auch eintreten, wenn zu viel Kältemittel eingefüllt wurde.

Die meisten Störungen an Kompressoren verursacht eine zu große Kältemittel-Füllung

Ölmangel im Kompressor und damit das Festfressen und Auslaufen der Kompressorteile sind fast immer auf eine zu große Kältemittel-Füllung zurückzuführen. Vorausgesetzt, daß trockene Verdampfer (keine Überflutungs-Verdampfer) verwendet werden, oben eingespritzt wird, die Füllung richtig bemessen ist und die Saugleitungen richtig verlegt sind, so muß das Öl, welches vom Kompressor über den Kondensator zu den Verdampfern gelangt, unbedingt zum Kompressor zurückkommen.

Bekanntlich mischt sich R-12 in jedem Verhältnis mit Öl. Wenn also in einem Flüssigkeits-Sammler beispielsweise 3 kg Kältemittel-Öl-Gemisch enthalten sind, so kann diese Mischung 0,5, 1,0 oder auch 2,0 Liter Öl enthalten. Die ganze Öl-füllung des Kompressors kann demnach im Sammler sein, auch dann, wenn alle Vorkehrungen getroffen sind, daß das Öl vom Verdampfer in den Kompressor gelangt.

Aus diesem Grunde soll bei normalem Betrieb der Anlage nur so viel Kältemittel im Sammler sein, daß kein Kältemittelgas zum Verdampfer gelangt. Wenn also der Flüssigkeitsspiegel im Sammler 2 mm über dem Tauchrohr (Flüssigkeitsrohr im Sammler) steht, so ist die Füllung voll-

kommen ausreichend, denn ein Flüssigkeitsüberschuß hat überhaupt keinen Einfluß auf die Leistung einer Kühlmaschine, verursacht aber Öl-mangel im Kompressor und damit das Festfressen und Auslaufen der Kompressorteile und kostspielige Reparaturen (siehe Abschnitt „Wieviel Kältemittel soll in eine Anlage eingefüllt werden?“ in der Montage-Anweisung für „GÖLDNER“-Hermetik-Aggregate auf Seite 32). Es kommt manchmal vor, daß bei einem Kompressor nach langer Betriebszeit plötzlich ein Lager oder ein Pleuel ausläuft und dann wird der Hersteller des Kompressors dafür verantwortlich gemacht und ihm geschrieben, daß so etwas nicht vorkommen dürfe. Die Ursache ist sehr einfach zu erklären: Der Anlagen-Besitzer ruft an und sagt, daß seine Anlage nicht mehr kühle. Der Monteur stellt dann fest, daß Kältemittel an irgendeiner Stelle entwichen ist, behebt die Undichtheit und füllt Kältemittel nach, aber leider zu viel. Und wieder einmal ist die große Füllung die Ursache zu großen Reparaturen. Wieviel Ärger, Zeit und Geld könnte man sparen, wenn diese elementaren Weisheiten immer berücksichtigt würden?

Ist die Tatsache nicht bemerkenswert, daß bei Anlagen mit Kapillarrohr-Betrieb diese Störungen nicht auftreten? Und warum? Weil diese Anlagen meistens keinen Flüssigkeits-Sammler besitzen und so gefüllt sein müssen, daß nur einige Tropfen im Kondensator sind.

Einfüllen von Öl

Auf keinen Fall Öl einfüllen während der Kompressor läuft, weil dadurch Ölschläge mit den bekannten Folgen auftreten können. Wenn das Öl am Saugabsperrventil eingefüllt werden soll, ist wie folgt zu verfahren: Ölein-füllrohr an das Saugabsperrventil anschließen, Kompressor nur einige Umdrehungen laufen lassen bzw. am Schwungrad mit der Hand drehen, bis ein Unterdruck im Kompressor-Gehäuse vorhanden ist. Ölrohr in das Öl tauchen und Ventil öffnen.

Ölstand

Bei unseren Kompressoren Type I bis IV ist die Öleinfüllschraube mit einem Meßstab versehen, womit der Ölstand geprüft werden kann. Die Kompressoren Type V haben ein Schauglas mit 40 mm Durchmesser.

Absperrventile

Wenn die Ventilspindeln geschlossen werden, solange die Ventile warm sind, lassen sie sich im kalten Zustand so schwer öffnen, daß oftmals der Spindelvierkant abgedreht wird. Deshalb ist es zweckmäßig, die Absperrventile anzuwärmen, worauf sich die Spindeln leicht öffnen lassen.

Das Auseinandernehmen der Kompressoren

1. Bodenplatte, Dreikantdeckel und Stopfbuchsdeckel abnehmen.
2. Keilschraubenmutter am Exzenter abschrauben und Keilschraube mit einem Hammerschlag herausschlagen.
3. Welle herausziehen.
4. Exzenter samt Pleuel und Kolben herausziehen.
5. Kolbenbolzen mit Hilfe eines runden Hartholzstabes oder Messingbolzens herausschlagen.

Das Zusammenbauen der Kompressoren

Vor dem Zusammenbau alle Teile mit Benzin, Tri oder Per reinigen und die Lagerstellen mit Öl versehen.

1. Pleuel und Kolben zusammenbauen. Dabei ist genau darauf zu achten,

daß der Kolbenbolzen auf beiden Seiten des Kolbens gleichmäßig zurücksteht, damit ein Reiben der Bolzen an der Zylinderwand unmöglich ist.

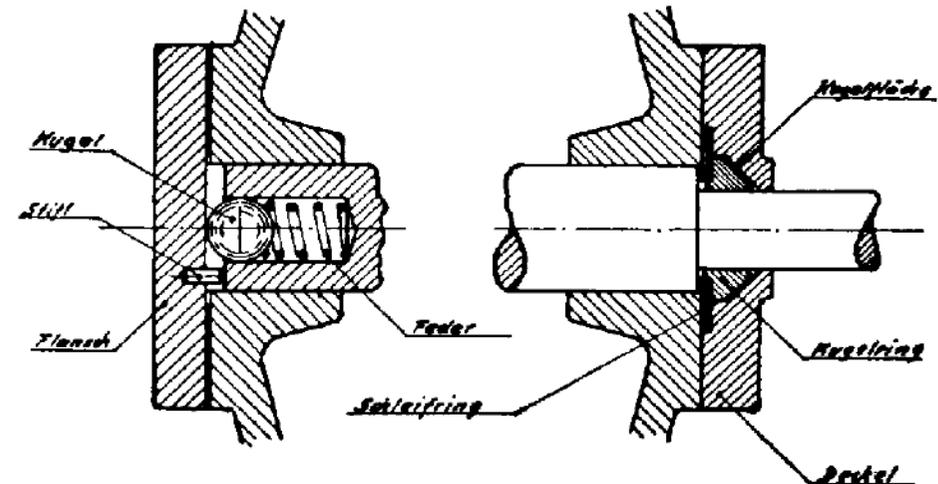
2. Kolbenringe einbauen. Mit Hilfe eines Stahlbandes und einem Stück Binddraht die Ringe so weit zusammendrücken, bis diese nicht mehr über den Kolbendurchmesser vorstehen. Durch diese Maßnahme wird verhindert, daß die Ringe beim Einführen in den Zylinder brechen.
3. Pleuel auf den Exzenter stecken und Kolben in den Zylinder einführen. Stahlbänder und Drähte entfernen.
4. Welle einführen. O-Ringe nicht vergessen. Nicht auf die Welle schlagen, denn die Welle muß sich leicht im Exzenter verschieben lassen. Es ist zweckmäßig, vor dem Einbau der Welle zu prüfen, ob sich diese leicht im Exzenter verschieben läßt. Wenn nicht, ist der Exzenter mit Schmirgelfeinen vom Schmutz zu reinigen.
5. Schleifring (Buna-Stopfbuchsring) in den Stopfbuchsdeckel einlegen. Besonders darauf achten, daß der Ring einwandfrei im Versatz sitzt. Auf die Dichtfläche der Welle und des Ringes etwas sauberes Öl auftragen. Deckel gleichmäßig festschrauben.
6. Welle unter gleichzeitigem Drehen gegen den Schleifring bewegen, bis diese am Schleifring anliegt.
7. Unter Beachtung, daß sich die Welle nicht verschiebt, ist nun der Exzenter so zu stellen, daß sich die Pleuel in der Mitte der Exzenterlaufläche befinden. Keilschraube einführen und festziehen. (Siehe Schwungrad- und Exzenterbefestigung.)
8. Neue Dichtungen sind vor dem Einbau etwa 15 Minuten in das in Frage kommende Kompressoren-Öl zu legen.
9. Feder und Kugel einlegen und Dreikantdeckel gleichmäßig anziehen.

„GOLDNER“-Wellenabdichtung für Type I

Beschreibung:

Im Deckel (Stopfbuchsendeckel) befindet sich ein Kugelring, auf dem der Schleifring liegt. Die Kugelfläche dieses Ringes liegt am Deckel an, weshalb sich der Kugelring genau nach dem Wellenbund ausrichten kann, womit ein gleichmäßiger Druck auf den Schleifring gewährleistet ist. Der Schleifring ist aus einem gummiähnlichen Kunststoff hergestellt und hat sich so hervorragend bewährt, daß er in Fachkreisen zu einem Begriff geworden ist.

Beim Auswechseln der Schleifringe empfiehlt es sich, die Wellenschulter mit einem Vergrößerungsglas auf Riefen und Rauigkeit zu untersuchen und gegebenenfalls nachzuläppen.



„GOLDNER“-Wellenabdichtung für Type II-V

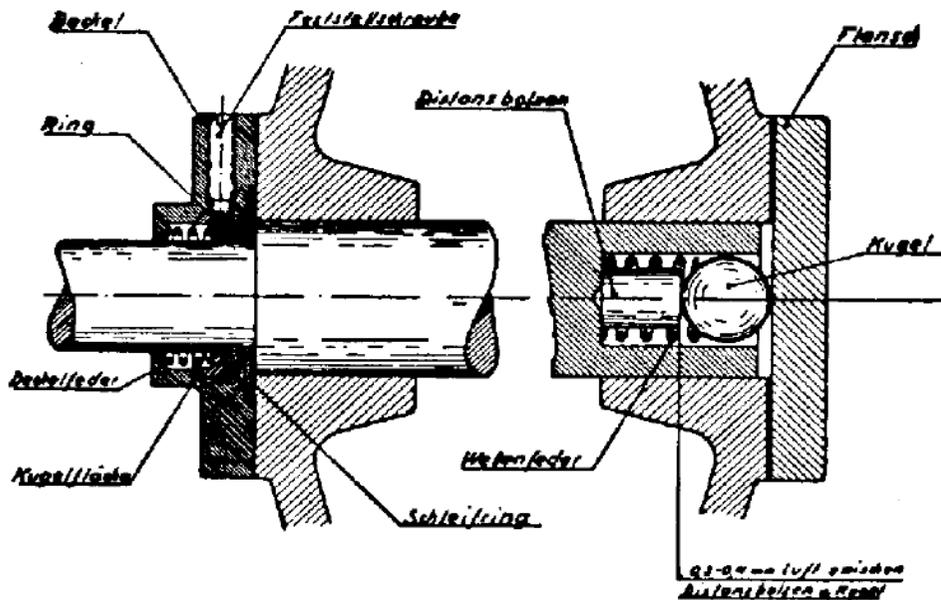
Beschreibung:

Im Deckel (Stopfbuchsendeckel) befindet sich ein Ring auf dem der Schleifring liegt. Dieser Ring besitzt eine Kugelfläche und liegt mit dieser Kugelfläche im Deckel auf. Der Ring kann sich also genau nach dem Wellenbund einstellen, wodurch ein gleichmäßiger Druck auf den Schleifring gewährleistet ist. Ein harter Distanzbolzen im Federloch der Welle sorgt für ein begrenztes Spiel der Welle in Längsrichtung. Die Deckelfeder drückt den Ring und den Schleifring immer auf den Wellenbund. Damit wird erreicht, daß der Schleifring vom Wellenbund nicht abgehoben werden kann, wenn die Welle beim Aufsetzen des Schwungrades nach innen geschoben wird. Die Wellenfeder ist so stark, daß während des Betriebs des Kompressors der Ring immer auf seine Kugelfläche gedrückt wird. Die Feststellschraube im Deckel ist ein Hilfsmittel für die Montage, damit vor dem Festschrauben des Deckels der Schleifring nicht aus dem Deckel fallen kann. **Nach dem Festschrauben des Deckels muß die Feststellschraube mindestens eine Umdrehung gelöst oder ganz entfernt werden.** Im Wellenloch, hinter der

Kugel, ist ein gehärteter Distanzbolzen eingelegt. Er soll verhindern, daß die Welle beim Aufsetzen des Schwungrades zu weit hineingeschoben und damit die Wellenschulter vom Schleifring abgehoben wird. Durch das Abheben der Welle vom Schleifring kommen Fremdkörper zwischen die Dichtflächen, was verhindert werden soll. Der Distanzbolzen soll der Welle nur ein Längsspiel von 0,2 mm bis 0,4 mm erlauben. Die Deckelfeder drückt dann den Schleifring auf den Wellenbund, wenn die Welle nach innen gedrückt wird. Wenn die Welle ersetzt werden muß, ist das Längsspiel derselben durch Unterlagen zwischen Federlochgrund und Distanzbolzen, oder Abschleifen des Letzteren, zu regulieren, weil bei den Wellen kleine Längendifferenzen bis zu 0,5 mm unvermeidlich sind.

Einbau der Wellenabdichtung für Type II bis V

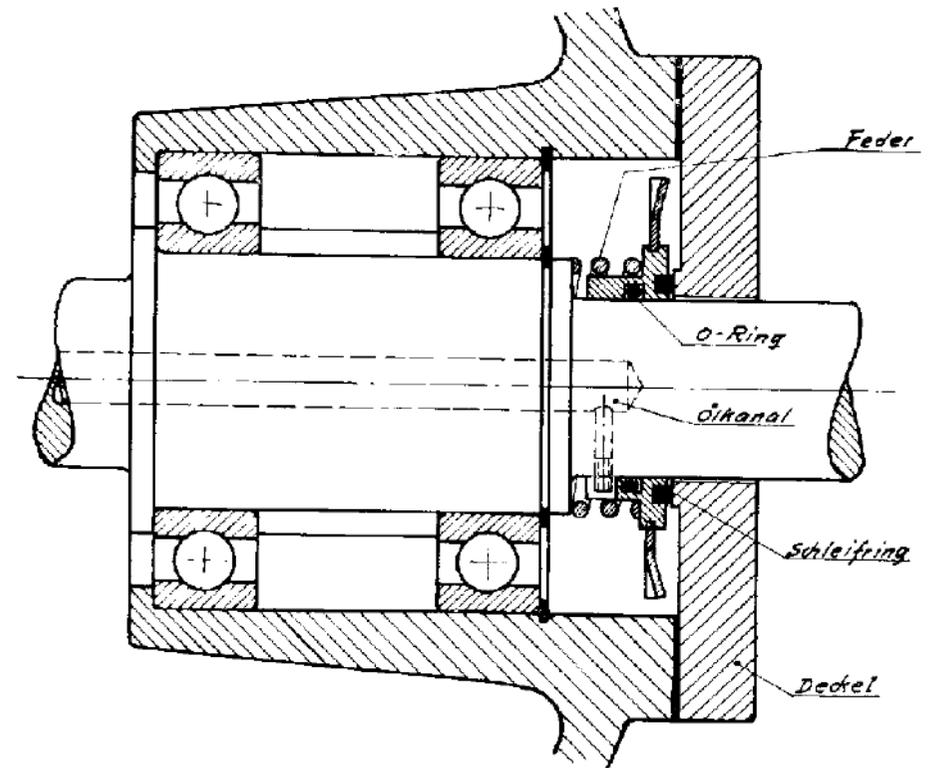
1. Flansch entfernen.
2. Deckel (Stopfbuchsendeckel) entfernen.
3. Deckel anschrauben, jedoch die Schrauben nur leicht anziehen.
4. Flansch festschrauben.
5. Feststellschraube im Deckel eine Umdrehung lösen.
6. Deckelschrauben eine halbe Umdrehung lösen, damit sich der Deckel mit dem Schleifring selbst auszentrieren kann und dann die Schrauben festziehen.



„GOLDNER“-Wellenabdichtung für Type I-O bis V-O

Beschreibung:

Axial ist die Welle mittels des Kugellagers fixiert. Der Schleifring hat seine Gegenfläche auf dem Deckel und dichtet hier ab.



Montagehinweise für Type I-O bis V-O

Ein Kohleschleifring ist wie folgt zu montieren:

1. Kohleschleifring und geläppte Dichtfläche am Deckel vor der Montage mit dem Vergrößerungsglas auf Riefen und Beschädigungen untersuchen.
2. Dichtflächen mit Öl versehen.
3. Schleifringkörper (mit Feder) vorsichtig auf die Welle schieben, damit der O-Ring nicht verletzt wird. Wenn sich durch die Keilschraube (Schwungrad-Befestigung) auf der Welle ein Grat gebildet hat, muß dieser entfernt werden, um den O-Ring beim Aufschieben nicht zu beschädigen.
4. Es ist besonders darauf zu achten, daß der Mitnehmerstift in der Welle auf die Nute im Schleifringkörper trifft. Vor dem Festschrauben des Deckels ist durch hin- und herdrehen des Schleifringkörpers zu prüfen, ob der Mitnehmerstift in der Nute sitzt, andernfalls wird der Stift beim festschrauben des Deckels abgescheert.

Kompressor klopft

Vor allen Dingen ist zu unterscheiden, ob es sich um ein Klopfen handelt, welches durch schweren Lauf des Kompressors hervorgerufen wird, das sich aber nach einigen Tagen Laufdauer von selbst verliert, oder ob es sich um ein Klopfen handelt, welches durch Lagerluft, anschlagende Teile, Flüssigkeitsschläge oder Ölschläge verursacht wird. Sofern ein helles hartes Klopfen wahrzunehmen ist und die Gewißheit besteht, daß das Klopfen nur von beweglichen Teilen kommen kann, so ist die Ursache in den meisten Fällen ein abgelaufener Kolbenbolzen, weil dieser der kleinstdimensionierte und am stärksten beanspruchte Teil am Kompressor ist, bei dem ein schon geringes Lagerspiel ein Klopfen verursacht. Sehr selten ist die Ursache im Wellenlager- oder Kolbenspiel, noch seltener im Exzenter zu suchen, weil diese Teile große Laufflächen besitzen, bei denen eine größere Lagerluft kein Klopfen hervorruft, sofern überhaupt Öl zu diesen Teilen gelangt.

1. Ursache: Zwischen Kolben und Zylinderdeckel befindet sich ein Fremdkörper oder die Zylinderdichtung ragt in den Zylinderraum hinein, so daß der Kolben dort anschlägt. Die Kolben stehen 0,2 bis 0,3 mm über den Zylinderflansch hinaus. Beim Auflegen der Dichtung auf den Zylinderflansch ist daher zu berücksichtigen, daß die Dichtung entsprechend größer als der Zylinderdurchmesser ausgeschnitten sein muß, damit die Kolben nicht an der Dichtung anschlagen können. Die Zylinderdichtung darf nicht stärker als 0,5 mm sein, damit der schädliche Raum nicht größer als 0,2 bis 0,3 mm wird. Bei der Verwendung von stärkeren Dichtungen ergibt sich ein größerer schädlicher Raum, der dann die Ursache einer Minderleistung ist.

2. Ursache: Schwungrad oder Exzenter haben sich gelockert. Neue Keilschraube einbauen und so montieren wie im Abschnitt „Schwungrad- und Exzenterbefestigung“ beschrieben.

3. Ursache: Ein sehr starkes Klopfen verursacht der Bruch einer Ventilplatte, weil die abgebrochenen Teile zwischen Kolbenboden und Zylinderdeckel gelangen. Wenn der Kompressor von Hand gedreht wird, stößt ein Kolben plötzlich hart an und läßt sich dann nicht mehr weiterdrehen. Ein sicheres Zeichen für einen Ventilbruch.

Behebung: In den meisten Fällen ist der Kolben und der Ventildeckel zerstört und müssen deshalb durch neue ersetzt werden.

Nachlassen der Kompressorleistung

1. Ursache: Sieb im Saugkanal teilweise oder ganz verstopft. Dieses Sieb kann herausgenommen werden, wenn das Saugabsperrventil abgeschraubt wird.

2. Ursache: Saug- oder Druckventil verschmutzt. Fremdkörper zwischen Ventilplatten und Ventilsitz (Putzwollfasern, Metallspäne usw.)

3. Ursache: Ein starkes Nachlassen der Leistung verursacht ein Bruch der Ventilplatten.

Angabe der richtigen Spannung für Elektromotoren

Wir liefern alle Hermetik-Kompressoren mit Elektromotoren für zwei Spannungen, wie bei jedem normalen Motor für offene Kompressoren. Das Klemmbrett hat also 6 Anschluß-Schrauben, so daß mit den mitgelieferten Strom-Brücken auf die niedere oder hohe Spannung geschaltet werden kann.

Bekanntlich fordern die Elektrizitätswerke den Anlauf mit einem Stern-Dreieckschalter, wenn die Motorstärke mehr als 3 oder 4 KW (4 oder 5,5 PS) beträgt, während sie die Direkteinschaltung bis zu dieser Größe zulassen.

Große Fabriken mit eigener Stromversorgung lassen jedoch eine Direkteinschaltung bis 22 KW (30 PS und mehr) zu, wobei die Betriebsspannung fast immer 500 Volt beträgt.

Bei der Bestellung eines Aggregates über 3 KW (4 PS) wissen wir aber nicht, ob der Motor noch direkt eingeschaltet werden darf, oder ob schon ein Stern-Dreieckschalter vorgeschrieben ist. Die Angabe 220/380 Volt, zum Beispiel, ist also für uns nicht ausreichend, denn wenn die Betriebsspannung 380 Volt betrüge und ein Stern-Dreieck-Anlauf vorgeschrieben wird, müßte der Motor für 380/660 Volt gewickelt sein.

Für uns ist es deshalb sehr wichtig, die richtige Spannung zu erfahren. Beispielsweise beträgt die Betriebsspannung in Deutschland fast immer 380 Volt, während in Italien und auch teilweise in Frankreich die Betriebsspannung 220 Volt beträgt. Ist nun die Betriebsspannung 220 Volt, so können wir den Motor für die Spannung 220/380 Volt liefern und dieser Motor könnte dann direkt oder mit einem Stern-Dreieck-Schalter eingeschaltet werden. Beträgt aber die Betriebsspannung 380 Volt, so kann ein Motor, der für 220/380 Volt gewickelt ist, nur direkt eingeschaltet werden, was, wie oben gesagt, in den meisten Fällen bis 3 KW (4 PS) von den Elektrizitätswerken genehmigt wird. Ist der Motor jedoch stärker und ein Stern-Dreieck-Anlauf vorgeschrieben, so muß der Motor für 380/660 Volt gewickelt sein, wenn die Betriebsspannung 380 Volt beträgt.

Es ist demnach wichtig, daß Sie bei einer Bestellung angeben, ob der Motor für 220/380 Volt oder für 380/660 Volt geliefert werden soll. Wenn eine Direkteinschaltung für jede Motorstärke zulässig ist, genügt die Angabe 220/380 Volt, denn dieser Motor kann dann für 220 oder für 380 Volt Betriebsspannung zur Direkteinschaltung verwendet werden. Ist aber eine Direkteinschaltung nicht zulässig, also ein Stern-Dreieck-Anlauf vorgeschrieben, so müßte der Motor bei 380 Volt Betriebsspannung für 380/660 Volt gewickelt sein.

Zusammenfassung:

Betriebsspannung 220 Volt = Motor für 220/380 Volt = geeignet zur Direkteinschaltung und Stern-Dreieck-Anlauf

Betriebsspannung 380 Volt = Motor für 220/380 Volt = geeignet nur zur Direkteinschaltung

Betriebsspannung 380 Volt = Motor für 380/660 Volt = geeignet zur Direkteinschaltung und Stern-Dreieck-Anlauf

Betriebsspannung 500 Volt = Motor für 500/860 Volt = geeignet zur Direkteinschaltung und Stern-Dreieck-Anlauf

Serienmäßig sind die Motoren der Typen I, II und III-HK, HN, HT für 220/380 Volt und die Typen IV und V-HK, HN, HT für 380/660 Volt gewickelt.

Künstliche Kälteerzeugung

Was ist Kälte?

Technisch gesehen gibt es das Wort „Kälte“ nicht. Wenn man einen Gegenstand berührt, der eine Temperatur von -10° Celsius hat, so sagt man, er ist kalt. Der Physiker sagt: Der Gegenstand ist weniger warm. Das ist richtig, weil der Gegenstand noch weiter abgekühlt werden kann. Wenn sich ein Körper kalt anfühlt, dann deshalb, weil ihm ein gewisser Wärmebetrag entzogen wurde. Das Wort „kalt“ ist also sehr dehnbar. Man sagt zum Beispiel, es ist kalt, wenn die Luft im Winter -10° Celsius hat und man benützt ebenfalls das Wort „kalt“, wenn im Sommer das Wasser im Freibad eine Temperatur von $+15^{\circ}$ Celsius anzeigt. Das ist aber ein Unterschied von 25° . Bei welcher Temperatur fängt nun das Wort „kalt“ an und wo hört es auf? Jeder wird sagen, daß man alle Gegenstände unter 0° Celsius mit „kalt“ bezeichnet. Auch das ist richtig, weil man in Deutschland allgemein mit dem Thermometer von Celsius mißt. Dieser schwedische Astronom Celsius hat sein Thermometer zwischen dem Gefrierpunkt des Wassers und dem Siedepunkt des Wassers in 100 Grade eingeteilt. 0° Celsius ist der Gefrierpunkt und 100° Celsius ist der Siedepunkt des Wassers.

Absoluter Nullpunkt

Die Wissenschaft hat festgestellt, daß $-273,16^{\circ}$ Celsius diejenige Temperatur ist, bei der keine Wärme mehr vorhanden ist. Diese Temperatur bezeichnet man als den „absoluten Nullpunkt“.

Ein Gegenstand, der eine Temperatur über $273,16^{\circ}$ anzeigt, hat also noch Wärme in sich. Wärme ist demnach überall dort vorhanden, wo die Gegenstände wärmer als $-273,16^{\circ}$ sind.

Der absolute Nullpunkt, also die tiefste überhaupt mögliche Temperatur, hat man noch nie erreicht. Im Kältelaboratorium sind aber Experimente gelungen, die bis auf Bruchteile eines Grades dem absoluten Nullpunkt nahekommen.

Die Wissenschaftler rechnen vom absoluten Nullpunkt aus. 0° Celsius sind demnach $+273,16^{\circ}$ absolut. Wasser kocht bei $+373,16^{\circ}$ absolut. Die Celsius-Temperatur von -100° wäre demnach $+173,16^{\circ}$ absolut. Bei den Kältetechnikern ist jedoch diese Rechnungsart nicht üblich, für diese ist die Temperatureinteilung nach Celsius maßgebend.

Interessant ist noch, wie man den absoluten Nullpunkt errechnet hat. Man weiß, daß ein ideales Gas sein Volumen um den 273sten Teil vergrößert, wenn das Gas um 1° erwärmt wird und daß es sich um den gleichen Teil zusammenzieht, wenn es um 1° abgekühlt wird. Bei -273° müßte also das Gas zu einem winzigen Tröpfchen zusammengeschrumpft bzw. theoretisch kein Gas mehr vorhanden sein.

In Wirklichkeit ist also Kälte gleichbedeutend mit Wärme von tieferer Temperatur. Obwohl nun klargelegt ist, daß es keine Minus-Temperaturen, sondern nur Plus-Temperaturen gibt, muß man trotzdem bei der Celsius-Teilung bleiben, weil in der praktisch angewendeten Kältetechnik mit dem Celsius-Thermometer gemessen und gerechnet wird.

Beim Experimentieren mit sehr tiefen Temperaturen sind interessante Erscheinungen aufgetreten. Je mehr man dem absoluten Nullpunkt näherkommt, um so mehr sinkt der elektrische Widerstand bei den Metallen. So ist z. B. festgestellt worden, daß große Stromstärken durch sehr dünne Kupferdrähte geleitet werden können.

Wenn z. B. durch die Spule eines Elektromagneten Strom geschickt wird, so fließt der Strom weiter, obwohl die Stromanschlüsse entfernt worden

sind. Theoretisch würde also beim absoluten Nullpunkt jeder Elektromagnet zum Dauermagnet. Mit anderen Worten: Ein Elektromotor würde, nachdem er einen kurzen Stromstoß erhalten hat, in einem Raum von -273° Celsius ohne weitere Stromzuführung dauernd laufen. Diese Erkenntnisse sind nun zur Messung tiefer Temperaturen praktisch angewendet worden. Ein Elektrothermometer wurde entwickelt, das heute schon vielfach Verwendung findet. Es wird z. B. eine Drahtspule in den zu messenden Raum gebracht, durch die ein bestimmter Strom fließt. Wie schon ausgeführt wurde, ist mit der Veränderung der Temperatur eine Veränderung des elektrischen Widerstandes zwangsläufig verbunden. Mit einem präzisen Widerstands-Meßgerät, welches entsprechend geeicht worden ist, kann dann sehr leicht die Temperatur gemessen werden.

Was versteht man unter „Kälteerzeugung“?

Unter dem Wort „Kälteerzeugung“ versteht man einen Prozeß, um Wärme zu entfernen. Das Ergebnis ist dann eine tiefere Temperatur. Kälteerzeugung ist also in Wirklichkeit eine Wärmeentziehung. Wenn man einen Raum kühlen will, muß die Wärme aus diesem Raum entfernt und dorthin gebracht werden, wo die Wärme nicht schadet. Um z. B. Fleisch in einem Raum längere Zeit aufbewahren zu können, muß dem Fleisch und dem Raum Wärme entzogen werden, damit das Wachstum der Bakterien verzögert oder ganz verhindert wird.

Die Verfahren der Kälteerzeugung

Auf Grund von chemischen und physikalischen Gesetzen kann Kälte erzeugt bzw. Wärme entzogen werden. Obwohl hier nur von der Kälteerzeugung die Rede sein soll, die auf physikalischen Gesetzen beruht, und dort in der Hauptsache nur die maschinelle Kälteerzeugung interessiert, soll trotzdem ganz kurz die chemische Kälteerzeugung behandelt werden, damit der Leser den Unterschied kennen lernt.

Die chemische Kälteerzeugung

Ein chemischer Vorgang, um Kälte zu erzeugen oder Wärme zu entziehen, ist das Auflösen von Salz in Wasser, Schnee oder Eis, wobei sich, unter Entziehung von Wärme aus der Umgebung, Lösungen bilden. Zum Schmelzen eines festen Körpers ist immer Wärme erforderlich. Und deshalb ist auch immer Wärme notwendig, wenn Salze in Wasser oder anderen Flüssigkeiten aufgelöst werden. Die zum Schmelzen der Salze erforderliche Wärme wird aus der Mischung entzogen, worauf diese Mischung eine tiefere Temperatur erhalten muß.

Mischt man gleiche Gewichtsteile Wasser von $+10^{\circ}$ Celsius und salpetersaures Ammoniak, so nimmt die Mischung eine Temperatur von -15° Celsius an. Oder man mischt zwei Gewichtsteile klein zerhacktes Eis mit einem Gewichtsteil Kochsalz, dann erhält die Mischung eine Temperatur von -20° Celsius. Salzsäure und Glaubersalz im Verhältnis 9 zu 8 Gewichtsteilen vermischt, ergibt eine Lösung, deren Temperatur um 28° Celsius tiefer ist als die Temperatur vor der Mischung. Schnee und Pottasche 3 zu 4 vermischt, ergibt eine Temperatur von -46° Celsius. Viele andere Mischungen ließen sich anführen, doch genügen diese Beispiele, um das Wesen der chemischen Kälteerzeugung zu erklären.

Die physikalische Kälteerzeugung

Zwei physikalische Gesetze dienen als Grundlage für die Arbeitsweise der Kältemaschinen. Sie lauten:

1. Bei der Ausdehnung (Expansion) von verdichteten gasförmigen Körpern wird Wärme gebunden bzw. Kälte erzeugt.
2. Beim Zustandswechsel eines Körpers vom festen in den flüssigen oder vom flüssigen in den gasförmigen Zustand wird Wärme gebunden bzw. Kälte erzeugt.

Von diesen beiden Gesetzen interessiert vor allem das zweite Gesetz und hier wiederum nur der Wechsel einer Flüssigkeit in den gasförmigen Zustand, weil auf diesem Zustandswechsel die Arbeitsweise der modernen Kompressions-Kältemaschinen aufgebaut ist.

Um jedoch nichts unklar zu lassen, muß auch von der Kälteerzeugung die Rede sein, die auf dem ersten physikalischen Gesetz beruht. Damit aber im Kopf des Lernenden kein Durcheinander entsteht, soll dies am Schluß dieses Buches geschehen.

Die zwei Arten der Kälteerzeugung

1. Die einfachste Art zur Kühlung oder Wärmeentziehung ist die Verwendung von Wasser-Eis. Es wird zu vielen Zwecken benützt, jedoch muß das Eis dauernd erneuert werden, um eine gleichmäßige Kühlung zu erreichen. Bei dieser Kühlungsart wird der Zustandswechsel eines Körpers vom festen in den flüssigen Zustand ausgenützt, denn Eis ist ein fester und Wasser ein flüssiger Körper.
2. Die mechanische Kühlung, die automatisch die Wärmeentziehung vornimmt. Diese Kühlung wird jetzt im wesentlichen angewandt und dient zur Kühlung von Waren und Gegenständen aller Art, in der Industrie und Lebensmittelversorgung. Bei dieser Kühlungsart wird der Zustandswechsel eines Körpers vom flüssigen in den gasförmigen Zustand ausgenützt. Wie diese Kühlung erfolgt, mit welchen Hilfsmitteln und mechanischen Apparaturen dieser Zustandswechsel erreicht wird und was an elementaren physikalischen Kenntnissen zum vollen Verständnis erforderlich ist, soll mit Hilfe dieses Buches dem Leser erklärt und gelehrt werden.

Kälte ist keine Energie

Man denkt ganz natürlich, daß ein kalter Gegenstand, z. B. ein Stück Eis, Kälte abgibt oder ausstrahlt. Das ist jedoch nicht der Fall, denn Kälte ist keine Energie und deshalb kann sie auch keine Energie ausstrahlen. Die Abb. 1 illustriert diesen Zustand. Das Eis ist kalt und die Hand ist warm. Die Wärme verläßt die warme Hand und wandert zum kalten Eis, wodurch ein natürliches Kältegefühl verursacht wird. Die Kälte des Eises geht aber nicht zur Hand über. Die Hand wird nur kälter, weil sie Wärme an das Eis abgibt, also Wärme verliert.

Man ist versucht, anzunehmen, daß das Eis in einem eisgekühlten Kühlraum seine Kälte an die Raumluft abgibt. Diese Annahme ist aber falsch. Es ist vielmehr so, daß die wärmere Raumluft ihre Wärme dem Eis übermittelt und dieses dadurch zum Schmelzen bringt. Mit dem Schmelzwasser wandert nun die Wärme aus dem Kühlraum.

Mancher Leser wird nun sagen: Wenn aber das Eis in einem Raum ist, der eine Temperatur von beispielsweise -10° Celsius hat, dann muß doch das Eis Wärme ausstrahlen. Ja, das ist auch der Fall, aber dann ist das Eis im Verhältnis zum Raum warm und das Eis gibt seine Wärme an die kältere Raumluft ab. Man muß also im Gedächtnis festhalten, daß immer die Wärme zum kälteren Gegenstand wandert und nicht umgekehrt. Und wenn man

Kühlwirkung von Eis

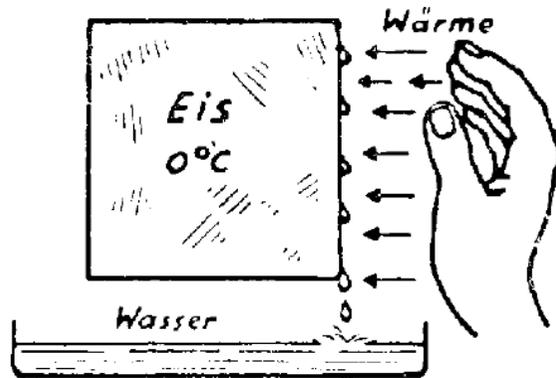


Abb. 1 Die Wärme geht von der warmen Hand zum kalten Eis

sich vorstellt, daß ein Körper auf den absoluten Nullpunkt von $-273,16^{\circ}$ Celsius abgekühlt ist, dann kann er keine Wärme mehr abgeben, weil keine Wärme mehr in ihm enthalten ist. Also ist der Beweis erbracht, daß Kälte keine Energie ist und deshalb auch nicht strahlen kann.

Was ist Wärme?

Wärme ist eine Energie, sie ist positiv und zeigt ihre Gegenwart an. Die erste Quelle ist die Sonne. Früher hielt man die Wärme für einen Stoff, da aber die Körper durch Erwärmen ihr Gewicht nicht verändern und Wärme durch mechanische

Arbeit, wie Reiben und Schlagen, erzeugt werden kann, hält man sie seit Robert Mayer, Arzt und Naturforscher in Heilbronn (1814 bis 1878) für eine Form von Energie.

Weitere Wärme-Quellen sind der elektrische Strom und chemische Vorgänge, wie z. B. die Verbrennung. Der menschliche Körper hat infolge innerer chemischer Vorgänge eine Eigenwärme von etwa 37° Celsius.

Aus Wärme kann Kraft erzeugt werden und umgekehrt kann Kraft in Wärme verwandelt werden. Wärme kann man niemals vernichten, man kann sie nur in eine andere Energie (Kraft) verwandeln. Ebenso kann Kraft niemals vernichtet werden, sie setzt sich nur in Wärme um. Daraus geht also hervor, daß eine Energie nie verloren geht.

Z. B. wird durch das Reiben der Handflächen Kraft verbraucht und dabei Wärme erzeugt. Beim Verdichten der Luft wird ebenfalls Kraft vernichtet und in Wärme verwandelt, deshalb wird der Zylinderkopf eines Luftkompressors beim Arbeiten sehr warm.

Die kinetische Wärmetheorie

Die kinetische Wärmetheorie nimmt an, daß die Moleküle einer Substanz ständig in Bewegung sind und durch eine Kraft zusammengehalten werden, ähnlich der Kraft eines Magneten. Je größer und kraftvoller die Bewegung der Moleküle ist, um so wärmer ist demnach die Substanz. Nimmt die Wärme zu, so bewegen sich die Moleküle stärker, und nimmt die Wärme

ab, so verringert sich auch die Bewegung derselben. Wird so viel Wärme einer Substanz entzogen, daß diese $-273,16^{\circ}$ Celsius hat, so hört die Bewegung der Moleküle vollständig auf. Was ist ein Molekül? Ein Molekül (lat. *molecula* = kleine Masse) ist der kleinste Teil einer chemischen Verbindung. Es ist aus Atomen zusammengesetzt. Und ein Atom ist das kleinste Teilchen eines Grundstoffes (Element). Der Durchmesser eines Moleküls beträgt 1 millionstel Millimeter. Zum Beispiel setzt sich ein Wassermolekül aus 2 Atomen Wasserstoff und 1 Atom Sauerstoff zusammen. Wasser hat die chemische Bezeichnung H_2O . Wasserstoff trägt das chemische Zeichen H und Sauerstoff das chemische Zeichen O. Demnach ist ein H_2O -Molekül (sprich: Ha zwei Oh) aus 2 Atomen H und 1 Atom O zusammengesetzt.

Die Wärmeübertragung

So, wie sich das Wasser zu einer Höhe ausgleicht, wenn zwei Behälter in offener Verbindung stehen, so haben zwei benachbarte Körper oder Substanzen das Bestreben, ihre Temperaturen auszugleichen. Dabei gibt die warme Substanz so lange Wärme an die kältere ab, bis sich beide ausgeglichen haben.

Wärme durchdringt alle Substanzen. Es gibt keine Substanz, welche die Wärme vollkommen abweist, aufhält oder ihren Durchgang verhindert. Materialien, die der Wärme möglichst viel Widerstand entgegensetzen, sind sogenannte Isoliermaterialien, die zur Isolation der Kühlraumwände verwendet werden. Je besser und dicker dieses Material ist, um so mehr hält es die Wärme ab, die in den Kühlraum eindringen will.

Und wenn ein Kühlraum mit den besten Materialien isoliert ist, dringt doch von außen so viel Wärme in den Kühlraum ein, daß die Kühlmaschine laufen muß, um diese Wärme wieder aus dem Raum zu entfernen. Eine Kühlmaschine muß deshalb auch bei Nacht in Betrieb sein, weshalb diese vollautomatisch zu arbeiten hat.

Die dauernde Wärmeübertragung von Substanz zu Substanz ist daher die Ursache für eine automatische Arbeitsweise einer Kühlmaschine, denn die Temperatur im Kühlraum soll nur in ganz geringen Grenzen schwanken, damit die Lebensmittel möglichst lange im Kühlraum, ohne Schaden zu nehmen, aufbewahrt werden können.

Die verschiedenen Arten der Wärmeübertragung

Es gibt drei Arten von Wärmeübertragung: Übertragung durch Leitung, durch Konvektion und durch Strahlung.

Die Wärmeübertragung durch Leitung

Eine Wärmeübertragung durch Leitung erfolgt, wenn sich zwei Körper verschiedener Temperatur unmittelbar berühren. Sie erfolgt auch in ein und demselben Körper, wenn seine Teile verschiedene Temperaturen haben. Es gibt gute und schlechte Wärmeleiter. Schlechte Wärmeleiter sind beispielsweise die Isoliermaterialien. Gute Wärmeleiter sind die Metalle in folgender Reihenfolge: Silber, Kupfer, Gold, Aluminium, Messing, Zink, Platin, Zinn, Nickel, Eisen und Blei. Bemerkenswert ist, daß diese Metalle in der gleichen Reihenfolge auch gute Leiter für elektrischen Strom sind. Schlechte Wärmeleiter sind: Glaswolle, Haarfilz, Kork, Papier, Schafwolle, Schwammgummi, Torfmüll, Seegrass, Stroh, Holzkohle, Roßhaar, Kieselgur, Holzfasernplatten.

Wärmeleitung

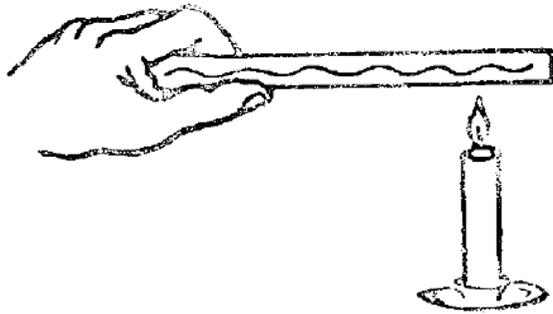


Abb. 2 Die Wärme wird durch den Metallstab zur Hand geleitet

Wärmeleiter setzen also der Wärmeleitung einen sehr großen Widerstand entgegen.

Die Wärmeübertragung durch Konvektion

Eine Wärmeübertragung durch Konvektion findet statt, wenn ein fester Körper mit einem flüssigen oder gasförmigen Körper in Berührung kommt.

Drei Arten der Wärmeübertragung

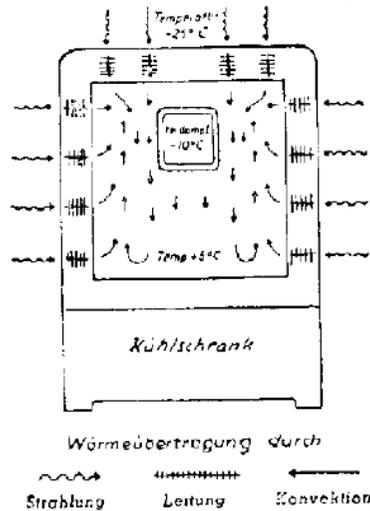


Abb. 3 zeigt die Wärmeübertragung von außen in das Innere des Kühlschranks durch Strahlung und Leitung und die Wärmeübertragung an den Verdampfer durch Konvektion

Abb. 2 zeigt ein sehr einfaches Beispiel, wie die Wärme einer Flamme durch den Eisenstab zur Hand geleitet wird. Wenn der Metallstab über die Flamme gehalten wird, so wird die Wärme verhältnismäßig rasch in der Hand fühlbar sein, bis dieser so heiß ist, daß er nicht mehr gehalten werden kann. Wenn dieser Stab beispielsweise aus Kork oder aus einem anderen Isoliermaterial wäre, dann würde die Wärme in der Hand nicht fühlbar, obwohl das andere Ende des Stabes sehr heiß ist. Die schlechten

Wärmeleiter setzen also der Wärmeleitung einen sehr großen Widerstand entgegen. Man spricht von Wärmeübertragung durch Konvektion, wenn zum Beispiel die Wand eines mit Wasser gefüllten Behälters die Wärme des Wassers an die Luft überträgt.

Wenn warme Luft ihre Wärme an einen Eisblock abgibt, spricht man von Wärmeübertragung durch Konvektion. Dasselbe ist der Fall, wenn die von außen durch die Isolierung in den Kühlschrank eingedrungene warme Luft ihre Wärme an den Kühlkörper (Verdampfer) abgibt. Siehe Abb. 3. Wärme, die von einem geheizten Ofen an die Zimmerluft übertragen wird, ist durch Konvektion übertragen worden. Die Wärmeübertragung durch Konvektion spielt die größte Rolle bei der mechanischen Kälteerzeugung.

Man spricht von Wärmeübertragung durch Konvek-

tion, wenn unser Körper seine Wärme an die kältere Außenluft abgibt. Die Wärmeübertragung ist um so besser, je lebhafter die Luft an unserem Körper vorbeistreicht, weil dadurch mehr Wärme dem Körper entzogen wird. Es ist ein Irrtum, anzunehmen, daß die Luft, welche einer Person aus einem Ventilator entgegenbläst, kälter ist als die Luft, welche vom Ventilator angesaugt wird. Die Luft, welche aus dem Ventilator kommt, ist sogar wärmer, weil sie sich am Ventilatorflügel reibt. Und Reibung erzeugt bekanntlich Wärme. Die Luft wird nur deshalb kühler empfunden, weil sie rascher an der Haut vorbeistreicht und mehr Wärme dem Körper wegnimmt als ruhende Luft.

Und wenn im Winter bei -10° Celsius ein kräftiger Wind um die Nase weht, dann glaubt man einer fast unerträglichen Kälte ausgesetzt zu sein. Trotzdem ist der Wind nicht kälter als -10° Celsius, was jeder mit dem Thermometer leicht feststellen kann.

Die Wärmeübertragung durch Konvektion ist also um so besser, je lebhafter die Luftbewegung ist.

Die Wärmeübertragung durch Strahlung

Wärmestrahlung ist eine Übertragung von Wärme, die, dazwischenliegende Substanzen durchdringend, einen Körper erwärmt, ohne die Substanz zu erwärmen, die zwischen der Wärmequelle und dem angestrahlten Körper liegt. Die Wärme, welche einem Körper von den Sonnenstrahlen zugeführt wird, ist durch Wärmestrahlung geschehen. Wärme, welche durch die Sonnenstrahlen übertragen wird, erwärmt aber die Luft nicht, durch die diese Sonnenstrahlen hindurchgehen, jedoch erwärmen die Strahlen das Objekt, auf das sie treffen. Dieses Objekt absorbiert die Wärme, das heißt, es nimmt die Wärme der Sonnenstrahlen (Wärmestrahlen) auf.

Ein Beweis, daß die Sonnenstrahlen beim Durchdringen der Luftschicht diese nicht erwärmen, ist die Tatsache, daß die Luft immer kälter wird, je näher

diese der Sonne ist. In 1000 Meter Höhe ist die Luft wesentlich kälter als in 100 Meter Höhe. Zum Beispiel herrscht im Sommer in 10000 Meter Höhe eine Temperatur von zirka -40 bis 50° Celsius, während in 10 Meter Höhe die Lufttemperatur $+30^{\circ}$ Celsius betragen kann. Die Lufterwärmung erfolgt also nicht durch die Sonnenstrahlung direkt, sondern durch Konvektion, das heißt durch Berührung der Luft mit der warmen Erdoberfläche. Ein gutes Beispiel der Wärmeübertragung durch Strahlung zeigt die Abb. 4, welche eine elektrische Sonne mit einem polierten Reflektor darstellt. Die Wärme, welche von dem

Wärmestrahlung

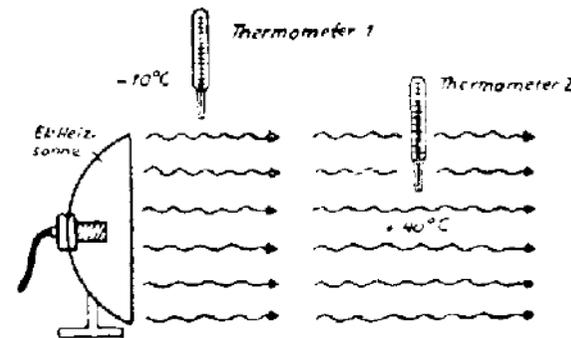


Abb. 4 Die Strahlungswärme wird vom Thermometer 2 absorbiert (aufgenommen). Die Luft wird aber durch die Strahlungswärme nicht erwärmt

elektrischen Heizwiderstand erzeugt wird, strahlt (durch Reflektion) nach außen, ähnlich einem Strahlenbündel eines Scheinwerfers. Das Thermometer Nr. 1 liegt außerhalb der Wärmestrahlen, während das Thermometer Nr. 2 im Strahlenbündel liegt. Weil das Thermometer Nr. 2 von den Wärmestrahlen getroffen wird und diese Strahlen von diesem Thermometer aufgenommen (absorbiert) werden, zeigt es eine wesentlich höhere Temperatur an als das Thermometer Nr. 1.

Wirkung der Sonnenstrahlen

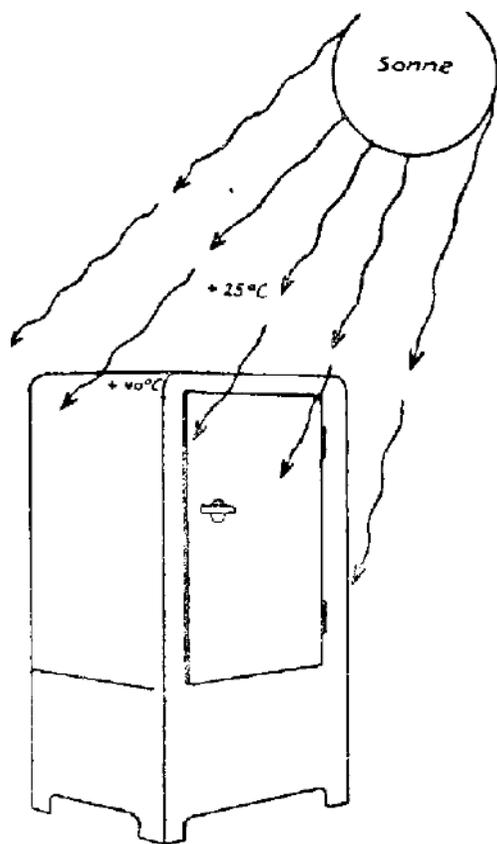


Abb. 5 Die Wärme der Sonnenstrahlen wird von der Schrankfläche absorbiert

gebracht und erwärmt wird, so macht sich das Zunehmen der Temperatur bemerkbar, wenn man einen Finger in das Wasser hält. Siehe Abb. 6. In der Abb. 2 ist ein anderes gutes Beispiel der fühlbaren Wärme dargestellt. Die Temperaturzunahme ist in der Hand fühlbar. Jede Veränderung der fühlbaren Wärme wird mit einem Thermometer gemessen.

Das Thermometer Nr. 1 zeigt nur die Raumtemperatur an, was ein Beweis dafür ist, daß die Luft von den Strahlen nicht erwärmt wird. Treffen die Strahlen jedoch auf einen Körper, so nimmt dieser die Strahlen auf und erwärmt sich. Wenn die Luft dennoch warm wird, dann nur deshalb, weil der von den Strahlen getroffene Körper, zum Beispiel eine Wand, seine aufgenommene Wärme wieder durch Konvektion an die Luft abgibt.

Die Abb. 5 zeigt einen Kühltisch, der direkt von den Sonnenstrahlen getroffen wird. Während die Sonnenstrahlen die Luft in der Küche nicht erwärmen, treffen diese die Schrankoberfläche und erwärmen sie. Ein wesentliches Zunehmen der Wärmeübertragung durch die Isolierung hindurch in das Schrankinnere ist dann die Folge.

Die fühlbare Wärme

Fühlbare Wärme ist Wärme, welche mit dem Gefühlssinn wahrzunehmen ist. Wenn z. B. ein Gefäß mit Wasser von +20° Celsius über eine Flamme

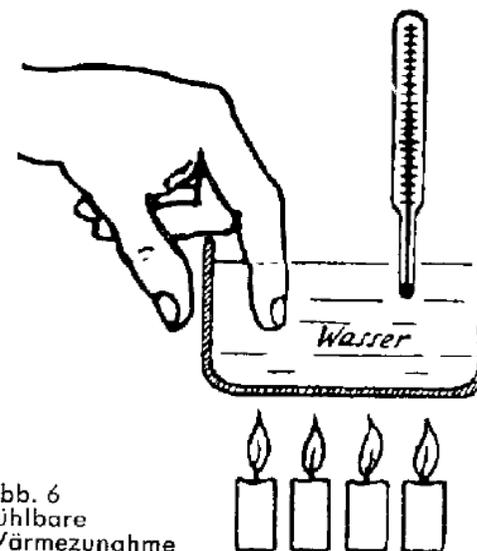


Abb. 6 Fühlbare Wärmezunahme

Temperaturzunahme. (Gewicht \times spezifische Wärme \times Temperaturzunahme.)

Verhältnis der spez. Wärme zur Temperaturzunahme

1kg Messing +10°C spez. Wärme 0,09	+	0,9 kcal	=	1kg Messing +20°C	Temperatur- zunahme 10°C
1kg Eis -10°C spez. Wärme 0,5	+	5 kcal	=	1kg Eis 0°C	Temperatur- zunahme 10°C
1kg Wasser +4°C spez. Wärme 1,0	+	10 kcal	=	1kg Wasser +14°C	Temperatur- zunahme 10°C

Abb. 7 zeigt die Wärmemenge, welche notwendig ist, um eine Temperaturzunahme von 10° C für 3 verschiedene Substanzen zu bewirken

Die spezifische Wärme

Spezifische Wärme ist das Wärme-fassungsvermögen einer Substanz.

Um eine einheitliche Rechnungsart festzulegen, hat man dem Wasser die spezifische Wärme 1,00 gegeben. Zum Vergleich sei angeführt, daß Eis eine spezifische Wärme von 0,50 und Messing von 0,09 hat.

Es ist also für 1 kg Eis nur halb so viel Wärmemenge erforderlich als für 1 kg Wasser, um beide Substanzen um die gleiche Temperatur zu erhöhen oder zu erniedrigen. Siehe Abb. 7.

Um die Wärmemenge zu bestimmen, die notwendig ist, um eine gewisse Temperaturzunahme für eine Substanz zu bewirken, multipliziert man das Gewicht der Substanz mit der spezifischen Wärme und mit der

Die spezifische Wärme einer Substanz bleibt so lange dieselbe, als der Zustand der Substanz der gleiche bleibt. Die spezifische Wärme verändert sich, sobald sich der physikalische Zustand der Substanz ändert. Wassereis hat eine spezifische Wärme von 0,5. Wenn aber das Eis zu Wasser geworden ist, so hat sich der physikalische Zustand verändert. Mit diesem Zustandswechsel ist aber auch gleichzeitig eine Veränderung der spezifischen Wärme verbunden, denn Wasser hat eine spezifische Wärme von 1,00, während das Eis eine spezifische Wärme von 0,5 hat. Gefriert das Wasser mit der spezifischen Wärme von 1,0 zu Eis, so hat sich wiederum der physikalische Zustand verändert und das Eis hat nun wieder eine spezifische Wärme von 0,5.

Die Wärmeeinheit (Kalorie)

Um feststellen zu können, wieviel Wärme in einem Körper oder in einer Substanz enthalten ist, muß eine Meßmethode vorhanden sein. Es muß also eine allgemein gültige Wärme-Einheit festgelegt werden, eine Einheit, wie z. B.: 1 Liter für Flüssigkeiten, 1 Kubikmeter für Holz, 1 Meter für Länge, Breite und Höhe usw.

Die Wärmemenge wird in Kalorien oder Wärmeeinheiten ausgedrückt. Die Abkürzungen: Kalorie = kcal., Wärmeeinheit = WE. Bei der Aussprache von Kalorie liegt die Betonung auf der letzten Silbe. Das „e“ wird nicht gesprochen, wie bei dem Wörtchen „die“. Die Abkürzung WE wird Weh-Eh gesprochen.

In den letzten Jahren wollte man in Deutschland alle Fremdwörter durch deutsche Wörter ersetzen. Für das Wort „Kalorie“ wählte man deshalb das Wort „Wärmeeinheit“ (WE). Es ist aber besser, wenn man bei den Fremdwörtern bleibt, weil die meisten Fremdwörter der Kältetechnik auch in vielen anderen Staaten gebräuchlich sind.

Was ist eine Kalorie?

Eine Kalorie ist diejenige Wärmemenge, welche notwendig ist, um 1 Liter Wasser um 1° Celsius zu erwärmen oder um 1° Celsius abzukühlen.

Mit anderen Worten: Eine Kalorie ist in 1 Liter Wasser aufgenommen worden, wenn das Wasser eine Temperaturzunahme von 1° Celsius erfahren hat. Die Abb. 8 illustriert diesen Vorgang.

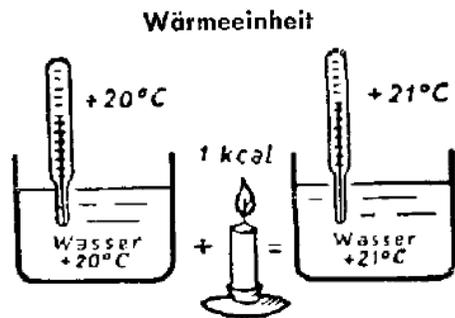


Abb. 8 Ein kg Wasser, eine Kalorie, ein Grad

führte die Fahrenheit'sche Thermometerskala ein. Er legte den Nullpunkt seines Thermometers bei der tiefsten Temperatur fest, die im Winter 1709 in Danzig herrschte. Den Gefrierpunkt des Wassers legte er auf + 32° F und den Siedepunkt des Wassers auf + 212° F. Die Temperaturtabelle Nr. 18

Bei den nun folgenden Abhandlungen wird viel von Kalorien die Rede sein und deshalb ist es notwendig, daß der Leser diese Wärmeeinheit gründlich versteht und sie im Kopfe festhält.

Die Temperaturmessung

Um messen zu können, wie warm oder kalt ein Gegenstand ist, wird als Meßgerät das Thermometer benutzt. In Europa wird fast allgemein das Thermometer von Celsius verwendet, während in Amerika und auch in England das Fahrenheit-Thermometer in Anwendung ist.

Daniel Fahrenheit, Glasbläser und Physiker in Danzig (1686 bis 1736)

stellt die Temperaturskalen von Celsius und Fahrenheit gegenüber. Demnach hat im Jahre 1709 eine Celsius-Temperatur von $-17,8^{\circ}$ geherrscht. Als Abkürzung für „Grad“ wird eine hochgestellte $^{\circ}$ (Null), für „minus“ ein Strich ($-$) und für „plus“ ein Kreuz ($+$) benutzt. Celsius wird mit „C“ und Fahrenheit mit „F“ abgekürzt.

Das Thermometer

Das Thermometer mißt die fühlbare Temperatur einer Substanz. Was fühlbare Wärme ist, illustriert die Abb. 6. Wenn Wasser erwärmt wird und seine Temperatur zunimmt, so ist dies, wie schon einmal angeführt, mit dem Finger zu fühlen. An Stelle des Fingers tritt das Thermometer, das genau die Zunahme oder Abnahme der Temperatur anzeigt.

Das Thermometer mißt nicht den Wärmeinhalt einer Substanz, sondern nur deren Temperatur. Den Wärmeinhalt erhält man erst, wenn das Gewicht der Substanz mit ihrer spezifischen Wärme und ihrer Temperatur multipliziert wird.

Die latente Wärme

Wärme ist eine Form von Energie. Sie kommt in 3 Formen bzw. Zuständen vor. Diese sind: Die fühlbare Wärme, die spezifische Wärme und die latente (verborgene) Wärme.

Unter latenter Wärme versteht man die verborgene oder unsichtbare Wärme, welche in einer Substanz enthalten ist, ohne daß man diese Wärme mit einem Meßinstrument messen kann.

Jede Substanz kommt in 3 Zuständen vor

Für jede weitere Erklärung ist es nun sehr wichtig zu wissen, daß eine Substanz (Materie) in 3 Zuständen vorkommt, nämlich: In festem Zustand (wie Eis), in flüssigem Zustand (wie Wasser) und in gasförmigem Zustand (wie Wasserdampf). Der Zustand, in dem sich die Substanz befindet, ist direkt abhängig von dem Wärmebetrag, welcher in dieser Substanz enthalten ist.

Jede Substanz (Materie oder Stoff) ist aus unendlichen kleinen Teilchen, den sogenannten „Atomen“ zusammengesetzt. Wenn sich chemische Elemente zu einer Verbindung zusammenschließen, wie das der Fall ist, wenn sich Sauerstoff und Wasserstoff zu Wasser vereinigen, so verbinden sich die Atome des einen und des anderen der Elemente zu einem weiteren kleinen Teilchen, dem sogenannten „Molekül“.

Um den Begriff „latente Wärme“ richtig zu verstehen, ist es unbedingt notwendig, daß die physikalischen Gesetze ein wenig beherrscht werden.

Die Bewegung der Moleküle

Der Zustand, in dem sich die Substanz befindet, ist direkt von dem Wärmebetrag abhängig, der in der Substanz enthalten ist. Es ist zu beachten, was vorhergehend zu der Tatsache gesagt wurde, nämlich: Je mehr Wärme in einer Substanz enthalten ist, um so wirksamer und kraftvoller ist die Bewegung der Moleküle.

Man weiß, daß sich alle Körper beim Erwärmen ausdehnen und beim Abkühlen zusammenziehen. Daraus folgt, daß die Moleküle dauernd in Bewegung sind und sich um so mehr bewegen, je höher die Temperatur ist. Erst beim absoluten Nullpunkt von $-273,16^{\circ}$ C hört die Bewegung der Moleküle ganz auf. Die Moleküle nehmen also bei höherer Temperatur mehr Platz ein als bei tieferer Temperatur.

In einer festen Substanz sind demnach die Moleküle in engstem Zusammenhang miteinander und sie bewegen sich verhältnismäßig wenig. In einer Flüssigkeit sind die Moleküle schon nicht mehr so eng zusammen-

geschlossen und deshalb ist die Bewegung derselben schon wesentlich größer. In einem Gas dagegen sind die Moleküle sehr weit voneinander getrennt und deshalb ist ihre Bewegung gewaltig.

Der Übergang vom festen in den flüssigen Zustand

Wird genügend Wärme einem festen Körper zugeführt, so verwandelt er sich in den flüssigen Zustand. Eisen z. B. schmilzt, wenn diesem die ausreichende Wärme zugeführt wird. Es wurde dadurch in einen anderen physikalischen Zustand versetzt. Dadurch, daß dem Eisen viel Wärme zugeführt wurde, hat die Bewegung der Moleküle so wesentlich zugenommen, daß sie schon nicht mehr in engstem Zusammenhang miteinander sind.

Der Übergang vom flüssigen in den gasförmigen Zustand

Nun einen Schritt weiter! Wenn also die Flüssigkeit durch das Hinzufügen von Wärme aus einem festen Zustand entstanden ist, so muß die Flüssigkeit durch nochmalige Wärmezufuhr in den gasförmigen Zustand gelangen. Durch die nochmalige Wärmezufuhr hat die Molekularbewegung so stark zugenommen, daß sich die Moleküle voneinander getrennt haben.

Es ist also zu beachten und festzuhalten, daß durch die Wärmezufuhr eine Substanz vom festen in den flüssigen und vom flüssigen in den gasförmigen Zustand verwandelt werden kann. Dieser physikalische Zustandswechsel ist nicht von einer Temperaturzunahme begleitet. Diesen Satz muß man sich gut merken und für immer im Gedächtnis festhalten. Im weiteren Verlauf dieser Abhandlungen wird diese Tatsache noch klar werden.

Die große Wärmemenge, welche notwendig ist, um eine Substanz in einen anderen Zustand zu verwandeln, ist latent, das heißt verborgen, also unsichtbar, nicht meßbar in der Substanz enthalten. Eiswasser von 0°C fühlt sich nicht wärmer an als Eis von 0°C . Auch das Thermometer zeigt für beide die gleiche Temperatur an und trotzdem ist eine große Wärmemenge notwendig, um Eis in Wasser zu verwandeln.

Den Vorgang, eine feste Substanz in eine flüssige zu verwandeln, nennt man „Schmelzen“. Die latente Wärme, die bei diesem Vorgang aufgenommen wird, nennt man „Schmelzwärme“.

Die Schmelzwärme

Kurz ausgedrückt: Schmelzwärme ist diejenige Wärmemenge, die notwendig ist, um eine feste Substanz in eine flüssige zu verwandeln, ohne daß sich die Temperatur dieser Substanz verändert, zunimmt oder abnimmt. Es ist festgestellt, daß die Schmelzwärme von 1 kg Eis 80 Kalorien beträgt. Mit anderen Worten: Wenn 1 kg Eis von 0°C zu Wasser von 0°C geschmolzen ist, so hat das Wasser 80 Kalorien aufgenommen. Diese Wärmemenge ist dann im Wasser enthalten. Siehe Abb. 9 und 10. Die Abb. 10 zeigt den

Unterschied von fühlbarer und latenter Wärme. In diesem Beispiel wird 1 kg Eis von -10°C auf 0°C erwärmt, zu Wasser von 0°C geschmolzen und dieses Schmelzwasser auf $+20^{\circ}\text{C}$ gebracht.

Im folgenden soll Schritt für Schritt gezeigt werden, wie verhältnismäßig klein die fühlbare Wärmemenge ist, um eine Substanz um mehrere Grade zu erhöhen, im Vergleich zu dem Betrag der latenten Wärme, der notwendig ist, um den physikalischen Zustand der Substanz zu verändern.

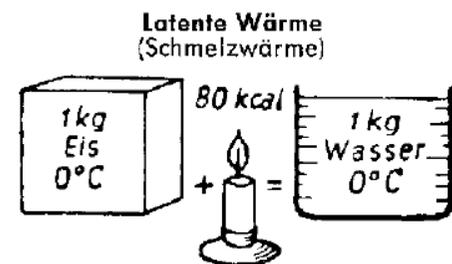


Abb. 9 Latente Wärme von 1 kg Eis (Schmelzwärme)

Schmelzwärme, Beispiel 1

- A. Um die Anzahl Kalorien zu bestimmen, die notwendig sind, 1 kg Eis von -10°C auf 0°C zu bringen, multipliziert man das Gewicht des Eises mit seiner spezifischen Wärme (0,5) und der Anzahl von Graden (10°) der Temperaturzunahme.
 $1 \times 0,5 \times 10 = 5 \text{ Kalorien}$

Latente und fühlbare Wärme

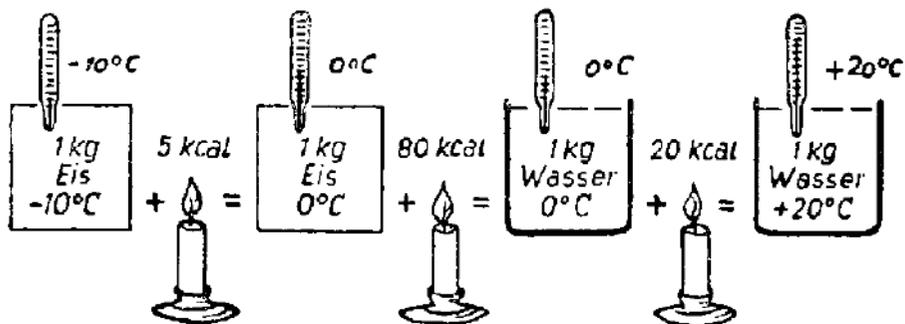


Abb. 10 zeigt den verhältnismäßig kleinen Betrag der fühlbaren Wärme im Vergleich zur latenten Wärme

- B. Um den physikalischen Zustand von 1 kg Eis von 0°C zu Wasser von 0°C zu verwandeln, sind 80 Kalorien erforderlich. Die Schmelzwärme von 1 kg Eis ist also 80 Kalorien. 16mal so viel Wärme ist demnach notwendig, um 1 kg Eis zum Schmelzen zu bringen, als erforderlich ist, die Temperatur des Eises von -10°C auf 0°C zu erhöhen. 80 Kalorien sind demnach in 1 kg Eiswasser von 0°C enthalten, die aber weder sichtbar noch meßbar sind. Sie sind latent, das heißt verborgen, unsichtbar.
- C. Um die Temperatur des Eiswassers von 0°C auf $+20^{\circ}\text{C}$ zu erhöhen, multipliziert man nun das Gewicht des Wassers (1 kg) mit der spezifischen Wärme (1,0) und der Temperaturzunahme (20°) und kommt somit auf den Betrag von:
 $1 \times 1,0 \times 20 = 20 \text{ Kalorien.}$

Es fällt dem Leser auf, daß die spezifische Wärme des Wassers doppelt so groß ist wie diejenige des Eises. Jede Substanz hat aber im festen flüssigen und gasförmigen Zustand eine andere spezifische Wärme.

- D. Für dieses Beispiel sind also zusammen

$$5 + 80 + 20 = 105 \text{ Kalorien}$$

erforderlich, um 1 kg Eis von -10°C zu Wasser von $+20^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln.

Im folgenden Beispiel soll ausgerechnet werden, wieviel Kalorien notwendig sind, um 25 kg Eis mit einer Temperatur von -5°C zu Wasser von $+15^{\circ}$ zu verwandeln.

Schmelzwärme, Beispiel 2

- A. Die Temperaturzunahme von -5°C auf 0°C beträgt 5° . Das Gewicht des Eises ist 25 kg und seine spezifische Wärme beträgt 0,5. Demnach sind
 $5 \times 25 \times 0,5 = 62,5 \text{ Kalorien}$ erforderlich, um 25 kg Eis von -5°C auf die Temperatur von 0°C zu erhöhen.
- B. Die Anzahl Kalorien, die notwendig sind, um diese 25 kg Eis vollständig zu schmelzen, ergeben sich aus folgender Rechnung:
 $25 \times 80 = 2000 \text{ Kalorien.}$
 Die Zahl 80 ist dabei die Schmelzwärme von 1 kg Eis.
- C. Nun sind an Stelle von 25 kg Eis 25 kg Wasser mit 0°C vorhanden und um dieses Wasser auf $+15^{\circ}\text{C}$ zu erwärmen sind:
 $25 \times 15 \times 1,0 = 375 \text{ Kalorien}$ erforderlich. Die Zahl 1,0 ist dabei die spezifische Wärme von Wasser.
- D. Die Gesamtsumme, um 25 kg Eis mit einer Temperatur von -5°C in Wasser von $+15^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln, beträgt also:
 $62,5 + 2000 + 375 = 2437,5 \text{ Kalorien.}$

Verdampfungswärme

Verdampfungswärme ist diejenige Wärmemenge, welche notwendig ist, eine Flüssigkeit in Dampf zu verwandeln, ohne daß dabei die Temperatur während des Verwandlungsprozesses zunimmt.

Verdampfungswärme

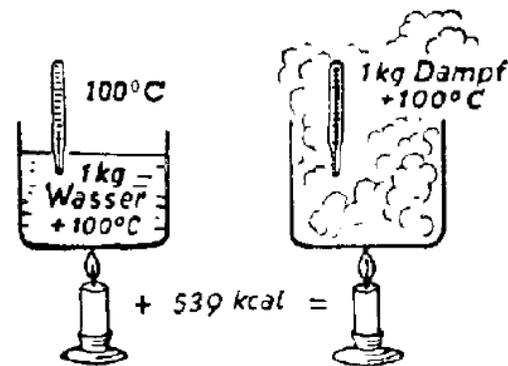


Abb. 11 Viel Wärme ist notwendig, um 1 kg Wasser mit 100°C in Dampf mit 100°C zu verwandeln

Als von der Materie gesprochen worden ist, wurde erklärt, daß bei einer Flüssigkeit die Moleküle nicht so eng beisammen sind wie bei einem festen Körper. Will man nun eine Flüssigkeit verdampfen, so müssen die Moleküle durch weitere enorme Zufuhr von Wärme auseinandergerissen werden. Im gleichen Moment verwandelt sich die Flüssigkeit zu Dampf. Durch dauernde Wärmezufuhr wird also die Bewegung der Moleküle so stark und gewaltig, bis der Punkt erreicht ist, wo die Moleküle ihren Zusammenhalt verlieren. Dazu ist eine sehr große Wärmemenge erforderlich, und diese Wärme nennt man Verdampfungswärme. Siehe Abb. 11 und 12.

Fühlbare Wärme und Verdampfungswärme

Ein Beweis, daß im Wasserdampf eine sehr große latente Wärmemenge enthalten ist, ergibt sich aus folgender Tatsache: Es gibt Wasser mit 100°C und Wasserdampf mit 100°C und trotzdem dauert es sehr lange, bis kochendes Wasser zu Dampf wird. 1 Liter Wasser kocht verhältnismäßig rasch, aber diesen Liter Wasser in Dampf zu verwandeln, dauert fast eine Ewigkeit. Und dabei muß immer wieder betont werden, daß kein Temperaturunterschied zwischen kochendem Wasser und dem daraus gewordenen Dampf besteht. Diese Wärmemenge muß aber irgendwo stecken, wenn sie

dafür aufgewendet wurde, kochendes Wasser in Dampf zu versetzen. Sie ist tatsächlich im Wasserdampf latent (verborgen) vorhanden. Wenn im Wasserdampf keine latente Wärme enthalten wäre, so müßte Wasser, sobald es die Temperatur von 100°C erreicht hat, plötzlich, also explosionsartig zu Dampf werden. Weil dies nicht der Fall ist, so muß ohne weiteres

Fühlbare Wärme und Verdampfungswärme

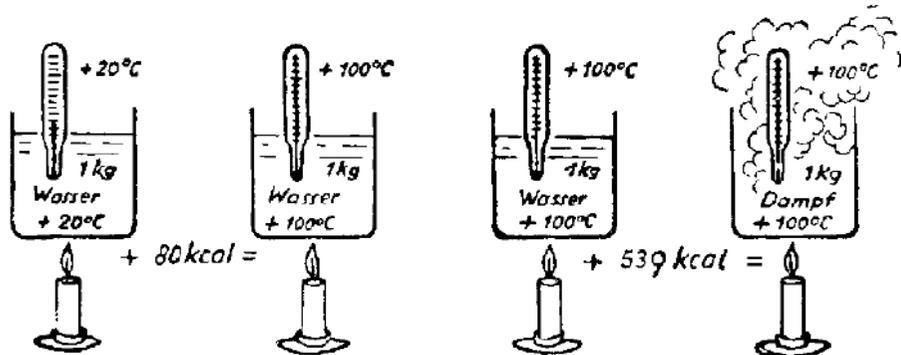


Abb. 12 619 kcal sind notwendig, um 1 kg Wasser mit $+20^{\circ}\text{C}$ in Dampf mit $+100^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln

einleuchten, daß tatsächlich sehr viel Wärme angewendet werden muß, um siedendes Wasser mit $+100^{\circ}\text{C}$ in Dampf mit $+100^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln. Diese Wärme ist weder sichtbar noch fühlbar, sie befindet sich aber im Wasserdampf und heißt deshalb latente Wärme, in diesem Fall: Verdampfungswärme.

Es gibt also eine Schmelzwärme und eine Verdampfungswärme. Man spricht von der Schmelzwärme, wenn eine feste Substanz in eine flüssige verwandelt wird, und spricht von der Verdampfungswärme, wenn eine Flüssigkeit in den dampfförmigen Zustand gebracht wird.

Festgelegt ist, daß 80 Kalorien erforderlich sind, um 1 kg Eis von 0°C in Wasser von 0°C zu verwandeln.

Genau so ist festgestellt, daß 539 Kalorien notwendig sind, um 1 kg Wasser von $+100^{\circ}\text{C}$ in 1 kg Dampf von $+100^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln. 539 Kalorien ist also die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser. Siehe Abb. 11.

Die Differenz zwischen 80 Kalorien (Schmelzwärme) und 539 Kalorien (Verdampfungswärme) zeigt, daß eine wesentlich größere Wärmemenge notwendig ist, eine Flüssigkeit in den dampfförmigen Zustand zu versetzen. Dies zeigt die Abb. 12.

Verdampfungswärme. Beispiel

Wieviel Kalorien sind erforderlich, um 1 kg Wasser von $+20^{\circ}\text{C}$ auf 100°C zu erwärmen und dann in 1 kg Dampf zu verwandeln?

A. Die Differenz zwischen $+20^{\circ}\text{C}$ und $+100^{\circ}\text{C}$ beträgt 80° . Die Zahl 80 wird nun mit der spezifischen Wärme des Wassers 1,0 multipliziert. Das Ergebnis ist: $80 \times 1 = 80$ Kalorien. Es sind demnach 80 Kalorien notwendig, um 1 kg Wasser von $+20^{\circ}\text{C}$ auf den Siedepunkt zu bringen.

B. Um 1 kg Wasser von $+100^{\circ}\text{C}$ in 1 kg Dampf von $+100^{\circ}\text{C}$ zu versetzen, sind 539 Kalorien erforderlich. Das ist die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser.

C. Zusammen sind also:

$$80 + 539 = 619 \text{ Kalorien}$$

notwendig, um 1 kg Wasser von $+20^{\circ}\text{C}$ in Dampf zu verwandeln.

Wenn man nun die Schmelzwärme mit der Verdampfungswärme vergleicht, sieht man, daß die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser rund 6,8mal größer ist als die Schmelzwärme von 1 kg Eis.

Jede Flüssigkeit hat eine andere Verdampfungswärme, und wenn man wissen will, wieviel Kalorien erforderlich sind, um eine Flüssigkeit zu verdampfen, multipliziert man das Gewicht der Flüssigkeit mit ihrer Verdampfungswärme. Die Tabellen Nr. 2 bis 8 enthalten die Verdampfungswärme derjenigen Flüssigkeiten, die als Kältemittel für Kühlmaschinen in Frage kommen.

Es ist die Verdampfungswärme, die bei der maschinellen Kälteerzeugung ausgenutzt wird. Was bis jetzt über die latente Wärme, Schmelz- und Verdampfungswärme geschildert wurde, muß im Gedächtnis des Lesers einwandfrei verankert sein, um die folgenden Ausführungen überhaupt zu verstehen. Diese einfachen physikalischen Gesetze sind nämlich die Grundlage zum Verständnis des Werdegangs bei der maschinellen Kühlung.

Die Kondensation oder Verflüssigung

Kondensieren heißt: Verflüssigen. Die Verflüssigung ist das Gegenteil von der Verdampfung.

Verdampfung oder Verflüssigung

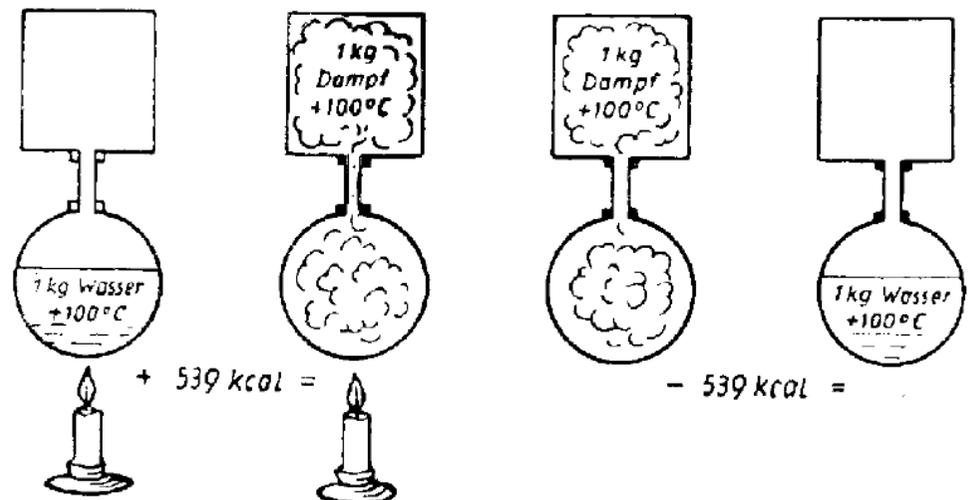


Abb. 13 Verwandlung von Wasser in Dampf und Dampf in Wasser

Bei der Verdampfung von 1 kg Wasser werden 539 kcal. verbraucht, um die Moleküle auseinanderzureißen. Dabei wird Wasser zu Dampf. Wenn

z. B. 1 kg Wasserdampf in einem großen Behälter gesammelt wird, wie die Abb. 13 zeigt, und die weitere Wärmezufuhr unterbunden wird, so will nun der Dampf seine Wärme von 539 kcal. an die kältere Umgebung abgeben. Die Moleküle vereinigen sich dann wieder, bis schließlich der Dampf zu Wasser geworden ist.

Die Verflüssigung ist demnach ein Vorgang, bei dem die Wärme wieder abgegeben wird, welche der Dampf während der Verdampfung aufgespeichert hat.

Jeder hat schon beobachtet, wie sich an heißen Tagen an einem Trinkglas, das mit einem kalten Getränk gefüllt ist, Wassertröpfchen bilden. Man sagt: Das Glas schwitzt. Diese Wassertröpfchen entstehen folgendermaßen: Die Luft enthält bekanntlich Wasser in Dampfform, und dieser Wasserdampf verflüssigt sich an der kalten Oberfläche des Trinkglases. Dasselbe ist der Fall, wenn die Fensterscheiben „schwitzen“. Wenn sich der Wasserdampf auf der äußeren Seite der Scheibe niederschlägt, so ist es im Zimmer kälter als im Freien, und wenn sich die Wassertröpfchen auf der inneren Glasfläche bilden, dann ist es im Freien kälter.

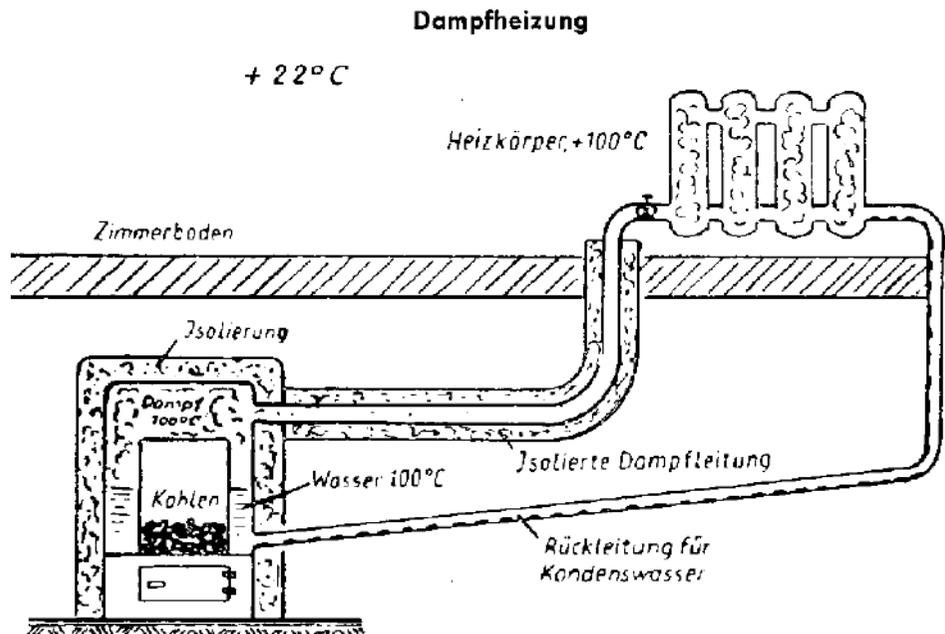


Abb. 14 Der mit Wärme geladene Dampf wandert zum Heizkörper und gibt dort seine latente Wärme an diesen ab

Die Dampfheizung

Bei der Dampfheizung findet ein vollkommener Wärmekreislauf statt, und an Hand eines Beispiels einer solchen Heizung kann sehr einfach erklärt

werden, was Verdampfung und Verflüssigung ist. Die Abb. 14 zeigt das System einer einfachen Dampfheizung. Der Werdegang ist folgender:

Im Heizkessel befindet sich Wasser bis zu einer bestimmten Höhe. Die Flamme des Brennstoffes gibt ihre Wärme an das Wasser ab und bringt dieses zum Sieden. Der Dampf, der sich bildet, ist mit der Verdampfungswärme aufgeladen, die während der Verdampfung dem Wasser zugeführt wurde. Dieser Dampf wird durch eine isolierte Rohrleitung zum Heizkörper geleitet, der im Wohnraum untergebracht ist.

Der mit Wärme geladene Dampf von +100°C kommt nun in Berührung mit der kälteren Oberfläche des Heizkörpers und gibt an diesen seine latente Wärme (Verdampfungswärme) ab. Diese Wärme gibt dann der Heizkörper an die Luft im Wohnraum ab. Der Dampf hinterläßt seine latente Wärme, verflüssigt sich wieder zu Wasser und tropft zum Boden des Heizkörpers. Das Kondenswasser fließt dann durch die Rückleitung zum Heizkessel und wiederholt seinen Kreislauf. Dieser Prozeß — Wasser in Dampf zu verwandeln, seine latente Wärme an den Heizkörper abgeben und wieder zu Wasser zu verflüssigen — währt so lange, als Brennmaterial verbrannt wird, welches das Wasser zum Kochen bringt. Siehe Abb. 14.

Der Wärmekreislauf bei der Kühlung

Die Kälteerzeugung kann ohne weiteres mit der Dampfheizung verglichen werden, denn auch hier findet ein Wärmekreislauf statt und beide werden von den gleichen physikalischen Gesetzen abgeleitet. Wasser ist allerdings als latenter Wärmeträger für die Kühlung nicht geeignet, weil der Siedepunkt des Wassers zu hoch ist, um seinen Dienst bei der Kühlung zu versehen.

Was sind Kältemittel?

Alle Flüssigkeiten, die zur Kälteerzeugung verwendet werden können, nennt man Kältemittel.

Diese Kältemittel haben einen verhältnismäßig niederen Siedepunkt, so nieder, daß die Wärme der im Kühlschrank lagernden Lebensmittel diese Kältemittel zum Sieden bringen können.

Im Kühlraum befindet sich beispielsweise eine Rohrschlange, der sogenannte Verdampfer, in der flüssiges Kältemittel untergebracht ist. Die Wärme im Kühlraum dringt durch die Rohrwandung bis zum Kältemittel durch und bringt dieses zum Sieden, wobei das Kältemittel verdampft. Die latente Wärme, die während der Verdampfung aus dem Kühlraum aufgenommen wurde, ist nun im Kältemitteldampf enthalten. Dieser Dampf wird durch eine Rohrleitung zum Kompressor (Verdichter) geleitet. Der Kompressor verdichtet den Kältemitteldampf auf einen höheren Druck und pumpt ihn in den Kondensator (Verflüssiger). Der Kondensator besteht ebenfalls aus einer Rohrschlange, die allerdings aus zwei ineinander geschobenen Rohren besteht. Das innere Rohr ist also von einem größeren äußeren Rohr umgeben. Zwischen den beiden Rohren fließt Leitungswasser, und dieses Wasser nimmt die latente Wärme vom Kältemitteldampf wieder auf. Mit dem abfließenden Wasser wandert nun die latente Wärme des verdichteten Kältemitteldampfes ins Freie. Nachdem der Kältemitteldampf seine latente Wärme verloren hat, muß er sich wieder zur Flüssigkeit verwandeln. Diese Kältemittelflüssigkeit wird durch eine Rohrleitung wieder zum Verdampfer geleitet, damit der Kreislauf von neuem beginnen kann.

Ein einfaches Kühlsystem

Ein sehr einfaches Kühlsystem zeigt die Abb. 15. Sie stellt einen gewöhnlichen Kühlraum mit einem Behälter dar, welcher mit R-12 (eines der Kältemittel) gefüllt ist. Der Behälter ist oben mit einem Rohr versehen, welches ins Freie führt.

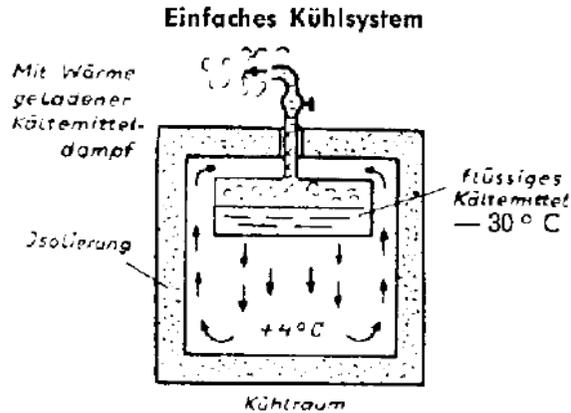


Abb. 15 Die Wärme vom Kühlraum wird vom Kältemittel aufgenommen, das bei niedriger Temperatur siedet

R-12, mit der chemischen Bezeichnung CCl_2F_2 , siedet bei -30° Celsius. Die Kühlraumluft hat eine Temperatur von $+4^\circ$ Celsius. Diese Luft kommt mit dem R-12-Behälter in Berührung und überträgt somit ihre Wärme durch Konvektion dem Kältemittel. Nun kocht das Kältemittel also beim Verdampfen die Wärme indirekt von den Lebensmitteln auf, die sich im Kühlraum befinden.

Diese Kühlung, oder besser gesagt, diese Wärmeentziehung dauert natürlich nur

so lange, als Kältemittel im Behälter vorhanden ist. Die Kältemittel sind jedoch viel zu teuer, um sie ins Freie abwandern zu lassen. Deshalb werden die Kältemitteldämpfe bei der maschinellen Kälteerzeugung aufgefangen, verdichtet und wieder verflüssigt, damit sie immer und immer wieder verwendet werden können.

Weil die Kältemittel bei Temperaturen siedend, die niedriger als die Kühlraumtemperaturen sind, muß ein Druck angewendet werden, um die Dämpfe wieder zu verflüssigen.

Es gibt nun verschiedene Flüssigkeiten, welche die erforderlichen Eigenschaften haben, um sie als Kältemittel zu verwenden.

Der Siedepunkt der Kältemittel

Die Siedepunkte der Kältemittel können aus den Tabellen Nr. 1 bis 8 entnommen werden. Die bekanntesten Kältemittel siedend bei atmosphärischem Druck, also in einem offenen Gefäß, bei folgenden Temperaturen:

R-12	bei -30° C
R-22	bei -41° C
R-502	bei -45° C
R-13B1	bei -59° C
R-13	bei -81° C
R-14	bei -128° C

Diese Flüssigkeiten bleiben aber in flüssigem Zustand (bis zur kritischen Temperatur), wenn sie in einem geschlossenen Behälter aufbewahrt werden. Befindet sich beispielsweise ein Kältemittel in einer geschlossenen Stahlflasche, so bringt die von außen in die Flüssigkeit eingedrungene Wärme das

Kältemittel zum Sieden, und zwar so lange, bis genügend Druck innerhalb der Flasche bzw. über der Flüssigkeit herrscht, um ein weiteres Sieden zu verhindern. Während also die Kältemittel in einem offenen Gefäß bei verhältnismäßig niedrigeren Temperaturen siedend, trifft dies nicht zu, wenn die Kältemittel in einem geschlossenen Behälter unter einem gewissen Druck stehen.

Es soll nochmals auf die Abb. 15 und auf die Erklärung derselben hingewiesen werden. Man ersieht daraus, daß, wenn das Ventil geöffnet ist, der Kältemitteldampf ins Freie abwandern kann. Sofern genügend R-12-Kältemittel in dem Behälter vorhanden ist, siedet dieses so lange, bis die Temperatur von -30° C erreicht ist.

Um den Begriff des Siedepunktes einwandfrei zu verstehen, müssen noch folgende Tatsachen festgehalten und im Gedächtnis verankert werden: Wasser siedet zum Beispiel schon bei zirka $+95^\circ$ C auf der Spitze eines 3000 m hohen Berges, weil der atmosphärische Druck niedriger ist, der auf dem Wasserspiegel lastet.

Mit einer Temperatur von etwas mehr als $+100^\circ$ C kann man Wasser zum Sieden bringen, was jedem verständlich sein dürfte. Wenn ein Gefäß mit Wasser auf eine Platte gestellt wird, die eine Temperatur von beispielsweise $+105^\circ$ C hat, kann das Wasser ohne weiteres zum Kochen gebracht werden. 5° C mehr, theoretisch noch weniger, als der Siedepunkt des Wassers ist, genügen also, das Wasser zum Sieden zu bringen. Nimmt man nun an, daß an Stelle von Wasser eine andere Flüssigkeit, zum Beispiel Alkohol tritt, der schon bei $+78^\circ$ C siedet, dann müßte die Platte nur eine Temperatur von $+83^\circ$ C haben, um den Alkohol zum Sieden zu bringen. Theoretisch würde auch hier eine Temperatur von wenig mehr als $+78^\circ$ C genügen. Nun gibt es aber noch viele Flüssigkeiten, deren Siedepunkte noch wesentlich niedriger liegen als derjenige von Alkohol. Zum Beispiel siedet Äther bei $+35^\circ$ C, Chloräthyl bei $+12,5^\circ$ C, Schweflige Säure bei -10° C, Ammoniak bei -33° C, Kohlensäure bei -78° C, Sauerstoff bei -182° C, flüssige Luft bei -193° C und Wasserstoff bei $-252,5^\circ$ C. So unglaublich es klingen mag, so ist dennoch mit einer Temperatur von beispielsweise $-247,5^\circ$ C flüssiger Wasserstoff zum Sieden zu bringen, denn $-247,5^\circ$ C ist um 5° C wärmer als $-252,5^\circ$ C. Eine Temperatur von $-247,5^\circ$ C ist demnach für flüssigen Wasserstoff genau so viel wie für Wasser $+105^\circ$ C. Man muß sich also immer vor Augen halten, daß nicht unbedingt so hohe Temperaturen erforderlich sind, eine Flüssigkeit zum Kochen zu bringen, wie dies bei Wasser der Fall ist. Man muß sich von der Vorstellung frei machen, daß immer eine heiße Flamme notwendig wäre, eine Flüssigkeit zu verdampfen, denn auch gewöhnliche Raumtemperaturen, ja sogar Minustemperaturen können eine bestimmte Flüssigkeit zum Sieden bringen, wie weiter oben schon ausgeführt wurde.

Es muß noch gesagt werden, daß nicht nur Flüssigkeiten, sondern auch Metalle zum Sieden gebracht werden können. Aluminium zum Beispiel schmilzt bei $+658^\circ$ C und siedet bei $+2270^\circ$ C. Bei dieser Temperatur bildet sich also ein Aluminiumdampf. Reines Eisen schmilzt bei $+1773^\circ$ C und geht bei $+3800^\circ$ C in Dampf über. Der Schmelzpunkt von Wolfram liegt bei 3380° C und verdampft bei $+5000^\circ$ C.

Die Tatsache, daß Wasser auf einem hohen Berg schon bei weniger als $+100^\circ$ C siedet, weil der atmosphärische Druck geringer ist, läßt sich folgendermaßen erklären: Wenn sich zum Beispiel Wasser in einem geschlossenen Behälter befindet und die über dem Wasserspiegel vorhandene Luft mit einer Luftpumpe abgesaugt wird, dann ist der Druck, welcher auf

dem Wasser lastet, geringer, als dies der Fall ist, wenn das Wasser in einem offenen Behälter ist. Da der Luftdruck über dem Wasser kleiner ist als der atmosphärische Druck, haben die Moleküle das Bestreben, sich früher voneinander zu lösen. Mit anderen Worten: Bei kleinerem Druck über dem Wasserspiegel werden die Moleküle nicht mehr so stark zusammengehalten wie bei atmosphärischem Druck. Es ist deshalb nicht mehr so viel Wärme erforderlich, um die Moleküle voneinander zu trennen oder das Wasser in Dampf zu verwandeln. Würde man die Luft über dem Wasser so weit absaugen, daß nur noch der hundertste Teil vom atmosphärischen Druck auf dem Wasser lastet, dann würde das Wasser schon bei -7°C sieden und verdampfen.

Dieser niedere Druck ist aber mit einfachen Mitteln nicht zu erreichen. Obwohl demnach Wasser theoretisch als Kältemittel für Temperaturen über 0°C verwendet werden könnte, ist es für Kleinkältemaschinen praktisch nicht zu gebrauchen, weil verhältnismäßig große Maschinen erforderlich wären.

Herrscht nun aber über dem Wasserspiegel ein höherer Druck als der atmosphärische, so siedet das Wasser erst bei mehr als $+100^{\circ}\text{C}$. Bei höherem Druck werden die Moleküle fester zusammengehalten oder zusammengepreßt. Es ist deshalb mehr Wärme erforderlich, um die Moleküle voneinander zu trennen. Der Siedepunkt des Wassers hat sich demnach erhöht. Ist zum Beispiel der Druck auf dem Wasser doppelt so hoch als der atmosphärische Druck, dann siedet das Wasser erst bei $+120^{\circ}\text{C}$. Beim zehnfachen Druck siedet es erst bei $+182^{\circ}\text{C}$.

Zum weiteren Verständnis soll noch ein anderes Beispiel angeführt werden, das den Siedepunkt der Kältemittel betrifft.

In einem Trinkglas befindet sich R-12, dessen Siedepunkt bei atmosphärischem Druck -30°C beträgt. Diese Kältemittelflüssigkeit siedet nun so lange, bis das Trinkglas die Temperatur von -30°C angenommen hat. Es verdampft demnach so viel R-12, als notwendig ist, die R-12-Flüssigkeit und das Trinkglas auf -30°C abzukühlen. Nun hört die Verdampfung fast ganz auf, denn es verdampft jetzt nur noch so viel, wie erforderlich ist, die Wärmeeinstrahlung abzuführen. Aus all dem bisher Geschilderten ersieht man, daß die Beherrschung der Verdampfung und des Siedepunktes die Grundpfeiler der maschinellen Kälteerzeugung sind. Es ist nun bekannt, daß Wärme aufgenommen wird, wenn Flüssigkeiten bzw. Kältemittel verdampfen. Diese Wärme muß irgendwo herkommen, sie muß also vorhanden sein. Sie ist auch vorhanden, und zwar in den zu kühlenden Lebensmitteln und in der Kühlraumluft.

Die Verdunstung

Außer der Verdampfung gibt es noch die Verdunstung einer Flüssigkeit. Der Leser kennt das physikalische Gesetz, daß beim Übergang einer Flüssigkeit in den dampfförmigen Zustand Wärme aufgenommen oder Kälte erzeugt wird. Aber auch beim Verdunsten einer Flüssigkeit geht diese in den dampfförmigen Zustand über, und deshalb gilt das Gesetz auch für das Verdunsten einer Flüssigkeit.

Wenn eine Flüssigkeit verdunstet, geht diese in Dampf über, ohne den Siedepunkt zu erreichen.

Trockene Luft kann zum Beispiel eine ganz bestimmte Menge Wasser, oder besser gesagt Wasserdampf, aufnehmen. Ein Kubikmeter Luft mit $+25^{\circ}\text{C}$ ist imstande, 23 g Wasser in Dampfform aufzunehmen. Es ist aus der Schilderung über die Verdampfung bekannt, daß 1 kg Wasser 539 Kalorien

erfordert, um es von $+100^{\circ}\text{C}$ in Dampf von $+100^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln. Diese 539 kcal. sind die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser bei $+100^{\circ}\text{C}$. Die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser bei $+25^{\circ}\text{C}$ beträgt aber 580 kcal. Um 1 kg Wasser zu verdunsten, wären demnach 43,5 cbm trockene Luft erforderlich, weil $1000 : 23 = 43,5$ ist. Mit anderen Worten: Es sind 43,5 cbm Luft notwendig, um bei dem Verdunstungsvorgang 580 kcal. zu erzeugen, wobei vorauszusetzen wäre, daß vollkommen trockene Luft vorhanden ist und diese sich vollkommen mit Wasserdampf sättigt. Diese Voraussetzungen sind jedoch praktisch niemals gegeben und deshalb sind auch in Wirklichkeit viel mehr Kubikmeter Luft notwendig, um 580 kcal. zu erzeugen.

Schon die alten Ägypter haben von der Kälteerzeugung durch die Verdunstung gewußt und sich diese zunutze gemacht. Für diesen Zweck benutzten sie poröse Tongefäße und füllten diese mit Wasser. Durch die Poren dieser Tongefäße drang Wasser an die äußere Gefäßwand. Dieses Wasser mußte bei einigermaßen trockener Luft verdunsten und dadurch Wärme aufnehmen. Durch die Wärmeentnahme kühlte sich das in den Tongefäßen zurückbleibende Wasser ab. Diese Abkühlung ging sogar so weit, daß das Wasser in den Tongefäßen zu Eis wurde. Auch heute noch wird dieses Verfahren bei den primitiven Naturvölkern angewendet, um kühles Trinkwasser zu erhalten. Auch bei uns wird dieses Prinzip angewendet, und zwar bei den Butterkühlern, die viele Hausfrauen besitzen.

Es ist noch interessant, auszurechnen, wie man 1 kg Wasser durch den Verdunstungsvorgang zu Eis gefrieren kann.

Um 1 kg Wasser von -25°C zu Eis von 0°C zu gefrieren, sind 105 kcal. erforderlich. 25 kcal., um das Wasser auf 0°C abzukühlen und 80 kcal. (Schmelzwärme), um das Wasser in Eis von 0°C zu verwandeln.

23 g Wasserdampf kann 1 cbm vollständig trockene Luft aufnehmen, bis sie vollkommen gesättigt ist. Dies gilt aber nur bei der Temperatur von $+25^{\circ}\text{C}$, denn bei anderen Temperaturen ist die Wasserdampfaufnahme kleiner oder größer. Vollständig trockene Luft kommt aber in der Natur nicht vor und an trockenen, heißen Sommertagen enthält die Luft bei uns schon 40 bis 60 Prozent Wasserdampf von derjenigen Menge, die in der Luft höchstens enthalten sein kann. Unsere Luft könnte demnach nicht mehr 23 g, sondern im Durchschnitt bestenfalls 12 g pro cbm aufnehmen. Da sich aber die Luft wiederum nicht vollständig sättigt, darf man vielleicht praktisch die Hälfte, also 6 g, annehmen. 1 kg Wasser verbraucht 580 kcal., wenn es bei -25°C verdunstet und 1 g demnach 0,58 kcal. Es sind, wie oben angeführt, 105 kcal. erforderlich, um 1 kg Wasser mit $+25^{\circ}\text{C}$ in Eis zu verwandeln. $105 : 0,58 = 180$ g müssen also verdunsten, damit 1 kg Wasser gefriert. Demnach wären $180 : 6 = 30$ cbm Luft erforderlich, um das durch die Poren des Tongefäßes gedrungene Wasser wegzunehmen.

Dieses Beispiel zeigt, daß es unter bestimmten Umständen möglich ist, Wasser zu Eis zu gefrieren, wenn man beispielsweise in eine sehr flache Schale, deren Boden gegen das Eindringen von Wärme isoliert ist, etwas Wasser tut und dafür sorgt, daß bei sehr trockener Luft über dem Wasserspiegel eine lebhaftige Luftbewegung und Lüfterneuerung stattfindet.

Auf die Abkühlung durch die Wasserverdunstung ist es auch zurückzuführen, wenn das Wasser in Teichen, trotz dauernder Sonnenbestrahlung, nicht übermäßig warm wird. Es verdunstet nämlich an der Wasseroberfläche eine bestimmte Menge Wasser und die Wärme, die dazu erforderlich ist, entzieht sie dem zurückbleibenden Wasser, wodurch dieses etwas abgekühlt wird.

Wenn man einen Tropfen Benzol auf den Handrücken gießt und die Hand pendelartig hin- und herbewegt, empfindet man ein Kältegefühl, weil die Wärme, die zur Verdunstung des Tropfens notwendig ist, der Hand ent-

zogen wird. Benzol siedet bei atmosphärischem Druck bei $+ 80^{\circ} \text{C}$. Die Handfläche hat aber nur $+ 37^{\circ} \text{C}$. Es hat demnach keine Verdampfung, sondern eine Verdunstung stattgefunden. Der Wärmeverbrauch ist aber in beiden Fällen vorhanden, weil bei der Verdunstung, wie bei der Verdampfung eine Flüssigkeit ihren Zustand ändert, wenn sie verdampft.

Um die Windrichtung feststellen zu können, macht man den Zeigefinger naß und hält ihn nach oben. Die Stelle, welche dem Wind zugekehrt ist, wird kälter, weil an dieser Stelle das Wasser rascher verdunstet als auf der Stelle, die dem Wind nicht ausgesetzt ist.

Alle diese Beispiele erklären den Verdunstungsvorgang, zeigen den Unterschied zwischen Verdunstung und Verdampfung und beweisen, daß im Grunde genommen Verdunstung und Verdampfung dasselbe ist, weil bei beiden Vorgängen eine Flüssigkeit in Dampf verwandelt wird. Wenn der Leser im Laufe seiner Praxis einmal von Berieselungskondensatoren oder Rückkühlanlagen hört oder liest, so muß er daran denken, daß bei diesen Apparaten die Verdunstungskälte ausschließlich zur Anwendung kommt.

Die maschinelle Kühlung

Die Aufgabe einer Kühlmaschine

Die Kühlmaschine hat die Aufgabe, die Temperatur eines Raumes auf der gewünschten Höhe zu halten. Sie muß aus diesem Raum so lange die Wärme entfernen, bis der Raum die erforderliche Temperatur erreicht hat. Es ist aber nicht nur notwendig, die Temperatur im Kühlraum herabzusetzen, sondern sie muß auch dauernd so niedrig gehalten werden. Verständiglich ist, daß um so weniger Wärme in den Kühlraum gelangt und von der Kühlmaschine abgeführt werden muß, je besser die Isolierung der Kühlraumwände ist. Man kann auch sagen, je besser die Isolierung, um so weniger Kältemittel braucht zu verdampfen, um die Wärme aus dem Kühlraum aufzunehmen.

Für die längere Aufbewahrung von Lebensmitteln ist es wichtig, daß die Kühlraumtemperatur möglichst gleichmäßig ist, also nur um 1°C oder 2°C schwankt. Um diese Gleichmäßigkeit zu erreichen, ist es erforderlich, daß die Kühlmaschine automatisch ein- und ausgeschaltet wird. Das Ein- und Ausschalten des Kühlmaschinenmotors erfolgt durch einen Thermostat oder einen Pressostat. Der Thermostat schaltet in Abhängigkeit von der Raumtemperatur, während der Pressostat in Abhängigkeit vom Kältemitteldruck im Verdampfer reagiert.

Die Hauptbestandteile einer Kühlmaschine

Jede Kühlmaschine des Kompressionssystems besteht aus fünf Hauptbestandteilen, nämlich: Dem Kompressor, Kondensator, Antriebsmotor, Verdampfer, und Regulierventil.

Der Kompressor

Der Kompressor saugt den mit Wärme geladenen Kältemitteldampf an und pumpt diesen in den Kondensator, wo er unter höherem Druck verflüssigt wird, wobei er seine latente Wärme wieder an das Kondensatorkühlwasser oder an die Kondensatorkühlluft abgibt. Der Kompressor hat also zwei Aufgaben bzw. Funktionen: Ansaugen und Verdichten. Die Leistung eines Kompressors wird in kcal. pro Stunde angegeben. Man sagt zum Beispiel: Dieser Kompressor leistet 1000 kcal. pro Stunde.

Die Verdichtung

Den Kältemitteldampf, welcher vom Kompressor aus dem Verdampfer abgesaugt wird, pumpt der Kompressor in einen wesentlich kleineren Raum, den Kondensator.

Beim Aufpumpen eines Autoreifens wird beispielsweise sehr viel Luft in einen verhältnismäßig kleinen Raum gepreßt. Dadurch wird der Druck höher und auch die Luftdichte ist dabei vergrößert worden. Die Verdichtung eines Gases ist immer mit einer Temperaturzunahme verbunden. Auch die Luft ist ein Gas, und je höher man diese verdichtet, um so wärmer wird sie. Zum Beispiel wird beim Aufpumpen eines Autoreifens der untere Teil der Pumpe sehr warm, weil die Luft, bevor sie in den Reifen gelangt, verdichtet wird. Die Kraft, welche zum Pumpen aufgewendet wird, setzt sich dabei in Wärme um und erhöht die Temperatur der Luft.

Dasselbe ist nun der Fall, wenn der Kältemitteldampf mit dem Kühlmaschinenkompressor in den Kondensator gedrückt wird. Durch die dauernde Zuführung von Kältemitteldampf in den Kondensator erhöht sich der Druck und gleichzeitig die Temperatur des Dampfes.

Die Tatsache, daß sich beim Verdichten eines Gases die aufgewendete Kraft in Wärme umsetzt und dabei das Gas je nach der Höhe der Verdichtung mehr oder weniger erwärmt, ja sogar eine Temperatur annehmen kann, die zum Beispiel Benzin- oder Öldämpfe zur Selbstentzündung bringen, hat sich Diesel, der Erfinder des Dieselmotors, zunutze gemacht. Als Schüler hat er ein Kompressionsfeuerzeug gesehen, dessen Eigenart ihn außerordentlich fesselte und mit dem sich seine Gedanken immer wieder beschäftigten.

Dieses Kompressionsfeuerzeug bestand aus einem Glasrohr, das oben und unten mit Metalldeckeln verschlossen war. In dem Glasrohr war ein Kolben mit Kolbenstange angeordnet und das Ganze sah aus wie eine Fahrradpumpe. Am unteren Deckel war innen ein Stückchen Zunder angebracht. Wenn der Kolben durch einen kräftigen und schnellen Stoß nach dem geschlossenen Ende zu bewegt wurde, so kam der Zunder zum Glühen. Die Luft wurde durch die plötzliche hohe Verdichtung so heiß, daß sich der Zunder entzündet. Wenn man sich an Stelle des Zunders ein wenig Benzin oder Petroleum vorstellt, so hätte sich ein solcher Brennstoff ebenfalls entzündet. Der Dieselmotor ist also nichts anderes als so ein Kompressionsfeuerzeug, mit dem Unterschiede, daß der Brennstoff fein zerstäubt in die zusammengedrückte, glühende Luft eingespritzt wird. Das Brennstoff-Luftgemisch entzündet sich also von selbst und treibt durch die Explosion den Kolben nach außen. Der Dieselmotor hat deshalb keine Zündkerze.

Der Kondensator

Der Kondensator oder Verflüssiger hat die Aufgabe, die Verdampfungswärme dem Kältemitteldampf wieder abzunehmen. Mit Wasser oder Luft wird die Verdampfungswärme aus dem Kondensator abgeführt. Man unterscheidet deshalb wassergekühlte und luftgekühlte Kondensatoren.

Es wurde schon erklärt, daß die Wärme von der warmen zur kalten Substanz wandert. Die Wärme des im Kondensator verdichteten Dampfes wandert demnach durch die Wandung des Kondensators zum Kühlwasser oder zur Kühlluft.

Der wassergekühlte Kondensator besteht zum Beispiel aus zwei ineinandergeschobenen Rohren, die so bemessen sind, daß zwischen dem kleinen und großen Rohr ein Zwischenraum verbleibt. Das Kühlwasser fließt durch das

Innere des kleinen Rohres, während sich der Kältemitteldampf im Zwischenraum befindet bzw. dort hineingepumpt wird. Die Verdampfungswärme und die Verdichtungswärme des Dampfes wandern zum kalten Wasser und werden von diesem abgeführt. Der Kondensator hat also nicht nur die Verdampfungswärme, sondern auch die Verdichtungswärme abzuführen.

Der luftgekühlte Kondensator ist aus Rohren hergestellt, die zur Vergrößerung der Oberfläche mit einer großen Anzahl Rippen oder Lamellen versehen sind. Mit einem Ventilatorflügel, der am Antriebsmotor des Kompressors angebracht ist, wird Luft über die Lamellen und Rohre geblasen und diese Luft nimmt dann die Wärme dem Kältemitteldampf weg. An Stelle des Wassers beim wassergekühlten Kondensator wird beim luftgekühlten Kondensator Luft zur Abführung der Wärme verwendet.

Nun ist, wie schon weiter oben angeführt wurde, vom Kondensator nicht nur die Verdampfungswärme, das heißt die im Kältemitteldampf enthaltene Wärme, abzuführen. Auch die Wärme, die bei der Verdichtung entsteht, also die in Wärme umgewandelte Kraft und dazu noch die Wärme, die durch die Saugleitung eindringt, hat der Kondensator abzuführen. Es wäre demnach nicht richtig, die Leistung des Kondensators genau der Kompressorleistung anzupassen. Die Praxis hat gelehrt, daß die Leistung des Kondensators um zirka 30 bis 40 Prozent größer sein muß als die Leistung des Kompressors. Zu einem Kompressor mit einer Leistung von 1000 kcal muß demnach ein Kondensator mit einer Leistung von 1300 bis 1400 kcal gewählt werden.

Aus den Tabellen 9 bis 15 (Kälteleistung in kcal pro Kubikmeter Kältemitteldampf) kann man beispielsweise entnehmen, daß bei einer Verdampfungstemperatur von -5°C das Kältemittel zirka 30 Prozent mehr kcal aufnimmt als bei -10°C .

Bei der Inbetriebsetzung einer Kühlmaschine ist am Anfang die Verdampfungstemperatur höher, weil der Kühlraum viel wärmer ist, als er nach der Kühlperiode sein soll. Es dringt also am Anfang viel mehr Wärme in den Verdampfer ein und demnach muß zwangsläufig auch die Verdampfungstemperatur des Kältemittels höher sein. In diesem Falle leistet der Kompressor nicht nur 1000 kcal, sondern 30 Prozent mehr, also 1300 kcal. Bei der ersten Inbetriebnahme muß der Kondensator zusammen rund 1700 kcal abführen. Man kann somit sagen, daß der Kondensator nie groß genug gewählt werden kann. In der Praxis bestimmt man den Kondensator jedoch nicht nach der Anfangsleistung des Kompressors, sondern nach der Normalleistung bei -10°C Verdampfungstemperatur und nimmt dafür einen etwas höheren Kondensatordruck während der Inbetriebnahme in Kauf. Trotzdem soll damit angedeutet werden, daß der Kondensator niemals zu groß sein kann und daß man gut daran tut, wenn man bei Anlagen, die am Anfang längere Zeit mit höheren Verdampfungstemperaturen laufen, den Kondensator und den Antriebsmotor größer wählt. Dies trifft im besonderen bei Anlagen zu, die eine größere Menge Sole zu kühlen haben, wie bei den Speiseeiserzeugern, Roheiserzeugern, Konservatoren usw. Bei dieser Gelegenheit soll noch erwähnt werden, daß aus diesen Gründen bei allen Kühlmaschinen der Antriebsmotor reichlich groß bemessen werden muß, damit auf keinen Fall eine Überlastung des Motors eintritt. Ferner muß noch darauf hingewiesen werden, daß die Kompressoren aus dem Stillstand schwer anlaufen und daß aus diesem Grunde schon Motoren mit hohem Anzugsmoment verwendet werden müssen.

Die Verflüssigung

Die Verflüssigung des Kältemitteldampfes erfolgt im Kondensator (Verflüssiger). Verflüssigung ist das Gegenteil von Verdampfung. Bei der Verdampfung einer Flüssigkeit wird Wärme aufgenommen und bei der Verflüssigung wird die Wärme wieder abgegeben. Der latente Wärmebetrag ist bei beiden genau derselbe, sofern es sich um die gleiche Gewichtsmenge Flüssigkeit oder Dampf handelt. Bei der Verdampfung von 1 kg Wasser werden 539 kcal gebunden (aufgenommen) und genau dieselbe Anzahl kcal wird wieder frei, wenn 1 kg Wasserdampf zu Wasser von $+100^{\circ}\text{C}$ verflüssigt wird.

Das flüssige Kältemittel, welches durch die Verflüssigung des Dampfes entstanden ist, wird zum Verdampfer zurückgeführt.

Der Verdampfer

Der Verdampfer ist ein Behälter oder eine Rohrschlange aus Metall und ist im Kühlraum untergebracht. In dem Behälter oder in der Rohrschlange befindet sich das flüssige Kältemittel, welches dort verdampft und dabei Wärme von den Metallwänden aufnimmt. Die kalten Metallwände des Verdampfers nehmen wiederum die Wärme von der warmen Luft im Kühlraum auf. Der Verdampfer wird aus Metall hergestellt, weil Metall ein guter Wärmeleiter ist und deshalb die Wärme der Kühlraumluft rasch dem siedenden Kältemittel zuführt.

Durch Rohrleitungen ist der Verdampfer einerseits mit dem Kompressor und andererseits mit dem Kondensator verbunden, wie der Heizkörper einer Dampfheizung mit dem Dampfkessel. Eines der Rohre führt das flüssige Kältemittel über ein Regulierventil vom Kondensator zum Verdampfer, während das andere Rohr die Kältemitteldämpfe vom Verdampfer zum Kompressor leitet.

Die Verdampfung

Wenn eine Flüssigkeit verdampft, wechselt sie ihren physikalischen Zustand und dieser Zustandswechsel ist mit keiner Temperaturerhöhung verbunden. Diese Feststellung trifft also auch bei den Kältemitteln zu. Jede Flüssigkeit benötigt zum Verdampfen sehr viel Wärme. Diese Wärme ist dann im Dampf enthalten, sie ist aber nicht fühlbar und deshalb nicht meßbar, weil die Flüssigkeit und der Dampf dieselbe Temperatur haben. Man spricht deshalb von verborgener oder latenter Wärme und nennt sie Verdampfungswärme.

Wie kann man die Verdampfungswärme messen? Nur auf Umwegen, indem man sie in fühlbare Wärme umwandelt. Es ist schon erklärt worden, daß bei der Verflüssigung des Dampfes die Verdampfungswärme an das Kondensatorkühlwasser abgegeben wird. Wenn also 1 kg Wasserdampf kondensiert (verflüssigt), müssen vom Kühlwasser 539 kcal abgeführt werden. In der Annahme, daß das Kühlwasser mit $+10^{\circ}\text{C}$ zuläuft und mit $+20^{\circ}\text{C}$ abläuft, wären 53,9 kg oder Liter Wasser notwendig, um die Verdampfungswärme abzuführen. Das Wasser hat sich um 10°C erwärmt, und da die spezifische Wärme von Wasser 1,0 ist, ergibt sich folgende Rechnung: $10 \times 53,9 \times 1,0 = 539$ kcal. Auf eine andere Art kann man die Verdampfungswärme folgendermaßen messen: In ein größeres Gefäß mit Wasser stellt man ein kleineres Gefäß mit flüssigem Kältemittel. Die Wärme des Wassers bringt das Kältemittel zum verdampfen, und dabei sinkt die Temperatur des Wassers. Wenn man die Temperatur des Wassers vor und nach der Verdampfung des Kältemittels mißt, so weiß man die Temperaturdifferenz. Die Wassermenge multipliziert mit der Temperaturdifferenz ergibt dann die Ver-

dampfungswärme in kcal von einer bestimmten Kältemittelmenge, die sich im kleinen Gefäß befunden hat. Auch in diesem Fall ist die verborgene Verdampfungswärme in fühlbare Wärme umgewandelt worden, denn die Temperatur des Wassers läßt sich ja mit einem Thermometer feststellen.

Das Regulierventil

Das Regulierventil dient als Trennorgan zwischen der Hoch- und Niederdruckseite und hat zwei Funktionen zu erfüllen:

1. Es sorgt dafür, daß im Kondensator, Flüssigkeitssammler und in der Flüssigkeitsleitung ein wesentlich höherer Druck als im Verdampfer vorhanden ist, damit das Kältemittel im flüssigen Zustand bleibt.
2. Es reguliert die Flüssigkeitsmenge, die in den Verdampfer eingespritzt werden muß, um diejenige Menge aufzufüllen, die vorher verdampft ist.

Regulierventile für Kleinkältemaschinen arbeiten wie diese selbst, ebenfalls automatisch. Es gibt Niederdruck-Schwimmerventile, Hochdruck-Schwimmerventile, Expansionsventile und Thermostatische Expansionsventile.

Das Niederdruck-Schwimmerventil ist im Verdampfer untergebracht und hält dort den Flüssigkeitsstand des Kältemittels immer auf derselben Höhe. Das Hochdruck-Schwimmerventil befindet sich im Flüssigkeitssammler des Kondensators und reguliert dort den Flüssigkeitsstand.

Das Expansionsventil reagiert auf den Verdampferdruck, und zwar so, daß es beim Abnehmen des einmal eingestellten Druckes wieder Kältemittel in den Verdampfer einströmen läßt. Es schließt oder drosselt die Kältemittelzufuhr, sobald der Verdampferdruck wieder höher geworden ist. Das Expansionsventil sorgt demnach dafür, daß im Verdampfer immer derselbe Druck herrscht.

Ein thermostatisches Expansionsventil dagegen reagiert sowohl auf den Verdampferdruck als auch auf die Temperatur am Austritt des Kältemitteldampfes aus dem Verdampfer. Dieses Ventil besitzt einen Temperaturfühler, der durch ein dünnes Rohr (Kapillarrohr) mit dem Ventilkörper verbunden ist. Der Fühler wird mit einer Rohrschelle an der Saugleitung, unmittelbar an der Stelle, wo die Leitung an den Verdampfer angeschlossen ist, festgemacht. Wenn nun die Temperatur an der Anbringungsstelle des Fühlers steigt, bewirkt der Fühler ein Öffnen des Ventildurchganges. Der Fühler ist mit etwas Kältemittel gefüllt und wenn die Temperatur am Fühler zunimmt, so erhöht sich auch der Druck innerhalb des Fühlers. Dieser Druck wirkt direkt auf einen Federungskörper, ein sogenanntes Wellrohr, das wieder mit der Ventilschraube in Verbindung steht. Gegenüber dem Expansionsventil besitzt also das thermostatische Expansionsventil zusätzlich den Thermofühler. Beim thermostatischen Expansionsventil handelt es sich also um ein Expansionsventil, das bekanntlich nur in Abhängigkeit vom Verdampferdruck reagiert, mit dem Unterschied, daß ersteres noch als Zusatz ein Organ besitzt, das dazu noch auf die Temperatur am Verdampferaustritt anspricht. In wechselnder Wirkung des auf Druck und des auf die Temperatur reagierenden Organes erreicht man, daß immer die richtige Kältemittelmenge eingespritzt wird, die erforderlich ist, um den Verdampfer bzw. die Verdampferfläche voll auszunützen.

Im Grunde genommen muß der Leser über die praktische Ausführung dieser Regulierventile nicht unterrichtet sein, denn zum theoretischen Verstehen einer Kühlmaschine genügt es vollkommen, wenn der Lernende weiß, daß ein Regulierventil als Trennorgan zwischen der Hoch- und Niederdruckseite dient und die Aufgabe hat, die richtige Kältemittelmenge dem Verdampfer zuzuführen.

Das Kompressor-Aggregat

Bei den modernen vollautomatischen Kleinkältemaschinen, von denen hier immer die Rede ist, sind folgende Teile auf einen gemeinsamen Grundrahmen montiert: Kompressor, Motor mit Keilriemenscheibe und Keilriemen, Kondensator mit Flüssigkeitssammler und den erforderlichen Absperrventilen. Alles zusammen bezeichnet man als Kompressor-Aggregat oder Maschinen-Aggregat.

Die Kühlperiode

Unter einer Kühlperiode versteht man einen Wärmekreislauf, angefangen vom Eintritt der Wärme in den Kühlraum, bis zur Entfernung dieser eingedrungenen Wärme.

Kurz zusammengefaßt geschieht dies auf folgende Weise: Die Wärme, welche durch die Isolierung eindringt und mit den Kühlgütern in den Kühlraum gelangt, bringt das flüssige Kältemittel im Verdampfer zum verdampfen und damit wechselt es vom flüssigen in den gasförmigen Zustand. Nun wird der Kältemitteldampf durch den Kompressor in den Kondensator gedrückt und hier wird die Wärme an das Kondensator-Kühlwasser wieder abgegeben. Durch den Entzug der im Kältemitteldampf enthaltenen Verdampfungswärme wird der Dampf verflüssigt und wieder in den Verdampfer zurückgeführt. Im Verdampfer beginnt der Wärmekreislauf von neuem.

Zum Verständnis dieses Wärmekreislaufes ist es notwendig, den Weg der Wärme vom Eintritt bis zur Entfernung derselben an Hand der Abb. 16 zu verfolgen. Die in dieser Abb. dargestellte einfache Kühlanlage arbeitet mit R-12 als Kältemittel, dessen Siedepunkt bei atmosphärischem Druck -30°C beträgt.

1. Der Wärmeeintritt in den Kühlraum. Um die folgenden Erklärungen einfach und bildlich zu gestalten, sei angenommen, daß außerhalb des Kühlraumes eine Temperatur von $+25^{\circ}\text{C}$ herrscht und nur 1 Kalorie in den Kühlraum eindringt. Ferner sei angenommen, daß die Kalorie durch Wärmestrahlung zu den Außenwänden des Kühlraumes gelangt, von diesen aufgenommen wird und durch Wärmeleitung zu den Innenwänden des Kühlraumes kommt.

Wenn die Kalorie, durch die isolierten Wände hindurch, in das Innere des Kühlraumes eingedrungen ist, wird sie durch Konvektion von der Kühlraumluft an die kalten Wände des Verdampfers übertragen.

Auf der Abb. 16 ersieht man den Temperatur-Unterschied zwischen dem Verdampfer und der Kühlschrankschlucht.

2. Die Wärme wird vom Kältemittel aufgenommen. Die Wärme von 1 kcal ist nun in der Kühlraumluft enthalten und kommt mit den kalten Verdampferwänden in Berührung, wird von diesen aufgenommen und tritt in die Kältemittelflüssigkeit ein.

3. Das Kältemittel siedet und verdampft. Die Wärme bringt jetzt das Kältemittel zum Sieden, weil der Siedepunkt von R-12 bei atmosphärischem Druck -30°C beträgt. Die bis jetzt fühlbare Wärme ist nun zur latenten Wärme geworden, weil sie im Kältemitteldampf unsichtbar enthalten ist.

4. Die Wärme wird zum Kondensator gebracht. Vom Kompressor wird die Wärme mit dem Kältemitteldampf angesaugt und durch das Auslaßventil in den Kondensator gedrückt.

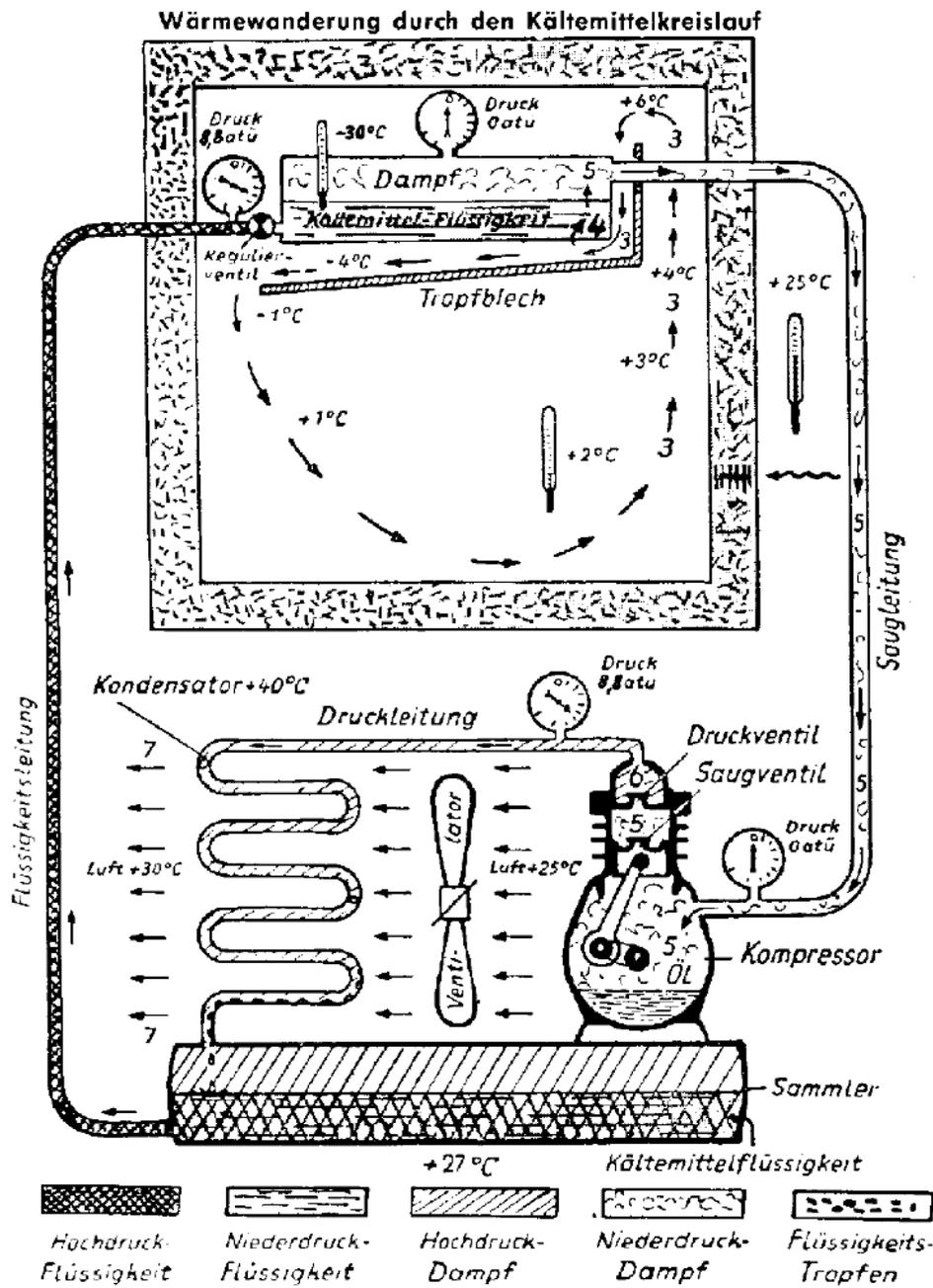


Abb. 16 Wärmewanderung und Kältemittelkreislauf

5. Die Verdichtung des Kältemitteldampfes. Durch das Hineindrücken des Dampfes in einen kleinen Raum, den Kondensator, hat der Druck zugenommen. Er beträgt jetzt 8,8 atü. Die Abkürzung „atü“ heißt: Atmosphären-Überdruck. Es herrscht also im Kondensator ein Dampfdruck, der 8,8mal größer ist als der atmosphärische Druck, welcher uns alle umgibt. Mit der Druckzunahme ist auch die Temperatur des Dampfes und damit auch die des Kondensators gestiegen. Der Dampf und der Kondensator haben jetzt eine Temperatur von + 40° C. Die Temperaturerhöhung ist, wie schon eingehend erklärt wurde, auf die Verdichtung des Dampfes zurückzuführen. Die Wärme, die nun im Kondensator steckt, wandert von den 40° warmen Kondensatorwänden zur kälteren, nur + 25° C betragenden Umgebungsluft. Diese Luft wird mit einem Ventilator — es handelt sich um einen luftgekühlten Kondensator — über den Kondensator geblasen und nimmt die Wärme von den Kondensatorwänden weg. Somit befindet sich also die Wärme, welche ursprünglich von außen in den Kühlraum gelangte, wieder außerhalb des Kühlraumes, also dort, wo sie hergekommen ist. Der Wärmekreislauf beginnt wieder von vorne.

6. Die Verflüssigung des Kältemitteldampfes. Sobald die Wärme den verdichteten Dampf im Kondensator verläßt, fängt der Dampf an, sich zu verflüssigen. Tropfen von flüssigem Kältemittel sammeln sich im untersten Rohr des Kondensators und kommen von hier in den Flüssigkeitssammler. Von hier wird die Flüssigkeit durch ein Rohr zum Regulierventil und zum Verdampfer geleitet, um die Flüssigkeit zu ergänzen, welche bei der Verdampfung zu Dampf wurde.

Diese Schilderung erklärt, daß eine Kühlmaschine in Wirklichkeit eine Wärmeentziehungsmaschine ist, denn sie holt die Wärme aus dem Kühlraum heraus und befördert sie nach der Außenseite desselben. Mit anderen Worten: Die Maschine nimmt die Wärme dort weg, wo sie nicht erwünscht ist, und bringt sie dahin, wo sie nicht schadet.

Die Kühlmaschine, welche in Abb. 16 dargestellt ist, ist so bemessen, daß während dem Arbeiten des Kompressors ein gleichmäßiger R-12-Druck von 0 atü im Verdampfer vorhanden ist. Der Kompressor saugt demnach so viel R-12-Dampf ab, wie im Verdampfer erzeugt wird, und deshalb bleibt der Druck im Verdampfer konstant.

Wird der Kompressor abgestellt, dann saugt er keinen Dampf mehr ab, und die Dämpfe können aus dem Verdampfer nicht mehr entweichen. Der Druck muß deshalb im Verdampfer zunehmen, und zwar im gleichen Verhältnis wie die Temperatur zunimmt.

Wenn der Druck eine bestimmte Höhe erreicht hat, hört das Sieden und Verdampfen auf, und deshalb findet auch keine Kühlung statt, wenn der Kompressor stillsteht.

Die Niederdruck- und Hochdruckseite

Aus den vorherigen Schilderungen weiß nun der Leser, daß der Kompressor dafür sorgt, daß im Verdampfer ein niedriger Druck vorhanden ist, weil er die mit Wärme geladenen Kältemitteldämpfe absaugt und gleichzeitig die Dämpfe zu einem höheren Druck verdichtet und in den Kondensator drückt. Daraus ist zu ersehen, daß bei jeder Kühlmaschine zwei verschiedene Druckseiten vorhanden sind, nämlich eine Niederdruckseite im Verdampfer und eine Hochdruckseite im Kondensator. Diese beiden verschiedenen Drücke müssen unbedingt vorhanden sein, wenn ein einwandfreies Arbeiten der Kühlmaschine gewährleistet sein soll, denn das flüssige Kältemittel kann nicht verdampfen, wenn kein niedriger Druck im Verdampfer vorhan-

den ist, und der Kältemitteldampf wird sich auch nicht verflüssigen, wenn kein hoher Druck im Kondensator herrscht.

Die Niederdruckseite

Aus der Abb. 16 ist zu entnehmen, daß die Niederdruckseite am Regulierventil anfängt und durch den Verdampfer und die Saugleitung bis zum Saugventil (Einlaßventil) des Kompressors geht. Auf der Niederdruckseite unterscheidet man wieder zwischen Niederdruckflüssigkeit und Niederdruckdampf.

Die Hochdruckseite

Dieselbe Abbildung zeigt auch, daß die Hochdruckseite beim Druckventil (Auslaßventil) anfängt und durch den Kondensator, Flüssigkeitssammler und Flüssigkeitsleitung bis zum Regulierventil geht. Auch hier unterscheidet man zwischen Hochdruckflüssigkeit und Hochdruckdampf.

Saugventil und Druckventil

Diese Ventile werden auch Einlaß- und Auslaßventil genannt. Beide Ventile sind sogenannte Rückschlagventile, deren Wirkungsweise sehr einfach ist. Beim Abwärtsgang des Kolbens öffnet sich das Saugventil und der Zylinderraum wird mit Kältemitteldampf gefüllt. Beim Aufwärtsgang des Kompressorkolbens schließt sich dann das Saugventil, die Kältemitteldämpfe im Zylinderraum drücken das Auslaßventil auf und gelangen in den Kondensator.

Das einwandfreie Dichthalten dieser Ventile ist von größter Wichtigkeit, denn ein Undichtsein würde dem Kältemitteldampf erlauben, daß er von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite zurückströmen kann. Die Leistung des Kompressors wäre in diesem Fall wesentlich kleiner oder im schlimmsten Fall gleich Null.

Das Saugventil ist bei einigen Kompressoren im Kolben untergebracht und zum größeren Teil sitzt es neben dem Druckventil im sogenannten Ventildeckel, der zwischen dem Zylinderflansch und dem Zylinderdeckel angeordnet ist.

Was ist Druck?

Druck ist eine Kraft, die gegen etwas drückt, was einen Gegendruck ausübt. Bei einer Kühlmaschine ist das Kältemittel eine Kraft, die gegen alle Teile einen Druck ausübt, welche das Kältemittel einschließen.

Diese Kraft wird in Kilogramm pro Quadratcentimeter ausgedrückt. Das soll heißen, daß auf jeden Quadratcentimeter einer Fläche, die dem Kältemittel ausgesetzt ist, 1 kg drückt, wenn in dem System ein Kältemitteldruck von 1 atü herrscht. Dieser Druck ist gleichmäßig, das heißt, daß auf der Niederdruckseite überall der gleiche niedere Druck und auf der Hochdruckseite überall der gleiche hohe Druck herrscht. Trotzdem auf der Hochdruckseite gewisse Teile wärmer oder kälter sind als andere, ist überall derselbe Druck, denn der Druck richtet sich immer nach der Temperatur des flüssigen Kältemittels. Obwohl zum Beispiel der Zylinderdeckel des Kompressors eine wesentlich höhere Temperatur aufweist als die übrigen Teile, ist der Druck trotzdem nicht höher, wie am kältesten Teil der Hochdruckseite. Der Druck ist also so hoch, wie er sich aus der Temperatur des flüssigen Kältemittels im Flüssigkeitssammler ergibt.

Der Druck wirkt oft sonderbar auf die ihm ausgesetzten Substanzen. Davon soll noch einiges geschildert werden.

Zum Beispiel ist das Gefrieren einer Flüssigkeit vom Druck abhängig, der

über einer Flüssigkeit lastet. Wasser gefriert bei 0° C noch nicht, wenn es unter einem sehr hohen Druck steht. Bei einem Druck von 1000 atü (tausendmal höher als der atmosphärische Druck) gefriert das Wasser erst bei -8,8° C. Umgekehrt muß also Wassereis schon bei -8,8° C schmelzen, wenn es unter demselben Druck steht. Der Gefrierpunkt des Wassers und der Schmelzpunkt des Eises wurde also durch den hohen Druck erniedrigt. Der Gefrier- und Schmelzpunkt des Wassers bzw. des Eises sind demnach von 0° C auf -8,8° C gesunken. Wollte man einen Nagel in ein Stück Eis schlagen, so würde es zerspringen. Drückt man aber mit starkem gleichmäßigem Druck auf den Nagel, so wird dieser langsam aber stetig tiefer in das Eis eindringen, bis er ganz im Eis steckt. Durch den hohen Druck nämlich schmilzt das Eis an der gedrückten Stelle zu Wasser.

Beim Schlittenfahren oder Schlittschuhlaufen denken wohl wenige daran, daß gerade diese Eigenschaft die Ursache zu diesen Wintervergnügungen ist. Unter dem hohen Druck der Schlittenkufen schmilzt der Schnee zu Wasser. Man fährt also in Wirklichkeit nicht auf dem Schnee, sondern auf einer hauchdünnen Wasserschicht. Man darf sich deshalb nicht wundern, wenn man auf einer Glasscheibe weder Schlittschuhlaufen noch Schlittenfahren kann.

Der atmosphärische Druck

Die Lufthülle der Erde nennt man die Atmosphäre und diese übt auf jeden Gegenstand, der ihr ausgesetzt ist, in jeder Richtung einen Druck aus. Auf der Höhe des Meeresspiegels beträgt der atmosphärische Druck 1,033 kg pro Quadratcentimeter. Dieser Druck entspricht einer senkrechten Quecksilbersäule von 760 mm bei 0° C. Die Techniker rechnen jedoch mit der technischen Atmosphäre. Diese beträgt 1 kg pro Quadratcentimeter. Die physikalische und die technische Atmosphäre sind also nicht ganz gleich. In der Wärme- und Kältetechnik rechnet man immer mit der technischen Atmosphäre.

Den Luftdruck, der uns alle umgibt, nennt man den „absoluten Druck“. Die Abkürzung hierfür lautet: 1 ata und bedeutet „1 Atmosphäre absolut“. Mit 0 ata bezeichnet man demnach die völlige Luftleere.

Der Techniker gibt oft nicht den absoluten Druck in ata an, sondern den Überdruck in atü. Dies trifft im besonderen bei der Druckmessung zu, wo 1 ata mit 0 atü bezeichnet wird. Die Abkürzung 0 atü ist demnach gleichbedeutend mit 1 ata. Zur Druckmessung werden bekanntlich Manometer verwendet. Wenn ein Manometer im freien Raum betrachtet wird, so steht der Zeiger auf der Zahl 0 (Null). Er zeigt demnach die Drücke an, die über dem atmosphärischen Druck liegen.

Ein Beweis für den atmosphärischen Druck

Den Nachweis, daß die Menschen auf der Erde unter einem verhältnismäßig hohen Luftdruck leben, erbrachte Otto von Guericke, Bürgermeister von Magdeburg und Naturforscher, der im Jahre 1656 die Luftpumpe erfunden hat.

Er stellte zwei Halbkugeln aus Bronze her, die mit einer Dichtung so aufeinander gelegt wurden, daß sie eine Kugel bildeten. Es handelte sich also um eine hohle Kugel, die aus fingerdicken Halbkugeln bestand. Die Luft im Hohlraum dieser Kugel pumpt er ab und erzeugte dadurch eine teilweise Luftleere (Vakuum). An den Halbkugeln waren starke Osen angebracht, an die er je 4 Pferde spannen ließ. Diese Pferde sollten nun die Halbkugeln wieder auseinanderreißen, was aber nicht gelang. Der atmosphärische Luftdruck drückte die Halbkugeln so stark zusammen, daß die Kraft

der Pferde nicht ausreichte, die Halbkugeln voneinander zu trennen. Dieser Versuch hat zu jener Zeit großes Aufsehen erregt, und noch heute spricht man von den „Magdeburger Halbkugeln“.

Die Luftleere oder das Vakuum

Unter dem Wort „Vakuum“ versteht man eine vollkommene Luftleere. Wenn ein Behälter luftleer gepumpt wird, so sagt man: In dem Behälter ist ein Vakuum. Dieser Ausdruck ist jedoch nicht ganz richtig, weil ein vollkommenes Vakuum noch nie erreicht wurde. Mit dem Vakuum verhält es sich genau so, wie mit dem absoluten Nullpunkt. Beide sind noch nie erreicht worden und ob es jemals gelingt, weiß man heute noch nicht. Das Vakuum wird auf dem Manometer mit 76 cm Quecksilbersäule angedeutet. Siehe Abb. 18 bis 20. Langsam bürgert sich jedoch auch die Bezeichnung „-1“ ein. Das ist gleichbedeutend mit: „minus 1 atü“. Damit ist also auf dem Manometer das Vakuum gemeint. Diese Manometereinteilung ist für den Monteur verständlicher, und es wäre zu begrüßen, wenn diese in der Kältetechnik allgemein eingeführt würde. Woher kommt es nun, daß das Vakuum auf dem Manometer mit 76 cm Quecksilbersäule angegeben wird? Eine Quecksilbersäule von 76 cm Höhe und 1 cm Querschnitt, also 1 cm mal 1 cm im Quadrat, wiegt 1,033 kg. Das spezifische Gewicht von Quecksilber ist 13,6 das heißt, daß 1 Liter 13,6 kg wiegt. Die 76 cm hohe Quecksilbersäule hat einen Rauminhalt von: $1 \times 1 \times 76 \text{ cm} = 76 \text{ Kubikzentimeter}$ oder 0,076 Liter. Wenn man 0,076 Liter mit dem spezifischen Gewicht 13,6 multipliziert, so ergibt sich das Gewicht der Quecksilbersäule mit 1,033 kg. Das Gewicht der Quecksilbersäule ist also identisch mit der physikalischen Atmosphäre, denn diese beträgt 1,033 kg pro Quadratzentimeter.

Abb. 17 Erklärung von Vakuum und atmosphärischem Luftdruck

Die Abb. 17 zeigt ein U-förmig gebogenes Glasrohr, welches teilweise mit Quecksilber gefüllt ist. Wenn beide Glasrohrenden offen sind, ist der Stand des Quecksilbers in beiden Rohrschenkeln gleich. Wird nun am rechten Glasrohrende eine Luftpumpe angeschlossen und die Luft über dem Quecksilber vollständig entfernt, dann

drückt der atmosphärische Druck das Quecksilber im linken Rohrschenkel nach unten, bis er im rechten Rohrschenkel so hoch gestiegen ist, daß zwischen dem Quecksilberstand im rechten und linken Rohr eine Differenz von 76 cm besteht. Man kann also sagen: Das Vakuum ist im Stande, eine Quecksilbersäule von 76 cm Höhe zu heben. Oder richtig ausgedrückt: Der atmosphärische Luftdruck ist in der Lage, einem Quecksilberdruck von 76 cm das Gleichgewicht zu halten. Der Leser wird nun verstehen, weshalb das Vakuum auf den Manometern mit 76 cm angegeben wird. An Stelle des Quecksilbers kann man auch Wasser nehmen, weil 10 m oder 1000 cm Wassersäule mit 1 Quadratzentimeter ebenfalls 1 kg wiegt, doch müßten in diesem Falle die Glasrohrenden mindestens 10 m hoch sein. Weil aber ein so hohes Gerät ein Unding ist, verwendet man in Laboratorien usw. Quecksilber zur genauen Messung des Vakuums.

drückt der atmosphärische Druck das Quecksilber im linken Rohrschenkel nach unten, bis er im rechten Rohrschenkel so hoch gestiegen ist, daß zwischen dem Quecksilberstand im rechten und linken Rohr eine Differenz von 76 cm besteht. Man kann also sagen: Das Vakuum ist im Stande, eine Quecksilbersäule von 76 cm Höhe zu heben. Oder richtig ausgedrückt: Der atmosphärische Luftdruck ist in der Lage, einem Quecksilberdruck von 76 cm das Gleichgewicht zu halten. Der Leser wird nun verstehen, weshalb das Vakuum auf den Manometern mit 76 cm angegeben wird.

An Stelle des Quecksilbers kann man auch Wasser nehmen, weil 10 m oder 1000 cm Wassersäule mit 1 Quadratzentimeter ebenfalls 1 kg wiegt, doch müßten in diesem Falle die Glasrohrenden mindestens 10 m hoch sein. Weil aber ein so hohes Gerät ein Unding ist, verwendet man in Laboratorien usw. Quecksilber zur genauen Messung des Vakuums.

Die Manometer

Um die vorhandenen Drücke in einer Kühlmaschine messen zu können, verwendet man Saug- und Druckmanometer. Die Abb. 20 zeigt je einen Saug- und Druckmanometer für R-12.

Die Manometerskalen besitzen außer der Druckskala eine dazugehörige Temperaturskala. Der Leser hat ja gelernt, daß zu jedem Druck eine bestimmte Temperatur gehört. Wenn also ein R-12-Saugmanometer beispielsweise 2,14 atü anzeigt, dann kann man gleichzeitig auf der Temperaturskala eine Temperatur von 0°C ablesen. Zeigt zum Beispiel ein R-12-Druckmanometer einen Druck von 6,57 atü an, dann zeigt die Temperaturskala, daß die Verflüssigung bei $+30^\circ \text{C}$ stattfindet, oder die Kältemittelflüssigkeit im Sammler die Temperatur von $+30^\circ \text{C}$ hat. In allen Kältemittel-Dampftabellen werden die Drücke in ata angegeben. Wenn man zum Beispiel aus einer Tabelle ersieht, daß bei 0°C das Kältemittel R-12 einen Druck von 3,14 ata hat, dann muß man 1 ata abziehen, um den Manometerdruck von 2,14 atü zu erhalten. Mit anderen Worten: 3,14 ata sind auf dem Manometer 2,14 atü. Die Manometer zeigen also den Druck an, der über dem atmosphärischen Luftdruck liegt, während die Tabellen den absoluten Druck angeben. Auf den Tabellen wird demnach das Vakuum mit 0 (Null) und der atmosphärische Druck mit 1 angegeben. Auf dem Manometer dagegen wird das Vakuum mit 76 cm oder -1 und der atmosphärische Druck mit 0 bezeichnet. Um die Manometerdrücke aus den Tabellen zu errechnen, muß die Zahl 1 von den Tabellendrücken abgezogen werden.

Das Verhältnis der Temperatur zum Druck

Jedes flüssige Kältemittel, welches sich in einem geschlossenen Behälter (Kältemittelflasche, Flüssigkeitssammler oder Verdampfer) befindet, steht unter einem bestimmten Druck. Die Höhe des Druckes ergibt sich direkt aus der Temperatur des flüssigen Kältemittels. Jeder Grad von einem Temperaturwechsel bedingt einen entsprechenden Druckwechsel. Die Temperatur und der Druck eines Kältemittels sind also nicht voneinander zu trennen. Die Kältemittel haben aber bei der gleichen Temperatur nicht denselben Druck, weil jedes Kältemittel wieder einen anderen Siedepunkt hat.

Die Abb. 21 zeigt 3 Kältemittelflaschen, die bis zur erlaubten Grenze mit R-12-Kältemittel gefüllt sind.

Nimmt man an, daß die Flasche Nr. 1 in einem Raum steht, der eine Temperatur von $+20^\circ \text{C}$ hat und das Kältemittel diese Temperatur ebenfalls angenommen hat, so zeigt das Manometer einen Druck von 4,78 atü an.

Mano-Vakuummeter

für Difluordichlormethan-Kältemaschinen CF_2Cl_2 (R-12, Frigen, Freon)

Saugmanometer

76 cm Hg \div 0 \div + 7 kg/cm²
oder 76 cm Hg \div 0 \div + 8 kg/cm²

Druckmanometer

76 cm Hg \div 0 \div + 13 kg/cm²
oder 76 cm Hg \div 0 \div + 15 kg/cm²

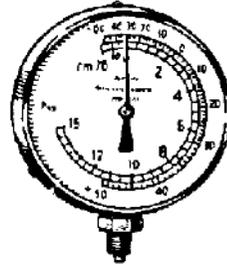
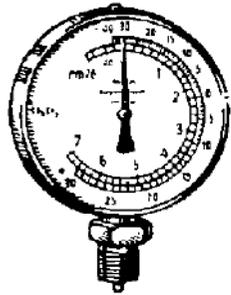
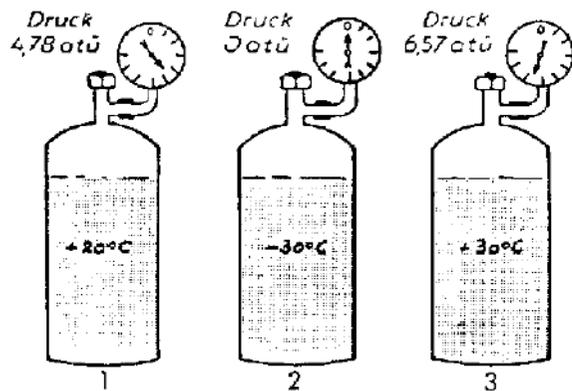


Abb. 20



R-12

Abb. 21 Einfluß des Temperaturwechsels auf den Druckwechsel

Wenn dieselbe Flasche in einen Kühlschrank gestellt und dort bis auf -30°C Celsius gekühlt wird, zeigt das Manometer 0 atü an. Daraus ist zu ersehen, daß bei -30°C keine Verdampfung stattfindet. Würde das Kältemittel bei dieser Temperatur verdampfen, so müßte auch ein Druck vorhanden sein. Man findet somit den Siedepunkt von R-12 bei der Temperatur vor -30°C . Wäre nun diese Flasche in einem Raum untergebracht, der $+30^\circ\text{C}$ hat, so würde das Manometer einen Druck von 6,57 atü anzeigen. Aus den obigen Ausführungen geht also hervor, daß R-12-Flüssigkeit in einem geschlossenen Behälter bei $+20^\circ\text{C}$ unter einem Druck von 4,78 atü bei -30°C unter einem Druck von 0 atü und bei $+30^\circ\text{C}$ unter einem Druck von 6,57 atü steht.

Diese Schilderung lehrt, daß mit jeder Temperaturveränderung eine Druckveränderung zwangsläufig verbunden ist. Dies trifft bei allen Kältemitteln zu, jedoch mit dem Unterschied, daß die Drücke verschieden sind.

Das Verhältnis des Druckes zur Temperatur

Genau so, wie eine Temperaturzunahme auch eine Druckzunahme zur Folge hat, verursacht eine Druckzunahme auch eine Temperaturzunahme. Wenn der Druck abnimmt, so muß auch die Temperatur abnehmen. Diese untrennbare Verbundenheit von Temperatur und Druck ist jedoch nur so lange vorhanden, als Kältemittelflüssigkeit anwesend ist, wenn es sich dabei auch nur um die kleinste Menge handelt. Kältemitteldampf in enger Verbundenheit mit der Kältemittelflüssigkeit nennt man: Gesättigten Dampf. Für diesen gesättigten Dampf gilt die untrennbare Abhängigkeit von Druck und Temperatur und umgekehrt.

Zur weiteren Erklärung soll wieder die Abb. 16 dienen. Dieses Kühlsystem arbeitet mit R-12 bei einem Druck von 0 atü und einer dazugehörigen Verdampfungstemperatur von -30°C . Nimmt man an, daß die Verdampfungstemperatur bzw. die Temperatur des Kältemittels auf 0°C erhöht wird, so müßte auf der Niederdruckseite ein Druck von 2,14 atü vorhanden sein, weil, wie die Tabelle Nr. 3 zeigt, zu einer Temperatur von 0°C ein Druck von 2,14 atü gehört.

Andere Beispiele kann sich der Leser selbst zusammenstellen.

Aus allen diesen Beispielen kann man ersehen, daß mit der Regulierung des Druckes auch die Temperaturregulierung zwangsläufig verbunden ist. Wenn man also den Druck im Verdampfer reguliert, dann wird gleichzeitig auch die Verdampfungstemperatur des Kältemittels geregelt. Man kann somit durch eine Druckregulierung die Verdampfungstemperatur des Kältemittels bestimmen. Eine Druckzunahme erhöht demnach den Siedepunkt und eine Druckabnahme senkt den Siedepunkt des Kältemittels.

Aus diesen Ausführungen geht hervor, daß die Verdampfergröße zur Kompressorleistung abgestimmt sein muß, um die gewünschte Verdampfungstemperatur zu erhalten. Wenn zum Beispiel die Oberfläche des Verdampfers im Verhältnis zur Kompressorleistung zu groß ist, dann nimmt die Kältemittelflüssigkeit im Verdampfer mehr Wärme auf, als der Kompressor abführen kann. Das heißt: Es verdampft mehr Kältemittel, als der Kompressor Kältemitteldampf absaugen kann. In diesem Falle muß der Druck auf der Niederdruckseite zwangsläufig steigen.

Wenn der Kompressor gegenüber dem Verdampfer zu groß ist, kann man sich vorstellen, daß der Kompressor mehr Kältemitteldampf absaugen will, als im Verdampfer entwickelt wird. Der Druck im Verdampfer müßte demnach niedriger werden.

Es ist also unbedingt erforderlich, daß die Verdampferoberfläche mit der Kompressorleistung übereinstimmt, wenn die Kühlmaschine wirtschaftlich arbeiten soll.

Der gesättigte Dampf

Ein Punkt, der oft verwirrend und mißverstanden wird, ist der gleiche Druck in Kältemittelflaschen, die verschiedene Mengen Kältemittel bei derselben Temperatur enthalten. Die Abb. 22 zeigt diese Angelegenheit. Sie stellt zwei Flaschen mit verschiedener R-12-Füllung bei $+20^{\circ}\text{C}$ dar. Die Flasche Nr. 1 ist $\frac{3}{4}$ und die Flasche Nr. 2 nur $\frac{1}{4}$ mit Flüssigkeit gefüllt. Beide Manometer zeigen jedoch denselben Druck an, nämlich 4,78 atü. Die Annahme, daß die Flasche mit weniger Flüssigkeit einen geringeren Druck hat, ist also falsch.

Man muß sich folgendes Gesetz gut einprägen: Solange flüssiges Kältemittel in einem Behälter vorhanden ist, hat die Menge der Flüssigkeit keinen Einfluß auf den Druck. Ist aber keine Flüssigkeit mehr im Behälter, so wird der Druck kleiner sein als in dem Behälter, der noch Flüssigkeit bei derselben Temperatur enthält.

Gesättigter Dampf ist der Dampf, welcher in enger Nachbarschaft mit der Kältemittelflüssigkeit steht. Oder: Gesättigter Dampf ist der Dampf, welcher über der Flüssigkeit liegt und diese Flüssigkeit am weiteren Verdampfen hindert. Die Drücke, welche von den Manometern der Flaschen 1 und 2 angezeigt werden, sind demnach Drücke von gesättigtem Dampf.

Der überhitzte Dampf

Wenn alle Flüssigkeit verdampft ist, beginnt das Gebiet der überhitzten Dämpfe. Überhitzte Dämpfe nähern sich in ihren Gesetzen den vollkommenen Gasen. Dort, wo die Saugleitung an den Verdampfer angeschlossen ist und normalerweise keine Bereifung bzw. Verdampfung mehr stattfinden soll, beginnt der Dampf vom gesättigten in den überhitzten Zustand zu wechseln. Der Kompressor saugt also bei dem einwandfreien Arbeiten einer Kühlmaschine nur überhitzte Dämpfe an, während im Verdampfer in enger Nachbarschaft mit dem flüssigen Kältemittel nur gesättigte Dämpfe vorhanden sind. Der Druck ist jedoch derselbe, die Temperatur des überhitzten Dampfes kann aber wesentlich höher sein. Bei einer langen Saugleitung kann beispielsweise die Temperatur am Eintritt in den Kompressor $+24^{\circ}\text{C}$ betragen, während derselbe Dampf am Austritt aus dem Ver-

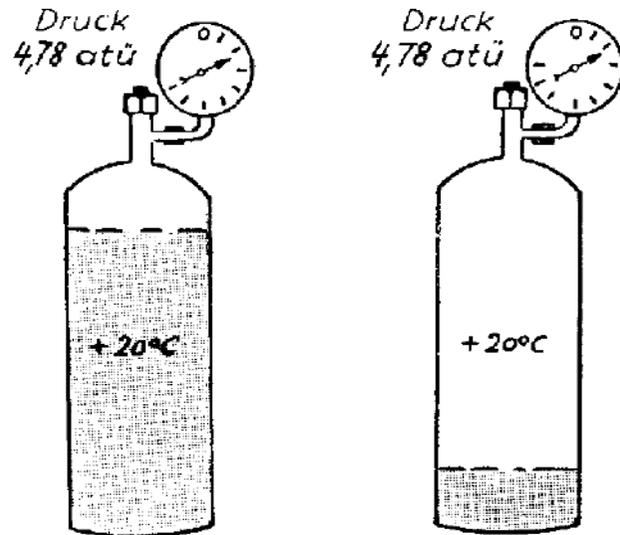


Abb. 22 Der Flüssigkeitsstand hat keinen Einfluß auf den Druck

dampfer noch -10°C hat. Die Wärme, welche durch die Rohrwandung dringt, erwärmt den Dampf, sie verursacht aber keine Drucksteigerung. Die dem Dampf zugeführte Wärme erhöht also nur die Temperatur des Dampfes und nicht den Druck. So verhält sich also der überhitzte Dampf im Kältemittelkreislauf einer Kühlmaschine.

Ein wenig anders verhält sich der überhitzte Dampf in einer verschlossenen Kältemittelflasche. Überhitzte Dämpfe und alle Gase dehnen sich aus, wenn sie erwärmt werden, sie vergrößern also ihr Volumen. Bei einem vollkommenen Gas verursacht 1°C Temperaturzunahme eine Volumenvergrößerung von $\frac{1}{273}$. Wenn ein Gas von 0°C auf $+273^{\circ}\text{C}$ erwärmt wird, so ist sein Volumen verdoppelt worden. Ähnlich verhält es sich mit den überhitzten Dämpfen. Wenn sich der überhitzte Dampf aber nicht ausdehnen kann, weil er sich in einer Flasche befindet, so muß der Druck zwangsläufig höher werden. Folgendes Beispiel soll zur Aufklärung dienen.

Aus einer R-12-Flasche, in der sich noch ein klein wenig flüssiges Kältemittel befindet, läßt man den ganzen Inhalt ausströmen, so lange, bis kein Druck mehr in der Flasche vorhanden ist. Alsdann wird das Flaschenventil geschlossen. Nun befindet sich in der Flasche ein überhitzter R-12-Dampf. Es sei angenommen, daß die Flasche eine Temperatur von $+20^{\circ}\text{C}$ hat. Wenn man nun die Flasche auf $+293^{\circ}\text{C}$ erwärmt, so muß der Druck von 0 atü auf 1 atü gestiegen sein, weil eine Volumenvergrößerung nicht mehr möglich ist. An Stelle einer Volumenverdoppelung ist eine Druckverdoppelung getreten.

Um den Unterschied zwischen einem gesättigten Dampf und einem überhitzten Dampf noch deutlicher zu zeigen, muß man sich dieselbe Flasche mit etwas flüssigem R-12 als Inhalt vorstellen und diese ebenfalls von $+20^{\circ}\text{C}$ auf $+293^{\circ}\text{C}$ erwärmen. Bei $+20^{\circ}\text{C}$ beträgt der Druck des gesättigten Dampfes 4,78 atü. Siehe Tabelle Nr. 3. Bei einer Temperatur von $+293^{\circ}\text{C}$ wäre der Druck sehr hoch, denn schon bei $+50^{\circ}\text{C}$ beträgt der Druck 11,38 atü, wie dieselbe Tabelle zeigt. Die Ausdehnung und Drucksteigerung bei der Erwärmung ist also bei überhitzten Dämpfen sehr gering im Verhältnis zu den gesättigten Dämpfen.

Die Kältemittel

Die Funktion des Kältemittels

Je mehr man von den verschiedenen Kältemittel weiß, um so leichter ist es, das System einer Kühlmaschine zu verstehen.

Eine Kühlmaschine ist aus folgenden Teilen zusammengesetzt: Kompressor, Kondensator mit Flüssigkeitssammler, Verdampfer, Regulierventil, den Verbindungsleitungen zwischen diesen Apparaten und dem Antriebsmotor. Die ganze Anlage ist also eine mechanische Einheit oder ein System, das die Aufgabe hat, dem Kältemittel zu helfen, seinen Zustand zu wechseln und die latente Wärme, die bei dem Zustandswechsel gebunden wird, nach der Außenseite des Kühlraumes zu befördern.

Die geforderten Eigenschaften der Kältemittel

Für Kühlschränke und gewerbliche Kühlanlagen werden heute vorzugsweise drei verschiedene Kältemittel verwendet: R-12, R-22 und R-502.

Die Eigenschaften, welche von den Kältemitteln gefordert werden, sollen nun einzeln beschrieben werden, weil sie eine wichtige Rolle in einer Kühlmaschine und deren Bedienung spielen. Vor allen Dingen muß der Monteur mit diesen Kältemitteln vertraut sein, damit er sie mit dem gleichen Erfolg anwenden kann.

Die Verdampfungswärme

Unter Verdampfungswärme versteht man die Anzahl Kalorien, die bei der Verdampfung von jedem Kilogramm Kältemittel aufgenommen werden, um im Verdampfer den Zustandswechsel herbeizuführen. Je höher die Verdampfungswärme eines Kältemittels ist, um so weniger Kilogramm Kältemittel müssen verdampfen, um eine bestimmte Kühlung zu erzielen.

Der Siedepunkt

Der Siedepunkt eines Kältemittels muß mindestens tiefer liegen als die Temperatur, bei welcher die Kühlgüter aufbewahrt werden sollen.

Verflüssigungstemperatur und Verflüssigungsdruck

Die Beschaffenheit eines Kältemittels soll so sein, daß es sich bei niederen Temperaturen und Drücken wieder verflüssigen läßt. Auf jeden Fall müssen die Temperaturen der vorhandenen Kühlluft und des Kühlwassers ausreichen, um den Kältemitteldampf wieder zu verflüssigen.

Das spezifische Dampfvolumen

Mit dem Ausdruck „spezifisches Dampfvolumen“ ist der Raum gemeint, den der Kältemitteldampf einnimmt. Das Dampfvolumen soll so nieder wie möglich sein, damit der Dampf mit einem verhältnismäßig kleinen Kompressor und kleinen Leitungen angesaugt und zum Kondensator befördert werden kann. Je kleiner das Dampfvolumen eines Kältemittels ist, um so kleiner können die Kolbendurchmesser, der Hub, die Leitungen, die Absperrventile und die Saug- und Druckventildurchgänge sein.

Die kritische Temperatur und der kritische Druck

Jedes Kältemittel besitzt eine kritische Temperatur und einen dazugehörigen kritischen Druck. Oberhalb dieser Temperatur ist eine Verflüssigung nicht möglich, wie hoch auch der Druck sein mag. Die kritischen Temperaturen der drei angeführten Kältemittel liegen wesentlich höher als die Temperaturen, welche bei dem Betrieb einer Kühlmaschine angetroffen werden.

Auch der kritische Druck dieser Kältemittel ist so hoch, daß sie als „stabile Kältemittel“ bezeichnet werden können.

Damit auch die Begriffe „kritische Temperatur“ und „kritischer Druck“ einwandfrei verstanden werden, sollen zur Erläuterung im folgenden einige Beispiele angeführt werden.

Der R-12-Dampf kann zum Beispiel nicht mehr verflüssigt werden, wenn die Temperatur im Kondensator $+111,5^{\circ}\text{C}$ betragen würde. Der Druck des Dampfes bei $+111,5^{\circ}\text{C}$ beträgt 41 atü. Siehe Tab. Nr. 1. Man könnte sich nun vorstellen, daß der Druck einfach erhöht werden müßte, um doch noch eine Verflüssigung zu erreichen. Aber auch bei einem Druck von 1000 atü und mehr wäre eine Verflüssigung unmöglich. Genau so verhält es sich zum Beispiel mit dem Wasserdampf, der bei $+365^{\circ}\text{C}$ und einem Druck von 205 atü nicht mehr zu Wasser wird, auch dann nicht, wenn der Druck unbeschränkt erhöht würde.

Man kann auch die Luft als Beispiel nehmen, die sich bei -140°C und 39 atü ebenfalls nicht mehr verflüssigen läßt. Bei -141°C ist dies noch möglich, bei -139°C aber schon nicht mehr, auch wenn der Druck wiederum bedeutend erhöht würde.

Aus diesen Beispielen ist zu ersehen, daß Dämpfe und Gase bei einer bestimmten Temperatur nicht mehr zu verflüssigen sind, gleichgültig, wie hoch der Druck sein mag. Diese Temperatur nennt man die „kritische Temperatur“ und den dazugehörigen Druck den „kritischen Druck“. R-12 hat also eine kritische Temperatur von $+111,5^{\circ}\text{C}$ und einen kritischen Druck von 41 atü. Wasser $+365^{\circ}\text{C}$ und 205 atü. Und Luft -140°C und 39 atü. Für viele andere Flüssigkeiten und Kältemittel sind die kritische Temperatur und der kritische Druck aus der Tabelle Nr. 1 zu entnehmen.

Die Wirkung auf das Schmieröl

Wie jede andere Maschine, brauchen auch alle Kühlmaschinenkompressoren eine Schmierung. Die Kältemittel müssen deshalb so beschaffen sein, daß sie die zur Verwendung kommenden Schmieröle nicht beeinträchtigen.

Feuergefährliche und explosive Eigenschaften

Die Kältemittel dürfen weder feuergefährlich noch explosiv sein, weil fast alle Kleinkühlmaschinen in bewohnten Gebäuden untergebracht sind. Es darf keine Gefahr für Menschenleben eintreten, wenn an einer undichten Stelle Kältemittel entweicht.

Die Wirkung der Kältemittel auf den Menschen

Man kann wohl die Forderung auf Unschädlichkeit der Kältemittel auf den Menschen stellen, jedoch leider nicht erfüllen. Das unschädlichste von den Kältemitteln ist R-12.

Das Kältemittel R-12

R-12 mit dem chemischen Namen Dichlordifluormethan und dem chemischen Zeichen CCl_2F_2 ist ein Kältemittel, das beinahe alle Eigenschaften hat, die man von einem idealen Kältemittel verlangt. Es ist weder giftig noch reizbar, nicht brennbar und in Mischung mit der Luft nicht explosiv. R-12 hat einen kaum wahrnehmbaren, angenehmen Geruch. Es ist für Klein- und Großkühlmaschinen bestens geeignet.

R-12 ist im flüssigen und dampfförmigen Zustand farblos. Ein Molekül besteht aus 1 Atom Kohlenstoff, 2 Atomen Chlor und 2 Atomen Fluor und hat daher das chemische Zeichen CCl_2F_2 .

Gesundheitliche Schädigungen sind nicht vorhanden, auch wenn mehrere Stunden lang Luft mit einem R-12-Gehalt bis 20% eingeatmet wird. Dieser Fall kann aber praktisch kaum eintreten, auch dann nicht, wenn durch den Bruch einer Leitung plötzlich die ganze Kältemittelfüllung entweichen würde. Die Augen müssen jedoch vor flüssigem R-12 geschützt werden, weil es beim Verdampfen die feinen Gewebe gefrieren läßt und Schmerzen verursacht. Wenn flüssiges R-12 in die Augen gekommen ist, muß der Patient sofort zum Augenarzt gebracht werden. Das Reiben der Augen ist zu vermeiden. Als erste Hilfe führt man einige Tropfen Mineralöl (Kältemaschinenöl) in die Augen ein, um das R-12 zu verdünnen.

Als Baustoffe für R-12-Kompressoren können Gußeisen, Stahl, Kupfer, Messing, Bronze, Blei, Zinn und bestimmte Alu-Legierungen verwendet werden. Auch Kunststoffe, wie Buna, Neopren, Teflon, sowie Kunststoff-Isolier-Material für die Motorwicklungen, sind geeignet, doch muß hier mit den Herstellern die richtige Auswahl getroffen werden, um große Fehler zu vermeiden.

Für Dichtungen verwendet man die „It“-Materialien (Klingerit, Centenit usw.), sowie Blei und spezielle Zusammensetzungen, die von den verschiedenen Herstellern empfohlen werden.

Der Verflüssigungsdruck und die Verflüssigungstemperatur von R-12 sind verhältnismäßig niedriger. Man sieht auf der Tabelle Nr. 3, daß R-12 bei $+20^{\circ}\text{C}$ und einem Druck von 5,78 ata (4,78 atü auf dem Manometer) schon flüssig wird. Dieser Idealzustand ist aber im Kondensator einer Kühlmachine nicht vorhanden, denn die R-12-Dämpfe sind durch die Verdichtung wärmer geworden und dabei ist auch der Druck gestiegen. Erst dann, wenn die Temperatur des Kondensators höher ist als die Temperatur der Kühlluft oder des Kühlwassers, fängt die Verflüssigung an.

Es wurden Versuche gemacht, um das Verhältnis zwischen der Kondensator- und Kühllufttemperatur festzustellen. Das Ergebnis war, daß eine Differenz von 15°C zwischen der Kältemitteltemperatur im Kondensator und der Kühllufttemperatur als Norm zur Bestimmung der Kondensatorleistung festgelegt wurde. Wenn z. B. die Kühllufttemperatur $+20^{\circ}\text{C}$ beträgt, dann darf die Kältemitteltemperatur im Kondensator $+35^{\circ}\text{C}$ betragen. Die Differenz von 15°C gilt allerdings nur bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C . Die Differenz ändert sich, wenn die Verdampfungstemperatur höher oder tiefer ist, weil damit gleichzeitig eine Leistungsänderung des Kompressors verbunden ist. Bei einer Verdampfungstemperatur von -20°C leistet der Kompressor nur noch 65%, während er bei -10°C 100% leistet. Wenn also der Kondensator für die volle Leistung bemessen ist, so muß dieser nun bei kleinerer Leistung zu groß sein. Die Folge davon ist, daß die Differenz kleiner ist, demnach also nicht mehr 15°C , sondern $11,5^{\circ}\text{C}$ beträgt. Das Gegenteil ist der Fall, wenn die Verdampfungstemperatur höher ist, zum Beispiel -5°C statt -10°C , weil die Kompressorleistung um zirka 25% größer ist. Die Differenz beträgt in diesem Fall 18°C . Man ersieht daraus, daß sich die Differenz ändert, sofern die Verdampfungstemperatur höher oder niedriger als -10°C ist.

Tafel 1 zeigt die Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen der Kühlluft- und Verflüssigungstemperatur bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen.

Mit Hilfe dieser Tafel ist es sehr einfach, die Temperaturdifferenz bei der jeweiligen Verdampfungstemperatur festzustellen. Beträgt zum Beispiel die Verdampfungstemperatur -10°C , so soll bei richtig bemessenem luftgekühltem Kondensator und guter Ventilatorleistung die Temperaturdifferenz 15°C sein. Die gestrichelte Linie auf dieser Tafel führt zum Beispiel von der Zahl -10°C (Verdampfungstemperatur) senkrecht nach oben, bis sie sich mit der Kurvenlinie schneidet, geht dann von diesem Schnittpunkt waagrecht nach links und trifft dort auf die Zahl 15°C (Temperaturdifferenz). Will man die Temperaturdifferenz bei -20°C Verdampfungstemperatur wissen, so geht man von der Zahl -20°C wieder senkrecht nach oben, bis zum Schnittpunkt, von dort waagrecht nach links und trifft dort auf die Zahl $11,5^{\circ}\text{C}$. Arbeitet zum Beispiel eine luftgekühlte Kühlmachine bei -20°C Verdampfungstemperatur und $+20^{\circ}\text{C}$ Kühllufttemperatur, so müßte der Zeiger des Manometers auf die Zahl $31,5^{\circ}\text{C}$ der Temperaturskala zei-

gen, vorausgesetzt, daß der Kondensator richtig bemessen, richtig gefüllt, gut belüftet und sonst alles in Ordnung ist. Bei -10°C Verdampfungstemperatur und $+20^{\circ}\text{C}$ Kühllufttemperatur würde auf dem Manometer die Zahl $+35^{\circ}\text{C}$ abzulesen sein.

Wenn die Temperaturdifferenz zu hoch ist, obwohl feststeht, daß der Kondensator groß genug gewählt wurde und der Ventilator die richtige Drehrichtung und Leistung hat, dann ist entweder zu viel Kältemittel in die Anlage gefüllt worden, oder es befindet sich Luft im Kondensator, die vor dem Füllen der Anlage nicht restlos entfernt wurde. Wenn zu viel Kältemittel eingefüllt worden ist, dann sind die Rohre des Kondensators teilweise mit Flüssigkeit gefüllt. Wo aber Flüssigkeit ist, kann kein Kältemitteldampf sein und dadurch ist der Platz zum Verflüssigen (kondensieren) kleiner geworden. Die Folge davon ist, daß der Kondensator die Wärme, welche dem Kältemitteldampf abgenommen werden muß, nur unvollkommen abführt. Es ist aber auch möglich, daß die Lamellen des luftgekühlten Kondensators durch Staub verstopft sind und dadurch der Wärmeaustausch behindert ist. Ferner besteht die Möglichkeit, daß der Ventilator die Kühlluft durch den Kondensator drückt statt saugt.

Bei wassergekühlten Kondensatoren beträgt die Temperaturdifferenz zwischen der Kältemitteltemperatur und dem abgelassenen Kühlwasser 5°C . Auch hier wird die Differenz größer, wenn der Kondensator überfüllt ist. Dasselbe trifft zu, wenn die Wasserrohre verschmutzt sind und der Wärmeaustausch dadurch behindert ist.

R-12 und Mineralöl vermischen sich miteinander in jedem Verhältnis und bei jeder Temperatur, wie beispielsweise Benzin und Öl, was bei den anderen, heute verwendeten Kältemitteln nicht zutrifft. Nur das früher verwendete CH_2Cl (Chlormethyl) hat noch die Eigenschaft von R-12.

Als Schmiermittel kommen nur Spezial-Öle in Frage, wie sie von den Mineralöl-Firmen geliefert werden. Andere Öle dürfen auf keinen Fall verwendet werden.

Wasser und Luft und besonders der in der Luft enthaltene Sauerstoff sind die größten Feinde für alle hier beschriebenen Kältemittel. Im Abschnitt „Aus der Praxis — Für die Praxis“ wird darauf noch besonders eingegangen.

Undichtheiten an R-12-Anlagen (auch für R-22, R-502, R-13B1, R-13) werden heute meistens mit elektronischen Lecksuchern gefunden. Diese Geräte weisen noch Undichtheiten nach, die nur 5 Gramm pro Jahr betragen. Es gibt Lecksucher mit optischer und akustischer Anzeige. Auch sogenannte Suchlampen werden verwendet, die mit Spiritus oder Propan betrieben werden, eignen sich hierzu, doch ist ihre Empfindlichkeit wesentlich kleiner. Diese „Lötlampe“ saugt die zur Verbrennung notwendige Luft durch einen Gummischlauch an, dessen offenes Schlauchende langsam an den vermuteten undichten Stellen entlanggeführt wird. Wenn nun Kältemittel entweicht, so wird es mit der Verbrennungsluft durch den Suchschlauch angesaugt und dem Brenner zugeführt, in dem sich ein rotglühendes Kupferplättchen befindet. Das Kältemittel färbt nun die rötlich-blaue Flamme auf hellgrün um. Durch Abpinseln mit Neklösung, im Notfall auch mit Seifenwasser, lassen sich Undichtheiten aufspüren.

Der Siedepunkt des R-12 bei atmosphärischem Druck beträgt $-29,8^{\circ}\text{C}$. Die Flüssigkeit gefriert bei -155°C . Die kritische Temperatur ist $+111,5^{\circ}\text{C}$ und der dazugehörige kritische Druck 41 atü. Siehe Tabelle Nr. 1.

Alle anderen Daten für R-12 entnimmt man der Tabelle Nr. 3. Wie diese Tabelle zeigt, wiegt ein Liter R-12 bei $+25^{\circ}\text{C}$ 1,308 kg. Das spezifische Gewicht ist also 1,308 kg.

Das spezifische Gewicht des Dampfes bei -10°C beträgt 12,740 kg. Es wiegt demnach 1 cbm dieses Dampfes 12,740 kg bei -10°C . Aus der Tabelle Nr. 5 sind die spezifischen Dampfgewichte bei anderen Temperaturen zu entnehmen. R-12-Dampf ist also viel schwerer als Dampf von SO_2 und CH_2Cl .

Die Kälteleistung von 1 cbm R-12 beträgt bei -10°C Verdampfungs-temperatur und $+25^{\circ}\text{C}$ Flüssigkeitstemperatur vor dem Regulierventil 382 kcal. Siehe Tabelle Nr. 11. Die Kälteleistung errechnet sich wieder nach folgendem Beispiel:

Verdampfungswärme von 1 kg bei -10°C	=	38,00 kcal
Flüssigkeitswärme von $+25^{\circ}\text{C}$ auf 0°C	=	5,75 kcal
Flüssigkeitswärme von 0°C auf -10°C	=	2,19 kcal
Als Verlust abzuziehen sind somit		7,94 kcal
Bleibt Kälteleistung von 1 kg R-12		30,06 kcal

Das spezifische Gewicht des Dampfes = 12,740 kg pro cbm.

Die Kälteleistung von 1 cbm R-12-Dampf ist demnach:

$$30,06 \times 12,740 = 382 \text{ kcal.}$$

Diese Zahl findet man auf der Tabelle Nr. 11 bei -10°C Verdampfungs-temperatur und $+25^{\circ}\text{C}$ vor dem Regulierventil (Flüssigkeitstemperatur).

Die Kälteleistung von 1 kg flüssigem R-12 bei -10°C Verdampfungs-temperatur und $+25^{\circ}\text{C}$ Verflüssigungstemperatur beträgt nach obiger Rechnung 30,06 kcal.

Um 1000 kcal in der Stunde zu erzeugen, sind demnach

$$1000 : 30,06 = 33,3 \text{ kg R-12}$$

erforderlich, die stündlich in den Verdampfer eingespritzt werden müssen.

Zum Vergleich sei angeführt, daß nur 11,75 kg Chlormethyl in den Verdampfer eingespritzt werden müssen, um 1000 kcal zu erzeugen. Deshalb müssen auch die Durchgänge des Regulierventils und der Flüssigkeitsleitung bei R-12 wesentlich größer sein.

Die Dichte des R-12-Dampfes ist gegenüber den anderen Kältemitteln hoch. Wenn man die Dichte der Luft mit 1 bezeichnet, so ist die Gasdichte von R-12 4,18, während diejenige von Chlormethyl nur 1,78 beträgt.

Die hohe Dichte des Dampfes wirkt sich auf die Leitungsquerschnitte und die Durchgänge der Arbeitsventile im Kompressor nachteilig aus. Um unerwünschte Druckverluste zu vermeiden, müssen deshalb die Druck- und Saugleitungen sowie die Plattenventile des Kompressors größer sein als für die anderen Kältemittel. Auch die Rohrquerschnitte für den Verdampfer müssen bei entsprechender Leistung größer sein, oder es müssen die heute üblichen Verdampfer mit Mehrfach-Einspritzung verwendet werden.

Das Kältemittel R-22

R-22 ist kein ideales Kältemittel wie beispielsweise R-12. Man muß die Eigenschaften genau kennen, um störungsfreie Anlagen zu erhalten. Lesen Sie deshalb die Abschnitte „Was man bei der Verwendung von R-22 wissen muß“ auf Seite 152, „Probleme bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen“ auf Seite 179 und „Kältemaschinenöle für tiefe Temperaturen“.

Die Baustoffe für R-22-Kompressoren sind dieselben wie für R-12, doch soll man sich bei Kunststoffen (Dichtringe aus elastischem Kunststoff) wegen der Quellung oder Schrumpfung beraten lassen.

Der Siedepunkt liegt bei -41°C und der Gefrierpunkt bei -160°C . Die kritische Temperatur ist $+96^{\circ}\text{C}$ und der entsprechende Druck beträgt 48,7 ata.

R-22 und Mineralöl vermischen sich **nicht** bei jeder Temperatur, wie dies bei R-12 der Fall ist. Bei den üblichen Verflüssigungstemperaturen vermischt sich R-22 mit dem Öl in jedem Verhältnis. Das trifft jedoch nicht im Verdampfer zu und besonders nicht bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen. Darüber werden Sie im Abschnitt „Kältemaschinenöle für tiefe Temperaturen“ unterrichtet.

Die Dampftabelle für R-22 finden Sie auf Seite 231 und die Kälteleistung von 1 cbm auf Seite 238.

Die Dichte des R-22-Dampfes ist geringer als bei R-12, weshalb man bei gleicher Leistung kleinere Saugleitungen verwenden kann. Für die Auswahl von Rohrdurchmessern dient die Tafel 7.

Das Kältemittel R-502

R-502 besteht aus 48,8 Gewichts-% R-22 und 51,2 Gewichts-% R-115. Der Siedepunkt liegt bei $-45,5^{\circ}\text{C}$. Der kritische Druck ist 42 atü und die entsprechende kritische Temperatur ist $82,7^{\circ}\text{C}$.

Dieses Kältemittel soll für die Zukunft R-22 ersetzen, weil es Vorteile gegenüber R-22 aufweist. Die Kompressor-Betriebstemperaturen sind wesentlich niedriger als bei R-22. Außerdem ist die Kompressor-Leistung, hervorgerufen durch das kleinere Druckverhältnis, bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen größer. Die Mehrleistung gegenüber R-22 beträgt ungefähr:

bei 0°C	=	0 %
bei -10°C	=	3 %
bei -20°C	=	6 %
bei -30°C	=	10 %
bei -40°C	=	15 %
bei -50°C	=	20 %

Mit dem Öl verhält sich R-502 wie mit R-22. Die Leitungs-Querschnitte (Durchmesser) entsprechen denjenigen von R-22. In der Praxis hat sich R-502 sehr gut bewährt und wenn der höhere Preis nicht wäre, würde R-22 in absehbarer Zeit verschwinden.

Die Dampftabelle Nr. 5 für R-502 findet man auf Seite 233.

Das Kältemittel R-13 B 1

Im Temperaturbereich von -60°C bis -90°C war man bisher auf eine mehrstufige Kompression, oder auf eine Kaskade angewiesen. Was eine Kaskade ist, wird auf Seite 199 beschrieben.

Mit R-13 B 1 kann man einstufig -65°C und zweistufig -90°C erreichen. Dabei sind die Endtemperaturen der Verdichtung so niedrig, daß keine Gefahr für das Öl besteht.

R-13 B 1 leistet bei gleicher Verdampfungs-Temperatur wesentlich mehr als R-22. Bei -40°C Verdampfungs-Temperatur und $+30^{\circ}\text{C}$ Flüssigkeits-Temperatur vor dem Regulierventil leistet ein cbm R-13 B 1 55 % mehr als R-22. Durch das bessere Druckverhältnis von 1 : 8 gegenüber 1 : 11,3 bei R-22 ist der volumetrische Wirkungsgrad des einstufigen R-13 B 1-Kompressors höher, so daß man bei den angeführten Temperaturen auf eine Mehrleistung von 65—70 % gegenüber R-22 kommt. Man wird also einstufige Kompressoren bei Temperaturen zwischen -40°C und -60°C und zweistufige zwischen -60°C und -90°C einsetzen.

R-13 B 1 ist nicht brennbar und in keiner Zusammensetzung mit Luft explosiv. Es wird wegen seiner ausgezeichneten Löschwirkung auch als Feuerlöschmittel unter anderem in Flugzeugen verwendet.

Mit dem Öl verhält sich R-13 B 1 ähnlich wie bei R-22 oder R-502. Die Löslichkeit von Wasser in R-13 B 1 ist derjenigen von R-12 sehr ähnlich.

Der Siedepunkt von R-13 B 1 ist $-57,8^{\circ}\text{C}$, der Gefrierpunkt liegt bei -168°C , die kritische Temperatur beträgt $+67,5^{\circ}\text{C}$ und der entsprechende kritische Druck ist 41,3 ata.

Die Baustoffe sind dieselben wie für R-22.

Die Dampftabelle findet man auf Seite 233 und die Kälteleistung von 1 cbm auf Seite 240. Die Durchmesser für Saugleitungen entsprechen denjenigen für R-22.

Das Kältemittel R-13

R-13 ist ein Hochdruck-Kältemittel, das ausschließlich für Kaskaden in der tiefen Stufe verwendet wird. Der Siedepunkt beträgt -81°C , der Gefrierpunkt -180°C , die kritische Temperatur ist $+28,8^{\circ}\text{C}$ und der kritische Druck 39,4 ata. Mit einem einstufigen R-22-Kompressor kühlt man beispielsweise den Kondensator der R-13-Maschine auf -35°C , wobei dann der Kondensatordruck 7,3 ata beträgt. Man kann dann mit einem einstufigen Kompressor -100°C und mit einem zweistufigen -110°C erreichen.

R-13 verhält sich mit dem Öl ähnlich wie R-22. Es ist nicht brennbar und nicht explosiv. Die Baustoffe sind die gleichen wie für R-22. Die Dampftabelle findet man auf Seite 234 und die Kälteleistungs-Tabelle auf Seite 241. Die Rohrdurchmesser für die Saugleitung sind wie für R-22 auszuwählen.

Das Kältemittel R-14

Auch bei R-14 handelt es sich um ein Hochdruck-Kältemittel, das nur bei einer dreifachen Kaskade Anwendung findet. Beispiel: Eine R-22-Maschine kühlt den Kondensator einer R-13-Maschine auf -35°C und diese wiederum den Kondensator der R-14-Maschine auf -70°C . Damit sind mit einstufigen Kompressoren Verdampfungs-Temperaturen bis -125°C und mit zweistufigen bis -140°C zu erzielen.

Sein Verhalten mit dem Öl ist ähnlich des R-13. Auch die Baustoffe sind dieselben.

Die Dampftabelle findet man auf Seite 235 und die Kälteleistungs-Tabelle auf Seite 242.

Das Kältemittel R-114

R-114 ist ein Niederdruck-Kältemittel, das nur für hohe Verflüssigungs-Temperaturen bei Kolben-Kompressoren angewendet wird, wie beispielsweise zur Klimatisierung von Kranführer-Kabinen. Hier treten bei Temperaturen von $+60^{\circ}$ Verflüssigungs-Temperaturen bis $+80^{\circ}$ auf, wobei der Druck nur 2,8 ata beträgt. Der Siedepunkt liegt bei ca. $+5^{\circ}$, der Gefrierpunkt bei -94° , die kritische Temperatur bei $+145^{\circ}$ und der kritische Druck bei 32 ata.

Bei gleichen Verdampfungs- und Verflüssigungs-Temperaturen beträgt die Leistung von R-114 jedoch nur ca. 30% von R-12, so daß größere Kompressoren erforderlich sind.

R-114 ist ein Kältemittel, das am wenigsten aggressiv ist, denn es besitzt 4 Fluor-Atome. Die chemische Stabilität ist um so besser, je größer die Zahl der Fluor-Atome ist. Die Endtemperatur der Verdichtung wird mit höherem Fluorgehalt niedriger. In gleicher Richtung findet man auch eine Verminderung des Lösungsvermögens für Mineralöle und andere Stoffe, sowie ein geringeres Quellvermögen gegenüber Gummi und anderen Elastomeren (Kunststoffe).

Anstelle von R-114 wurde bisher auch R-21 eingesetzt, das ungefähr dieselben Drucke und dieselbe Leistung hat. Man ist jedoch von R-21 abgekommen, weil es das aggressivste Kältemittel unter den Frigenen ist und deshalb Schwierigkeiten bei halbhermetischen Kompressoren bereitet hat. Das betrifft im besonderen die Isolierstoffe der Motorwicklung und das schlechtere Verhalten mit dem Öl, wenn Fremdstoffe vorhanden sind.

Die Dampftabelle findet man auf Seite 236 und die Kälteleistungs-Tabelle auf Seite 243.

Bestimmung der Saugleitungen für die Kältemittel R-12, R-22 und R-502

Es ist schon viel über Länge und Durchmesser für Saugleitungen, deren Widerstand und Gasgeschwindigkeiten geschrieben worden. Aber leicht war es für den Kältemechaniker nicht, die richtige Wahl zu treffen. Deshalb soll das abgebildete Diagramm auf Seite 228 dazu beitragen, bei einer bestimmten Saugleitungs-Länge den richtigen Kupferrohr-Durchmesser zu bestimmen. Wie es gemacht wird, zeigt ein Beispiel: Nehmen wir an, daß die Leistung einer Kühlmaschine bei -10° Verdampfungs-Temperatur 2000 kcal/h und die Länge einer Saugleitung 15 m beträgt. Von der linken Diagramm-Seite bei 20 000 kcal/h (bzw. 30 000 bei R-22) zieht man einen Strich, bis sich dieser mit der Kurve (15 m lang) schneidet. Fährt man nun von diesem Schnittpunkt senkrecht nach unten, so ergibt sich ein Leitungs-Innendurchmesser von 45 mm. Wenn zwei Saugleitungen verwendet werden, fährt man vom Schnittpunkt nach oben und kann dann entnehmen, daß 2 Leitungen 32 mm Innen-Durchmesser erforderlich sind. Erhält man bei der Auswahl eine Rohrabmessung, die es nicht im Handel gibt und die auch nicht gebräuchlich ist, so wählt man die nächst größere Abmessung.

Die zugrundegelegten Werte sind aus praktischen Messungen hervorgegangen. Es besteht die Gewähr, daß der Leistungs-Verlust, hervorgerufen durch den Leitungs-Widerstand, nur zwischen 3 und 6% liegt. Die Gasgeschwindigkeit beträgt bei der 5 m langen Leitung ca. 15 m/s und bei der 20 m langen Leitung ca. 7,5 m/s. Ob die Maschine mit +5° oder -50° Verdampfungs-Temperatur arbeitet, ist gleichgültig, wichtig ist nur, daß bei der Bestimmung der Saugleitung die Leistung bei -10° Verdampfungs-Temperatur angenommen wird. Beispiel: Eine Kühlmaschine, die für einen Gefrierraum bestimmt ist, leistet bei -25° Verdampfungs-Temperatur 3200 kcal/h, so leistet sie bei -10° Verdampfungs-Temperatur 6000 kcal/h. Diese 6000 kcal/h sind maßgebend bei der Bestimmung der Saugleitung. Scharfe Winkel, T-Stücke und zu kleine Handabsperrventile verursachen große Widerstände, deshalb sollte man sie für Saugleitungen nicht verwenden. Große Bogen dagegen sind fast ohne Einfluß und sind berücksichtigt worden.

Saugleitungen über 20 m Länge erfordern natürlich wiederum einen größeren Durchmesser, wenn man keine Verluste in Kauf nehmen will. Allerdings wird dann die Gasgeschwindigkeit kleiner als 7,5 m/sek. Dabei besteht die Gefahr, daß das Öl, bei senkrecht nach oben führenden Leitungen, nicht mehr an der inneren Rohrwandung hochgefördert wird. Deshalb soll man Verluste in Kauf nehmen, oder das senkrechte Rohrstück kleiner wählen und zwar so, wie es aus dem Diagramm bei 20 m Länge gefunden wird. Beachten Sie bitte die Abb. 7 auf Seite 175 bei der Verlegung senkrechter Saugleitungen.

Der Rohrdurchmesser für die Druckleitung

Auch die Druckleitung vom Kompressor zum Kondensator darf nicht zu klein sein, denn eine zu kleine Druckleitung ergibt eine Druckerhöhung, was einem höheren Kraftverbrauch gleichkommt. Die Druckleitung ist jedoch im Verhältnis zur Saugleitung sehr kurz und daher ist der Widerstand in der Druckleitung verhältnismäßig klein. Außerdem ist ein Druckverlust von beispielsweise 0,2 ata für die Druckleitung belanglos, während er in der Saugleitung, besonders bei tiefen Temperaturen, große Leistungsverluste bringt. Man muß auch berücksichtigen, daß das Gas schon verdichtet ist, die Menge also kleiner ist, obwohl das angesaugte Gasgewicht gleich bleibt. Deshalb ist die Variations-Möglichkeit in der Auslegung der Druckleitung verhältnismäßig groß und macht keine großen Schwierigkeiten. Bei einem normalen Aggregat wird die Druckleitung, zwischen dem Kompressor und dem Kondensator, höchstens 2 m betragen. Der innere Rohr-Querschnitt kann daher nur 30 % der Saugleitung betragen. Nimmt man die Tafel 7 für die Auswahl der Saugleitung zu Hilfe, so kann man den Durchmesser der Druckleitung dadurch festlegen, in dem die Leistung durch 3 dividiert wird. Beispiel: Bei 18 000 kcal/h und 5 m Leitungslänge erhält man einen inneren Saugleitungs-Durchmesser von rund 32 mm. Bei 6000 kcal/h ($\frac{1}{3}$ von 18 000) erhält man einen inneren Druckleitungs-Durchmesser von rund 20 mm. Dasselbe Beispiel gilt auch für Leitungen von 10,15 und 20 m, wenn der Kondensator getrennt vom Kompressor angeordnet wird.

Der Rohrdurchmesser für die Flüssigkeitsleitung

Wie groß die Flüssigkeitsleitung sein muß, die vom Flüssigkeitssammler bzw. Kondensator zum Regulierventil führt, ersieht man aus der Tabelle Nr. 16. Für R-12 muß auch diese Leitung für eine bestimmte Leistung

wesentlich größer sein als für R-22. Bei der Beschreibung der Kältemittel ist erklärt worden, daß stündlich 33,3 kg R-12 in den Verdampfer eingespritzt werden müssen, um 1000 kcal zu erzeugen. Daraus ergeben sich zwangsläufig die inneren Durchmesser dieser Leitungen. Eine Leitung mit 4 mm Innendurchmesser ist zum Beispiel für R-12 bis 2200 kcal zu gebrauchen, während dieselbe Leitung für R-22 bis 3000 kcal Verwendung finden kann.

Die Regulierventil-Durchgänge

Aus den bisherigen Erklärungen geht hervor, daß die Regulierventile der Maschinenleistung angepaßt werden müssen. Es erscheint ohne weiteres verständlich, daß zum Beispiel ein Ventil mit 2 mm Düsendurchmesser nur eine bestimmte Menge Flüssigkeit durchlassen kann. Die Leistung dieser Ventile ist aber von dem Druckunterschied abhängig, der sich aus dem Kondensatordruck und dem Verdampferdruck ergibt. Je größer der Druckunterschied ist, um so mehr Flüssigkeit strömt durch die Ventilöffnung, was einer Mehrleistung gleichkommt.

Wie schon gesagt, ist der Druck vor und nach der Regulierventilöffnung maßgebend für die Leistung eines Regulierventils. Dieser Druckunterschied kann aber je nach dem Verdampfer- und Kondensatordruck und dem jeweils zur Verwendung kommenden Kältemittel größer oder kleiner sein. Die Verdampfungs-Temperatur kann 0° C betragen, wenn es sich zum Beispiel um eine Wohnraumkühlung handelt. Sie kann aber auch -30° C sein, wie dies bei einem Speiseeiserzeuger der Fall ist. Bei 0° C beträgt der Verdampferdruck für R-12 3,14 ata und bei -30° C 1,023 ata. Das sind schon allein bei dem Verdampferdruck 2,1 Atmosphären Druckdifferenz. Der Druck im Kondensator ist ebenfalls großen Schwankungen unterworfen, je nachdem es sich um einen luft- oder wassergekühlten Kondensator handelt. Bei einem wassergekühlten Kondensator kann man zum Beispiel einen Druck von zirka 7,0 ata annehmen, während der Druck bei einem luftgekühlten Kondensator zirka 9,0 ata betragen wird. Bei einer R-12-Kühlmaschine mit wassergekühltem Kondensator und einer Verdampfungs-Temperatur von 0° C ist demnach der Druckunterschied $7,0 - 3,14 =$ rund 3,9 Atmosphären. Bei derselben Maschine jedoch mit luftgekühltem Kondensator und einer Verdampfungs-Temperatur von -30° C beträgt der Druckunterschied $9,0 - 1,023 =$ rund 8,0 Atmosphären. Man ersieht aus diesen Darlegungen, daß bei 8,0 Atmosphären Druckdifferenz wesentlich mehr Kältemittel durch die Regulierventilöffnung strömt als bei 3,9 Atmosphären Druckdifferenz. Dementsprechend ist auch die Leistung, die dem Ventil zugemutet werden kann. Wird nun angenommen, daß die Verdampferleistung bei beiden Maschinen 3000 kcal beträgt und ein Regulierventil bei 8,0 Atmosphären Druckdifferenz gerade für 2000 kcal ausreicht, so ist es erklärlich und verständlich, daß bei nur 3,9 Atmosphären Druckdifferenz ein größeres Ventil verwendet werden muß. Bei der Auswahl von Regulierventilen müssen diese Verhältnisse beachtet werden.

Der Druckverlust in der Flüssigkeitsleitung

Es gibt aber noch einen Umstand, der den Druckunterschied bzw. die Leistung der Regulierventile verringert, ja sogar unter Umständen so stark herabsetzt, daß bei extremen Verhältnissen überhaupt keine Flüssigkeit mehr durch das Ventil strömt, weil in diesem Falle ein zu geringer Druckunterschied vorhanden ist. Dies soll an Hand eines Beispiels gezeigt werden.

Beispiel: Eine R-12-Kühlmaschine mit wassergekühltem Kondensator und kaltem Wasser hat beispielsweise einen Kondensatordruck von 5,5 ata. Die Verdampfungstemperatur beträgt -5°C . Dies entspricht einem Verdampferdruck von 2,65 ata. Der Druckunterschied ist demnach 2,85 Atmosphären.

Nun soll der außergewöhnliche Fall angenommen werden, daß der Verdampfer dieser Anlage 15 m höher liegt als die Maschine mit dem Kondensator. Die Leitung, welche die R-12-Flüssigkeit vom Kondensator zum Regulierventil am Verdampfer führt, ist demnach 15 m lang, was einer 15 m hohen Flüssigkeitssäule entspricht.

Der Leser weiß aus dem Abschnitt „Die Luftleere oder das Vakuum“, daß eine 10 m hohe Wassersäule einen Druck von 1 atm ausübt. Da die R-12-Flüssigkeit rund gerechnet 1,3mal schwerer ist als Wasser, so übt diese Säule einen Druck von $1,3 \times 1,5 = 1,95$ atm auf die Flüssigkeit im Sammler bzw. Kondensator aus. 1,95 atm Druck gehen demnach dadurch verloren, daß der Verdampfer 15 m höher als der Kondensator liegt. 2,84 atm Druckdifferenz wäre vorhanden, wenn der Verdampfer und der Kondensator auf der gleichen Höhe lägen. Von diesen 2,85 atm müssen nun die 1,95 atm abgerechnet werden, so daß nur noch ein Druckunterschied von 0,9 atm verbleibt. Dieser Druckunterschied ist zu klein und somit die Durchflußmenge gleich Null.

Es ist also zum Beispiel nicht möglich, Küchenschränke eines sechsstöckigen Hauses mit einer wassergekühlten R-12-Kühlmaschine zu kühlen, die im Keller dieses Hauses untergebracht ist, weil durch die Regulierventile der am höchsten gelegenen Küchenschränke keine Kältemittelflüssigkeit mehr hindurchgeht. In einem derartigen Fall müßte die Maschine oder wenigstens der Kondensator im obersten Stockwerk untergebracht sein. Bei dieser Gelegenheit soll darauf hingewiesen werden, daß der Kondensator durchaus nicht immer auf dem Grundrahmen neben dem Kompressor stehen muß. Genau so, wie der Verdampfer von der Maschine entfernt im Kühlraum untergebracht ist, kann auch der Kondensator in irgendeinem anderen Raum oder sogar im Freien angebracht sein. Letzteres kann besonders bei großen Anlagen mit luftgekühltem Kondensator von Vorteil sein. Siehe Abschnitt „Luft- oder wassergekühlter Kondensator“.

Dieses außergewöhnliche Beispiel zeigt, daß bei der Auswahl von Regulierventilen an vieles gedacht werden muß, wenn eine Anlage einwandfrei funktionieren soll.

Der Druckverlust für je 10 m senkrechte Flüssigkeitsleitung bei $+25^{\circ}\text{C}$ beträgt:

bei R-12	= 1,308 atm
bei R-22	= 1,196 atm
bei R-502	= 1,230 atm
bei R-13 B 1	= 1,540 atm

Die Zahlen lassen erkennen, daß man für den Druckverlust ohne weiteres die spezifischen Gewichte der flüssigen Kältemittel nehmen kann, wenn man wissen will, was eine 10 m hohe Flüssigkeitsleitung für einen Druckverlust ergibt. Die oben genannten Zahlen sind gleichzeitig auch die spezifischen Gewichte der angeführten Kältemittel.

Die Gasentwicklung in der Flüssigkeitsleitung

Neben der Leistungsminderung, die durch den Druckverlust bei einer hohen senkrechten Flüssigkeitsleitung hervorgerufen wird, marschiert noch ein anderer Umstand, der die Leistung eines Regulierventils wesentlich herabsetzt. Es ist die Gasentwicklung in der Flüssigkeitsleitung, die ebenfalls in

Erscheinung tritt, wenn diese Leitung eine große senkrechte Länge hat. Der Leser weiß, daß durch das Regulierventil immer soviel Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt werden muß, was der Kompressor in Dampf- oder Gasform abzusaugen in der Lage ist. Wenn aber an Stelle von Flüssigkeit Dampf oder Gas durch das Regulierventil in den Verdampfer gelangt, muß zwangsläufig die Leistung gleich Null sein, solange Dampf eingespritzt wird. Denn Dampf oder Gas kann nicht mehr verdampfen und deshalb auch keine Wärme mehr aufnehmen. Wie kann sich in der Flüssigkeitsleitung Gas entwickeln? Dieser Vorgang soll nachstehend wieder mit einem Beispiel erklärt werden.

Beispiel: Eine R-12-Kühlmaschine mit wassergekühltem Kondensator ist im Keller untergebracht, während sich der Verdampfer 10 m über dem Kondensator befindet und die Flüssigkeitsleitung demnach 10 m senkrechte Höhe besitzt. Bei einer Kühlwasser-Austrittstemperatur von $+20^{\circ}\text{C}$ und $+25^{\circ}\text{C}$ Verflüssigungstemperatur beträgt der Kondensatordruck nach Tabelle 3 rund 6,6 ata oder 5,6 atü (auf dem Manometer). Festzuhalten sind also $+25^{\circ}\text{C}$ und 5,6 atü, denn der Leser hat gelernt, daß zu einer bestimmten Temperatur ein ganz bestimmter Druck gehört und umgekehrt, zu einem gewissen Druck eine gewisse Temperatur. Der Druckverlust in einer 10 m hohen Flüssigkeitsleitung beträgt bei R-12 1,3 atm. Demnach ist der Druck vor dem Regulierventil, welches sich bekanntlich am Verdampfereintritt befindet, nicht mehr 5,6, sondern nur noch 4,3 atü. Dieser Druck entspricht aber einer Temperatur von nur $+17^{\circ}\text{C}$, wie aus der Tabelle 3 zu entnehmen ist. Wenn nun in den Räumen, durch welche die Flüssigkeitsleitung führt, eine Temperatur von $+25^{\circ}\text{C}$ herrscht, so muß das Kältemittel in der Leitung noch vor dem Regulierventil teilweise zum Sieden bzw. Verdampfen kommen. Es wird deshalb außer der Flüssigkeit immer wieder etwas Dampf in den Verdampfer gelangen und dadurch die Leistung verringern. Diese Erscheinung tritt jedoch nicht auf, wenn die Temperatur des Raumes, durch welchen die Leitung führt, niedriger ist als $+17^{\circ}\text{C}$. Wird an Stelle der wassergekühlten eine luftgekühlte Maschine verwendet, bei welcher der Kondensatordruck an und für sich höher ist und die Verflüssigungstemperatur beispielsweise $+35^{\circ}\text{C}$ beträgt, so würde dieselbe Erscheinung erst bei einer 22 m hohen Flüssigkeitsleitung auftreten, sofern die Umgebungstemperatur nicht mehr als $+20^{\circ}\text{C}$ beträgt. Führt jedoch die Leitung durch einen Raum, der beispielsweise $+30^{\circ}\text{C}$ hat, so würde die Gasentwicklung schon wieder bei einer 8 m hohen Leitung eintreten.

Man sieht aus diesem Beispiel, daß sehr viel überlegt und in Rechnung gestellt werden muß, um eine in jeder Beziehung einwandfreie Kühlanlage zu erstellen. Zum Glück von vielen sind diese Fälle nicht sehr zahlreich.

Die Leistungsverminderung eines Regulierventils infolge Druckverlust und Gasentwicklung für eine 10 m hohe, senkrechte Flüssigkeitsleitung beträgt bei R-12 zirka 20-60%, je nachdem die Differenz zwischen dem Kondensator- und Verdampferdruck hoch oder nieder ist. Bei einem niederen Kondensatordruck einer wassergekühlten R-12-Maschine und einem hohen Verdampferdruck wäre im ungünstigsten Falle bei 16 m senkrechter Flüssigkeitsleitung die Leistung des Regulierventils gleich Null. Im günstigsten Fall, also bei hohem Kondensatordruck (luftgekühlter Kondensator) und niederem Verdampferdruck (tiefe Verdampfungstemperatur), wäre bei 10 m senkrechter Leitung ein Verlust von 15-20% vorhanden.

Man sieht, daß ein gewissenhafter Techniker oder Monteur an dieser Tatsache nicht vorbeigehen kann, ohne mit diesen Verlusten zu rechnen. Bleibt

dies unbeachtet, so darf man sich nicht wundern, wenn im einen oder anderen Falle scheinbar alles in Ordnung ist, die Anlage aber trotzdem nicht geht, weil der Durchlaß im Regulierventil zu klein ist, um die notwendige Kältemittelmenge dem Verdampfer zuführen zu können. Der Druckverlust und die Gasentwicklung lassen sich jedoch vermeiden, wenn die Maschine oder zum mindesten der Kondensator auf dem Stockwerk untergebracht wird, in dem sich die höchst gelegene Kühlstelle befindet. Die Gasentwicklung kann dadurch ausgeschaltet werden, daß die Kältemittelflüssigkeit vor dem Eintritt in das Regulierventil durch die kalten Dämpfe in der Saugleitung gekühlt wird. Es sind dafür besondere Wärmeaustauscher geschaffen worden. Die einfachste Ausführung ist die, bei welcher die Flüssigkeitsleitung innerhalb der Saugleitung verläuft, wobei die zum Kompressor führenden kalten Dämpfe die nach oben strömenden Kältemittelflüssigkeit abkühlen.

Die Ölrückführung in der Saugleitung

Eine der wichtigsten Voraussetzungen für die einwandfreie Funktion einer Kühlmaschine ist die Ölrückführung vom Verdampfer zum Kompressor. Die Ölrückführleitung ist bei der Kleinkühlmaschine die Saugleitung und es ist deshalb nicht gleichgültig, wie diese Leitung vom Monteur verlegt wird, wenn eine Ölrückführung gewährleistet sein soll. Bei den meisten Anlagen ist auf diesen Punkt leider bis heute wenig Rücksicht genommen worden. Die Abbildungen zeigen die richtige und falsche Verlegung der Saugleitung an verschiedenen Beispielen. Wenn der Verdampfer höher liegt als der Kompressor, so ist nur darauf zu achten, daß vom Verdampferaustritt die Saugleitung stets mit Gefälle zum Kompressor verlegt wird.

Anders ist es, wenn der Kompressor über dem Verdampfer angeordnet ist. In diesem Fall ist nach dem Verdampferaustritt innerhalb oder außerhalb des Kühlraumes ein sogenannter Ölsack (Syphon) anzubringen. In diesem Ölsack sammelt sich im Laufe der Zeit so viel Öl an, bis der innere Rohrquerschnitt vom Öl abgesperrt wird. Dadurch entsteht bei laufendem Kompressor in der Saugleitung ein Unterdruck, der die im Ölsack befindliche Ölmenge als kurze Ölsäule in das Kompressorgehäuse befördert. Um ein Zurückfallen der Ölsäule auf jeden Fall zu verhindern, muß die Saugleitung in einem Bogen in das Saugabsperrentil münden.

Sind mehrere Verdampfer an eine horizontale Saugleitung angeschlossen, so ist darauf zu achten, daß diese Leitung mit etwas Gefälle zum Kompressor verlegt wird. Im übrigen gilt auch hier das vorher Gesagte, wenn die Verdampfer höher oder tiefer als der Kompressor liegen. Eine weitere Erklärung erübrigt sich, da alles andere aus der Abbildung und der bisherigen Beschreibung zu entnehmen ist.

Soll in den Verdampfer oben oder unten eingespritzt werden?

Die Sorge um die Rückführung des Öles aus dem Verdampfer zum Kompressor hat diese Frage zu einem kleinen Problem gemacht. Zu Beginn der nachstehenden Ausführungen sei erwähnt, daß sie sich auf die sogenannten „Trockenverdampfer“ beziehen, die heute fast allgemein zur Anwendung kommen. Diese Verdampfer sind aus Rohren mit aufgesetzten Blechrippen hergestellt. Die Rohre sind durch Rohrbogen so miteinander verbunden, daß sie zusammen eine fortlaufende Rohrschlange bilden. Die schematische Darstellung zeigt die Abb. 23. Um die obige Frage zu beantworten, müssen nun die Vor- und Nachteile der einen und anderen Ausführung gegenübergestellt werden.

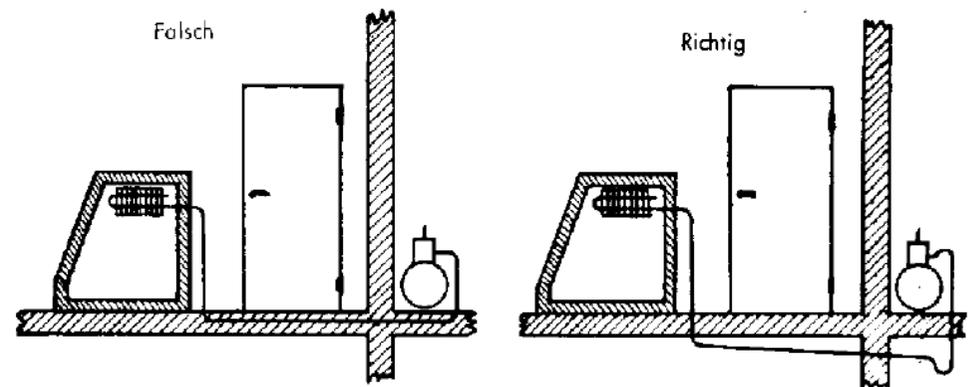
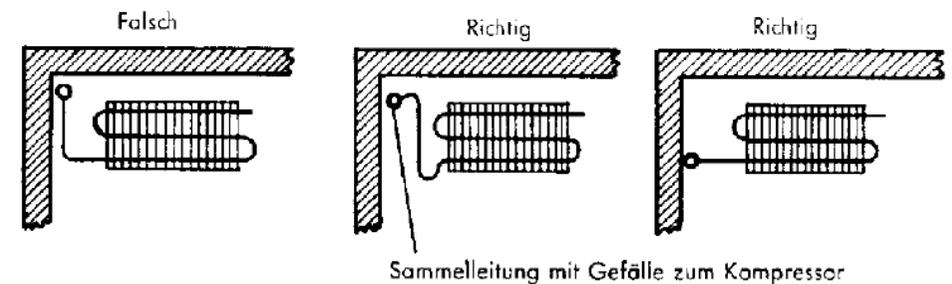
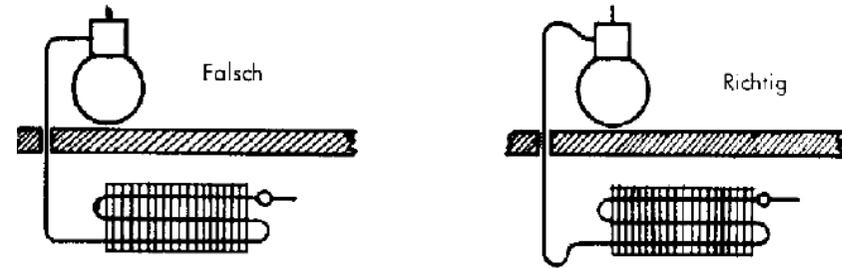


Abb. 23
Ölrückführung in der Saugleitung

Wenn in den Verdampfer oben eingespritzt wird, ist die Wärmeübertragung etwas schlechter, weil die Verdampferrohre nur zu einem kleinen Teil mit flüssigem Kältemittel benetzt sind. Die Wärmeübertragung von einer Rohrwand zu einer Flüssigkeit ist nämlich besser als von einer Rohrwand zu Dampf oder Gas. Spritzt man unten in den Verdampfer ein, so ist der größere Teil der Verdampferrohre mit Flüssigkeit benetzt und daher die Wärmeübertragung bzw. Leistung des Verdampfers etwas größer.

Man könnte den Nachteil, der sich beim Oben-einspritzen ergibt, damit ausgleichen, daß der Verdampfer um so viel größer gewählt wird, als die Wärmeübertragung schlechter ist. Das ist jedoch nicht notwendig, denn dieser Nachteil wird durch einen Vorteil wieder aufgehoben. Während beim Einspritzen von unten die unteren Verdampferrohre voll flüssigem Kältemittel sind und dem in diesen Rohren entwickelten Dampf einen bestimmten Widerstand entgegenstellen, kann der Dampf beim Einspritzen von oben ungehindert abziehen. Dieser Widerstand kann je nach der Verdampfergröße und Verdampferhöhe eine Minderleistung um einige Prozent verursachen. Diese Minderleistung kann bei Verdampfern mit großer Bauhöhe, wie solche für die Seitenanordnung in Kühlräumen Verwendung finden, unter Umständen sehr wesentlich sein.

Aber nicht allein der Widerstand, sondern auch die Flüssigkeitssäule, die auf die Flüssigkeit der untersten Verdampferrohre drückt, verursacht eine Minderleistung. Bei einem Verdampfer von 1000 mm Höhe entsteht in den unteren Rohrlagen ein Verdampfungsverzug, der bei R-12 zirka 2°C beträgt. Das heißt, daß die Kältemittelflüssigkeit in den untersten Rohrlagen erst bei -8°C verdampft, während in den oberen Rohren die Verdampfungstemperatur -10°C beträgt. Die unterste Verdampferpartie ist also um 2°C wärmer und leistet daher weniger. Wie sich der Verdampfungsverzug auswirkt, soll an nachstehendem Beispiel gezeigt werden.

Beispiel: Man stelle sich ein senkrechtes 10 m langes Rohr beliebigen Durchmessers vor, welches als Verdampfer dienen soll. Am unteren Ende ist die Einspritzleitung und am oberen Ende die Saugleitung angeschlossen. Gefüllt ist dieses Rohr mit R-12, das ein spezifisches Gewicht von 1,43 kg bei -10°C hat. Auf die unterste Flüssigkeit im Rohr drückt also eine Flüssigkeitssäule von 1,43 kg pro Quadratcentimeter oder 1,43 Atmosphären. Nimmt man an, daß das R-12 an der höchsten Stelle des Rohres bei -10°C oder 1,235 atü verdampft, so würde demnach das R-12 an der untersten Stelle des Rohres erst bei $+5^{\circ}\text{C}$ oder 2,665 atü verdampfen. In der Mitte des Rohres würde das R-12 bei zirka $-2,5^{\circ}\text{C}$ verdampfen und somit kämen 5 und mehr Meter des Rohres als Verdampfer nicht zur Wirkung. Wenn nun bei diesem 10 m langen senkrechten Rohr oben eingespritzt wird, und zwar so, daß die Flüssigkeit an der inneren Rohrwandung herabrieselt, dann wäre die Verdampfungstemperatur im ganzen Rohr -10°C und damit die Oberfläche des Rohres als Verdampferfläche voll ausgenützt.

Dieses Beispiel zeigt aber auch gleichzeitig den Unterschied der Ölrückführung in einem derartigen Verdampferrohr. Während eine Ölrückführung beim Unten-einspritzen so gut wie unmöglich wird, weil sich das Kältemittel mit dem Öl vermischt, ist beim Oben-einspritzen die Ölrückführung gesichert, denn das vom Kompressor in den Verdampfer mitgeführte Öl rieselt ebenfalls an der Rohrwandung herab und wird einwandfrei zum Kompressor zurückgeführt. Die Befürchtung, daß flüssiges Kältemittel in den Kompressor gelangen könnte, wenn oben eingespritzt wird, kann mit folgendem Beispiel entkräftet werden:

Beispiel: Bei einer R-12-Maschine mit einer Leistung von 1000 kcal bei

-15° Verdampfungstemperatur werden pro Sekunde zirka 9 g Flüssigkeit in den Verdampfer eingespritzt. Der Rauminhalt der Rohre eines Trockenverdampfers für 1000 kcal wird ungefähr 4 Ltr. betragen. Hinzu kommen die Saugleitung und das Kompressorgehäuse mit ca. 2 Ltr. Inhalt. Zusammen also 6 Ltr. Das Gewicht von 1 cbm R-12-Dampf beträgt bei einer Verdampfungstemperatur von -15°C 10,8 kg. Außer der Flüssigkeit befinden sich demnach bei -15°C und einem Gesamtinhalt von 6 Ltr. $10,8 \times 0,006 =$ ca. 65 g dampfförmiges R-12 im Verdampfer, Saugleitung und Kompressorgehäuse. Nach dem Abschalten der Maschine nimmt der Verdampfer in einem Fleischkühlraum eine Temperatur von zirka $+2^{\circ}\text{C}$ an, bevor die Maschine wieder einschaltet. Es erfolgt eine Nachverdampfung des flüssigen R-12, bis es die Temperatur von $+2^{\circ}\text{C}$ angenommen hat. Das Dampfgewicht von 1 cbm R-12 bei $+2^{\circ}\text{C}$ beträgt 18,8 kg. Bei 6 Ltr. $18,8 \times 0,006 =$ 113 g. Die Differenz zwischen dem dampfförmigen R-12 bei -15°C und $+2^{\circ}\text{C}$ beträgt demnach $113 - 65 = 48$ g bei einem Inhalt von 6 Ltr. Die Einspritzmenge ist sekundlich 9 g R-12 und somit könnte das Regulierventil noch $48 : 9 = 5$ Sekunden mit voller Stärke einspritzen, bevor es ganz abschließt, was aber in der Praxis nicht vorkommt. Das Ventil schließt vielleicht etwas langsamer, dafür wird aber sofort nach dem Abstellen der Maschine die Einspritzmenge immer weniger.

Beim Anlaufen der Maschine, unter der Voraussetzung, daß das Regulierventil einwandfrei funktioniert, saugt also der Kompressor keine Flüssigkeit aus dem Verdampfer, weil keine vorhanden ist, sondern dampfförmiges R-12 mit dem höheren Dampfgewicht von 18,8 kg pro cbm bei $+2^{\circ}\text{C}$, gegenüber 10,8 kg pro cbm bei -15°C .

Wenn unten in den Verdampfer eingespritzt wird, ist im Verdampfer fast immer ein Ölüberschuß in den unteren Rohrlagen festzustellen. Man kann niemals sagen, daß der Verdampfer ölfrei ist, wenn unten eingespritzt wird. Dagegen hat man immer einen ölfreien Verdampfer, wenn oben eingespritzt und unten abgesaugt wird.

Viel Öl im Verdampfer verringert die Wärmeübertragung. Zusammenfassend kann man also sagen, daß es richtig ist, wenn allgemein oben in die Verdampfer eingespritzt wird.

Luft- oder wassergekühlter Kondensator?

Sofern ein luftiger, kühler Aufstellungsort für das Kühlmaschinenaggregat vorhanden ist, werden heute vielfach luftgekühlte Kondensatoren für Kleinkältemaschinen verwendet. Aber auch dort, wo man sich aus verschiedenen Gründen veranlaßt sieht, wassergekühlte Kondensatoren anzuwenden, können luftgekühlte Kondensatoren angebracht werden, wenn die Anlagen so ausgeführt sind, wie die Abb. 24 zeigt. Der luftgekühlte Kondensator muß ja nicht unbedingt auf dem Maschinengrundrahmen stehen, denn genau so, wie der Verdampfer vom Aggregat entfernt im Kühlraum untergebracht ist, kann auch der Kondensator in irgendeinem anderen Raum oder im Freien seinen Aufstellungsort finden. Oft steht man auch vor der Tatsache, eine größere luftgekühlte Kühlmaschine zu erstellen, weil kein Wasser, zu teures Wasser oder schmutziges Wasser vorhanden ist und findet für die Maschine nicht den geeigneten luftigen Aufstellungsraum. Es bleibt in diesem Falle nichts anderes übrig, als den luftgekühlten Kondensator getrennt von der Maschine im Freien anzubringen. Dort kann dann der Kondensator mit einem oder mehreren Ventilatoren belüftet werden. Die Lufttemperatur im Jahresdurchschnitt ist in den nordischen Ländern so niedrig, daß überall luftgekühlte Kondensatoren verwendet werden können. Die

Lufttemperatur ist, wenn sich beispielsweise der luftgekühlte Kondensator im Freien befindet, im Winter und in den Sommernächten meistens niedriger als das Leitungswasser (Kühlwasser für den wassergekühlten Kondensator). Man kann sagen, daß ein luftgekühlter Kondensator allgemein für Klein-kältemaschinen verwendet werden kann und keine größeren Betriebskosten im Jahr verursacht als eine Maschine mit wassergekühltem Kondensator. Nur dort, wo der Strompreis sehr hoch und das Wasser sehr billig ist, oder ein geräuscharmer Lauf der Maschine gewünscht wird, ist der wassergekühlte Kondensator dem luftgekühlten vorzuziehen. Sofern der luftgekühlte Kondensator im Freien untergebracht wird, ist dieser an der Nord- oder Westseite des Gebäudes anzubringen. Keinesfalls darf der Kondensator von der Sonne beschienen werden.

Im Winter kann der Kondensatordruck bei einem luftgekühlten Kondensator so niedrig werden, daß das Regulierventil nicht mehr genügend Kältemittel durchläßt, womit die Leistung des Kompressors stark abfällt. Es ist deshalb erforderlich einen Unterdruck-Schalter in der Druckleitung anzubringen, der den Ventilatormotor (oder einen von zwei usw.) am Kondensator abschaltet, wenn der Kondensatordruck eine gewisse untere Grenze erreicht hat.

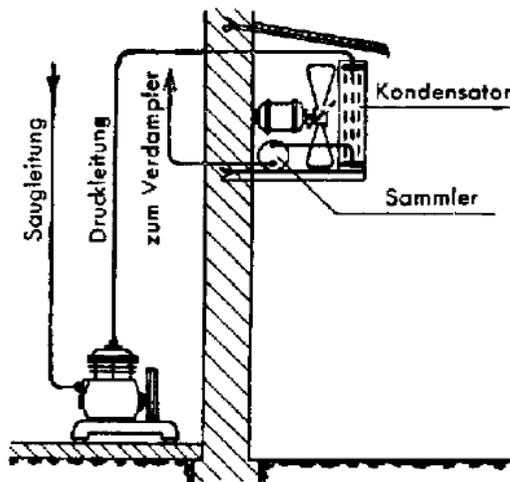
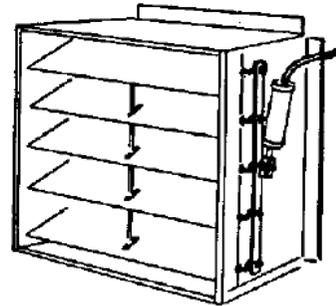


Abb. 24



Eine andere Möglichkeit, den Kondensatordruck auf gleicher Höhe zu halten, ist die Verstellung einer Jalousie durch den Kondensatordruck, wie untenstehende Abbildung zeigt. Ein Wellrohr, umgeben von einem Schutzrohr, steht durch eine kleine Rohrleitung mit dem Kondensator in Verbindung und betätigt ein Gestänge. Eine verstellbare Gegendruck-Feder gestattet die Regulierung auf den gewünschten Druck.

Einfache kältetechnische Messungen und Berechnungen

Es kann vorkommen, daß ein Monteur zu einer Kühlmaschine gerufen wird, von welcher der Besitzer behauptet, daß die Maschine nicht die Leistung aufweist, die ihm von der Lieferfirma garantiert wurde. Der Monteur muß nun in der Lage sein, nachzuprüfen, was die Maschine tatsächlich leistet und was sie leisten müßte, wenn alle Teile der Anlage in Ordnung sind. Um diese Prüfung vornehmen zu können, sind einfache Messungen und Berechnungen erforderlich, die jedem tüchtigen Kühlmaschinenmonteur geläufig sein sollten.

Leistungsmessung einer Kühlmaschine mit wassergekühltem Kondensator

Der Leser weiß, daß die Wärme aus dem Kühlraum vom Kondensator abgeführt werden muß. Diese Wärmeabfuhr besorgt das Kondensator Kühlwasser. Diese Wärme, die im abfließenden Kühlwasser enthalten ist, muß also gemessen werden. Man muß zu diesem Zweck messen, wie groß die Temperaturdifferenz zwischen dem zu- und ablaufenden Kühlwasser ist und wieviel Liter in der Stunde durch den Kondensator fließen. Diese Temperaturdifferenz in °C multipliziert mit der stündlichen Literzahl ergibt dann die vom Kondensator abgeführte Wärmemenge, oder besser gesagt, die Kondensatorleistung pro Stunde. In dieser Kondensatorleistung ist ein gewisser Wärmebetrag enthalten, der bei der Verdichtung des Dampfes entstanden ist. Ferner ist auch die Wärme darin enthalten, die durch die Saugleitung eingedrungen ist. Dazu kommt noch die Reibungswärme der beweglichen Teile des Kompressors. Um auf die Nettoleistung der Kühlmaschine zu kommen, denn diese ist der Garantie zugrundegelegt, müssen diese Beträge, die zusammen zirka 30% betragen, von der Kondensatorleistung abgerechnet werden. Ist die Kondensatorleistung beispielsweise 3000 kcal, so wäre die Nettoleistung der Maschine $3000 \times 0,7 = 2100$ kcal.

Die Messung soll möglichst dann gemacht werden, wenn die Maschine mit einer Verdampfungstemperatur arbeitet, die der Leistungsangabe zugrunde gelegt wurde. Die Leistung einer Kühlmaschine wird in Deutschland fast allgemein bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C angegeben. Wenn die Messung bei einer höheren Verdampfungstemperatur als -10°C vorgenommen wird, dann ergibt sich eine größere Maschinenleistung. Umgekehrt ist eine kleinere Maschinenleistung vorhanden, wenn die Messung bei einer tieferen Verdampfungstemperatur als -10°C erfolgt.

Aus der Tabelle Nr. 9 geht hervor, daß bei R-12 als Kältemittel die Leistung 120% der Normalleistung beträgt, wenn mit einer Verdampfungstemperatur von -5°C gearbeitet wird, während bei einer Verdampfungstemperatur von -15°C die Leistung nur 82% der Normalleistung ist. Diese Tabelle zeigt die Leistung der Kältemittel bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen. Mit dieser Tabelle läßt sich ohne weiteres die Maschinenleistung berechnen, wenn die Messung bei einer anderen Verdampfungstemperatur als -10°C vorgenommen wird.

Als Meßgeräte dienen: ein Thermometer, ein Wassereimer und eine Uhr mit Sekundenzeiger. Zuerst wird die Temperatur des zulaufenden Kühlwassers gemessen, dessen Temperatur sich während der Meßzeit nicht verändert, dann legt man das Thermometer in den Wassereimer und läßt das ablaufende Wasser eine genau bemessene Zeit in den Eimer laufen. Die

Wassermenge wird dann gemessen oder gewogen. Zur gleichen Zeit wird mit Hilfe eines genauen Manometers die Verdampfungstemperatur abgelesen. Beträgt zum Beispiel die Temperaturdifferenz zwischen dem zu- und ablaufenden Kühlwasser 10°C und die Wassermenge 5 Liter in der Minute, so ist die Kondensatorleistung pro Stunde:

$$10 \times 5 \times 60 = 3000 \text{ kcal.}$$

Von diesem Betrag rechnet man 30% für die Kompressions- und Einstrahlungswärme ab und erhält dann eine Netto-Kompressionsleistung von 2100 kcal pro Stunde.

Ist die Messung bei einer Verdampfungstemperatur von -10°C vorgenommen worden, so ist die Leistung von 2100 kcal maßgebend. Wenn aber die Messung bei einer Verdampfungstemperatur von -15°C stattgefunden hat, dann ist die Leistung von 2100 kcal nur 82% von der Normalleistung, wie die Tabelle Nr. 9 zeigt. Um auf die Leistung der Maschine bei -10°C Verdampfungstemperatur zu kommen, ist wie folgt zu rechnen:

$$2100 \text{ kcal bei } -15^{\circ}\text{C sind nur } 82\% \text{ der Leistung bei } -10^{\circ}\text{C.}$$

$$100\% \text{ sind demnach: } 2100 : 0,82 = 2600 \text{ kcal.}$$

2600 kcal würde die Maschine bei -10°C leisten, wenn bei -15°C Verdampfungstemperatur die Messung 2100 kcal ergeben hat.

Ist zum Beispiel die Messung bei einer Verdampfungstemperatur von -5°C gemacht worden, dann erhält man die Normalleistung bei -10°C nach folgender Rechnung:

$$2100 \text{ kcal bei } -5^{\circ}\text{C sind } 120\% \text{ der Leistung bei } -10^{\circ}\text{C.}$$

$$100\% \text{ sind demnach: } 2100 : 1,20 = 1750 \text{ kcal.}$$

Man ersieht aus diesen Beispielen, daß es sehr wichtig ist, während der Messung die Verdampfungstemperatur genau festzustellen, denn nur an Hand von dieser kann die Normalleistung bei -10°C Verdampfungstemperatur errechnet werden. Dazu ist die Tabelle Nr. 9 unentbehrlich, denn oft ist die Verdampfungstemperatur höher oder tiefer als -10°C .

Um Fehler auszuschließen, muß die Messung mehrmals vorgenommen werden. Es ist allerdings zu beachten, daß diese Art der Leistungsmessung nicht genau ist, aber wenigstens annähernden Aufschluß über die Maschinenleistung ergibt.

Leistungsmessung einer Kühlmaschine mit luftgekühltem Kondensator

Dem Unkundigen erscheint es schwer, die Leistung einer luftgekühlten Kühlmaschine zu messen. In Wirklichkeit ist die Messung sehr einfach, wenn ein bestimmtes Meßgerät zur Verfügung steht. Dieses Gerät ist ein kleiner Flüssigkeitszähler (Meßuhr), der genau geeicht sein und ein Zehntelliter anzeigen muß. Mit diesem Zähler wird die Kältemittelmenge gemessen, welche vom Kondensator zum Regulierventil bzw. Verdampfer fließt. Die Meßuhr wird zu diesem Zweck in die Flüssigkeitsleitung eingebaut.

Die Verdampfungswärme von 1 kg R-12 bei -10°C Verdampfungstemperatur und $+25^{\circ}\text{C}$ Flüssigkeitstemperatur beträgt 30,06 kcal. Wenn man also die Anzahl Kilogramm, die in der Stunde zum Verdampfer gelangen, mit der Zahl 30,06 multipliziert, so hat man schon die Nettoleistung der Maschine, die man wissen will.

Mit der Meßuhr kann man aber nur die Literzahl und nicht die Menge in Kilogramm messen. Bei Wasser ist es sehr einfach, weil ein Liter ein Kilogramm wiegt. Die Kältemittel haben aber alle ein anderes spezifisches Gewicht und deshalb ist es notwendig die Literzahl in Kilogramm umzurechnen, was sehr einfach ist, denn man darf nur die Literzahl mit dem

spezifischen Gewicht des Kältemittels multiplizieren und bekommt dann die Menge in Kilogramm. Die spezifischen Gewichte können aus den Tabellen Nr. 3 bis 9 für die bekanntesten Kältemittel entnommen werden. Nimmt man an, daß die Kältemittel in der Flüssigkeitsleitung + 25° C haben, so ist zum Beispiel das Gewicht von

R-12	= 1,308 kg
R-22	= 1,196 kg
R-502	= 1,245 kg
R-13 B 1	= 1,530 kg

Beispiel: An einer R-12-Kühlmaschine wird eine Flüssigkeitsmenge von 6,3 l in 10 Minuten gemessen, und zwar bei einer Verdampfungstemperatur von - 10° C. Die Stundenleistung beträgt also:

$$6,3 \times 1,308 \text{ kg} = 8,2 \text{ kg in 10 Minuten und}$$

$$\text{in 1 Stunde } 8,2 \times 6 = 49,5 \text{ kg R-12}$$

$$49,5 \text{ kg} \times 30,06 \text{ kcal} = 1500 \text{ kcal pro Stunde.}$$

Diese Meßmethode ist wesentlich genauer als die zuerst beschriebene und kann deshalb auch zur Messung von Maschinen mit wassergekühltem Kondensator nur bestens empfohlen werden. Man erhält bei der Messung mit der Meßuhr sofort die Nettoleistung, die der Garantie zugrunde gelegt ist, und braucht den sehr ungewissen Wärmebetrag der Kompressions-Reibungs- und Einstrahlungswärme, der 20 oder 40 Prozent betragen kann, nicht von der Kondensatorleistung abzurechnen.

Berechnung der Kompressorleistung

Um feststellen zu können, was ein Kompressor leisten muß, wenn alle Teile desselben in Ordnung sind, soll der Kühlmaschinenmonteur auch imstande sein, die Kompressorleistung zu berechnen.

Der Kompressor saugt bekanntlich den Kältemitteldampf an, der im Verdampfer entwickelt wird. Die Kompressorleistung ist demnach gleichbedeutend mit der Verdampferleistung. Weil nun im Verdampfer nicht mehr Dampf entwickelt wird, als der Kompressor aus dem Verdampfer saugen kann, so ist die Kompressorleistung maßgebend für die Kälteleistung der Kühlmaschine.

Wenn man weiß, was 1 cbm Kältemitteldampf vom Verdampfer Wärme aufgenommen hat, so multipliziert man diese Zahl mit dem stündlichen Hubvolumen des Kompressors und erhält dann die Kompressorleistung in der Stunde. Die Kälteleistung in kcal für 1 cbm Kältemitteldampf verschiedener Kältemittel kann aus den Tabellen 10 bis 15 entnommen werden. Aus diesen Tabellen ersieht man, daß für die Kompressorleistung die Verdampfungstemperatur von großer Bedeutung ist. Derselbe Kompressor hat bei einer hohen Verdampfungstemperatur eine größere Leistung als bei niedriger Verdampfungstemperatur.

Ferner zeigen die Tabellen, daß die Temperatur des Kältemittels vor dem Regulierventil ebenfalls auf die Kälteleistung einen Einfluß ausübt. Die Kälteleistung von 1 cbm Kältemitteldampf liegt also fest. Man muß nur noch wissen, wieviel Kubikmeter der Kompressor in der Stunde fördert, das heißt, wie groß das stündliche Hubvolumen desselben ist. Wie die Berechnung erfolgt, soll mit einigen Beispielen gezeigt werden.

Beispiel 1: Ein Kompressor für eine R-12-Kühlmaschine hat einen Zylinder und läuft mit 500 Umdrehungen in der Minute. Der Kolbendurchmesser ist 50 mm und der Kolbenhub 40 mm. Um das Resultat in Kubik-

meter zu bekommen, müssen der Kolbendurchmesser und der Kolbenhub in m (Meter) in die Rechnung eingesetzt werden.

Die Kolbenfläche errechnet sich nach der bekannten Formel: $r \times r \times 3,14$ (Radius mal Radius mal 3,14). Das stündliche theoretische Hubvolumen beträgt demnach für diesen Kompressor:

$$0,025 \times 0,025 \times 3,14 \times 0,04 \times 500 \times 60 = 2,35 \text{ cbm.}$$

Die Zahlen bedeuten: 0,025 ist der Radius in Meter von 50 mm Kolbendurchmesser, 3,14 ist die bekannte Zahl π (sprich „pi“). 0,04 ist der Kolbenhub in Meter. 500 ist die Tourenzahl in der Minute und 60 sind die Minuten = 1 Stunde.

Praktisch leistet der Kompressor jedoch keine 2,35 cbm, denn wenn der Kolben auf dem höchsten Punkt steht, ist zwischen dem Kolbenboden und dem Zylinderdeckel noch ein kleiner Raum vorhanden, den man den „schädlichen Raum“ nennt. Ferner verbleiben noch andere Hohlräume im Saug- und Druckventil. In diesen Hohlräumen bleiben also verdichtete Dämpfe zurück, die sich beim Abwärtsgang des Kolbens ausdehnen und den Zylinderraum teilweise füllen. Diese Dampfmenge kann dann aber nicht mehr angesaugt werden und gilt daher als Verlust, der bei der Berechnung berücksichtigt werden muß. Durch diesen Verlust wird der volumetrische Wirkungsgrad des Kompressors wesentlich herabgesetzt. Man rechnet erfahrungsgemäß bei kleinen und kleinsten Kühlmaschinenkompressoren mit einem Wirkungsgrad von 0,5 bis 0,8, je nach der Größe und Bauart des Kompressors in bezug auf den „schädlichen Raum“ und der Ventilkonstruktion.

Wenn für den in diesem Beispiel angeführten Kompressor ein Wirkungsgrad von 0,5 angenommen wird, so muß demnach die Kubikmeterzahl 2,35 mit 0,5 multipliziert werden und erhält dann die praktische Leistung von:

$$2,35 \times 0,5 = 1,18 \text{ cbm in der Stunde.}$$

Bei - 10° C Verdampfungstemperatur und + 25° C Flüssigkeitstemperatur vor dem Regulierventil leistet 1 cbm R-12-Dampf nach der Tabelle Nr. 11 rund 382 kcal. Die praktische Kälteleistung des Kompressors beträgt also:

$$1,18 \times 382 = \sim 450 \text{ kcal in der Stunde.}$$

Beispiel 2: Ein Kompressor mit 2 Zylindern von einer R-22-Kühlmaschine läuft mit 400 Touren in der Minute. Der Kolbendurchmesser ist 70 mm und der Kolbenhub ist 50 mm. Das praktische Hubvolumen in der Stunde beträgt:

$$0,035 \times 0,035 \times 3,14 \times 0,05 \times 2 \text{ (Zylinder)} \times 400 \times 60 \times 0,65$$

$$\text{(Wirkungsgrad)} = 6,00 \text{ cbm.}$$

Die Kälteleistung von 1 cbm R-22-Dampf beträgt bei - 10° C Verdampfungstemperatur und + 30° C vor dem Regulierventil 597 kcal. Siehe Tabelle Nr. 10. Die praktische Kälteleistung des Kompressors pro Stunde ist somit:

$$6,00 \times 597 = 3582 \text{ kcal in der Stunde.}$$

Den volumetrischen Wirkungsgrad so groß wie möglich zu gestalten, muß die erste Aufgabe des Konstrukteurs sein, denn davon hängt die Wirtschaftlichkeit einer Kühlmaschine ab. Dies kann erreicht werden, wenn der „schädliche Raum“ so klein wie möglich gehalten wird. 0,2 bis 0,4 mm ist für kleine Kompressoren ausreichend. Der Wirkungsgrad kann durch geeignete Saug- und Druckventilkonstruktion ebenfalls wesentlich verbessert werden. In der Praxis sieht man manchmal kleine Kompressoren, deren Ventilausführung und „schädlicher Raum“ in bezug auf den Wirkungsgrad fast unmöglich sind.

Die Ermittlung des Kältebedarfs

Mit Hilfe der Tabelle 17 läßt sich der Kältebedarf für Kühlschränke und Kühlräume ermitteln. Diese Tabelle ist auf Erfahrungswerten aufgebaut und deshalb sehr zuverlässig. Sie geht von der äußeren Oberfläche des Kühlraumes oder Kühlschranks aus, berücksichtigt die Stärke der Isolierung, die verglasten Flächen und den Temperaturunterschied zwischen der Kühlraum- und Außentemperatur. Als Isoliermaterial wurde Kork oder ein gleichwertiges Material angenommen. Aus der Tabelle erhält man dann den Wärmeeinfall in den Kühlraum während 24 Stunden. Die Wärme, die durch die Begehung, Belegung bzw. Belastung des Kühlraumes anfällt, wird durch den Multiplikator berücksichtigt.

Die Benützung der Tabelle geschieht nach folgenden Beispielen:

Beispiel 1: Ein Kühlraum für eine kleine Fleischerei hat folgende Innenmaße: Länge = 2,5 m, Breite = 1,8 m, Höhe = 2,2 m. Die Isolierung besteht aus Kork oder gleichwertigem Material und ist 10 cm stark. Die Kühlraumtemperatur soll + 3° C betragen. Die Außentemperatur um den Kühlraum herum beträgt im Sommer durchschnittlich zirka + 25° C. Die Belastung des Raumes ist gering, da es sich um eine kleine Fleischerei auf dem Lande handelt.

Zuerst muß nun die äußere Oberfläche der Isolierung ausgerechnet werden. Da die Isolierung 10 cm stark ist und der Verputz mit Fliesen 2,5 cm beträgt, so müssen zum Längen-, Breiten- und Höhenmaß $2 \times 12,5 \text{ cm} = 25 \text{ cm}$ dazu gerechnet werden. Die äußere Oberfläche ist demnach:

$$\begin{aligned} \text{Für die Wände: } & 2,75 + 2,75 + 2,05 + 2,05 \times 2,45 = 23,52 \text{ qm} \\ \text{Für Decke und Boden: } & 2,75 \times 2,05 \times 2 = 11,28 \text{ qm} \\ & \text{zusammen: } 34,80 \text{ qm} \end{aligned}$$

Die Differenz zwischen der Innen- und Außentemperatur ist + 25° C minus + 3° C = 22° C. Aus der Tabelle kann man nun entnehmen, daß bei 22° C Differenz und 10 cm Isolierung der Wärmeeinfall durch die Wände 209 kcal pro Quadratmeter beträgt. Wenn man jetzt die Zahl 209 mit 34,80 qm multipliziert, so erhält man einen Wärmeeinfall von 7273 kcal in 24 Stunden. Diese Zahl multipliziert man wieder mit dem Multiplikator 1,22 für geringe Belastung. Somit ist der Kältebedarf für diesen Kühlraum:

$$7273 \times 1,22 = 8873 \text{ kcal pro Tag.}$$

Bei einer täglichen Maschinenbetriebszeit von 12 Stunden müßte die stündliche Leistung der Maschine $8873 : 12 = \text{rund } 750 \text{ kcal}$ betragen.

Beispiel 2: Ein Kühlschrank für ein Feinkostgeschäft hat vier Türen, die dreifach verglast sind, und besitzt folgende Außenmaße: Breite = 1,6 m, Tiefe = 1,0 m, Höhe = 2,2 m. Die Isolierung ist 8 cm stark. Die Innentemperatur ist + 5° C und die Außentemperatur im Sommer + 25° C. Die Belastung ist stark, weil die Türen sehr oft geöffnet werden. Die äußere Oberfläche ist demnach:

$$\begin{aligned} \text{Für die Wände: } & 1,6 + 1,6 + 1,0 + 1,0 \times 2,2 = 11,44 \text{ qm} \\ \text{Für Decke und Boden: } & 1,6 \times 1,0 \times 2 = 3,20 \text{ qm} \\ & \text{zusammen: } 14,64 \text{ qm} \end{aligned}$$

Die vier verglasten Türen sind $0,5 \times 0,6 \text{ m}$ groß und ergeben zusammen eine Fläche von $0,5 \times 0,6 \times 4 = 1,2 \text{ qm}$. Diese 1,2 qm müssen von der äußeren Oberfläche der Isolierung abgezogen werden, weil die Glasfläche besonders errechnet wird. Es sind demnach:

$$\begin{aligned} 14,64 - 1,2 &= 13,44 \text{ qm isolierte und} \\ & 1,20 \text{ qm dreifach verglaste} \end{aligned}$$

Außenfläche vorhanden.

Die Temperaturdifferenz beträgt: $25^\circ - 5^\circ = 20^\circ \text{ C}$. Man findet in der Tabelle bei 20° C Differenz und 8 cm Isolierung einen Wärmeeinfall von 226 kcal pro qm und für dreifache Verglasung 700 kcal pro qm. Der Wärmeeinfall pro Tag durch die isolierte Fläche ist also: $226 \times 13,44 = 3037 \text{ kcal}$ und durch die verglasten Türen: $700 \times 1,2 = 840 \text{ kcal}$. Der Multiplikator für starke Belastung und 8 cm Isolierung ist 1,5, derjenige für dreifache Verglasung und starke Belastung 1,55. Der Kältebedarf dieses Kühlschranks in 24 Stunden errechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} 3037 \times 1,5 &= 4555 \text{ kcal} \\ + 840 \times 1,55 &= 1300 \text{ kcal} \\ \text{zusammen: } & 5855 \text{ kcal} \end{aligned}$$

Bei einer Betriebszeit von 12 Stunden wäre eine Maschine mit $5855 : 12 = \text{rund } 480 \text{ kcal}$ Stundenleistung erforderlich.

Beispiel 3: Ein Fleisch-Gefrierraum hat folgende Rohmasse: 3 m Länge, 2,5 m Breite und 2,5 m Höhe. Die äußere Oberfläche der Isolierung beträgt also

$$\begin{aligned} \text{für die Wände: } & 3 + 3 + 2,5 + 2,5 \times 2,5 = 27,5 \text{ qm} \\ \text{für Decke und Boden: } & 3 \times 2,5 \times 2 = 15,0 \text{ qm} \\ & \text{zusammen } 42,5 \text{ qm} \end{aligned}$$

Die Isolierdicke ist 16 cm und die Temperatur-Differenz 42° (Außen-Temperatur + 24°, Innen-Temperatur - 18°). Die Tabelle zeigt, daß bei 42° Differenz und 16 cm Isolierung 286 kcal pro qm/Tag erforderlich sind. $42,5 \text{ qm} \times 286 = 12155 \text{ kcal pro Tag}$. Diese Zahl wird mit dem Multiplikator „stark“ 2,10 multipliziert und erhält dann $12155 \times 2,1 = 25525 \text{ kcal pro Tag}$. Bei Gefrierräumen rechnet man mit einer Betriebszeit von 16 Stunden pro Tag. Die Maschinen-Leistung müßte also $25525 : 16 = \text{rund } 1600 \text{ kcal/h}$ betragen. Diese Leistung muß die Kältemaschine aber bei - 25° C Verdampfungs-Temperatur haben. Es wäre ein sehr großer Fehler, wenn man die Leistung bei - 10° Verdampfungs-Temperatur annehmen würde. Die Kältemaschine wäre dann viel zu klein.

Bei der Festlegung des Verdampfers für einen Gefrierraum wird vielfach ein großer Fehler gemacht, indem der Verdampfer viel zu klein gewählt wird. Der K-Wert nimmt bekanntlich mit sinkender Verdampfungs-Temperatur ab. Beispielsweise beträgt der K-Wert bei - 10° Verdampfungs-Temperatur und einem Hochleistungs-Verdampfer mit 5 mm Rippenabstand 9 kcal/h pro qm und 1° Differenz. Der K-Wert des selben Verdampfers bei - 25° beträgt nur noch 5,5 kcal/h. Bei 7° Differenz (- 18° Raumtemperatur und - 25° Verdampfungs-Temperatur) leistet demnach 1 qm Verdampfer-Oberfläche $7 \times 5,5 = 38,5 \text{ kcal/h}$. Ein Hochleistungs-Verdampfer für diesen Gefrierraum müßte also eine Oberfläche von $1600 : 38,5 = 41,5 \text{ qm}$ haben. Bei einem Fleisch-Gefrierraum muß immer mit dem Multiplikator „stark“ gerechnet werden. Dann ist das Gefrieren des Fleisches von + 2° auf - 18° und zwar 400 kg pro qm Kühlraumfläche bei einer Gefrierdauer von 60 Stunden enthalten.

Bei einem Fleisch-Tiefkühl-Lagerraum, in den das Fleisch schon gefroren eingebracht wird, rechnet man mit dem Multiplikator „gering“ oder „normal“, je nach dem, wie oft der Raum begangen und beschickt wird. Denken Sie immer daran, daß ein Verdampfer für Kühlräume unter 0° nie zu groß sein kann.

Eine dicke Isolierung ist nicht immer richtig

Daß eine zu dicke Isolierung nicht immer richtig ist, soll mit dieser Schilderung dargelegt werden: Ein Kühlanlagen-Hersteller wollte einem Fleischer eine ganz besonders gute Kühlanlage als Referenzanlage erstellen. Er lieferte also das Beste, was er zu bieten hatte. Der Kühlraum wurde mit 12 cm starken Korksteinplatten isoliert. Die Kühlmaschine und der Verdampfer wurden reichlich bemessen. Ganz verzweifelt berichtete nun der Hersteller, daß das Fleisch in der Anlage schmierig wird und daß ihn der Fleischer dafür verantwortlich mache. Bei der Unterhaltung stellte sich folgendes heraus:

Der Kühlraum war im Keller untergebracht, der im Sommer eine Höchsttemperatur von +14°C aufweist. Durch die starke Isolierung war der Wärmeeinfall so gering, daß die Kühlmaschine nur 4 Stunden in 24 Stunden lief, obwohl die Kühlraum-Temperatur +1°C betrug. Der Verdampfer war somit nicht in der Lage, die Luftfeuchtigkeit in so kurzer Zeit zu binden bzw. aufzunehmen und als Tauwasser abzugeben.

Um diesen Mißstand zu beheben gibt es 4 Möglichkeiten:

1. Die dicke Isolierung durch eine wesentlich dünnere zu ersetzen. (Statt 12 cm nur 6 cm.)
2. Eine kleinere Kühlmaschine mit kleinerem Verdampfer einzubauen.
3. Einen elektrischen Heizkörper (Autotherm-Entfeuchter) im Kühlraum anzubringen, oder
4. den Versuch zu machen, nur durch Reduzierung der Kompressor-Drehzahl zum Ziele zu kommen.

Die erste Möglichkeit scheidet in jedem Falle aus. Die zweite Möglichkeit wollte der Hersteller aus naheliegenden Gründen nicht akzeptieren. Die dritte wäre für den Hersteller gut, jedoch unwirtschaftlich für den Besitzer der Anlage. Somit blieb vorerst nur der vierte Versuch übrig. Auf dem Motor war eine Keilriemenscheibe von 100 mm Durchmesser und mußte auf 50 mm reduziert werden. Eine derart kleine Scheibe kann aber für einen Keilriemen von 13 mm nicht verwendet werden, weil der Umschlingungswinkel so klein wäre, daß der Riemen in kurzer Zeit zerstört würde. Es mußten demnach 2 Keilriemen mit 10 mm Breite verwendet werden. Dazu war ein anderes Schwungrad für den Kompressor erforderlich. Der Motor erhielt eine 2-rillige Motorscheibe mit 50 mm Durchmesser. Obwohl der Verdampfer für die kleinere Kompressor-Leistung nun zu groß war, und daher nur noch die Verdampferrohre bereiften, während die Rippen nur noch schwitzten, wurde der Besitzer der Anlage zufriedengestellt.

Man ersieht aus dem Geschilderten, daß man dem Käufer einer Anlage viel Geld ersparen kann, wenn man bei der Projektierung einer Anlage den Ort des Kühlraumes berücksichtigt, diesen entsprechend isoliert oder, wenn er schon isoliert ist, die Kühlmaschine dazu richtig wählt. Der Kältebedarf für Kühlräume ist deshalb unbedingt nach der Tabelle 17 zu errechnen, weil hier die Differenz zwischen Innen- und Außentemperatur sowie die Stärke der Isolierung Berücksichtigung findet.

Die Berechnung der Verdampfer

Verdampfer zur Luftkühlung

Man sieht sehr oft bei verglasten oder offenen Theken vollkommen bereifte Verdampfer. Der Fachmann weiß, daß ein Schneeblock oder Eisblock alles andere als einen geeigneten Kühlkörper darstellt. Man stellt sich dann unwillkürlich die Frage: Warum macht man die Verdampfer nicht so groß, daß bei Plus-Temperaturen, beispielsweise bei +6 bis 8°C, eine Bereifung nicht auftritt? Die Antwort könnte so lauten: Weil der Kühlmöbel-Konstrukteur dem Kältefachmann den Platz für den Verdampfer angibt und nicht umgekehrt.

Warum erkennt man nicht endlich, daß ein größerer Verdampfer das einzig richtige wäre? Die Wirtschaftlichkeit einer Kühlmaschine wäre viel höher, was gleichbedeutend mit einem geringeren Stromverbrauch ist, wenn durch einen großen Verdampfer die Verdampfungs-Temperatur nicht -10°C, sondern nur -4°C betragen würde. Die Leistung des Kompressors würde sich um ca. 25% erhöhen, so daß man das Kühlaggregat entsprechend kleiner wählen könnte. Abtau-Sorgen gäbe es überhaupt nicht und sehr viele Beanstandungen seitens des Besitzers würden wegfallen. Aus optischen oder psychologischen Gründen könnte man eine leichte Bereifung bei sichtbaren Verdampfern noch akzeptieren.

Wie der Kältefachmann dieses Problem ansieht, soll folgendes Beispiel zeigen: Angenommen ein Kühlmöbel benötigt bei 12stündiger Betriebszeit 500 Kalorien pro Stunde, um die Temperatur von +6—8°C zu halten. Dazu wird in den meisten Fällen, leider auch manchmal von Fachleuten, ein Kühlaggregat ausgewählt, das bei -10°C Verdampfungs-Temperatur ebenfalls 500 kcal/h leistet. Nimmt man an, daß der K-Wert eines Rippen-Verdampfers für ein Kühlmöbel 6 kcal/h bei 1°C Temperatur-Differenz beträgt, so wäre eine Verdampfer-Oberfläche von

$$\frac{500}{6 \times 17} = 5 \text{ m}^2$$

erforderlich. 500 ist die Leistung des Kühlaggregates, 6 ist der K-Wert und 17 ist die Temperatur-Differenz zwischen Verdampfungs- und mittlerer Kühlmöbel-Innentemperatur. Bei dieser Anlagen-Zusammenstellung würde der Verdampfer bereifen und schließlich vollkommen vereisen, wenn nicht dafür gesorgt wird, daß während der Ruhezeit der Kühlmaschine der Verdampfer von selbst abtaut, oder mit einer elektrischen Schaltuhr Ruhezeiten zwangsläufig eingeleitet werden.

Der Fachmann weiß, daß der K-Wert um so mehr abnimmt, je dicker die Reifschicht auf einer Verdampfer-Rippe ist. Bei einem vollkommen vereisten Verdampfer, also dann, wenn zwischen den Rippen kein Luftraum mehr vorhanden ist, kann man nicht mehr von einer Verdampfer-Oberfläche, sondern nur noch von einer Eisblock-Oberfläche sprechen. Nehmen wir also an, daß der K-Wert auf 4,5 kcal/h 1°C absinkt, wenn die Reifschicht 3 mm dick ist. Die Verdampfer-Leistung wäre dann nur noch 400 kcal/h. Zwangsläufig wird sich also automatisch eine tiefere Verdampfungs-Temperatur als -10°C, ungefähr -15°C einstellen. Bei -15°C würde aber die Leistung des Kompressors nur noch 80%, demnach statt 500 nur 400 kcal/h leisten. Die Laufzeit des Kompressors wird dadurch verlängert und die Ruhezeit verkürzt, bis schließlich keine Zeit mehr übrig bleibt, um den Verdampfer mittels der wärmeren Kühlraumluft abzutauen. Die Bereifung wird immer dicker, bis am Ende ein Eisblock entsteht.

Wird aber bei der Größen-Bestimmung eines Verdampfers nicht mit -10° , sondern nur mit -4° Verdampfungs-Temperatur gerechnet, so ergibt sich folgendes: Bei -4° leistet ein Kompressor rund 25% mehr, als bei -10° . Die Leistung bei -10° könnte also nur 400 statt 500 kcal/h betragen. Das kleinere Aggregat ist billiger. Allerdings wäre der Verdampfer teurer, weil er größer sein muß. Er müßte eine Oberfläche von

$$\frac{500}{6 \times 11} = 7,5 \text{ m}^2$$

haben um 500 kcal/h bei 11° Temperatur-Differenz (-4° Verdampfungs- und $+7^{\circ}$ Kühlmöbel-Innentemperatur) übertragen zu können. Der Verdampfer müßte also 50% größer sein und alle Schwierigkeiten wären beseitigt. Im ersten Fall wäre ein Kühlaggregat mit 500 kcal/h bei -10° und ein Verdampfer mit 5 m^2 erforderlich. Im zweiten Fall müßte das Aggregat 400 kcal/h bei -10° (500 kcal/h bei -4°) leisten und der Verdampfer bekäme eine Oberfläche von $7,5 \text{ m}^2$. Überlegt man nun, daß im ersten Fall die Leistung geringer wird, weil der Verdampfer bereift und sich damit die Laufzeit erhöht, während im zweiten Fall die Leistung konstant bleibt, so ergibt sich, nicht zuletzt auch wegen der höheren Verdampfungs-Temperatur, eine Strom-Ersparnis von ca. 20%.

Art des Kühlraumes	Hochleistungs-Verdampfer mit Ventilator kcal/h m ²	Verdampfer ohne Ventilator kcal/h m ²	Verdampfungs-Temperatur °C
Fleisch-Hauptraum	65	40	-5°
Fleisch-Vorraum	100	65	-5°
Fleisch-Pöckelraum	120	75	-5°
Bierkühlraum	120	75	-5°
Gewerbe-Kühlschränke Theken usw.	100	65	-5°
Fleisch-Gefrierraum	40	—	-25°
Bäckerfroster (lagern)	40	—	-25°
Bäckerfroster (gefrieren)	35	—	-35°

Wenn jedoch aus irgend einem Grund dieser ideale Zustand nicht voll erreicht werden kann, so muß mindestens durch die Verwendung einer billigen einfachen Schaltuhr die Kühlmaschine ein oder zweimal innerhalb 24 Stunden so lange automatisch ausgeschaltet werden, bis der Verdampfer restlos abgetaut ist. Dies geschieht zweckmäßig während der Nachtstunden. Was hier über Verdampfer für Kühlmöbel geschildert wurde, trifft im weitesten Sinne auch für Verdampfer zu, die für Kühlräume, Gefrierräume, Bäckerfroster usw. verwendet werden. Auch in diesen Fällen sollten größere Verdampfer verwendet werden, um wirtschaftliche, störungsfreie Anlagen zu schaffen.

Rechnen Sie bei der Bestimmung von Verdampfern mit folgenden Leistungen pro m² Verdampfer-Oberfläche und nehmen Sie die, in der Tabelle aufgeführten Verdampfungs-Temperaturen an, wenn Sie die Kompressor-Leistung festlegen. (Tabelle Seite 130)

Wenn man beispielsweise errechnet hat, daß für einen Fleisch-Hauptraum ein Kühlaggregat mit einer Leistung von 2000 kcal/h erforderlich ist, so wählt man dieses bei einer Verdampfungs-Temperatur von -5° aus. Dieses Aggregat würde dann bei -10° eine Leistung von 1650 kcal/h haben. Die Verdampfer-Oberfläche hierfür müßte $2000 : 65 = \sim 31 \text{ m}^2$ sein, sofern ein Hochleistungs-Verdampfer in Frage kommt. Wird jedoch ein Verdampfer ohne Ventilator verwendet, so wären $2000 : 40 = 50 \text{ m}^2$ erforderlich. So leicht ist jetzt die Festlegung eines Verdampfers, weil man nur die Leistung des Aggregates bei den, in der Tabelle angegebenen, Verdampfungs-Temperaturen mit den Quadratmeter-Werten aus der Tabelle dividieren muß, um die Verdampfer-Oberfläche in m² zu erhalten.

K-Werte für Ventilator-Verdampfer

Bei ausgeführten Kälteanlagen stellt man häufig fest, daß im praktischen Betrieb die listenmäßig angegebenen K-Werte der Verdampfer nicht erreicht werden. Ursache hierfür kann der Eisansatz sein, die ungleichmäßige Luftführung durch den Verdampfer, die mangelnde Beaufschlagung des Verdampfersystems durch Kältemittel u. a. m.

Die folgenden Angaben beruhen auf Gesprächen mit Kältetechnikern, die jahrelang Gelegenheit hatten, die Leistung von Verdampfern im praktischen Betrieb zu beobachten und zu messen.

I. Tiefkühlanlagen:

Raumtemperatur -20° C, Temperaturdifferenz 10° C

	Flossenabstand	
	4,5 mm	10 mm
Schwache Luftbewegung	K = 2,2 bis 3,5	K = 3 bis 4,5
Mittlere Luftbewegung	K = 4,5	K = 5,5
Starke Luftbewegung	K = 5,5	K = 6,5

II. Pluskühlräume:

Raumtemperatur 0 bis 3° C, Temperaturdifferenz 7° C

	Flossenabstand		
	4,5 mm	7 mm	10 mm
Schwache Luftbewegung	K = 5	K = 5,5	K = 6
Mittlere Luftbewegung	K = 7,5	K = 8	K = 8,5
Starke Luftbewegung	K = 9	K = 9,5	K = 10

III. Pluskühlräume:

Raumtemperatur + 4 bis + 8° C, Temperaturdifferenz 7° C

	Flossenabstand
	4,5 mm
Schwache Luftbewegung	K = 5,5
Mittlere Luftbewegung	K = 8
Starke Luftbewegung	K = 9,5

Die angegebenen K-Werte können nur als Annäherungswerte betrachtet werden, da der Wärmedurchgang von einer ganzen Reihe von Faktoren abhängig ist, wie Flossen-Rohr-Verhältnis, Material, Verbindung Flossen-Rohr, Luftbewegung, Gleichförmigkeit der Luftbewegung, Vereisung.

Der Unterschied zwischen schwacher, mittlerer und starker Luftbewegung ist wie folgt:

1. Schwache Luftbewegung

Verdampfer, bei denen der Ventilator durch Kanaleinbauten, Umlenkungen usw. in seiner Förderleistung stark gedrosselt ist, wie Schrankanlagen-Verdampfer, Zentralkühlungs-Verdampfer usw.

2. Mittlere Luftbewegung

Ventilator-Verdampfer, bei denen der Luftstrom nicht direkt auf die Lamellen gerichtet ist, Deckenrundverdampfer, Deckenhalbrundverdampfer usw.

3. Starke Luftbewegung

Verdampfer, bei denen die Lamellen direkt durch den Ventilator angeblasen werden.

Verdampfer zur Flüssigkeits-Kühlung

Zur Kühlung der Sole bei Speiseeiserzeugern, Konservatoren, Roheiserzeugern usw. werden Verdampfer benutzt, die aus glatten Röhren hergestellt und zu einer runden oder rechteckigen Schlange gewickelt werden. Bei Speiseeiserzeugern wird zum Beispiel eine ein- oder zweifache runde Schlange um die Speiseeistrummel angeordnet. Siehe Tafel 3. Bei Speiseeiskonservatoren erhält die Schlange die rechteckige Form des Solebehälters, während bei kleinen Roheiserzeugern die Schlange so angeordnet ist, daß um jede Zellenreihe ein Teil der Schlange gewickelt wird. Siehe Tafel 2.

Die Leistung eines derartigen Verdampfers ist wieder davon abhängig, ob die Sole ruhend oder bewegt ist. Ferner ist die Temperaturdifferenz zwischen der Sole- und Verdampfungstemperatur maßgebend. Aus der Praxis hat sich ergeben, daß die Temperaturdifferenz 5 bis 6° C betragen soll. Diese Differenz ist bei der Berechnung der Schlängellänge nach den Tafeln 2 und 3 zugrunde gelegt.

Soleverdampfer für Speiseeiskonservatoren und kleine Roheiserzeuger

Aus der Tafel 2 kann die Schlängellänge der Soleverdampfer für Speiseeiskonservatoren und kleine Roheiserzeuger bei -15° C Verdampfungstemperatur und -10° C Soletemperatur und ruhender Sole entnommen werden. Eine künstliche Bewegung der Sole findet also nicht statt. Die Wärmeübertragung ist deshalb verhältnismäßig gering und die Schlängellänge entsprechend länger als bei bewegter Sole. Der Tafel 2 ist zum Beispiel zu entnehmen, daß die Rohrschlange für eine Maschine mit 2000 kcal eine Gesamtlänge von 74 m haben muß, wenn ein Rohr mit 14 × 16 mm Durchmesser verwendet wird, während 93 m notwendig sind,

wenn für die Schlange ein Rohr mit 10 × 12 mm vorgesehen ist. Bei der Verwendung eines Rohres 17 × 20 mm beträgt die Länge der Schlange 60 Meter. Weil derartige lange Schlangen einen großen Widerstand haben, was einer großen Leistungs-Verminderung gleichkommt, muß in solcher Fällen mit Mehrfach-Einspritzung gearbeitet werden.

Wenn an Stelle der Kupferrohre blanke Stahlrohre verwendet werden, muß die Schlange um zirka 10% länger sein. Die Schlange ist dann außen im Vollbad zu verzinken.

Soleverdampfer für Speiseeiserzeuger

Aus der Tafel 3 kann die Schlängellänge der Soleverdampfer für Speiseeiserzeuger bei -25° C Verdampfungstemperatur und -20° C Soletemperatur und mäßig bewegter Sole entnommen werden. Beispielsweise muß die Schlange für eine Maschine mit 2000 kcal aus 50 m Rohr 14 × 16 mm hergestellt sein. 40 m sind erforderlich, wenn der Rohrdurchmesser 20 mm beträgt und 63 m bei einem Rohr mit 12 mm Außendurchmesser.

Bei der Benützung der Tafeln ist es sehr wichtig, dabei zu berücksichtigen, daß die Maschinenleistung bei -10° C zuerst auf die Leistung bei -15° und -25° C umgerechnet werden muß, andernfalls große Irrtümer entstehen könnten.

Das erste physikalische Gesetz der Kältererzeugung

Nachdem der Leser nun die Kältererzeugung auf Grund des zweiten physikalischen Gesetzes kennengelernt hat, soll jetzt auch etwas über die Kältererzeugung geschrieben werden, die auf dem ersten Gesetz beruht, welches besagt, daß bei der Expansion (Ausdehnung) von verdichteten Gasen, Wärme gebunden bzw. Kälte erzeugt wird.

Wenn man mit zugespitztem Mund auf den Handrücken bläst, empfindet man ein Kältegefühl, trotzdem doch die ausgeblasene Luft vorher in der Lunge auf + 37° C erwärmt wurde. Die Luft wurde aber in der Lunge nicht nur erwärmt, sondern auch verdichtet. Wie nun die Luft die kleine Mundöffnung (Düse) verläßt, dehnt sie sich aus. Man sagt: Es findet eine Expansion der Luft statt. Bei dieser Expansion vergrößert sich das Volumen der Luft und dabei wird Wärme verbraucht bzw. gebunden, was einer Abkühlung dieser ausgeblasenen Luft gleichkommt.

Wird zum Beispiel aus einem aufgepumpten Auto- oder Fahrradreifen die Luft am Ventil plötzlich abgelassen, so empfindet man dasselbe Kältegefühl, nur in verstärktem Maße. Die verdichtete Luft hat sich nach dem Verlassen des Ventils ausgedehnt. Es hat also wieder eine Expansion stattgefunden, bei welcher Kälte erzeugt wurde.

Dasselbe ist der Fall, wenn aus einer Sauerstoff-Flasche durch das Öffnen des Flaschenventils Sauerstoff abgelassen wird. Diese Tatsache haben sicher schon viele wahrgenommen, die mit Schweißgeräten umgehen.

Wenn man sich nun vorstellt, daß verdichtete Luft nicht in das Freie, sondern in einen Behälter geblasen wird, in dem sich die Luft vollständig entspannen und dann erst entweichen kann, so muß die Behälterwand kalt werden, weil von ihr Wärme entzogen wird, die bei der Expansion verbraucht wurde. Und wenn die aus dem Behälter austretende entspannte Luft von einem Verdichter angesaugt, verdichtet und durch die Düsenöffnung wieder in den Behälter geblasen wird, so hat man schon eine primitive Kühlmaschine vor Augen. Dabei ist allerdings Voraussetzung, daß

die Luft von der Verdichtungswärme befreit wird, bevor sie wieder in den Behälter einströmt, denn der Leser hat ja gelernt, daß die Luft bei der Verdichtung sehr warm wird, weil die zur Verdichtung aufgewendete Kraft in Wärme umgewandelt wird. Vom Verdichter (Kompressor) müßte die Luft demnach zuerst in einen Behälter oder in eine Rohrschlange gepreßt werden, die außen mit Wasser oder mit Luft gekühlt werden.

Die Luftverflüssigung

Dieses physikalische Gesetz dient auch als Grundlage zur Verflüssigung der Luft.

Der deutsche Kältetechniker Carl von Linde erfand im Jahre 1895 eine Apparatur, mit welcher auf die einfachste Art eine Luftverflüssigung im Großen möglich geworden ist. Wenn man heute zum Beispiel Sauerstoff für Schweiß- und Schneidegeräte, Stickstoff in den chemischen Betrieben und Argon in der Glühlampenindustrie in beliebiger Menge zur Verfügung hat, so ist dies dieser Erfindung zu verdanken. Um Sauerstoff, Stickstoff und Edelgase aus der Luft zu gewinnen, muß die Luft zuerst verflüssigt werden. Die Abb. 25 zeigt das Schema des Luftverflüssigungsverfahrens nach Linde.

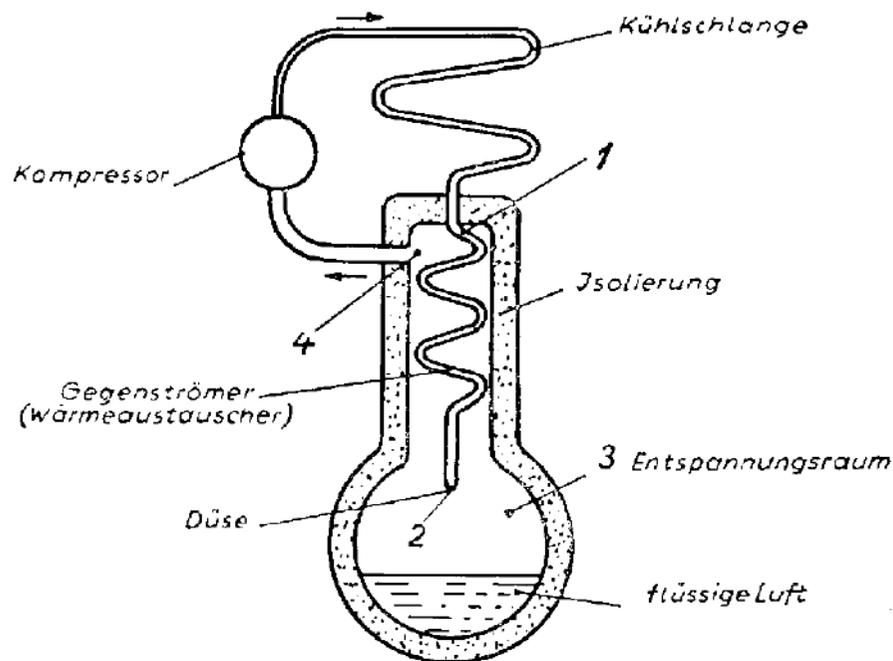


Abb. 25

Die auf zirka 200 atü verdichtete Luft, die in der Kühltrommel auf $+ 20^{\circ} \text{C}$ gekühlt wurde, tritt bei 1 in die Schlange des Gegenströmers ein. Am anderen Ende des Gegenströmers, bei 2, tritt die hochverdichtete Luft aus einer Düse in den Entspannungsraum ein, entspannt sich dort auf 0 atü,

wobei die Temperatur sinkt. Die entspannte kalte Luft strömt außen an der Gegenströmerschlange vorbei von 2 nach 4, wobei sie durch die Schlangewand hindurch die von 1 nach 2 strömende hochverdichtete Luft vorkühlt, so daß die Temperatur vor dem Austritt aus der Düse 2 allmählich sinkt und daher auch die Temperatur im Raum 3. Durch diese Vorkühlung wird die Temperatur von 2 und also auch von 3 aufs neue sinken, bis die Temperatur im Entspannungsraum 3 schließlich die Verflüssigungstemperatur der Luft ($- 193^{\circ} \text{C}$) erreicht hat. Dann ist eine weitere Temperaturabsenkung nicht möglich, weil nun eine teilweise Verflüssigung der Luft eintritt.

Der Wirkungsgrad wird wesentlich besser, wenn die Luft nach dem Austritt aus dem Kompressor in der Kühltrommel auf $- 20$ bis $- 30^{\circ} \text{C}$ vorgekühlt wird, bevor sie bei 1 in den Gegenströmer eintritt. Diese Vorkühlung wird in der Praxis mit einer besonderen Kühlmaschine erreicht.

Schlußwort zum theoretischen Teil

Dem Leser ist nun viel zum Lernen zugemutet worden. Der eine oder der andere mag schon beim ersten Studium den Inhalt in sich aufgenommen und verdaut haben. Den meisten jedoch bleibt wohl nichts anderes übrig, als immer wieder das Buch zur Hand zu nehmen und zu wiederholen, was beim ersten oder zweiten Male nicht oder nicht ganz verstanden wurde. Keiner soll glauben, daß zuviel gesagt wurde und daß er dieses oder jenes nicht zu wissen braucht. Das Gebiet der Kältetechnik ist derart vielseitig und in der Praxis wird der Monteur oder Techniker vor viele Probleme gestellt, die er niemals begreift, wenn er das, was in diesem Buche geschildert wurde, nicht einwandfrei beherrscht. Er muß sich an diesem Fundament immer wieder aufrichten können, wenn er gefallen ist, und dieses ist nur möglich, wenn er die elementarsten theoretischen Kenntnisse voll und ganz aufgenommen hat. Ist dies der Fall, dann darf er sich freuen und darf auch etwas stolz sein auf sein Wissen.

Aus der Praxis - für die Praxis

Kapillarrohre

Mit Hilfe der Tafeln 5 und 6 können die Kapillarrohr-Durchmesser und -Längen für eine bestimmte Maschinenleistung bei -10°C Verdampfungstemperatur festgelegt werden. Die Durchflußmenge in einem Kapillarrohr verändert sich mit dem Kondensatordruck, der Unterkühlung der Flüssigkeit und in geringem Maße mit der Veränderung der Verdampfungstemperatur. Genaue Kapillarrohr-Längen müssen also durch eingehende Versuche ermittelt werden. Da die Verdampfungstemperatur nur einen sehr geringen Einfluß auf die Länge des Kapillarrohres hat, so sind die Werte der Tafeln 5 und 6 gute Durchschnittswerte und sind daher als Grundlage für eine genaue Abstimmung sehr wertvoll. Wird das Kapillarrohr zwecks Leistungserhöhung der Maschine (8% bei R-12) als Wärmeaustauscher an die Saugleitung angelötet, so muß das Kapillarrohr 10% länger sein als die ermittelte Länge aus den Tafeln 5 und 6.

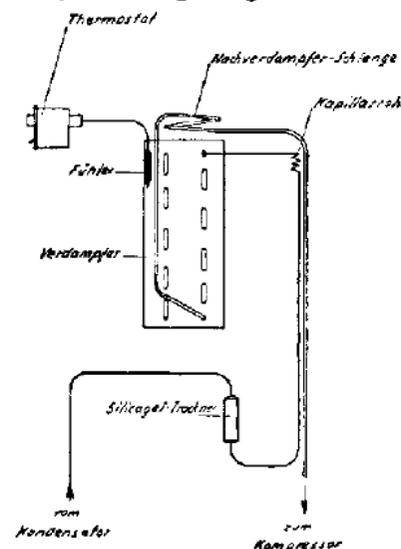
Kapillarrohre sollen mindestens 1,5 m lang sein. Besser ist es, ein längeres Kapillarrohr mit größerem Durchmesser zu nehmen, weil die Gefahr des Einfrierens dadurch geringer wird. Das Kapillarrohr kann gleichzeitig als Flüssigkeitsleitung dienen. Werden die Kapillarrohre wie eine Feder gewickelt, so soll der Windungsdurchmesser nicht kleiner sein als: 30 mm bei $0,75 \phi$, 40 mm bei $1,0 \phi$, 50 mm bei $1,5 \phi$ und 60 mm bei $2,0 \phi$. Kleinere Windungsdurchmesser würden die Durchflußmenge verringern.

Vor dem Kapillarrohr ist immer ein Silikagel-Trockner mit einwandfreien Sieben (Draht- oder Filzsieb) anzubringen. Damit der Trockner nicht als Sammler wirkt, ist unbedingt darauf zu achten, daß er senkrecht angebracht wird und die Flußrichtung durch den Trockner von oben nach unten verläuft. Für kleine Leistungen sind auch kleine Trockner zu verwenden. Von großem Vorteil ist ein Schauglas zwischen dem Trockner und der Kapillare. Bei richtig bemessener Kapillare soll ab und zu eine Gasblase im Schauglas sichtbar sein. Ist dies nicht der Fall, so ist die Kapillare zu lang. Zu viel Gasblasen lassen auf eine zu kurze Kapillare schließen.

Beim Kapillarrohrbetrieb ist die ganze Kältemittelfüllung im Verdampfer. Ein Flüssigkeitsvorrat ist also nicht vorhanden, sofern nicht eine Nachverdampferschlange nach dem Austritt aus dem Verdampfer angebracht wird. Diese Nachverdampferschlange soll mindestens 2 m lang sein und über dem Verdampfer angebracht werden. Diese Schlange soll den Durchmesser der Saugleitung haben und von oben nach unten gewickelt sein, damit das Öl mit Gefälle in die Saugleitung fließen kann. Führt die Saugleitung zu einer Maschine, die höher als der Verdampfer liegt, so ist nach der Nachverdampferschlange ein Ölsack anzubringen. Siehe Abschnitt: Ölrückführung in der Saugleitung.

Gefüllt wird die Anlage, bis die Nachverdampferschlange ganz bereift ist. Die Saugleitung außerhalb des Kühlraumes darf jedoch auf keinen Fall bereifen. Die Bereifung der Nachverdampferschlange geht mit sinkender Kühlraumtemperatur etwas zurück. Bei noch warmer Kühlraumluft soll also die Schlange ganz bereifen und bei kalter Kühlraumluft soll sie nur teilweise oder gar nicht bereift sein. Ein Kältemittelvorrat für eventuelle Undichtheiten zu haben, ist zwecklos, denn wenn schon etwas undicht ist, so ist es nur eine Frage der Zeit, wann der Monteur gerufen wird.

Für Kapillarrohrbetrieb wird am besten ein Verdampferthermostat zur Temperaturregulierung verwendet. Der Fühler des Thermostaten darf niemals an der Saugleitung angebracht werden, wie es sonst bei dem Betrieb mit automatischem Expansionsventil üblich ist. Der Fühler muß an eine Verdampferrippe angebracht oder zwischen zwei Rippen geklemmt werden. Er muß mindestens 10 mm vom Verdampferrohr entfernt sein. Nur so erhält man eine einwandfreie Temperaturregelung.



Trockner

Zum Entfeuchten von Kältemitteln bei Kühlmachines werden bekanntlich Trockenpatronen in die Flüssigkeitsleitung eingebaut, die mit Silikagel oder Molekular-Sieb (molecular sieves) gefüllt sind.

Von Unbelehrbaren wird heute noch Chlorkalzium zum Trocknen verwendet, obwohl alle Fachleute schon lange davor warnen, weil sie wissen, was für verheerende Folgen daraus entstehen. Schon kleinste Mengen von Chlorkalzium im Kältemittel-Kreislauf verursachen die Alterung des Öles so, daß dieses seine Schmierfähigkeit verliert. Die Verharzung und Verkupferung der beweglichen Kompressorenteile sind meistens auf die Verwendung dieses Trockenmittels zurückzuführen. Chlorkalzium kann bekanntlich viel Wasser aufnehmen, bis es schließlich mit dem Wasser eine flüssige konzentrierte Sole bildet. Diese gute Wasseraufnahme verführt dazu, dieses Trockenmittel für Anlagen zu verwenden, die viel Wasser enthalten, obwohl es in solchen Fällen das Richtige wäre, mit Kältemittelgas tüchtig zu spülen und dabei nicht sparsam umzugehen.

Die Gefahr, daß etwas Chlorkalziumstaub durch den Filzfilter in den Kreislauf gelangt, ist natürlich immer vorhanden und dann sind nur sehr geringe Wassermengen nötig, um mit dem Staub eine Sole zu bilden, die wieder die Veranlassung zu einer Verharzung sind. Im übrigen dürfte wohl allgemein bekannt sein, daß Wasser, Lötlwasser- oder Lötmittelrückstände, Chlorkalziumauswaschungen und sonstige Unreinigkeiten auf das Öl derart reagieren, daß eine frühe Alterung desselben herbeigeführt wird und Anlaß zur Verkupferung und Verharzung der Triebwerkteile im Kompressor geben. Nicht umsonst sind darüber schon Bücher geschrieben worden. Und nicht umsonst kann ein hermetisches Kühlaggregat nur dann auf viele Jahre ohne Störungen arbeiten, wenn in dieser Hinsicht auf das Peinlichste verfahren wird. Es sei dabei auf das Buch „Kältemaschinenöle“ von Dr. Heinz Steinle, Springer-Verlag, hingewiesen, das jeder Kühlanlagenhersteller unbedingt lesen sollte.

Silikagel nimmt pro Gewichtseinheit wesentlich weniger Wasser auf als Chlorkalzium. Es hat auch den Nachteil, daß man ihm nicht ansieht, ob es schon mit Wasser gesättigt ist oder nicht. Ferner ist die Wasseraufnahme abhängig von der Temperatur. In warmem Zustand nimmt es weniger Wasser auf als im kalten Zustand, und deshalb ist es nicht gleichgültig, wo der Trockner im Leitungs-System einer Kühlanlage eingebaut wird. Bequem ist der Einbau in die Flüssigkeits-Leitung zwischen Flüssigkeits-Sammler und Regulierventil, jedoch in keiner Weise wirkungsvoll. Würde der Trockner nach dem Regulierventil, also zwischen dem Verdampfer und dem Regulierventil eingebaut, so könnte er die 6-fache Wassermenge binden. Am Verdampfer-Ausgang in der Saugleitung wäre die Wirksamkeit immer noch 3-mal so groß, wie in der Flüssigkeitsleitung. Diese Tatsachen werden in Amerika berücksichtigt und man findet dort den Trockner immer zwischen dem Regulierventil und dem Verdampfer. Warum eigentlich nicht bei uns??

Das Kältemittel R-22 besitzt eine wesentlich größere Löslichkeit für Wasser als R-12, weshalb die Trockenmittelmenge bei R-22 3-mal größer sein soll, als bei R-12. Wird die Tatsache nicht berücksichtigt, so wird man niemals eine störungsfreie Anlage erhalten, denn was das Wasser in einer Kühlanlage anrichten kann, muß wohl nicht mehr besonders geschildert werden, weil darüber schon ganze Bände geschrieben wurden.

Wenn mit Silikagel Mißerfolge erzielt worden sind, so nur deshalb, weil es oft schon gesättigt in den Trockner gefüllt worden ist.

Die Tatsache, daß Silikagel mehr Wasser aufnehmen kann, wenn es kalt ist, kann jemanden zur Verzweiflung bringen, der unwissend oder leichtsinnig mit derartigen Trocknern umgeht. Angenommen, es kauft jemand Silikagel direkt vom Hersteller und füllt dieses in eine Trockenpatrone ein, ohne zu wissen, wieviel Wasser im Silikagel schon enthalten ist. Nehmen wir an, daß die Temperatur beim Einfüllen + 20° C beträgt und daß Silikagel schon gesättigt ist. Baut man nun diesen „Trockner“ ein und die Temperatur des durchströmenden Kältemittels beträgt beispielsweise + 35° C, wie sie bei luftgekühlten Maschinen vorkommt, so würde das Silikagel einen Teil seines Wassergehaltes an das Kältemittel abgeben und anstelle eines Trockners hätte man also einen Wasserspender eingebaut. Man ersieht aus diesem Beispiel, daß die Klagen über Silikagel nicht diesem selbst, sondern der Unwissenheit über dieses Trockenmittel zuzuschreiben sind. Wenn also im Sommer plötzlich ein Regulierventil einfriert, obwohl die Anlage viele Monate störungsfrei lief, so war das Silikagel bei der Montage im Winter schon an der Sättigungsgrenze, so daß beim Durchfluß von wärmerem Kältemittel Wasser an das Kältemittel abgegeben wird.

Sehr viel ist schon über Trockner geschrieben worden und immer geht daraus hervor, daß ein Trockner ein sehr wichtiger Teil einer Kühlmaschine ist. Und obwohl dies so ist, wird ein Trockner nicht immer nach der Zweckmäßigkeit, sondern vielmehr nach der Billigkeit konstruiert und gebaut. Auch dieses wichtige Gerät soll nichts kosten.

Viele Trockner wurden nur ausgebaut und ersetzt, weil die Filterfläche zu klein ist und deshalb verstopft. Die wichtigste Forderung ist also eine so große Filterfläche, daß ein Auswechseln des Trockners wegen Verstopfung der Siebfläche so gut wie unmöglich wird. Statt 50 mm ϕ müßte dieser 80 mm ϕ haben und schon ist die Siebfläche 2,5mal größer. Mit der Vergrößerung des Trockner-Durchmessers sind gleichzeitig zwei weitere wichtige Forderungen erfüllt: Erstens die Verringerung der Strömungs-Geschwindigkeit der Kältemittel-Flüssigkeit und damit eine Verminderung der Staubbildung des Trockenmittels und zweitens eine Reduzierung des Widerstandes im Trockenmittel.

Eine Staubbildung, die bekanntlich sehr störend ist, tritt ja nur ein, weil infolge hoher Strömung die Trockenmittel-Körner in eine dauernde Bewegung geraten und durch Reibung abgenutzt werden.

Es gibt Trockner, die eine große Siebfläche haben, weil das Sieb rohrförmig ist, doch ist der Durchmesser des Trockners so klein, daß die Trockenmittel-Körner für das Kältemittel einen zu großen Widerstand ergeben, wodurch eine teilweise Verdampfung des Kältemittels eintritt und im Schauglas Blasen sichtbar werden. Was nützt zum Beispiel ein Trockner mit 60 mm Durchmesser und einer Länge von 500 mm, der für 12 000 kcal/h bestimmt ist, wenn die Flüssigkeitsmenge, infolge zu großem Trockenmittel-Widerstand nicht durch den Trockner geht? Nach eingehender Überlegung kommt man also unwillkürlich zu dem Schluß, daß ein Trockner mit großem Durchmesser das einzig Richtige wäre.

Die wirksamste physikalische Art der heute erhältlichen Trockenmittel ist, vom Standpunkt der Wasserbindung betrachtet, das neue Trockenmittel „Molekular-Sieb“. Dies ist eine Handelsbezeichnung für ein mineralisches Trockenmittel aus dem Calcium-Aluminium-Silicat oder Natrium-Aluminium-Silicat. Es wird in unregelmäßig geformten, reiskorngroßen Körnern geliefert und adsorbiert bis zu 19% seines Gewichtes an Wasser, wobei es noch immer das Kältemittel auf seinem Sicherheitsstand hält.

Außerdem gibt Molekular-Sieb weniger Wasser ab als aktivierte Tonerde oder Silikagel, wenn die Temperatur ansteigt. Gegen die genannten Vorteile stehen Nachteile, die nicht übersehen werden dürfen: a) der sehr hohe Preis, b) beträchtliches Stauben.

Dieses Trockenmittel nimmt durch Adsorption Säure auf.

Der Name „Molekular-Sieb“ geht von der Tatsache aus, daß dieses Trockenmittel Moleküle von verschiedener Größe herausfiltert. Molekular-Sieb hält die großen Kältemittel-Moleküle zurück, läßt aber die kleineren Wassermoleküle herein und bindet sie.

Zum Schluß muß noch vermerkt werden, daß beim Auswechseln eines Trockners nicht restlos evakuiert werden soll. Es besteht nämlich durchaus die Möglichkeit, daß das gesättigte Trockenmittel bei einem Vakuum wieder etwas Wasser freigibt, das dann wieder in das Kältemittel und somit in den Kreislauf gelangt. Molekular-Sieb ist für Chlormethyl nicht verwendbar, weil es ein Aluminium-Silicat ist und Chlormethyl bekanntlich auf Aluminium verheerend reagiert.

Wie wird Kältemittel eingefüllt?

Die stehende Flasche wird an das Saugabsperrventil angeschlossen. Die Flasche darf niemals auf den Kopf gestellt werden, damit der in der Flasche befindliche Schmutz nicht in die Anlage gelangt. Da das Saugabsperrventil auch zum Verdampfer hin geöffnet ist, wird während des Einziehens auch gleichzeitig gekühlt. Zum richtigen Füllen wird ein Schauglas in die Flüssigkeits-Leitung eingebaut und so lange eingefüllt, bis keine Gasblasen mehr zu sehen sind.

Mit sinkender Kühlraum-Temperatur werden nun wieder Blasen im Schauglas erscheinen. Nun muß wieder nachgefüllt werden, bis die Blasen verschwinden. Dieser Vorgang muß wahrscheinlich mehrmals wiederholt werden, bis endlich bei erreichter Raum- oder Flüssigkeits-Temperatur keine Blasen mehr erscheinen, womit die Füllung theoretisch beendet wäre. Praktisch wird, je nach Größe der Kältemaschine, noch ca. 100 bis 1000 Gramm eingefüllt, womit die Füllung beendet ist. Der geschilderte ideale Füllungs-Zustand garantiert eine einwandfreie Ölrückführung zum Kompressor und macht eine Ölstand-Prüfung im Kompressor vollkommen unnötig.

Folgendes ist noch zu beachten: Je kälter ein Verdampfer ist, das heißt, je tiefer die Verdampfungs-Temperatur ist, um so mehr Kältemittel nimmt der Verdampfer auf. Mit anderen Worten: Wenn viel Wärme vom Verdampfer aufgenommen und zum Kältemittel geleitet wird, also bei hoher Verdampfungs-Temperatur, kocht das Kältemittel intensiver und entwickelt mehr und größere Gasblasen, als bei tiefer Verdampfungs-Temperatur. Folglich nimmt das kochende Kältemittel in einem wärmeren Verdampfer mehr Platz ein, als in einem kälteren. Bei der Inbetriebsetzung einer Anlage wird der Verdampfer somit weniger Kältemittel benötigen, als am Ende, wenn die gewünschte Kühlraum- oder Flüssigkeits-Temperatur erreicht ist. Die richtige Füllung kann also erst beurteilt werden, wenn die tiefste gewünschte Temperatur erreicht ist.

Es kommt öfters vor, daß bei einem Kompressor nach langer Betriebszeit plötzlich ein Lager oder ein Pleuel ausläuft und dann wird der Hersteller des Kompressors dafür verantwortlich gemacht und geschrieben, daß so etwas nicht vorkommen dürfte. Die Ursache ist sehr einfach zu erklären: Der Anlagen-Besitzer ruft an und sagt, daß seine Anlage nicht mehr kühle. Der Monteur kommt und stellt fest, daß Kältemittel an irgendeiner Stelle entwichen ist, behebt die Undichtheit und füllt Kältemittel nach, aber leider zu viel. Und wieder einmal ist die zu große Füllung die Ursache zu großen Reparaturen. Wieviel Ärger, Zeit und Geld könnte man sparen, wenn diese elementaren Weisheiten immer berücksichtigt würden.

Nun wird manchmal gesagt: Wenn die Füllung so knapp bemessen sein soll, ist ja keine Reserve für eventuelle Undichtheiten vorhanden. Dieser Einwand ist völlig haltlos, denn wenn schon eine undichte Stelle vorhanden ist, so bedeutet ein Überschuß an Kältemittel nur ein Hinauszögern des Monteur-Besuches für Tage oder Wochen. Die undichte Stelle muß früher oder später ja doch gefunden und beseitigt werden. Außerdem kostet das entwichene Kältemittel Geld und nichts ist dabei gewonnen. Eine Anlage mit Kapillarrohr hat überhaupt keinen Kältemittel-Vorrat, muß dicht sein und viele Jahre funktionieren.

Wie kontrolliert man die richtige Kältemittel Füllung?

Es wird manchmal auf die Montage-Anweisung (Seite 29) „wieviel Kältemittel soll in eine Anlage eingefüllt werden“ verwiesen und die Frage gestellt: Wie kontrolliert man die richtige Kältemittel-Füllung?

Hierzu folgendes: In dieser Anweisung wird ein Schauglas für die Flüssigkeits-Leitung empfohlen, das auch zur Kontrolle für zu viel eingefüllte Kältemittel dient, wenn wie folgt verfahren wird: Soweit keine Gasblase sichtbar sind, könnte die Füllung auch zu groß sein. Wenn diese Vermutung angenommen wird, so läßt man so viel Kältemittel ab, bis im Schauglas Gasblasen erscheinen, um dann wieder so viel Kältemittel nachzufüllen, daß keine Gasblasen mehr sichtbar sind.

Es ist gesagt worden, daß ein idealer Füllungs-Zustand eine einwandfreie Ölrückführung zum Kompressor garantiert und eine Ölstands-Prüfung im Kompressor vollkommen unnötig macht. Damit ist die zweite Frage „Wie kann man den Ölstand bei den vollhermetischen Maschinen (Kapseln) kontrollieren?“ schon beantwortet.

Aber hierzu noch etwas Grundsätzliches: Es laufen heute noch viele Millionen Kompressoren mit Leistungen bis zu ca. 10 000 kcal/h ohne Ölschauglas. Wie ist nun eigentlich der Schauglasrummel bei kleinen Kompressoren entstanden? Diese Frage soll hier beantwortet werden.

Vor Jahren lief ein 2-Zylinder-Kompressor mit 1500 kcal/h — $10 \pm 30^\circ \text{C}$ noch mit ca. 400 U/min. Dieser Kompressor hatte einen Ölinhalt von ca. 1 Liter. Kaufmännisch gesehen lag es nahe, die Drehzahl zu erhöhen, um eine größere Leistung herauszuholen. Wie schön war es doch, damit der Konkurrenz ein Schnippchen zu schlagen. Doch bekanntlich zieht der andere dann nach, aber mit noch höherer Drehzahl und heute sind wir schon so weit, daß die Motorscheibe größer ist als das Schwungrad und dies wohl gemerkt, bei demselben Kompressor.

Es ist klar, daß dabei mancher Konstrukteur etwas Bauchweh bekam. Er resignierte mit dem Gedanken: Vielleicht wird es gut gehen. Es ging aber nicht gut, wie die Praxis beweist. Wenn ein Kompressor mit 1200 statt mit 400 U/min. läuft, so hat er auch ungefähr die dreifache Leistung, also beispielsweise 4500 kcal/h gegenüber 1500 kcal/h. Hierzu sind dann natürlich dreimal so große Kondensatoren und Verdampfer erforderlich, in denen mehr Öl verbleibt, was jedem Fachmann einleuchtet. Der Kompressor war aber nach wie vor nur mit 1 Liter Öl gefüllt. Und jetzt merkten die Monteure plötzlich, daß hier irgend etwas nicht mehr stimmen kann. Ausgelaufene Kompressoren waren an der Tagesordnung. Prüfbefund bei der Reparatur: Öl-mangel. Nun wurden Ölschaugläser eingebaut. Einer fing an und die anderen mußten es nachmachen.

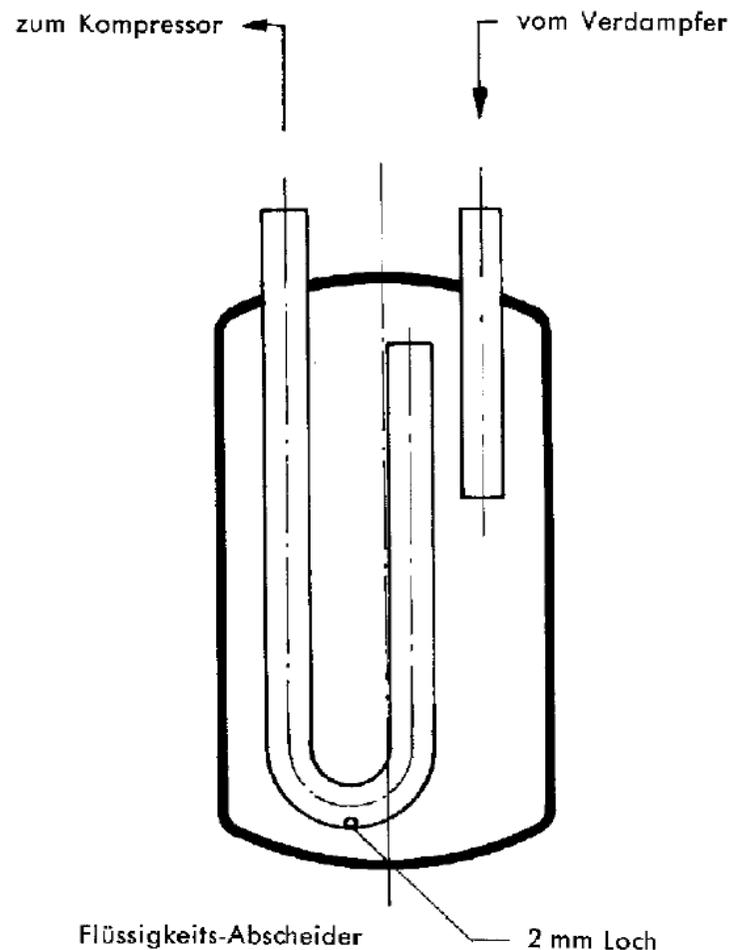
So und nicht anders war es doch?

Daß man aber den Ölinhalt eines Kompressors im gleichen Verhältnis zur Leistungserhöhung vergrößern müßte, darauf kamen viele nicht. Doch heute sieht man in amerikanischen Fachzeitschriften Anzeigen mit Kompressorbildern, wobei besonders die Vergrößerung des Kurbelgehäuses herausgestellt und die Vorteile einer vergrößerten Ölfüllung geschildert werden. Für den Monteur mag ein Schauglas eine Beruhigung sein, für den Besitzer aber bedeutet es so gut wie nichts, weil er erst hinschaut, wenn der Kompressor klappert, also defekt ist.

Wenn für eine Anlage ein moderner Kompressor mit sehr großem Ölinhalt verwendet wird, wenn die Kältemittelfüllung so bemessen ist, daß im Kondensator bzw. Flüssigkeitssammler kein Kältemittelvorrat ist und die Saugleitungen so verlegt sind, daß das Öl ohne Behinderung zum Kompressor gelangen kann, ist ein Ölschauglas nicht erforderlich. Wo sonst soll sich das Öl aufhalten, wenn es nicht im Verdampfer und nicht im Kondensator sein kann? Doch nur im Kompressor. Und daß es nicht im Kondensator bzw. Flüssigkeitssammler sein kann, dafür hat der Monteur durch die richtige Füllung zu sorgen, so, wie es in der Montage-Anweisung „Wieviel Kältemittel soll in eine Anlage eingefüllt werden?“ gefordert worden ist.

Der Flüssigkeits-Abscheider in der Saugleitung

Es ist schon gesagt worden, daß ein Verdampfer für tiefe Temperaturen viel Kältemittel aufnimmt, weil die Verdampfung sehr träge erfolgt. Beim Einschalten einer Kühlmaschine nach längerem Stillstand wird durch die plötzliche intensive Verdampfung, flüssiges Kältemittel bis zum Kompressor mitgerissen, wobei Flüssigkeitsschläge entstehen und der Kompressor beschädigt werden kann. Um dieser Gefahr zu entgehen, wird in die Saugleitung ein Flüssigkeits-Abscheider eingebaut, der das mitgerissene flüssige Kältemittel und Öl aufnehmen kann und in geringen Mengen über ein kleines Loch von 2 mm Durchmesser zum Kompressor gelangen läßt. Das Kältemittel-Ölgemisch wird also dosiert dem Kompressor zugeführt, in einer kleinen Menge, die dem Kompressor nicht schadet. (Siehe Abbildung.) Dieser Abscheider hat sich bei Solekühlern, Gefrierräumen, Tieftemperatur-Prüfschränken usw. hervorragend bewährt.



Das automatische Regulierventil

Dieses Ventil wird auch „automatisches Expansionsventil“ genannt. Das Prinzip dieses Regulierventils ersieht man aus der schematischen Darstellung der Abbildung 26. Dieses Ventil reguliert die Kältemittel-Einspritzmenge in Abhängigkeit vom Verdampferdruck. Mit anderen Worten: Es drosselt die Kältemittelmenge in der Flüssigkeitsleitung, nachdem es einmal auf einen bestimmten Verdampferdruck einreguliert wurde. Die Wirkungsweise von diesem Ventil ist sehr einfach. Wenn der Kompressor anfängt zu arbeiten, beginnt der Druck auf der Niederdruckseite abzunehmen. Diese Druckabnahme reagiert auf die Ventilmembrane „a“ derart, daß die Regulierfeder „b“ entgegen dem Druck der Feder „c“ die Ventilspindel „d“ vom Ventilsitz

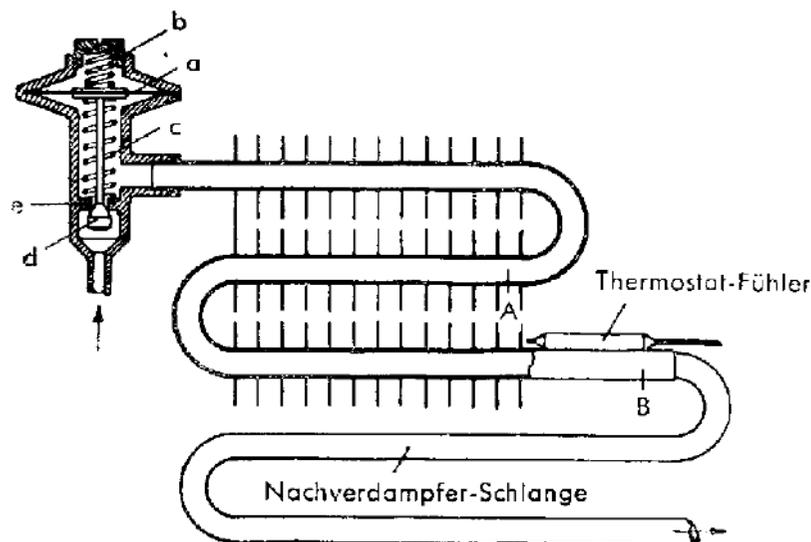


Abb. 26

wegdrückt und so dem flüssigen Kältemittel den Zutritt in den Verdampfer erlaubt. Nun verdampft das Kältemittel im Verdampfer, worauf der Druck etwas ansteigt. Diese Druckerhöhung wirkt wiederum auf die Membrane, aber in der anderen Richtung, worauf die Spindel auf den Ventilsitz gelangt und den Kältemittelfluß absperrt. Diese Vorgänge wiederholen sich andauernd und so lange, als der Kompressor arbeitet.

Wenn der Kompressor stillgesetzt wird, dann hört die Absaugung der Dämpfe aus dem Verdampfer auf und der Druck steigt, weil die Temperatur des Verdampfers zunimmt. Durch diesen Vorgang wird die Membrane nach oben gedrückt, wobei die Ventilspindel den Durchgang ganz absperrt.

Dadurch, daß das Ventil auf den Verdampferdruck reagiert, wird immer eine ganz bestimmte Menge Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt, wenn mit der Regulierschraube das Ventil auf einen bestimmten Verdampferdruck einreguliert worden ist. Diese Tatsache bewirkt, daß das Ventil bei der erstmaligen Inbetriebsetzung der Kühlmaschine weit geöffnet werden muß,

um soviel Flüssigkeit in den Verdampfer einzuspritzen, als erforderlich ist, den Verdampfer voll zur Wirkung zu bringen. Man muß sich vorstellen, daß der Verdampfer bei warmer Kühlraumluft viel mehr Wärme aufnimmt und daher auch mehr Kältemittel zum Verdampfen bringen kann. Würde man aber das Ventil schon am Anfang auf den niederen Verdampferdruck einstellen, der bei der gewünschten Kühlraumtemperatur erforderlich ist, dann wäre folgendes der Fall: Der Verdampfer würde vom Ventil bis zum Punkt „A“ wirksam sein, d. h. bereifen. Bei langsam sinkender Kühlraumtemperatur bereift der Verdampfer immer mehr, bis schließlich der Punkt „B“ erreicht ist. Man könnte diesen Umstand ohne weiteres in Kauf nehmen, weil ja der Verdampfer bei anfangs großer Temperaturdifferenz bis zum Punkt „A“ ebensoviel leistet, wie der ganze Verdampfer bei kleiner Differenz, wenn die Oberfläche des Verdampfers nicht zu klein wäre. Dadurch aber, daß die Oberfläche nur teilweise wirksam ist, wird dieser Teil stärker vereisen, weil sich die Luftfeuchtigkeit auf einer kleineren Fläche niederschlagen muß. Stärkerer Reifansatz am Verdampfer ergibt aber bekanntlich geringere Wärmeübertragung und dann kann der Fall eintreten, daß der Verdampfer total vereist ist und unwirksam wird, bevor der Raum seine richtige Temperatur hat. Man wird deshalb bei der Inbetriebsetzung das Ventil so weit öffnen, bis der Verdampfer einigermaßen ganz zur Wirkung kommt und dann mit sinkender Raumtemperatur immer weiter zurückregulieren, bis der Verdampferdruck mit der Lufttemperatur im richtigen Verhältnis ist. Bei dieser Arbeit beobachtet man am besten die Bereifung der Saugleitung nach dem Austritt aus dem Verdampfer und dreht die Regulierschraube zurück, wenn die Saugleitung bereifen will.

Bei der Verwendung von automatischen Regulierventilen können zur automatischen Ein- und Ausschaltung des Antriebsmotors nur Verdampferthermostate gewählt werden, weil andernfalls der Fall eintreten kann, daß die Saugleitung und sogar das Kompressorgehäuse bereift, ehe die Maschine zur Abschaltung kommt. Der Fühler des Verdampferthermostats wird am Verdampferrohrende festgeklemmt, damit der Thermostat die Maschine abschaltet, wenn die Bereifung bis zu diesem Punkt fortgeschritten ist. Bevor die Saugleitung den Kühlraum verläßt, müssen innerhalb des Kühlraums immer noch ca. 1–2 m Rohr, die sogenannte „Nachverdampferschlange“ angeordnet sein, damit die Saugleitung außerhalb des Kühlraums nicht gleich bereift, wenn die Bereifung einmal wesentlich über den Punkt „B“ hinausgeht.

Automatische Regulierventile halten den Verdampferdruck immer auf derselben Höhe und deshalb ist es unmöglich, die Maschine mit einem Pressostat ein- und auszuschalten.

Diese Ventile eignen sich nur für Kühlschränke oder Kühlanlagen mit einem Verdampfer, weil es nicht möglich ist, zwei automatische Regulierventile so zueinander abzustimmen, daß die Verdampfer gleichmäßig arbeiten. Wenn an einem Ventil reguliert wird, verändert sich der Verdampferdruck und diese Druckänderung teilt sich auch dem anderen Ventil mit, weil ja die Saugleitung beider Verdampfer wieder zusammenführen. Es verändert sich also zwangsläufig auch die Einstellung des anderen Ventils. Man stelle sich z. B. folgenden Fall vor: Zwei getrennte Kühlräume mit der gleichen Temperatur von beispielsweise $+30^{\circ}\text{C}$ sind mit je einem Verdampfer ausgestattet, von denen jeder ein automatisches Regulierventil besitzt. Einer der Kühlräume wird nun durch das Einbringen von warmen Lebensmitteln plötzlich wärmer und bekommt eine Temperatur von $+6^{\circ}\text{C}$. Während nun die Maschine läuft, wird der Verdampfer in diesem Raum nicht mehr ganz bereifen, weil die Einspritzmenge für den jetzt mit wärmerer Luft umgeben-

den Verdampfer nicht mehr ausreicht. Der Verdampfer im kälteren Raum dagegen würde gleichzeitig die Luft noch weiter abkühlen und die Folge davon wäre eine Bereifung der Saugleitung außerhalb des Kühlraums bis zum Kompressor. Für Mehrraum-Kühlanlagen mit zwei oder mehreren Verdampfern können deshalb nur thermische Regulierventile Verwendung finden.

Das thermische Regulierventil

Thermische Regulierventile sind die am meisten angewendeten Regulierventile zur Einspritzung der genauen Kältemittelmenge in den Verdampfer. Es reguliert die Einspritzmenge nach der Temperatur am Verdampferende, und zwar dort, wo die Saugleitung an den Verdampfer angeschlossen ist. Das thermische Ventil hat dafür zu sorgen, daß der Verdampfer soviel wie möglich flüssiges Kältemittel bekommt, und es muß gleichzeitig verhindern, daß flüssiges Kältemittel über die Saugleitung zum Kompressor gelangt. Auf den folgenden Seiten soll nun die Funktion, die richtige Auswahl und Anwendung beschrieben werden.

Ein thermisches Regulierventil reguliert die Kältemittelmenge zum Verdampfer in Abhängigkeit von der Überhitzungstemperatur am Austritt des Verdampfers. Ein Dampf wird überhitzt bezeichnet, wenn seine Temperatur höher ist als die Temperatur, welche seinem Druck bei der Sättigung entspricht. Der Überhitzungsbetrag ist also die Temperaturzunahme über die Sättigungstemperatur bei dem vorhandenen Druck.

Nimmt man an, daß ein CH_3Cl -Verdampfer in einem Raum untergebracht ist, der $+5^\circ\text{C}$ hat und bei einer Verdampfungstemperatur von -5°C ar-

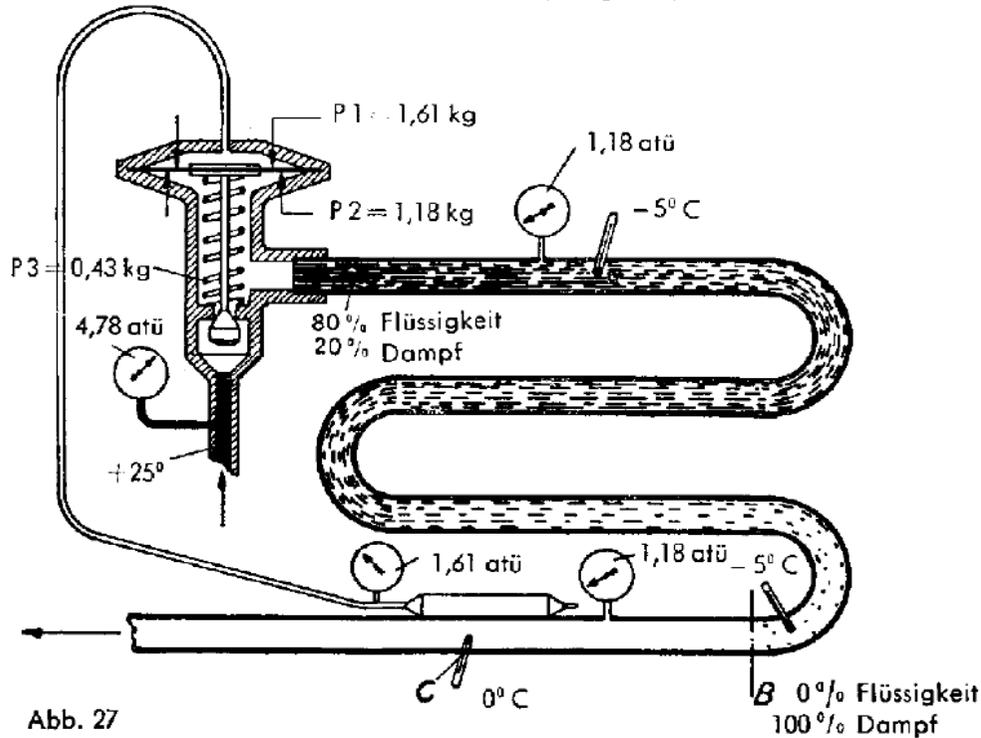


Abb. 27

beitet, so wäre der dazugehörige CH_3Cl -Dampfdruck 1,18 atü. Solange noch flüssiges Kältemittel vorhanden ist, und wenn es nur in Nebelform wäre, wird bei dem Druck von 1,18 atü eine Temperatur von -5°C herrschen.

In den Verdampferrohren kocht das Kältemittel und wird dabei zu Dampf. Bis zum Punkt „B“ der Abb. 27 ist jedoch alle Flüssigkeit verdampft und von diesem Punkt ab nimmt der Dampf nur noch fühlbare (keine latente) Wärme von der Kühlraumluft auf. Der Dampfdruck ist in den Verdampferrohren überall derselbe (1,18 atü), aber durch die Aufnahme von fühlbarer Wärme aus der Umgebung nimmt die Temperatur des Dampfes zu. Mit der Zeit erreicht der Dampf den Endpunkt „C“ des Verdampfers und hat dabei eine Temperatur von 0°C . Der Dampf ist nun überhitzt und der Betrag der Überhitzung ist in diesem Beispiel also 5°C .

Da der Fühler des thermischen Regulierventils zum Teil mit flüssigem Kältemittel gefüllt ist, wird diese Flüssigkeit durch die Überhitzung erwärmt. Diese Erwärmung verursacht eine teilweise Verdampfung der im Fühler enthaltenen Flüssigkeit und dadurch erhöht sich der Dampfdruck im Fühler. Dieser Druck wirkt auf die Membrane des Ventils und öffnet dasselbe, weil die Membrane die Ventilmadel vom Sitz abhebt. Die Überhitzung verursacht die größte Kraft im thermischen Regulierventil. Das Ventil arbeitet mit zwei veränderlichen Kräften: dem Dampfdruck in der Saugleitung und der Überhitzung dieses Dampfes beim Verlassen des Verdampfers an der Stelle, wo der Fühler angeklemt ist. Das Ventil ist einerseits an der Flüssigkeitsleitung und andererseits am Verdampferantritt angeschlossen, während der Fühler des Ventils an der Saugleitung nahe am Verdampferaustritt, angebracht ist. Der Fühler nimmt somit diejenige Temperatur an, die an der Stelle herrscht, wo er angebracht ist. Jeder Temperaturwechsel am Fühler bewirkt also ein Schließen oder Öffnen des Ventils, je nach dem der Fühler kälter oder wärmer wird. Ist z. B. zu viel Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt worden, so kann nicht alle Flüssigkeit verdampfen. Die kältere Flüssigkeit wandert über den Punkt „B“, Abb. 27, hinaus bis zum Fühler und auch darüber hinaus und kühlt diesen ab.

Der Dampfdruck im Fühler wird dadurch kleiner, was ein Schließen des Ventils bewirkt. Nun wird wieder weniger Kältemittel in den Verdampfer eingespritzt, der Fühler wird wärmer, d. h. die Überhitzung des Dampfes an der Stelle, wo der Fühler festgemacht ist, wird höher und dadurch wird das Ventil wieder geöffnet.

Mit Hilfe der Abb. 27 wird gezeigt, wie die drei Funktionskräfte im Ventil zusammenwirken und abgestimmt sein müssen. Die erste dieser Kräfte ist die Kraft „P₁“, welche vom Fühler aus auf die Membrane einwirkt. Nimmt man an, daß der Fühler mit CH_3Cl gefüllt ist und dort, wo dieser angebracht ist, eine Temperatur von 0°C herrscht, so ist der Druck „P₁“ auf die Membrane 1,61 atü oder 1,61 kg pro qcm.

Auf die andere Seite der Membrane drückt die zweite Kraft „P₂“, die der ersten entgegenwirkt. Diese Kraft entspricht dem Druck im Verdampfer. Im angeführten Beispiel ist dieser Druck 1,18 atü oder 1,18 kg, der einer Verdampfungstemperatur von -5°C entspricht. Die dritte Kraft „P₃“ ist der verstellbare Druck einer Feder. Die beiden Kräfte „P₂“ und „P₃“ drücken in der Schließrichtung, während die Kraft „P₁“ in der Öffnungsrichtung drückt.

Wenn nun das Ventil eine dauernde Überhitzung von 5°C einhalten soll, so muß die Feder einen Druck von 0,43 kg pro qcm auf die Membrane ausüben, um zusammen mit der Kraft „P₂“ der Kraft „P₁“ das Gleichgewicht zu halten, denn „P₂“ mit 1,18 kg und „P₃“ mit 0,43 kg ergeben die Kraft „P₁“ mit 1,61 kg.

Je besser ein Ventil auf kleine Temperaturschwankungen in der Überhitzung reagiert, um so wertvoller ist das Ventil, denn damit wird erreicht, daß die Füllung des Verdampfers und daher die Leistung desselben immer gleich bleibt. Mit diesen Ventilen wird erreicht, daß immer diejenige Kältemittelmenge eingespritzt wird, die bei der gerade herrschenden Temperatur des Verdampfers, das Maximum der Leistung der Kühlflächen erreichen läßt. Der Betrieb der Kühlanlagen mit thermischen Regulierventilen ist also wirtschaftlicher als mit automatischen Regulierventilen. Es gibt thermische Regulierventile, deren Fühler mit Gas gefüllt und solche, die mit Flüssigkeit gefüllt sind. Bei den ersteren handelt es sich um sogenannte Wellrohr-Ventile. Die anderen sind Flachmembran-Ventile. Das gasgefüllte thermische Wellrohr-Ventil zeichnet sich durch eine weich und fein ansprechende Steuercharakteristik aus und wird besonders für Leistungen bis ca. 6000 kcal/h verwendet. Während das Flachmembran-Ventil in jeder Lage eingebaut werden kann, muß bei dem Wellrohr-Ventil darauf geachtet werden, daß es nicht von der Kaltluft, die aus dem Verdampfer kommt, getroffen wird. Es soll also immer an der wärmsten Stelle angebracht und so angeordnet sein, daß das Kältemittel ungehindert zum Verdampfer abfließen kann. Ein Wellrohr-Ventil soll auch niemals in die Isolierung eines Kühlmöbels eingebaut werden. Mit anderen Worten: Ein derartiges Ventil kann nur dann einwandfrei arbeiten, wenn der Wellrohrkörper wärmer ist als der Fühler, so daß eine Kondensation im Wellrohr ausgeschlossen ist. Der Arbeitsbereich der Wellrohr-Ventile reicht für Verdampfungstemperaturen von -5° bis -30° C, also für Kühlmöbel, Vitrinen, Tiefkühltruhen, Speiseeisbereiter usw. und auch für Kühlanlagen bis ca. 6000 kcal/h bei Verwendung von R-12 bei -10° Verdampfungstemperatur oder 10 000 kcal/h bei R-22.

Das thermische Regulierventil mit Flachmembran, dessen Fühler mit Flüssigkeit gefüllt ist, kann in jeder Lage und an jeder beliebigen Stelle eingebaut werden, jedoch wird die Montage zweckmäßig so erfolgen, daß das Kältemittel ungehindert zum Verdampfer abfließen kann.

Eine besondere Steuerfüllung (Fühlerfüllung) sichert diesem Ventil Regелеigenschaften, die sich kaum noch von solchen gasgefüllten Ventilen unterscheiden. Darüber hinaus gestattet diese eigenartige Steuerfüllung eine Abstimmung des Ventils für alle Verdampfungstemperaturen, vom Klimabereich bis zu Tiefsttemperaturen von -120° C. Diese Ventile können für die Kältemittel R-12, R-13, R-22, R-502 und R-13B₁ verwendet werden.

Die Ausdehnung der Kältetechnik auf immer weitere neue Anwendungsgebiete erfordert allerdings eine gruppenweise Unterteilung des gesamten Temperaturbereichs, damit Regulierung und Abstimmung der thermischen Fühlerfüllung die notwendige Regelpgenauigkeit garantieren. Eine Standard-Fühlerfüllung für sämtliche Arbeitsbereiche ist also nicht möglich, denn die Betriebsbedingungen der einzelnen Temperaturgruppen sind zu verschiedenartig. Bei der Bestellung eines derartigen Ventils sind also die Verdampfungstemperatur, der Temperaturbereich, die Leistung und die Art des Kältemittels unbedingt anzugeben, damit die richtige Abstimmung schon in der Fabrik durchgeführt werden kann.

In immer stärkerem Maße hat die Kältemaschinen-Industrie in den vergangenen Jahren ihre Anlagen auf das neuzeitliche Kältemittel R-12 umgestellt.

Bei dieser Umstellung wurde häufig übersehen, daß infolge des wesentlich größeren Gasvolumens von R-12 gegenüber CH₂Cl auch größere Durchflußquerschnitte bei Verdampfern und Saugleitungen notwendig wurden. Weil aber die Vergrößerung der Rohrdurchmesser eine wesentliche Verteuerung

zur Folge hätte, unterblieb diese in vielen Fällen. Die logische Folge davon war eine erhebliche Steigerung des Widerstands im Verdampfer. Dieser höhere Saugdruck wirkt bei Expansions-Ventilen in normaler Ausführung dem Öffnungsdruck der Thermofüllung entgegen und bringt somit zwangsläufig eine Verminderung der Durchflußleistung und eine Verschlechterung der Regeleigenschaften, also eine Herabsetzung der Wirtschaftlichkeit von Kälteanlagen.

Das wirksamste Mittel zur Beseitigung dieses unerwünschten Leistungsabfalls konnte nur darin bestehen, daß der erhöhte Verdampferdruck durch konstruktive Maßnahmen von der Membrane ferngehalten und dafür der normale Saugdruck am Ende des Verdampfers über eine Druckausgleichsleitung als Gegendruck unter die Membrane geführt wurde. Diese Druckausgleichsleitung schafft somit wieder normale Druckverhältnisse im Expansions-Ventil und sichert ihm seine gute Regelcharakteristik auch bei hohem Verdampferwiderstand.

Wie groß der Einfluß des Verdampferwiderstands in der Praxis ist, das zeigen die nachfolgenden Diagramme, die unter genau denselben Bedingungen, mit gleichem Düsendurchmesser und gleicher Überhitzungs-Einstellung der E-Ventile, in einer Versuchsanlage gefahren wurden. Die Betriebsdaten bei diesen Prüfungsfahrten waren folgende:

Verdampferleistung bei $\Delta t = 10^{\circ} = 2200$ kcal/h R-12,
 Verflüssigungstemperatur $+25^{\circ}$ C,
 Verdampferrohre 15×1 mm,
 stille Kühlung,
 Raumtemperaturbereich von $+17^{\circ}$ C bis -22° C.

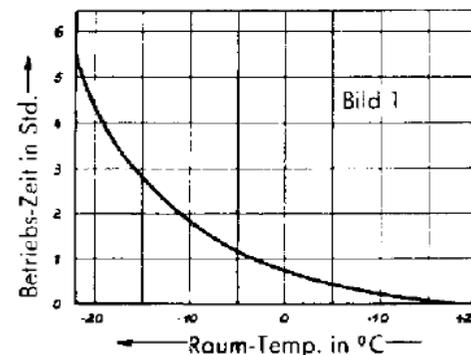


Bild 1 zeigt den Verlauf der Abkühlung mit einem normalen thermostatischen Ventil ohne Druckausgleich. Für eine Raumtemperatur-Differenz von 39° C benötigte das Ventil 5.30 Stunden.

Bild 2 zeigt den Abkühlverlauf bei Unterteilung des Verdampfers in zwei Hälften, von denen jede mit einem normalen E-Ventil eingespritzt wurde. Dadurch verringerte sich infolge der kürzeren Rohrlänge der Widerstand im Verdampfer und bewirkte ein Absinken der Betriebszeit auf 3.52 Stunden = 68%.

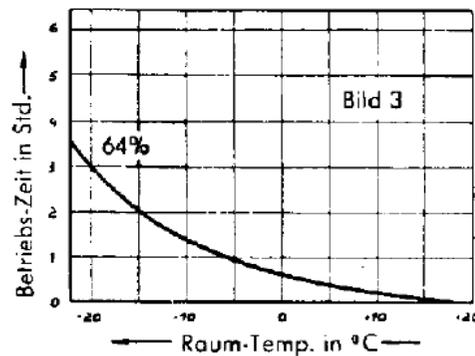
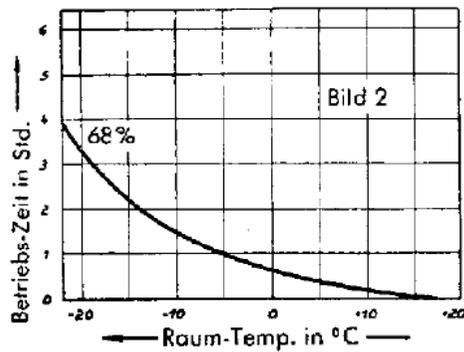
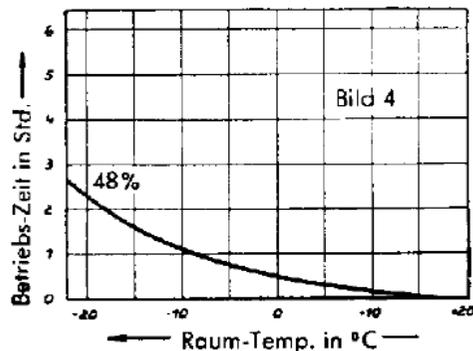


Bild 3, ein einziges E-Ventil mit Druckausgleichs-Leitung, bringt den Beweis, daß sich die Betriebszeit allein durch Überbrückung des Verdampferwiderstands auf 3.30 Stunden = 64% abkürzen läßt!



Der zeitlich größte Erfolg ist in Bild 4 aufgezeigt. Hier wurde der Verdampfer in 4 gleich große Zellen unterteilt und jede dieser Zellen mittels Verteilerkopf von einem Mehrfach-E-Ventil eingespritzt. Die Unterteilung in kleinere Verdampferelemente drückt nicht nur den Widerstand im Rohrsystem auf ein Minimum herab, sondern verkürzt auch den Weg des Kältemittels. Dadurch ergibt sich natürlich ein viel rascheres und gleichmäßigeres Durchreifen des Verdampfers. Außerdem wird die Vereisung stark verzögert. Die Abkühlzeit von $+17^{\circ}\text{C}$ auf -22°C betrug bei diesem Versuch nur noch 2.37 Stunden = 48% gegenüber der Normaleinspritzung mit 5.30 Stunden.

Es soll noch gesagt werden, daß sich die Ergebnisse der obigen Versuchsreihe unter anderen Betriebsverhältnissen zwar etwas verschieben können, bei Leistungen über 1000 kcal/h wird die Verwendung eines E-Ventils mit äußerem Druckausgleich jedoch immer von Nutzen sein.

Das thermische Regulierventil mit Druckausgleich

Diese Tatsachen und die Forderung nach einer Leistungssteigerung und zu einem größeren Nutzeffekt wiesen zwangsläufig den Weg zur Entwicklung von thermischen Ventilen mit einer Druckausgleichs-Leitung (Abb. 28) und zur Mehrfach-Einspritzung (Abb. 29). Die Druckausgleichs-Leitung in Verbindung mit einer Bohrung im Ventil bringt den Raum unterhalb der Membrane mit dem Druck am Ende des Verdampfers in Verbindung. Ein

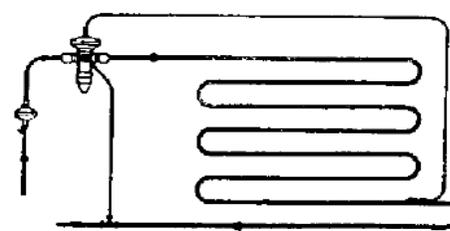


Abb. 28

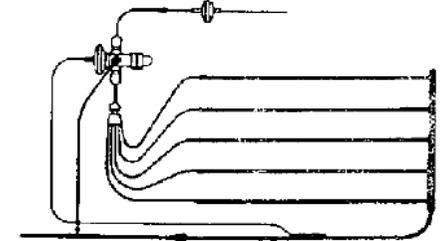


Abb. 29

Staudruck, hervorgerufen durch Widerstände im Verdampfer oder durch den Verteilerkopf bei Mehrfach-Einspritzung, hat bei diesem Ventil nun keinen hemmenden Einfluß mehr auf die Regelgenauigkeit und das Leistungsvermögen. Die Funktion ist folgende: Nach der Inbetriebsetzung der Anlage sinkt der Verdampferdruck und wird über die Ausgleichsleitung und Ausgleichsbohrung auch unterhalb der Membrane wirksam. Der Temperaturfühler hat dabei noch eine höhere Temperatur. Dadurch übt die Fühlerfüllung, die ja in ihrem Druckverhältnis dem Kältemittel angepaßt ist, einen erhöhten Druck auf die Oberseite der Membrane aus und öffnet das Ventil. Sowie sich nun die Temperatur am Fühler ändert, wird dieser Steuerimpuls verstärkt oder abgeschwächt, was gleichzeitig eine Änderung der Kältemittel-Durchflußmenge bedeutet. Ventile mit Druckausgleich und Mehrfach-Einspritzung sind in den letzten Jahren wegen ihren außerordentlichen Vorteilen stark in den Vordergrund gerückt und werden heute auch schon bei verhältnismäßig kleinen Verdampferleistungen mit bestem Erfolg verwendet.

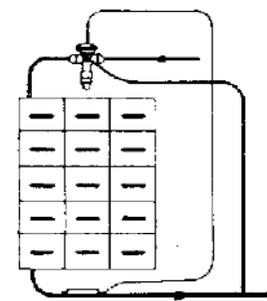


Abb. 30

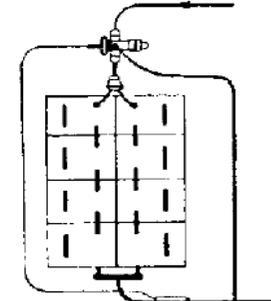


Abb. 31

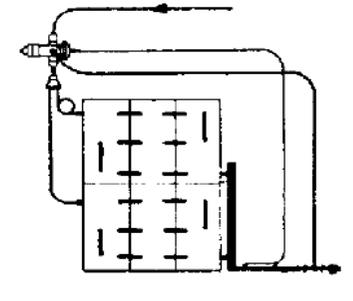


Abb. 32

Verschiedene Anwendungsbeispiele für dieses Ventil ersehen Sie aus den Abb. 30 bis 36.

Abb. 33

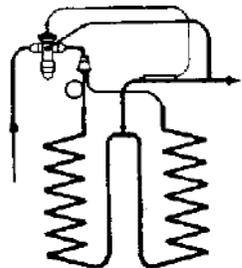
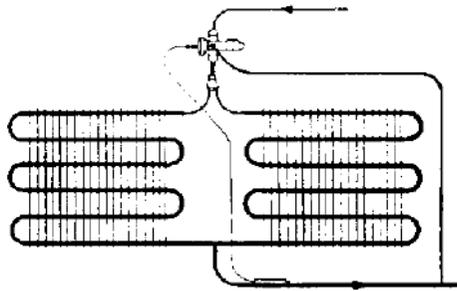


Abb. 34

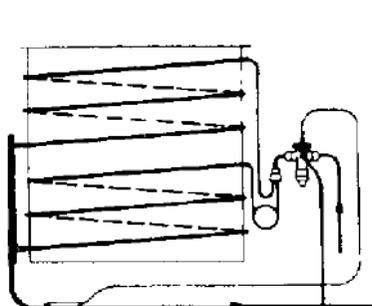


Abb. 35

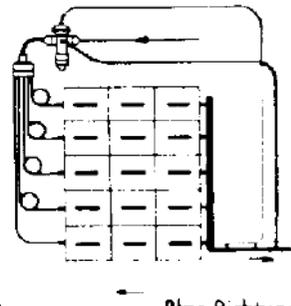


Abb. 36

Blas-Richtung

Die thermischen Regulierventile mit Druckausgleich können funktionsmäßig in jeder Lage und an jeder Stelle montiert werden.

Der **Fühler** wird mit der mitgelieferten Fühlerklemme am Austritt des Verdampfers an der Saugleitung oben gut metallisch anliegend befestigt, und zwar unbedingt vor dem Anschluß der Druckausgleichs-Leitung (siehe Abb. 37). Ein besserer Kontakt mit der Saugtemperatur und außerdem ein gleichmäßigeres Ansprechen ist gewährleistet, wenn der Fühler mit einer waagrechten Saugleitung verbunden ist. Falls die Anbringung des Fühlers an einer waagrechten Leitung aus besonderen Gründen nicht möglich ist, dann ist ein nach unten abgehendes Saugrohr zu wählen; auf keinen Fall aber eine nach oben führende Saugleitung. Eine gleichmäßigere Steuerung wird ebenfalls erreicht, wenn der Fühler, soweit zwei Saugleitungen vorhanden sind, zwischen diesen Rohren an beiden anliegend befestigt wird. In unmittelbarer Nähe des Fühlers dürfen sich keine Wandungen, massive Metallteile wie Rohrverschraubungen usw. befinden, da durch das Kältespeicherungsvermögen dieser Teile eine ungünstige Beeinflussung des Fühlers erfolgen kann.

Bei Verwendung der Ventile für **Vielfacheinspritzung** ist zu beachten, daß der Verteilerkopf so montiert wird, daß die einzelnen Einspritzleitungen senkrecht nach unten führen. Um ein gleichmäßiges Verteilen des Kältemittels auf die einzelnen Verdampferzellen zu gewährleisten, ist außerdem die Anbringung gleichlanger Einspritzleitungen erforderlich.

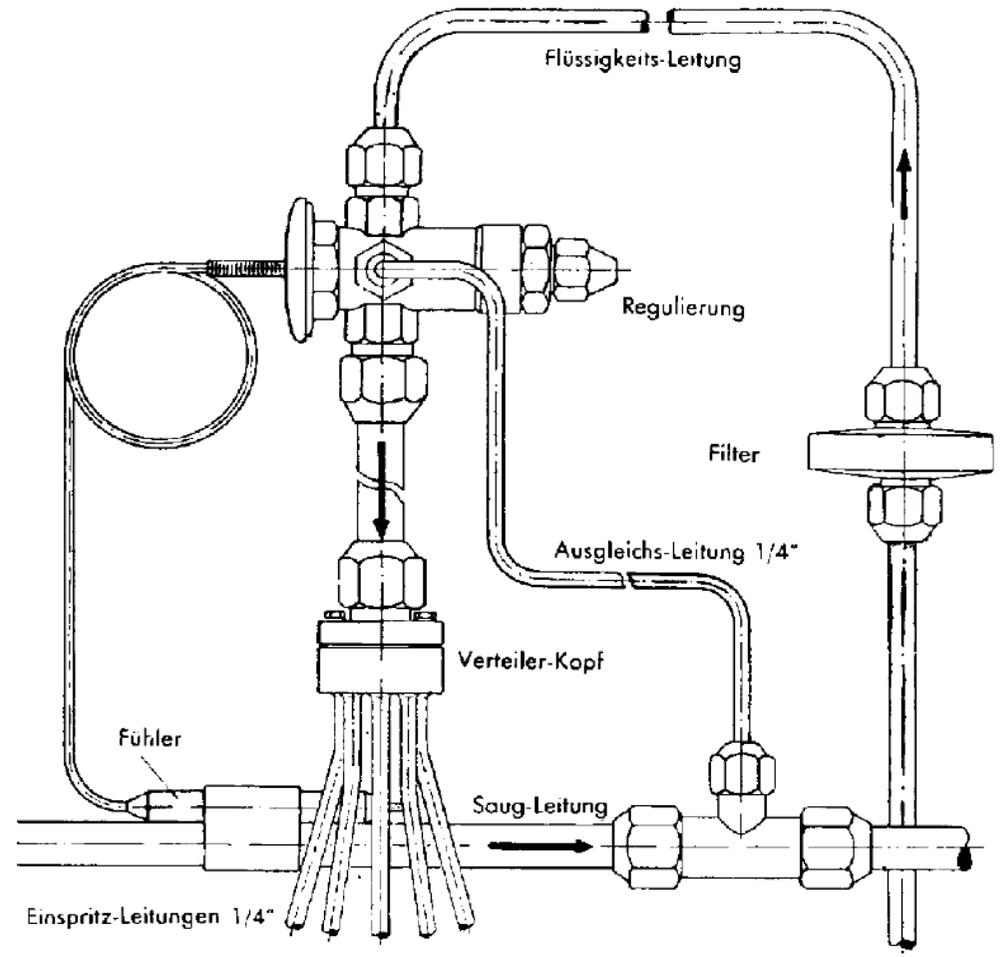


Abb. 37

Was sind druckbegrenzte, thermostatische Expansionsventile?

Frage:

Man hört in letzter Zeit öfters etwas über druckbegrenzte, thermostatische Expansionsventile. Sind diese in der Lage, bei einem Kühlsystem statt eines Motors mit erhöhtem Anlaufmoment, einen solchen mit niedrigem Anlaufmoment, wie er für Kapillarrohrbetrieb üblich ist, zu verwenden?

Antwort:

Die Antwort lautet: Nein.

Bei kapillareingespritzten Aggregaten findet während der Stillstandsperiode ein Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite statt; ebenso bei Verwendung von Ventilen mit Bypass-Kanal für Hermetikanlagen. Dadurch wird das nötige Anlaufdrehmoment des Antriebsmotors während den ersten Umdrehungen bedeutend vermindert.

Die Verwendung von druckbegrenzten Ventilen bewirkt in diesem Sinne nicht ganz dasselbe. Das Anlaufdrehmoment des Kompressormotors muß bei Verwendung druckbegrenzter Ventile genauso groß sein wie bei normalen Ventilen, da beim Anlauf in beiden Fällen normalerweise dasselbe Druckgefälle überwunden werden muß.

Bekanntlich ist beim Betrieb einer Kälteanlage mit einer Verdampfungstemperatur von beispielsweise $t_0 = 0^\circ\text{C}$ eine wesentlich höhere Antriebsleistung notwendig als bei einer solchen von beispielsweise $t_0 = -40^\circ\text{C}$. Damit in beiden Fällen nicht derselbe Antriebsmotor verwendet werden muß, wählt man ein druckbegrenztes Ventil, welches beim Anfahren der Maschine so lange geschlossen bleibt, bis der Verdampferdruck unterhalb des Begrenzungswertes abgesunken ist. Man begrenzt somit den Verdampferdruck von vornherein auf eine bestimmte Temperatur, beispielsweise $-30^\circ\text{C} = 1\text{ ata R-12}$, so daß bei diesen Verhältnissen die Verwendung eines Motors mit niedriger Dauerleistung ermöglicht wird. Die Stromaufnahme des Anfahrzustandes bis zum Erreichen des Druckbegrenzungspunktes ist geringer als bei Verwendung normaler TE-Ventile. Man nimmt die etwas längere Abkühlzeit, bedingt durch die geringere Stromaufnahme, in Kauf.

Das Ventil hat also die Funktion eines Startreglers. Man kann sich die Wirkungsweise in der Praxis auch wie folgt verdeutlichen:

Während des Anfahrzustandes arbeitet das Ventil wie ein automatisches mit konstanter Verdampfungstemperatur, die dem Wert der Druckbegrenzung entspricht. Wenn die Abkühlung zum größten Teil erreicht ist und der Fühler des Ventils sich entsprechend abgekühlt hat, arbeitet das Ventil thermostatisch (temperaturgesteuert).

Druckbegrenzte, thermostatische Expansionsventile

Jede Kältemaschine, gleichgültig um welche Größe und Auslegung es sich im einzelnen handelt, bedarf während ihrer Anfahrperiode einer höheren Leistung des Antriebsaggregates als während des normalen Betriebes, d. h. nach Erreichen der gewünschten Verdampfungstemperatur. Dies ist naturgemäß darin begründet, daß ein Gas unter höherem Druck, wie es beim Anfahren der Anlage der Fall ist, eine größere Leistung zu seiner Kompression benötigt als ein bereits weit expandiertes Gas, das unter niederem Druck steht.

Besonders deutlich tritt dies bei Tiefkühlanlagen auf. Während des Anfahrvorganges beträgt der Druck des zu komprimierenden Sauggases ein mehrfaches desjenigen bei Betriebstemperatur.

Würde eine derartige Anlage mit einem Elektromotor entsprechend der erforderlichen Leistung im Arbeitsbereich ausgerüstet, so wäre dieser während des Anfahrzustandes stark überlastet. Sofern keine anderweitigen Maßnahmen getroffen werden, ist es bei der Bemessung des Antriebsmotors notwendig, den höheren Leistungsbedarf während des Anfahrvorganges zu berücksichtigen und den Motor stärker auszulegen.

Eine weitere Möglichkeit, die negativen Einflüsse der Anfahrperiode zu eliminieren, besteht darin, einen Startregler einzubauen.

Um die Montage eines derartigen Gerätes zu vermeiden und somit die Kosten zu senken, wurde ein druckbegrenztes Ventil entwickelt, welches neben den Aufgaben eines normalen thermostatischen Expansionsventils auch noch diejenigen eines Startreglers übernimmt. Der Aufbau und die Wirkungsweise eines thermostatischen Expansionsventils mit Druckbegrenzung sei im folgenden beschrieben:

Bei einem normalen thermostatischen Expansionsventil wirkt dem Fühlerdruck (PFÜ) auf die Membrane, welche die Bewegung der Ventilonadel steuert, direkt der Anlagedruck (P_s) und eine Druckfeder zur Einstellung der Überhitzung (PFe) entgegen.

Beim druckbegrenzten Ventil hingegen sind zwei Membranen übereinander angeordnet. Auf die obere wirkt der Druck der Fühlerfüllung (PFÜ), während die untere vom Verdampferdruck (P_s) und einer Druckfeder zur Einstellung der Überhitzung beaufschlagt wird. Die Distanz zwischen den beiden Membranen wird durch eine fix eingestellte Druckfedereinheit gehalten, welche im Bereich der Betriebstemperatur (Druck) als starre Verbindung wirkt.

Hervorgerufen durch den Fühlerdruck (PFÜ) sowie dem ihm entgegenwirkenden Verdampferdruck (P_s) und der Federkraft (PFe) wird die Federspannung der Druckfedereinheit (PDF) nach Erreichen eines bestimmten Verdampferdruckes überwunden werden. Dadurch bewegt sich die untere Membrane nach oben und das Ventil schließt.

Beim Anfahrvorgang wird zunächst der Verdampferdruck abgebaut. Normale thermostatische Expansionsventile öffnen dabei weit, und Kältemittel wird eingespritzt. Der Verdampferdruck wird sich allmählich verringern.

Das druckbegrenzte Ventil bleibt solange geschlossen, bis der absinkende Verdampferdruck (P_s) geringer wird als die Differenz der Federkräfte $PDF - PFe$.

Der Saugdruck fällt rasch auf den gewünschten Wert ab. Erst dann wird das Ventil öffnen. Der Antriebsmotor bleibt somit während der Anfahrperiode vor Überlastung geschützt.

Bei Verwendung eines druckbegrenzten Ventils arbeitet die Anlage vor Erreichen der Arbeitstemperatur stets unterhalb eines bestimmten Druckbereiches. Die Verwendung von Motoren mit kleineren Leistungen wird dadurch ermöglicht.

In vielen Fällen ist es notwendig, den Saugdruck in bestimmten Grenzen zu halten, so z. B. bei Anlagen mit Heißgas- oder elektrischer Abtauung. Während des Abtau- und anschließenden Anfahrvorganges ist es unerlässlich, daß das Ventil geschlossen bleibt.

Die Einregulierung von thermischen Regulierventilen

Alle Ventile sind vom Hersteller eingestellt und müssen mit dieser Einstellung eingebaut werden. Es ist sehr wichtig, daß eine Nachregulierung erst dann vorgenommen wird, wenn sich die Anlage eingespielt hat. Vorzeitiges Regulieren bringt immer Nachteile mit sich. Merken Sie sich auf jeden Fall die Stellung der Fabrikeinstellung durch irgendeine Kennzeichnung. Wenn nachreguliert werden muß, was sehr selten der Fall sein wird, dann höchstens $\frac{1}{4}$ Umdrehung, denn eine ganze Umdrehung verändert die Überhitzung um ca. 4°C .

Wenn man bei der Bestellung eines Ventils außer der Angabe der Ventilleistung und des Kältemittels auch noch die Verdampfungstemperatur angibt, so kann man sicher sein, daß kaum eine Nachregulierung erforderlich wird.

Wird jedoch ein Ventil, welches für eine Verdampfungstemperatur von -10°C eingestellt ist, für einen Hochleistungsverdampfer verwendet, der beispielsweise mit einer Verdampfungstemperatur von 0°C arbeitet, so muß das Ventil weiter geöffnet werden.

Die richtige Auswahl von thermischen Regulierventilen

Die Leistung eines thermischen Regulierventils hängt nicht nur von der Größe der Düse, sondern auch von der Differenz zwischen Kondensator- und Verdampfungsdruck ab. Je größer diese Druckdifferenz ist desto mehr flüssiges Kältemittel geht durch einen gegebenen Öffnungsquerschnitt hindurch. Normalerweise beziehen sich die von den Herstellern der Ventile gemachten Leistungsangaben auf eine Verdampfungstemperatur von -10°C und eine Kondensationstemperatur von $-1-30^{\circ}\text{C}$. Wird die Kondensationstemperatur niedriger oder die Verdampfungstemperatur höher, dann sinkt die Leistung des Ventils, weil der Druckunterschied kleiner wird. Steht zum Beispiel ein luftgekühltes Aggregat im Winter in einem kalten Raum oder im Freien, so kann der Kondensatordruck so niedrig sein, daß der Druckunterschied sehr klein wird, besonders noch dann, wenn ein Hochleistungsverdampfer mit einer Verdampfungstemperatur von 0° oder 5° angeschlossen ist. Dasselbe trifft bei wassergekühlten Aggregaten zu, wenn das Kühlwasser kalt ist. In diesen Fällen darf also nicht mit der Normalleistung des Ventils gerechnet werden.

Bei wassergekühlten Aggregaten hält der Kühlwasserregler die Kondensationstemperatur unabhängig von der Verdampfungstemperatur konstant, so daß die Druckdifferenz bei höherer Belastung kleiner wird, und somit die Leistung eines knapp bemessenen Regelventils nicht mehr ausreicht. Bei Klimaanlageanlagen, die wassergekühlt ausgeführt werden und mit einer Verdampfungstemperatur von 0° arbeiten, zeigt sich dies besonders deutlich.

Es darf nicht vergessen werden, daß ein Ventil, das bis an die Grenze seiner Leistungsfähigkeit ausgenutzt ist, nicht mehr sehr feinfühlig arbeitet; die Überhitzungsschwankungen werden hier wesentlich größer.

Da R-12 heute das meistverwendete Kältemittel ist, werden die Ventilleistungen von den Herstellern für dieses Kältemittel angegeben. Wie sich die Ventil-Leistung verändert, wenn ein anderes Kältemittel verwendet wird, ersieht man aus folgender Tabelle. Z. B. ist die Leistung bei R-22 mit dem Faktor 1,25 zu multiplizieren usw.

Veränderung der Ventilleistungen bei verschiedenen Kältemitteln

to -10°C , t $+25^{\circ}\text{C}$				to -60°C , t -40°C	
R-12	CH_2Cl_2	R-21	R-22	R-13	
1	2	1,75	1,25	0,95	

Auch die Verdampfungstemperatur hat einen Einfluß auf die Leistung eines Regulierventils. Z. B. leistet ein Ventil bei -35°C nur noch die Hälfte wie bei -10°C . Wie sich die Leistung verändert, zeigt untenstehende Tabelle.

Veränderung der Ventilleistungen bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen

Verdampf.-Temp. $^{\circ}\text{C}$	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
Faktor	1,15	1,12	1,07	1	0,92	0,82	0,72	0,6	0,5	0,4

Es ist schon geschildert worden, welche Einflüsse die Druckdifferenz zwischen Kondensator- und Verdampferdruck, sowie der Druckverlust in der senkrechten Flüssigkeitsleitung, auf die Leistung eines Regulierventils haben. Der Druckabfall im Ventil ist also mitbestimmend bei der Berechnung der Ventilleistung. Wie hoch die Leistung bei dem jeweiligen Druckabfall ist, wird in folgender Tabelle angegeben.

Druckabfall im Ventil kg/cm^2	2	3	4	5	6	7	8
Faktor	0,73	0,87	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Auch das Öl, welches sich im Kältemittel befindet, verringert die Leistung eines Regulierventils. Wie hoch der Einfluß ist, hängt davon ab, wie hoch der Prozentsatz des Kältemittel-Ölgemisches ist. Man macht keinen Fehler, wenn man den Ölfaktor mit 0,8 einsetzt.

Und nun ein Beispiel: Es sei angenommen, daß ein thermisches Regulierventil für R-12 bei einem Druckabfall von $4\text{ kg}/\text{cm}^2$ $5000\text{ kcal}/\text{h}$ bei 10° Verdampfungstemperatur bei ölfreiem Kältemittel leistet. Wie hoch ist nun die Leistung, wenn dasselbe Ventil bei einem Druckabfall von $2\text{ kg}/\text{cm}^2$ und bei -30° und Öl im Kältemittel verwendet wird?

der Faktor für den Druckabfall ist	0,73
der Faktor für die Verdampfungstemperatur ist	0,6
der Faktor für das Öl ist	0,8

$$5000 \times 0,73 \times 0,6 \times 0,8 = \sim 1750\text{ kcal}/\text{h}.$$

Dieses Ventil leistet also nur noch $1750\text{ kcal}/\text{h}$. Sie werden nun erkennen, wie wichtig die richtige Auswahl von Ventilen für die einwandfreie Funktion einer Kühlanlage ist.

Und nun noch ein Hinweis von großer Wichtigkeit:

Die Anforderungen an gute Steuergeräte sind heute sehr groß. Deshalb muß jedes Ventil äußerst präzise gearbeitet und sehr empfindlich sein, wenn es diese Forderungen erfüllen soll. Sichern Sie sich die gute Funktion des Ventils und damit die volle Leistungsfähigkeit und lange Lebensdauer Ihrer Anlagen, indem Sie die Geräte vor dem Einbau sorgfältig behandeln. Denken Sie bitte auch daran, daß nur Anlagen mit sauberem Kältemittel-Kreislauf, also ohne Schmutz und Feuchtigkeit, einwandfreies Arbeiten aller Regelgeräte garantieren.

Die richtige Anbringung des Fühlers

Eine wichtige Voraussetzung für die einwandfreie Funktion ist die richtige Anbringung des Fühlers, denn dieser erzeugt die Druckdifferenz, welche auf die Ventilmembrane wirken muß, um das Ventil zu öffnen und zu schließen. Der Fühler ist am Austritt des Verdampfers oben auf der Saugleitung mittels der mitgelieferten Fühlerklemme zu befestigen. Der Fühler soll waagrecht auf der Leitung angeordnet sein, weil dadurch die Flüssigkeit im Fühler die beste Berührung mit der Saugleitung hat. Ist die Anbringung in waagrechter Lage nicht möglich, dann soll der Fühler an einer nach unten führenden Leitung, niemals aber an eine nach oben führende, angeklemt werden. Achten Sie besonders darauf, daß der Fühler nie in unmittelbarer Nähe einer Verschraubung angebracht wird, weil das Wärme-Speichervermögen dieser Massen eine gute Steuerung (Ventil-Reaktion) verhindert. Der Abstand von einer Verschraubung oder Wand bis zum Fühler soll mindestens 150 mm betragen. Bei Flüssigkeitskühlern soll der Fühler so an die Saugleitung angebaut werden, daß er beinahe den Flüssigkeitsspiegel berührt, damit die Flüssigkeitstemperatur noch einen Einfluß auf den Fühler ausübt. Ist er zu weit vom Flüssigkeitsspiegel entfernt, so wird er von der Luft erwärmt und das Ventil würde beim Stillstand der Maschine öffnen.

Wenn ein Wärmeaustauscher verwendet wird, so ist dieser nach dem Fühler in einem Abstand von mindestens 250 mm anzubringen. Der Fühler sitzt also zwischen Verdampferaustritt und Wärmeaustauscher.

Bei Anlagen ohne Wärmeaustauscher muß nach dem Fühler noch eine Nachverdampferschlange angeordnet werden, bevor die Saugleitung den Kühlraum verläßt, damit eine Bereifung der Leitung außerhalb des Kühlraumes unmöglich ist.

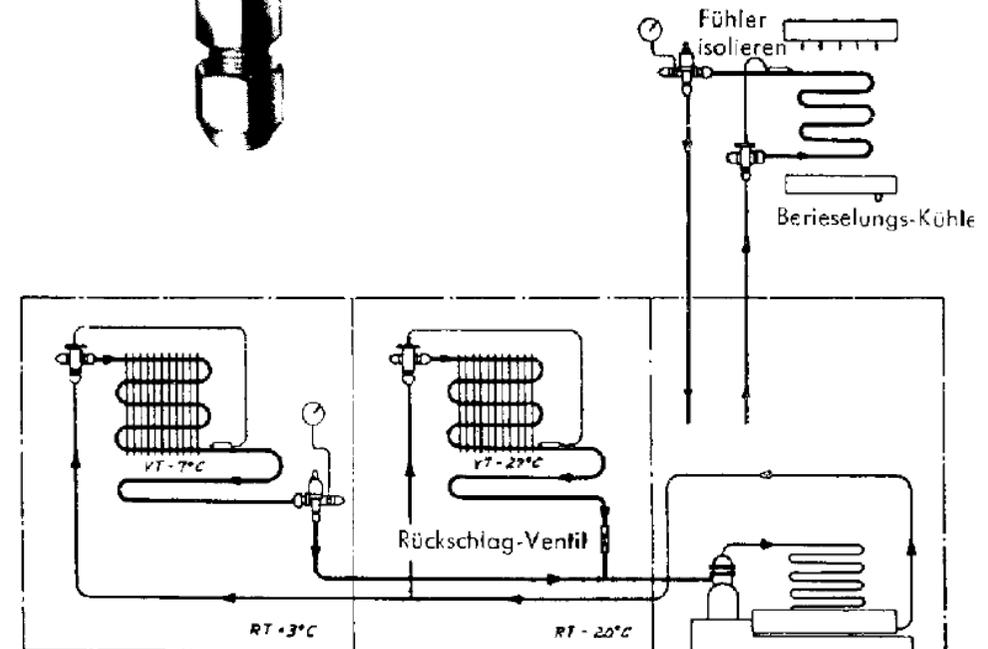
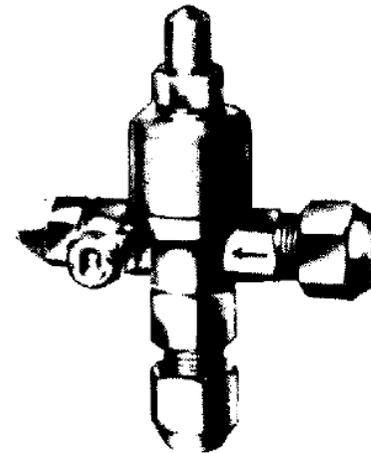
Bei Hochleistungsverdampfern muß der Fühler im Warmluftstrom liegen. Sehr wichtig ist, daß der Fühler mit einwandfreiem Kontakt auf der Rohrleitung aufliegt. Sehr viele Störungen sind nur auf mangelhafte Berührung zurückzuführen. Das beste Ventil ist schlecht, wenn dies unberücksichtigt bleibt.

Sekundär-Regler

Der Saugdruck-Regler

Saugdruck-Regler werden vorwiegend bei Mehrtemperatur-Anlagen verwendet. Sie verhindern das Absinken des Verdampferdruckes einzelner Kühlstellen unter einen gewünschten Einstellwert. Beim Erreichen dieses Mindestdruckes arbeiten die Regler umgekehrt wie ein automatisches E-Ventil, indem sie den Gasdurchfluß drosseln und erst beim Ansteigen des Verdampferdruckes wieder mehr öffnen. Der Saugdruck bleibt somit konstant und hält damit indirekt auch die Raum- oder Flüssigkeitstemperatur in gewissen Grenzen. Aus diesem Grund werden Saugdruck-Regler auch häufig als „Konstantdruck-Ventile“ bezeichnet. Eine präzise Regelung von Raum- oder Flüssigkeitstemperaturen läßt sich mit Saugdruck-Reglern nicht durchführen. In solchen Fällen sind Temperatur-Regler zu verwenden.

Anwendung: Saugdruck-Regler sind druckgesteuerte Regelorgane und werden hinter dem zu steuernden Verdampfer in die Saugleitung eingebaut.



Sie eignen sich sowohl für Anlagen mit einzelnen wie auch für solche mit mehreren Kühlstellen. Auch mehrere Verdampfer können zusammen mit einem einzigen Regler gesteuert werden; dann stellt sich allerdings in jedem Verdampfer der gleiche Saugdruck ein. Für Berieselungs- oder andere Flüssigkeitsfühler sind Saugdruck-Regler besonders gut geeignet, wenn eine zu starke Unterkühlung verhindert werden soll. Bei Luftkühlern von Klimaanlage kann durch Einbau von Saugdruck-Reglern das Zufrieren der Lamellenabstände verhütet werden.

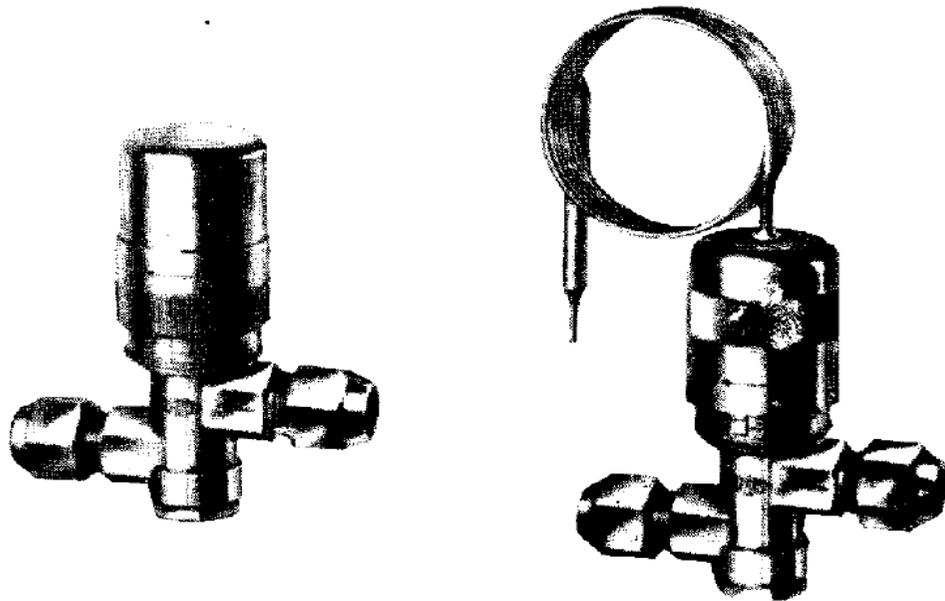
Obwohl der Saugdruck-Regler immer mehr vom thermostatischen Temperatur-Regler verdrängt wird, ist seine Anwendung nach wie vor dort zu empfehlen, wo es nicht auf eine genaue Temperaturbegrenzung ankommt, sondern nur darauf, eine zu starke Unterkühlung zu verhindern.

Bei dem Einbau ist auf die Durchflußrichtung zu achten.

Der Regler kann innerhalb oder außerhalb des Kühlraumes montiert werden. Er ist temperaturunempfindlich. Der Einbau erfolgt in die Saugleitung des zu regelnden Verdampfers. Die Entfernung zwischen Regler und Verdampfer ist gleichgültig.

Der Temperatur-Regler (Temperatur-Ventil)

Temperatur-Regler werden hauptsächlich bei Anlagen mit mehreren Kühlstellen verwendet und halten die Temperatur auf dem eingestellten Wert. In idealer Weise vermeidet dieses Gerät die bekannten Nachteile anderer Schaltkombinationen, z. B. von Magnetventilen, und spart damit nicht nur erhebliche Anschaffungs- und Installationskosten, sondern gewährleistet auch die weitaus wirtschaftlichste Arbeitsweise von Mehrtemperatur-Anlagen.



Die herrschende Raum- oder Soletemperatur wird direkt als Steuerimpuls verwendet und zur Drosselstelle des Reglers weitergeleitet. Der Durchfluß des Kältemittelgases wird dadurch entsprechend gedrosselt oder erhöht, und durch Veränderung der Verdampfungstemperatur kann die Temperatur jeder einzelnen Kühlstelle individuell gesteuert werden. Natürlich lassen sich bei Verwendung von Temperatur-Reglern verschiedene Schaltmöglichkeiten anwenden. Ob man pressostatisch schaltet oder den Raumthermostat bevorzugt, ob man nur den kältesten Raum oder jede einzelne Kühlstelle mit einem Thermostaten ausrüstet, das hängt ganz von den Ansprüchen ab, die an eine Anlage gestellt werden. Möglichkeiten gibt es bei Verwendung von Temperatur-Reglern sehr viele, und es gibt praktisch keine Steuerungsprobleme mehr, die nicht einwandfrei gelöst werden könnten.

Temperatur-Regler arbeiten sehr präzise und zuverlässig. Ihre kleine Form

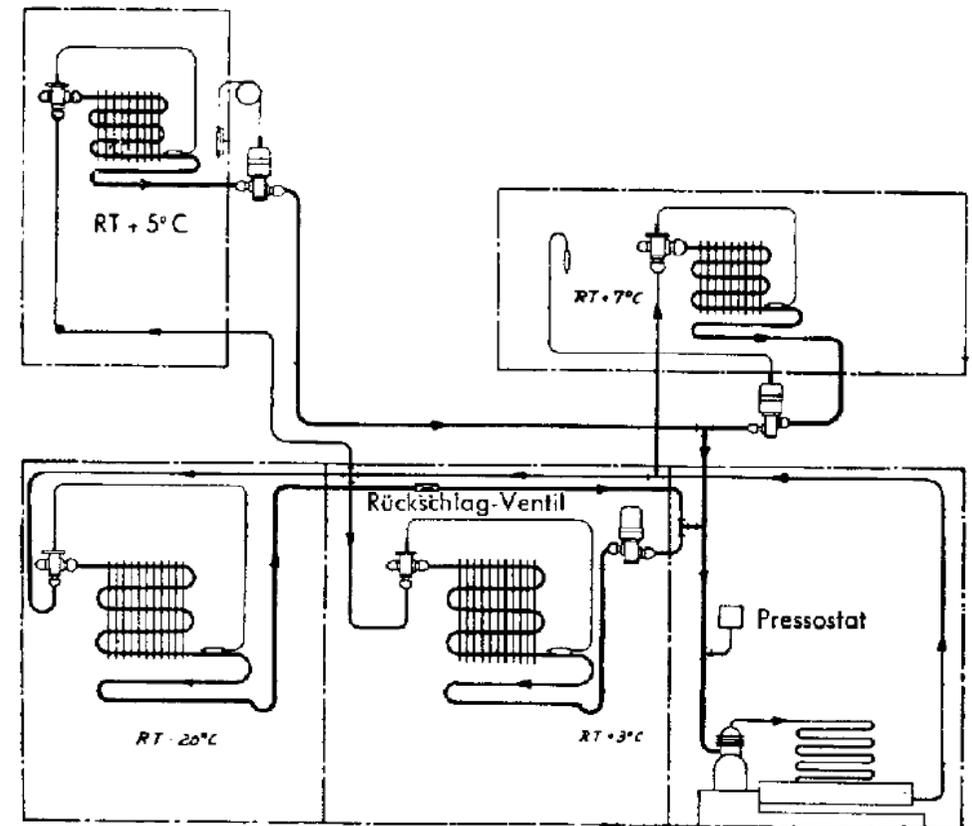
erlaubt den Einbau auch an gut sichtbaren Stellen, z. B. in Vitrinen, Büfets und dergleichen. Neben diesen Vorzügen besitzen die Geräte eine einstellbare Temperaturskala, welche Einregulierung und Korrektur der gewünschten Temperatur sehr erleichtert.

Montage

Auf Durchflußrichtung achten.

Der Regler ohne Kapillarrohr ist für den Einbau **innerhalb** des Raumes bestimmt.

Der Regler mit Kapillarrohr wird normalerweise **außerhalb** des Raumes montiert. Wenn die Montage innerhalb erfolgt, dann den Regler dicht an der Decke anordnen, so daß der Körper um ca. 2° C wärmer ist als der Fühler.

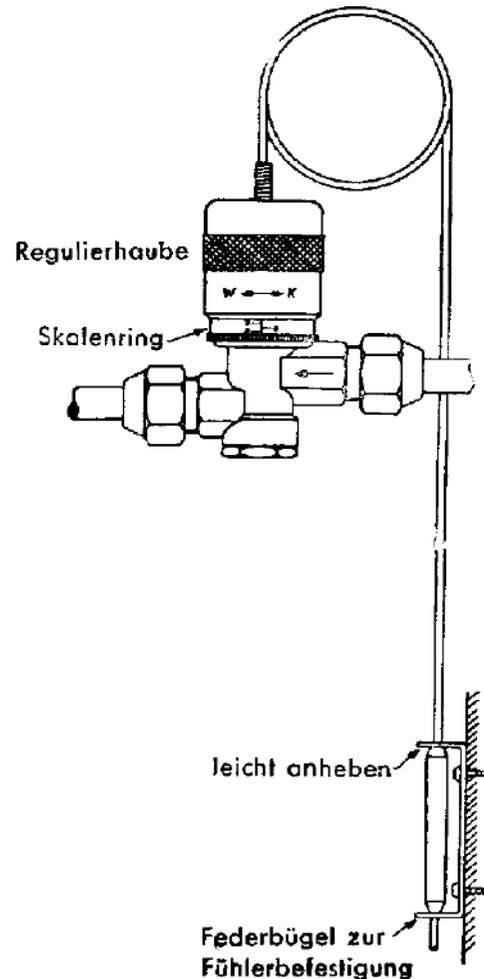


Bei Montage außerhalb bitte daran denken, daß im Winter der Regelkörper nicht kälter werden darf als der Fühler. Kapillarrohr nicht mit kaltem Verdampfer- oder Saugrohr in Berührung bringen und auch nicht durch kältere Räume führen.

Bei Sole- oder Flüssigkeitskühlern den Fühler in der Flüssigkeit anbringen; bei Raumkühlung Befestigung mit Halter an der Stelle, an welcher die Raumtemperatur abgetastet werden soll.

Beim Inneneinbau beider Typen ist darauf zu achten, daß der Kaltluftstrom durch Ablenkung vom Regler ferngehalten wird, damit keine falsche Beeinflussung vom Thermoteil oder Temperaturfühler entsteht.

Temperatur-Regler können vom Werk aus nicht genau eingestellt werden, weil Verdampferleistungen und Verdampfertemperaturen bei jeder An-



lage unterschiedlich sind. Die Temperatur-Regler werden deshalb mit einer Mitteleinstellung geliefert.

Temperatur-Regler sind überall dort einzusetzen, wo eine Raum- oder Flüssigkeitstemperatur in engen Grenzen konstant gehalten werden soll. Es ist gleichgültig, ob die Anlage mit einer oder mit mehreren Kühlstellen arbeitet. Wichtig ist nur, daß jede Kühlstelle, welche geregelt werden soll, mit einem Regler versehen wird.

Berücksichtigen Sie bitte bei der Bestimmung des zu steuernden Verdampfers, daß nicht mit der Anlagen-Endverdampfungstemperatur, sondern mit dem normalen Temperaturgefälle der einzelnen Kühlstellen gerechnet werden muß. Der Verdampfer muß in solchen Fällen also genau so groß sein wie bei Einraum-Kühlung.

Bei thermostatischer Schaltung muß überlegt werden, von welcher Kühlstelle aus gesteuert werden soll. Dies ist besonders wichtig, wenn die betreffende Stelle sehr stark von der Außentemperatur beeinflusst oder zeitweilig aus dem Betrieb genommen wird. In solchen Fällen können auch mehrere Thermostate parallel arbeiten.

Wenn von mehreren Kühlstellen die kälteste im Freien liegt und in der kalten Jahreszeit eine Unterkühlung vermieden werden soll, so ist auch diese Stelle mit einem Regler auszurüsten.

Temperatur-Regler sind vielseitig verwendbar und ermöglichen die verschiedensten Kühlstellen-Kombinationen. Es lassen sich z. B. einwandfrei regeln:

Kühlschrank, -Theke oder -Vitrine in Verbindung mit einem Speiseeisbereiter oder

Kühlschrank, -Theke oder Vitrine in Verbindung mit einem Tiefkühlschrank, Tiefkühlraum, Tiefkühltruhe oder

Kühlraum in Verbindung mit einem Tiefkühlschrank, Tiefkühlraum, Speiseeisbereiter, Tiefkühltruhe oder

mehrere Kühlstellen mit den verschiedensten Temperaturen.

Auch Flüssigkeitskühler jeder Art lassen sich praktisch in jedem Temperaturbereich regeln und überwachen.

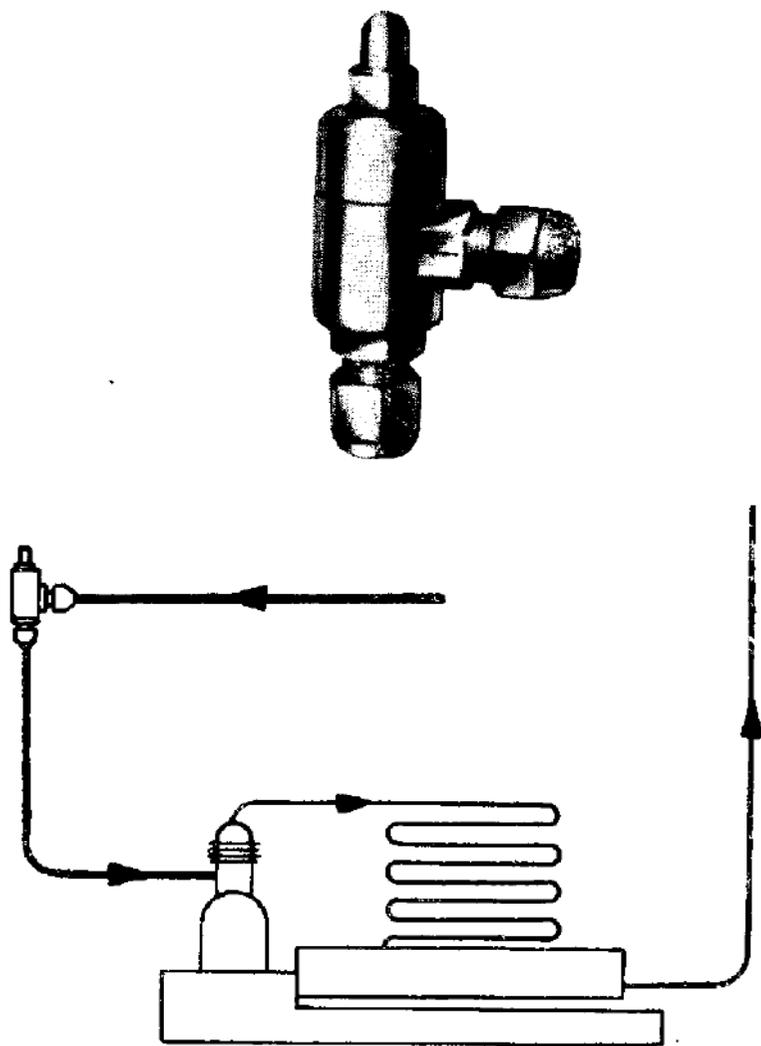
Der Start-Regler

Start-Regler sind überall dort von großem Nutzen, wo der Antriebsmotor und der Kondensator beim Anfahren der Maschine durch hohen Verdampferdruck überlastet wird. Eine entsprechende Verstärkung des Motors und Vergrößerung des Kondensators ist mit erheblichen Mehrkosten verknüpft und wird deshalb meistens unterlassen.

Viel einfacher und billiger ist in allen diesen Fällen der Einbau eines Start-Reglers. Er schützt den Antriebsmotor vor zeitweiliger Überlastung und den Verdichter vor den gefährdeten Flüssigkeitsschlägen, die sich unter Umständen nach längerem Stillstand einstellen können. Der Regler wird zwischen Verdampfer und Verdichter in die Saugleitung eingebaut und öffnet erst beim Absinken des Saugdruckes unter den eingestellten Öffnungsdruck. Dieser Einstellwert soll etwa um 5° höher liegen als der normale Verdampferdruck. Hat sich die Anlage eingependelt, dann ist der Start-Regler ganz geöffnet. Mit sehr großen Düsen und Durchgangsquer schnitten ausgerüstet, läßt er im normalen Betriebszustand die gesamte Sauggasmenge ohne leistungsmindernde Drosselwirkung durchströmen.

Start-Regler reagieren auf den Verdampferdruck und werden vor allem bei Anlagen mit niedrigen Betriebstemperaturen, z. B.

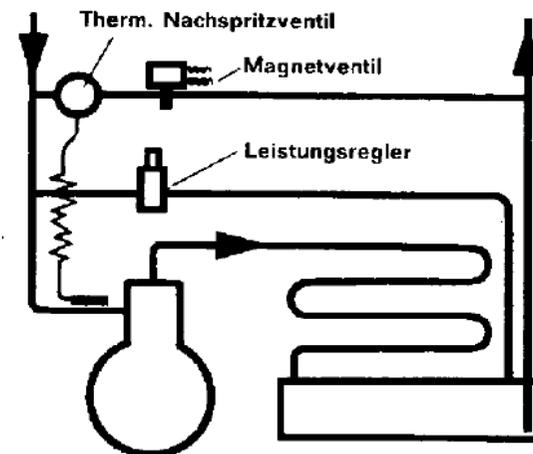
Eisbereiter, Sole-Kühler, Gefrieranlagen usw.



mit bestem Erfolg verwendet. Ob es sich dabei um Anlagen mit einer oder mit mehreren Kühlstellen handelt, ob pressostatisch oder thermostatisch gesteuert wird, ist vollkommen gleichgültig. Auch bei Anlagen, die öfter oder für längere Zeit aus dem Betrieb genommen werden, ist die Verwendung eines Start-Reglers sehr zu empfehlen. Motor und Maschine erhalten durch den Einbau dieses Gerätes längere Lebensdauer und störungsfreien Lauf. Der Einbau des Reglers erfolgt in die Saugleitung, möglichst in der Nähe des Verdichters.

Stufenlose Leistungs-Regler

Dem Leistungsregler, einem einfachen Gerät, das zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite eingebaut wird, wurde bis heute viel zu wenig Beachtung geschenkt, obwohl mit diesem Leistungsregler auf einfachste Art eine konstante Verdampfungs-Temperatur aufrechterhalten werden kann. Man braucht dann keine teuren Spezial-Kompressoren mit Ventilabhebung, dem komplizierten Hydraulik-System und den störungsanfälligen Regelgeräten. Auch in Amerika scheint sich diese Ansicht durchzusetzen, denn eine sehr bekannte Firma propagiert diesen Leistungsregler in großer Aufmachung und schildert die Vorteile.



Dieser Leistungsregler überwacht den Verdampferdruck. Das Gerät wird in eine Umgehungsleitung zwischen der Saug- und Druckseite des Aggregates eingebaut und auf den Druck eingestellt, bei welchem es öffnen soll. Er ist im normalen Betriebszustand vollkommen geschlossen. Erst wenn der Saugdruck unter den eingestellten Druck absinkt, öffnet der Regler und läßt eine bestimmte Gasmenge von der Druck- zur Saugseite überströmen. Durch diesen Umlauf wird überschüssige Kompressorleistung vernichtet und ein Absaugen auf einen zu tiefen Verdampferdruck und die gefährlichen Folgen des Olaufschäumens, verhindert.

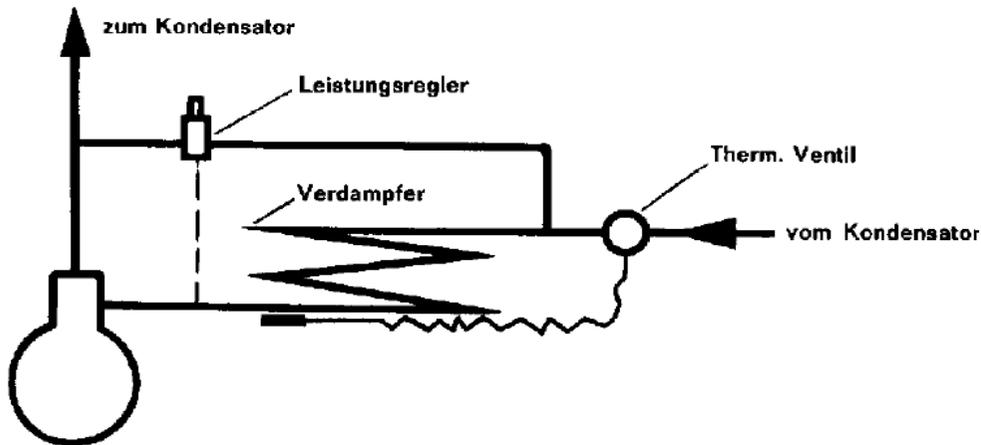
Der Leistungsregler wird auch vorteilhaft bei Anlagen mit mehreren Verdampfern verwendet, bei denen sich beim Abschalten einzelner Verdampfer der Leistungsbedarf stark verändert.

Dadurch, daß beim Öffnen des Leistungsreglers warme Druckgase in die Saugleitung überströmen, wird die Saugleitung um so wärmer, je mehr die Leistung verringert wird. Das würde bedeuten, daß der Kompressor sehr heiß würde, ganz besonders mit dem Kältemittel R-22, wenn keine Maßnahme getroffen wird, um dies zu verhindern. Man baut deshalb ein thermostatisches Nachspritzventil ein, wie die Abbildung zeigt, das so eingestellt werden kann, daß die Saugleitung vor dem Eintritt in den Kompressor eine Temperatur hat, die dem Kompressor eine angenehme Temperatur sichert, was für einen störungsfreien Betrieb so sehr wichtig ist, worauf in früheren Aufsätzen eingehend hingewiesen wurde.

Das Hochdruckgas wird oben am Flüssigkeitsammler abgenommen und nicht von der heißen Druckleitung, was zu beachten ist.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß diese Anordnung eine billige und sichere Art einer Leistungsregelung darstellt und daher bestens empfohlen werden kann.

Eine andere Anordnung zur stufenlosen Leistungs-Regelung zeigt untenstehende Abbildung. Hier wird das warme Druckgas in die Leitung zwischen dem Verdampfer und dem thermischen Ventil eingeführt. Dazu ist dann kein Nachspritzventil erforderlich. Diese Anordnung wird in Amerika für Klimazwecke viel verwendet und wird in Fachzeitschriften gut beurteilt.



Die richtige Auswahl der Temperatur-Schalter

In Amerika werden zum größten Teil Pressostaten zur Temperaturregelung verwendet, sofern diese für normale Kühlanlagen und gewerbliche Kühlmöbel mit Plus-Temperaturen bestimmt sind. Die Verwendung eines Pressostaten hat den Vorteil, daß sich die Kühlraumtemperatur verändert, wenn die Außentemperatur steigt oder fällt, weil er nicht die Raumtemperatur, sondern die Verdampfer-Temperatur konstant hält. Mit anderen Worten: Wenn der Wärmeeinfall durch die Isolierung im Sommer größer ist, wird auch die Kühlraumtemperatur etwas höher sein als im Winter, wo der Wärmeeinfall kleiner ist. Wenn also ein Pressostat bei einer Außentemperatur von $+20^{\circ}$ auf eine Kühlraumtemperatur von $+3^{\circ}$ eingestellt wurde, so wird an einem heißen Tag ($+30^{\circ}\text{C}$) die Kühlraumtemperatur $+5^{\circ}$ und an einem kalten Tag ($+10^{\circ}\text{C}$) $+1^{\circ}$ betragen. Ein Raumthermostat zum Beispiel würde die Kühlraumtemperatur immer auf $+3^{\circ}$ konstant halten. An kalten Tagen läuft demnach eine pressostatisch gesteuerte Anlage länger als eine thermostatisch gesteuerte, was den Vorteil hat, daß die Kühlraumluft trockener und das Fleisch weniger „schmierig“ wird. Im Sommer läuft jedoch die mit Pressostat gesteuerte Anlage weniger lang, aber hier ist die Kühlraumluft trocken genug, weil die Laufzeit der Maschine relativ länger ist, als im Winter.

Ein weiterer Vorteil des Pressostaten ist, daß bei einem eventuellen Entweichen des Kältemittels die Anlage abgeschaltet wird, bevor ein Unterdruck entsteht und dabei Luft und Feuchtigkeit über die undichte Stelle eingesaugt wird, was bei hermetischen Maschinen schlimme Folgen haben würde (Kurzschluß in der Motorwicklung).

Man erkennt also aus dem Geschilderten, daß vorteilhaft dort Pressostaten verwendet werden, wo eine genaue Einhaltung der Kühlraumtemperatur nicht gefordert und mit Plus-Temperaturen im Kühlraum bzw. Kühlmöbel gearbeitet wird. Bei Kühlraumtemperaturen unter 0° bleibt dem Pressostat nur noch der Vorteil einer Sicherung gegen Unterdruck.

Der Raumthermostat ist überall dort angebracht, wo eine genaue Kühlraumtemperatur verlangt wird. Für kleine Schalldifferenzen werden Thermostate mit Quecksilber-Kippköhren verwendet, weil diese sehr wenig Kraft zur Betätigung brauchen. Auch für Kühlräume, deren Temperatur unter 0° liegt, können Raumthermostate in jedem Falle verwendet werden.

Wie nachteilig sich die Verwendung eines Raumthermostaten z. B. für einen Fleisch-Kühlraum auswirken kann, zeigt folgendes Beispiel eines Reklamationsfalles: Der Besitzer dieser Anlage beanstandete, daß das Fleisch „schmierig“ werde, daher nicht lange genug aufbewahrt werden könne und daß der Verdampfer vollkommen vereise. Die Kühlmaschine würde dauernd laufen.

Bei Besichtigung dieser Anlage wurde festgestellt, daß der Kühlraum jeden zweiten Tag mit warmem Fleisch beschickt wird. Die Anlage war mit einem Raumthermostat und einem Deckenverdampfer (ohne Ventilator) ausgestattet. Die Maschinenlaufzeit war für 12 Stunden berechnet. Die Abkühlung der eingebrachten Fleischmenge von $+25^{\circ}$ auf $+3^{\circ}$ erforderte 18 Stunden Maschinenlaufzeit und sollte innerhalb 48 Stunden erfolgen. Da der Raumthermostat erst bei der Erreichung von $+3^{\circ}$ abschaltet, hätte die Maschine bei einem unvereiseten Verdampfer schon 18 Stunden ohne Ruhepause arbeiten müssen. Da aber die Maschine dauernd lief, konnte der Verdampfer nicht abtauen und vereiste vollkommen, wodurch die Leistung der Maschine mit dem stärker werden der Verdampfervereisung stark absank, so daß die Temperatur von $+3^{\circ}$ nie erreicht wurde. Am Ende konnte der Verdampfer keine Luftfeuchtigkeit mehr aufnehmen, die Kühlraumluft wurde so feucht, daß sich Wassertropfen an der Unterseite des Tropfbleches bildeten und wie Regen auf den Boden fielen. Daß dabei das Fleisch „schmierig“ wurde, war also kein Wunder.

An Stelle des Raumthermostaten wurde ein Pressostat eingebaut und die Reklamation war endgültig behoben. Der Pressostat hat ganz automatisch folgende Funktion erfüllt: Nach dem Einbringen des warmen Fleisches stieg die Temperatur im Kühlraum auf $+20^{\circ}\text{C}$. Der Pressostat schaltete die Maschine ein. Bei einer Temperatur von $+15^{\circ}$ schaltete der Pressostat aus, weil die Verdampfer-Temperatur bzw. der Verdampfer-Druck erreicht war. Während der Ruhepause taute der Verdampfer rasch ab, weil während der kurzen Laufzeit wenig Reif auf den Verdampfer-Flossen war. Nun schaltete der Pressostat wieder ein und bei $+12^{\circ}$ wieder aus und so wechselten sich Laufzeit und Ruhezeit ab, bis die Temperatur von $+3^{\circ}$ am anderen Tag, nach ca. 30 Stunden erreicht war. Dabei wurde die Luft trocken und das Fleisch nicht mehr „schmierig“.

Diese Reklamation hätte auch mit einem Verdampferthermostat behoben werden können, wenn der Fühler desselben ganz außen an einer Verdampferflosse im obersten Teil des Verdampfers, also im Warmluftstrom, angeklemt wird, so wie die Zeichnung auf Seite 138 zeigt. Derselbe Effekt kann erreicht werden, wenn der Thermostatfühler im Abstand von ca. 4 cm unter den Verdampfer in den Kaltluftstrom angebracht wird, und zwar so, daß er keine metallische Verbindung mit dem Verdampfer hat, also sozusagen waagrecht in der Luft zwischen Verdampfer und Tropfblech liegt.

Wäre der Fleisch-Kühlraum mit einem Hochleistungsverdampfer gekühlt

worden, dessen Oberfläche und Leistung so groß bemessen ist, daß eine Bereifung bzw. Vereisung unmöglich wird, so hätte auch ein Raumthermostat, im Kaltluftstrom des Ventilators angeordnet, seine Dienste, ohne Beanstandung, getan.

Beachten Sie auf jeden Fall die Montage- und Gebrauchsanweisungen der Hersteller von Temperatur-Schaltgeräten. Auf keinen Fall darf ein Raumthermostat so angebracht werden, daß er von warmem Kühlgut umgeben werden kann. Er muß frei sein von Wärmeeinflüssen und bei Verwendung von Hochleistungsverdampfern möglichst dem Kaltluftstrom ausgesetzt sein.

Der Abtauthermostat

Ein Abtau-Thermostat ist ein Kapillarrohr- bzw. Verdampferthermostat mit umgekehrter Schaltweise, d. h. er schaltet bei Wärme aus und bei Kälte ein. Bei Kühlräumen mit Plus-Temperaturen, deren Hochleistungsverdampfer zum Vereisen kommen, weil sie zu klein bemessen wurden, wird mit Hilfe des Abtauthermostaten der Ventilator des Verdampfers beim Abschalten der Maschine noch solange weiterlaufen, bis der Verdampfer restlos abgetaut ist. Der Fühler des Abtauthermostaten wird zwischen die Verdampferrippen in unmittelbarer Nähe des Verdampferrohres geklemmt, und zwar an eine Stelle, die vom Ventilator am schlechtesten belüftet wird und daher besonders zum Vereisen neigt. Der Abtauthermostat schaltet also nur den Ventilator ein und aus. Er schaltet den Ventilator ein, wenn der Verdampfer beispielsweise -3° erreicht hat und schaltet den Ventilator aus, wenn der Verdampfer eisfrei ist, also beispielsweise bei $+1^{\circ}$ C.

Ein Abtauthermostat ist aber nicht erforderlich, wenn die Hochleistungsverdampfer so groß bemessen sind, daß eine Bereifung bzw. Vereisung nicht eintritt. Wenn also ein Fleischkühlraum $+3^{\circ}$ hat und die Verdampfungstemperatur -4° beträgt, wird der Verdampfer nicht vereisen. Die Vereisung würde in diesem Fall erst bei einer Verdampfungstemperatur von -5° oder -6° beginnen. Die Verdampferleistung müßte in diesem Fall für eine Differenz von 7° bestimmt sein. Es schadet aber nicht und bringt nur Vorteile, wenn die Verdampfer immer 25% größer gewählt werden, als die Maschinenleistung (im geschichteten Fall bei -4° Verdampfungstemperatur) beträgt. Ganz falsch wäre, wenn beispielsweise für eine Maschinenleistung von 1000 kcal/h bei -10° Verdampfungstemperatur ein Verdampfer gewählt würde, der bei 7° Differenz ($+3^{\circ}$ Kühlraum- und -4° Verdampfungstemperatur) 1000 kcal/h leistet. Bei -4° leistet nämlich die Maschine 25% mehr, also 1250 kcal/h und diese Leistung müßte zur Auswahl des Verdampfers angenommen werden.

Die Sicherheitsschalter

Bei Kühlmaschinen mit wassergekühlten Kondensatoren kann es vorkommen, daß das Kühlwasser ausbleibt. Dadurch würde der Kondensatordruck sehr erheblich ansteigen und große Beschädigungen am Kompressor usw. hervorrufen. Auch bei luftgekühlten Hermetikaggregaten kann der Fall eintreten, daß der Ventilator wegen einem Wicklungsschaden ausfällt, wobei der Kondensatordruck ebenfalls ins Uferlose steigen würde. Um dieser Gefahr zu entgehen, werden Überdruck-Sicherheitsschalter angeordnet, die bei einem eingestellten Höchstdruck die Kühlmaschine abschalten.

Bei plötzlichem Kältemittelverlust durch einen Rohr- oder Bördelbruch saugt der Kompressor Luft und damit viel Wasser ein, was besonders bei

hermetischen Maschinen zu großen Zerstörungen am Kompressor und Motor führt. In diesem Fall verhindert man das Weiterlaufen der Maschine durch den Einbau eines Pressostaten, welcher beim Unterschreiten eines bestimmten Saugdruckes den Motor abschaltet.

Das Rückschlagventil

Bei Kühlanlagen mit mehreren Kühlstellen ist der Temperaturunterschied zwischen den einzelnen Kühlstellen oft sehr groß. Wenn z. B. ein Fleischraum mit $+2^{\circ}$ und ein Bierraum mit $+8^{\circ}$ mit einer Maschine gekühlt werden, würde beim Stillstand der Maschine das Kältemittel vom wärmeren Bierraumverdampfer über die Saugleitung zum kälteren Fleischraumverdampfer abwandern (kondensieren). Die Folge davon wäre, daß der Verdampfer im Fleischraum mit flüssigem Kältemittel angereichert ist und beim Anlaufen der Maschine die Saugleitung und sogar der Kompressor bereifen würde, während der Bierraumverdampfer leer wäre. Um diese Störungen im Kältemittelkreislauf zu verhüten, wird in die Saugleitung des kälteren Verdampfers ein Rückschlagventil eingebaut, das dem Kältemitteldampf während des Betriebs freien Durchfluß zum Kompressor gewährt, beim Stillstand aber den Durchfluß in der Richtung zum kälteren Verdampfer absperrt. Leider wird diesem Rückschlagventil viel zu wenig Beachtung geschenkt.

Kühlung und Warmwasserbereitung

Viele Gewerbebetriebe, welche die künstliche Kälte für irgend einen Zweck benötigen, haben gleichzeitig einen mehr oder weniger großen Bedarf an warmem Wasser. Dieses warme Wasser kann unter Umständen ganz und dabei fast kostenlos mit der Kühlmaschine erzeugt werden. Stellen Sie sich einen isolierten Warmwasserbehälter vor, in welchem eine Kupferschlange als Kondensator eingebaut ist. Wie bei jeder wassergekühlten Kühlmaschine, ist auch hier ein druckgesteuertes Wasserregulierventil erforderlich, welches für diesen Fall so eingestellt wird, daß warmes Wasser vom Boiler abfließen kann, wenn die Wassertemperatur beispielsweise höher als 50° C wird. Dieses Ventil bleibt jedoch automatisch geschlossen, wenn aus dem Boiler Wasser verbraucht wird. Das Ventil wirkt also nur als Sicherheitsventil gegen übermäßige Wassererwärmung bzw. Drucksteigerung im Kondensator. Im übrigen wird der Boiler genau so an die Wasserleitung angeschlossen, wie jeder andere elektrische Warmwasserboiler.

Eine Kühlmaschine mit einer Leistung von 10 000 kcal/h wäre in der Lage, 300 Ltr. Wasser von $+15^{\circ}$ auf $+50^{\circ}$ C zu erwärmen. Diese Maschine verbraucht bei normalem Betrieb ohne Warmwasserbereitung 4 kW und mit Warmwasserbereitung 4,5 kW, weil der Kondensatordruck höher ist. Also 0,5 kW für 300 Ltr. Wasser von $+50^{\circ}$ C. Ein elektrischer Boiler würde für die gleiche Menge 11,5 kW benötigen. Man kann also sagen, daß das warme Wasser beinahe kostenlos erzeugt wird, oder nur den zwanzigsten Teil an Kosten verursacht. Beispielsweise könnte eine Milchzentrale bei einer stündlichen Kühlung von 1000 Ltr. Milch, 300 Ltr. warmes Wasser gleichzeitig erzeugen. Das ist nur ein Beispiel von vielen Möglichkeiten.

Dann gibt es auch Fälle, wo die Warmwasserbereitung an erster Stelle steht und die Kühlung kostenlos anfällt. In Brauereien, Bierdepots, Weinkellereien usw. wird viel Wasser zum Spülen gebraucht. Gleichzeitig können hier die Lagerkeller kostenlos gekühlt werden. Dabei ist diese

Art der Warmwasserbereitung billiger, als jene mit Kohlen, Gas oder Strom, denn mit 10 kW können stündlich 700 Ltr. Wasser von +15° auf +50° oder 1000 Ltr. Wasser von +15° auf +40° C erwärmt werden. Ein elektrischer Boiler würde für die gleiche Menge das dreifache an Strom verbrauchen; und dabei ist die Kühlung kostenlos. Sehen Sie nun die Möglichkeit für einen ganz neuen Zweig der Kältetechnik?

R-114 für hohe Luft- und Verdampfungstemperaturen

Zur Klimatisierung von Kranführer-Kabinen eignet sich ganz besonders das Kältemittel R-114. In diesen Kabinen (in Gießereien, Stahlwerken usw.) treten Temperaturen bis zu +70° C auf. Die Kondensationstemperatur einer luftgekühlten Maschine würde bei dieser hohen Temperatur +85° C betragen, was einem Kondensatordruck von ca. 25 atü für R-12 entspricht. Weil dieser Druck für einen einstufigen Kompressor zu hoch ist, muß ein anderes Kältemittel verwendet werden, und zwar R-114. Dieses Kältemittel hat bei dieser Temperatur nur einen Kondensatordruck von ca. 10,0 atü (11,0 ata), wie die Tabelle auf Seite 228 zeigt. Allerdings beträgt die Leistung von 1 cbm R-114 nur ca. 25% von R-12. Deshalb ist für diesen Zweck ein größerer Kompressor erforderlich. Da aber die Verdampfungstemperatur +20° C betragen kann, wird diese Minderleistung zum großen Teil wieder kompensiert. Wenn also ein Kompressor für Frigen-12 bei -10° Verdampfungstemperatur 10 000 kcal/h leistet, so würde derselbe Kompressor bei R-114 ca. 7700 kcal/h bei +20° Verdampfungstemperatur leisten. Die Kompressorleistung kann mit Hilfe der Tabelle 16 errechnet werden.

Ein Wärmeaustauscher ist hier besonders zu empfehlen, weil damit eine Leistungserhöhung bis ca. 25% erzielt wird. Bei 0° Verdampfungstemperatur und Unterkühlung der Flüssigkeit von +70° auf +30° ist die Leistungszunahme beispielsweise 25%.

R-114 ist überall dort zu verwenden, wo kein Wasser vorhanden ist und sehr hohe Lufttemperaturen auftreten und wo mit hoher Verdampfungstemperatur zur Klimatisierung von Wohnräumen, Prüfräumen usw. gearbeitet werden kann.

Die Einhaltung der relativen Luftfeuchtigkeit in Kühlräumen

Im Konkurrenzkampf beim Verkauf einer Kühlanlage kommt es vor, daß sich ein Käufer aus Unkenntnis für eine größere Kühlmachine entscheidet. Es imponiert ihm die sogenannte Reserve, als ob eine Kühlmachine ein Auto wäre. Wenn die Anlage gebaut ist, stellt sich dann heraus, daß während der kalten Jahreszeit die Kühlraumluft zu feucht ist und das Fleisch „schmierig“ wird, weil die Maschine eine zu kurze Laufzeit hat. Wenn beispielsweise an kalten Tagen die Laufzeit nur 3 oder 4 Stunden beträgt, kann der Verdampfer die Luftfeuchtigkeit nicht aufnehmen und abführen, so daß die relative Feuchtigkeit 90 oder 95% ist, während sie 75—80% betragen soll. Eine Kühlmachine soll an sehr heißen Tagen 16 Stunden laufen, damit die Laufzeit während der kälteren Jahreszeit mindestens 6 Stunden beträgt.

Daß eine zu starke Isolierung die Ursache für eine zu hohe Luftfeuchtigkeit sein kann, ist auf Seite 128 schon geschildert worden. Auch mit der Stärke der Isolierung wird beim Verkauf argumentiert und wiederum wird vom Käufer aus Unkenntnis die starke Isolierung vorgezogen. Somit werden schon beim Verkauf einer Anlage grundlegende Fehler gemacht, welche die gute Funktion in Frage stellen.

Es gibt jedoch Kühlräume, deren Mauern gleichzeitig Außenmauern sind, auf welche die Sonne brennt und im Winter ein eisiger Wind um die

Mauern pfeift. In diesen Fällen ist natürlich allein mit der Isolierung und guten Abstimmung der Kühlmachine nicht geholfen, weil im Sommer der Wärmedurchgang sehr groß und im Winter sehr klein ist. Bei einer derartigen Kühlanlage gibt es 5 Möglichkeiten, um die Luftfeuchtigkeit in den gewünschten Grenzen zu halten:

1. Eine zusätzliche Heizung.
2. Eine Reduzierung der Kompressordrehzahl.
3. Eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur mit einem Saugdruckregler.
4. Eine Verringerung des Ventilatorluftstromes bei ventilatorbelüfteten Verdampfern.
5. Die Verwendung von zwei getrennten kleineren Kühlmachines.

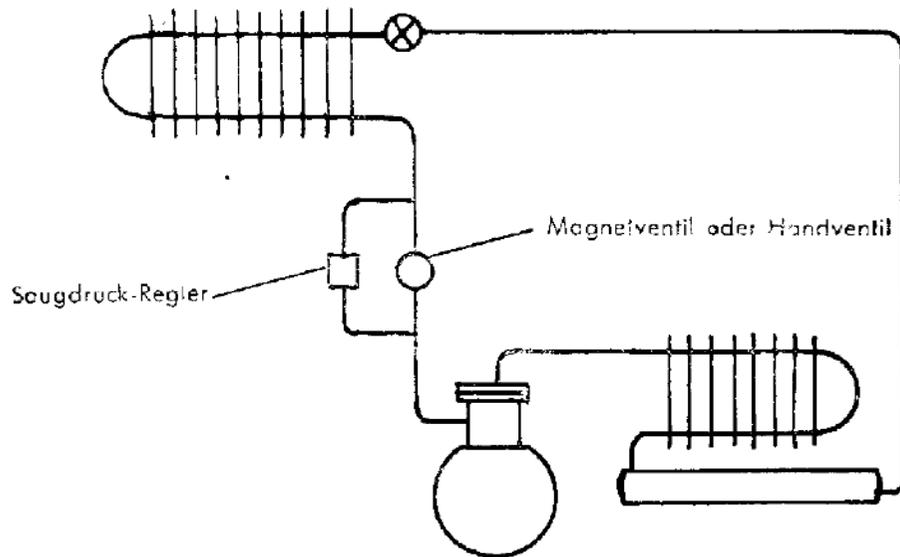
Die Heizung erfolgt am einfachsten mit einem elektrischen Heizkörper, der von einem Hygrostat (schaltender Feuchtigkeitsmesser) ein- und ausgeschaltet wird. Diese Kombination ist in einem Blechgehäuse untergebracht und wird an der Kühlraumwand befestigt. Steigt die relative Luftfeuchtigkeit, so schaltet sich die Heizung ein und bewirkt dadurch das Einschalten der Kühlmachine, wobei die Feuchtigkeit am Verdampfer niedergeschlagen wird. Derselbe Effekt wird erreicht, wenn ein Heizkabel unter die Bodenfließen des Kühlraumes verlegt wird, was noch den Vorteil hat, daß der Boden und die Isolierung trocken bleiben.

Eine Leistungsminderung der Kühlmachine und daher eine längere Maschinenlaufzeit könnte mit einem polumschaltbaren Elektromotor erzielt werden, so daß die Drehzahl im Sommer 1400 U/min und im Winter 950 U/min betragen würde. Diese Umschaltung müßte aber von Hand geschehen, weil die Automatik viel zu kompliziert und teuer wäre. Bei dieser Ausführung spart man die Stromkosten für die Heizung. Der Verdampfer muß jedoch so bemessen sein, daß die Temperatur des Verdampfers, welche ja wegen der Drehzahlreduzierung höher wird, noch unter dem Taupunkt der Kühlraumluft, bei der gewünschten Luftfeuchte, liegt. Bei 80% relativer Feuchtigkeit und +2° Kühlraumtemperatur liegt beispielsweise der Taupunkt bei -1° C. Die Verdampfertemperatur müßte demnach unter -1° C liegen, wenn die relative Feuchtigkeit von 80% nicht überschritten werden soll.

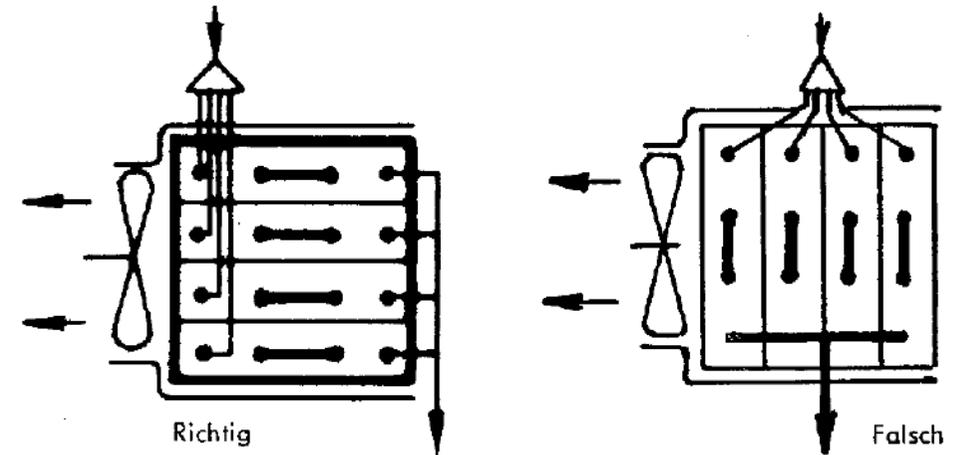
Eine Leistungsreduzierung des Verdampfers durch die Erhöhung der Verdampfungstemperatur kann auch mit einem Saugdruckregler erreicht werden, der in eine Umgehungsleitung der Saugleitung eingebaut wird (siehe Abbildung). Wenn die Kühlmachine beispielsweise mit einer Verdampfungstemperatur von -6° ohne Saugdruckregler arbeitet, so müßte der Saugdruckregler so eingestellt werden, daß er die Verdampfungstemperatur auf -2° erhöht, wenn er in Tätigkeit ist. Mit anderen Worten: Wenn das Handventil oder Magnetventil geöffnet ist, arbeitet der Verdampfer mit -6° und wenn es geschlossen ist mit -2°. Würde der Verdampfer bei -6° C Verdampfungstemperatur und +2° Raumtemperatur, also 8° Differenz 1600 kcal/h leisten, so wäre bei -2° und +2° = 4° Differenz die Leistung nur noch 800 kcal/h. Auch hier ist zu beachten, daß die Verdampfertemperatur noch unter dem Taupunkt liegen muß. Das Magnetventil könnte beispielsweise mit einem Thermostat betätigt werden, der im Freien angebracht ist und das Ventil schließt, wenn die Außentemperatur unter +10° C absinkt. Dadurch würde die Feuchtigkeitsregelung automatisch erfolgen.

Bei Verdampfern mit Ventilator kann durch Verringerung der Luftmenge ebenfalls eine Verlängerung der Maschinenlaufzeit erzielt werden. Man kann beispielsweise die Ventilatoröffnung teilweise abdecken oder eine

verstellbare Jalousie anbringen. Dadurch sinkt die Verdampfungstemperatur und die Maschinenleistung wird kleiner. Allerdings wird der Verdampfer nun stärker vereisen, so daß ein Abtauthermostat eingebaut werden muß. Eine andere Lösung wäre die Verwendung von 2 getrennten Kühlmaschinen. Im Sommer wären beide Maschinen in Betrieb und im Winter würde eine Maschine mit einem Thermostat, der im Freien angeordnet ist, abgeschaltet.



müssen die einzelnen Verdampferstränge (Rohrlagen) so angeordnet sein, daß jedem Strang die gleiche Leistung zukommt. (Siehe Abbildungen „richtig“ und „falsch“.)



Prinzipiell wäre noch zu sagen, daß die Leistung eines derartigen Verdampfers größer ist, wenn die Luft durch den Verdampfer gesaugt wird, weil diese Verdampfer alle mit Luftführungsblechen versehen sind und die Ventilatorflügel in einem Blechring (Zarge) laufen. Vielleicht wird diese Ausführung einmal allgemein angewendet.

Die richtige Verdampferanordnung

Für die richtige Anordnung eines Verdampfers **ohne** Ventilator ist folgendes zu beachten:

1. Der herabfallende Kaltluftstrom eines Deckenverdampfers darf **nie-**
mals gegen eine Kühlraumwand gerichtet sein. Die Wand und das an der Wand aufgehängte Fleisch ist wärmer als die Kühlraumluft und deshalb steigt die Luft nach oben. Dieser natürlichen Luftbewegung darf nicht entgegengewirkt werden. Wenn diese Tatsache nicht beachtet wird, kann eine richtige Luftbewegung nicht zustande kommen. Die Kühlraumluft wird zu feucht und das Fleisch „schmierig“.
2. Es ist sehr wichtig, daß die Kühlraumluft unbehindert zum Verdampfer und aus dem Verdampfer gelangen kann. Tropfbleche und Zirkulationswände sind so anzuordnen, daß dem natürlichen Luftstrom kein Widerstand entgegengesetzt wird.

Ein Hochleistungsverdampfer mit Ventilator für Wandanordnung soll über der Kühlraumtür angebracht werden, damit beim Öffnen der Tür die oben eindringende Warmluft sofort vom Ventilator angesaugt, gekühlt und entfuchtet wird.

Bei Verdampfern mit mehreren Regulierventilen oder Mehrfacheinspritzung

Was man bei der Verwendung von R-22 wissen muß!

R-22 ist kein so ideales Kältemittel wie beispielsweise R-12. Die Wasseraufnahmefähigkeit von R-22 ist etwa 60-mal größer, als bei R-12. Der Inhalt der Trockner für R-22 Anlagen soll deshalb 3-mal so groß sein, wie bei R-12. Trotz Verwendung von großen Trocknern muß eine R-22 Anlage lange Zeit in Betrieb sein, bis das Wasser vom Trockner aufgenommen ist. Während dieser Zeit kann eine Verharzung des Öles und eine Schlammabildung stattgefunden haben. Durch den Überschuß an Feuchtigkeit hat eine Hydrolyse des Kältemittels begonnen und R-22 hat sich in Fluß- und Salzsäure aufgespalten. Es ist deshalb unbedingt erforderlich, daß R-22 über einen großen einwandfreien Trockner, gasförmig (stehende Flasche) eingesaugt wird. Auch die Kompressionswärme ist bei R-22 wesentlich höher als bei R-12. Bei Vorhandensein von Wasser ist es leicht möglich, daß das Öl auf der Hochdruckseite verkockt, wobei besonders die Ventilplatten mit einer schwarzen Schicht überzogen werden. R-12 vermischt sich mit dem Öl in jedem Verhältnis und bei jeder Temperatur. Das ist aber bei R-22 nicht der Fall, wodurch Schwierigkeiten bei der Ölrückführung entstehen, wenn die Verdampfungstemperatur unter -30° bis -35° sinkt. Man spricht dann von einer Mischungslücke. Mit anderen Worten: bei -40° im Verdampfer kann sich das Kältemittel R-22 nur mit 5% reinem Mineralöl vermischen. Wenn aber beispielsweise 10% Mineralöl zum Verdampfer gelangen, was beim Anlaufen eines Kompressors vielfach vorkommt, so scheiden sich 5% Mineralöl aus dem R-22 aus, bilden einen zähen Ölpfropfen, der das

Verdampferrohr oder die Saugleitung verstopft. Auch im Regulierventil kann schon eine Hemmung eintreten oder die Düse verstopfen. Bei einer derartigen Verstopfung saugt der Kompressor auf einen tieferen Druck ab, wobei er wiederum mehr Öl als normal fördert. Die Schlange beißt sich also in den Schwanz.

Man hat nun versucht, diesen Schwierigkeiten mit einem Ölabscheider zu entgehen und hat in vielen Fällen auch Erfolg erzielt. Es gibt aber keinen Ölabscheider, der das Öl 100%ig abscheidet und außerdem ist es ein Gerät, das bei einer undichten Schwimmernadel die Funktion einer Tief-Temperatur-Anlage in Frage stellt. Wenn sich aber R-22 bei einer Verdampfungs-Temperatur von -80° nur mit 1% Öl vermischt, der Ölabscheider aber 2% durchläßt, so hat auch ein Ölabscheider seinen Wert verloren.

Aus diesen Gründen wurden die Mineralöl-Hersteller immer wieder aufgefordert, Abhilfe von dieser Seite zu schaffen.

Nun sind Mischöle (Mineralöl-künstliches Öl) auf den Markt gekommen, die sich wahrscheinlich für tiefe Temperaturen und R-22, R-13 B1 und R-13 bewähren, so daß endlich diese Schwierigkeiten der Vergangenheit angehören.

Die größten Schwierigkeiten bereitet R-22 in bezug auf die Motorwicklung bei Hermetik-Kompressoren. Weil, wie schon geschildert, R-22 sehr viel Wasser aufnehmen kann, entsteht durch dieses Wasser ein Kurzschluß in der Motorwicklung. Bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen und wassergekühlten Maschinen kommt noch hinzu, daß die Motorwicklung von innen nicht ausreichend gekühlt wird, weil zu wenig Kältemittelgas über die Motorwicklung streicht, wodurch die Wicklung eine Temperatur von ca. 160° erreichen kann. Bei luftgekühlten Aggregaten tritt diese Schwierigkeit nicht auf, weil der Motor außen vom Luftstrom des Ventilators gekühlt wird. Damit bei wassergekühlten Aggregaten und tiefen Verdampfungs-Temperaturen eine so hohe unzulässige Wicklungs- und Öl-Temperatur nicht eintreten kann, muß der Hermetik-Motorkompressor mit einem Ventilator belüftet werden.

Wenn eine R-12-Anlage nicht wasserfrei ist, dann friert die Ventilöffnung am Regulierventil ein. Bei R-22 dagegen kann das Vielfache an Wasser vorhanden sein, bevor dieser Zustand eintritt. Wenn also bei R-22 ein Ventil nicht einfriert, so ist dies noch lange kein Beweis für Wasserfreiheit. Es ist sehr wichtig, sich diese Tatsache einzuprägen.

Im November-Heft 1960 der Fachzeitschrift „Kältetechnik“ berichtet Dr. rer. nat. H. Steinle, Stuttgart, über die Oberflächen-Spannung von Kältemaschinen-Kältemittel-Gemischen. Was für den Praktiker besonders interessant ist, soll hier zusammengefaßt wiedergegeben werden:

Das Verhalten des Kältemittels R-22 in Kältemaschinen gibt Veranlassung, einige gegenüber andern Fluor-Chlor-Kohlen-Wasserstoffen abweichende Erscheinungen in speziellen Eigenschaften dieses Kältemittels zu suchen. Dazu gehört neben einer spezifischen Schädigung der organischen Isolierstoffe in gekapselten Kältemaschinen in erster Linie der Einfluß auf das Schmiermittel und seine Funktion. Fehlt in kleinen Kältemaschinen eine Hochdruck-Schmierpumpe, so führt das Kältemittel R-22 beim Anlauf der Verdichter oft zum Anfressen der Kolben durch einen Mangel an Schmiermitteln, der beim Arbeiten mit den gleichen Schmiermitteln und dem Kälte-

mittel R-12 nicht auftritt. Die Schwierigkeiten sind aber nicht auf ungenügende Schmierwirkung des Öles oder Überlastung der Lager, sondern insbesondere wahrscheinlich auf die außerordentlich niedrige Oberflächenspannung dieses Kältemittels und seiner Gemische mit den Schmiermitteln zurückzuführen.

Lainé (1) hat durch Messungen gezeigt, daß die reinen Kältemittel und vor allem das Kältemittel R-22 eine sehr niedrige Oberflächenspannung haben. Die Oberflächenspannung der Schmiermittel wird im Gemisch durch die Kältemittel stark herabgesetzt. Eine kleine Oberflächenspannung hat aber zur Folge, daß die Gemische von Schmiermitteln und Kältemitteln bei Über- bzw. Gegendruck leichter aus den Schmierpalten ausgeblasen werden können als z. B. ein reines Mineralöl mit seiner relativ hohen Oberflächenspannung von etwa 35 dyn/cm bei 20° C.

Es ist ersichtlich, daß die Abhängigkeit von der Spaltbreite sehr stark ist und man infolgedessen bemüht sein muß, diese klein und die Oberflächenspannung möglichst hoch zu halten, ohne daß aber andererseits eine zu starke Verengung der Spalte bei erhöhten Betriebstemperaturen auftreten kann. Diese Gefahr besteht vor allem bei kleiner Masse des Kolbens gegenüber der sich nur langsam erwärmenden großen Masse des Zylinderblockes. Die Oberflächenspannung hat keinen Einfluß auf die Schmierwirkung und macht sich mit ihren verschiedenen absinkenden Werten der Gemische auch nicht im Schmierprozeß bemerkbar, sondern nur im stationären Zustand nach dem Abschalten der Kältemaschine. Es ist stets ungewiß, in welcher Stellung der Kolben der Kältemaschine beim Abschalten stehen bleibt. Er kann sowohl in vollkommen entlasteter unterer Stellung als auch in der oberen Endstellung unter dem vollen Verflüssigungsdruck zum Stillstand kommen. Das verdichtete Kältemittel wird sich im letzteren Fall relativ schnell in dem Ölfilm lösen und dieses Gemisch wird dann, sobald seine Oberflächenspannung durch den Überdruck des komprimierten Kältemittels ausgeglichen wird, aus dem Schmierpalt ausfließen. Das übrige verdichtete Kältemittel strömt anschließend durch den Spalt nach. In einem solchen Fall sind dann Zylinderwand und Kolbenaußenflächen vollkommen trocken. Nach dem Wiederanlauf dauert es dann einige Zeit, bis Öl in genügender Menge an den ausgetrockneten Schmierpalt geführt ist, und der Kolben kann so beim Wiederanlauf zu fressen beginnen, obwohl später bei genügender Schmierzufuhr wieder ein einigermaßen sauberer Lauf erfolgt. Wiederholt sich dieser Vorgang aber öfter, so wird der Kolben schließlich riefig und kann unter Umständen auch steckenbleiben. Es ist bekannt, daß bei Kältemaschinen, die mit dem Kältemittel R-22 betrieben werden, Freßerscheinungen an bewegten Teilen, insbesondere an Kolben, in viel stärkerem Maße in Erscheinung treten als bei gleichen Kombinationen mit Kältemittel R-12. Dabei sind die Kolbengleitflächen bei weitem nicht die am stärksten beanspruchten Teile. 10% R-22 im Kompressor-Öl setzt schon die Oberflächenspannung sehr stark herab und bei 20% nähern sich die Werte schon stark denjenigen des reinen Kältemittels R-22. Dieses Verhältnis ist bei einem künstlichen Öl noch ungünstiger. Diese Tatsachen zeigen, wie wichtig es ist, daß möglichst wenig Kältemittel im Öl des Kompressors vorhanden sein soll, um ein Fressen der beweglichen Teile zu verhindern und wie wichtig es sein kann, das Kurbelgehäuse elektrisch automatisch zu erwärmen, damit dieser Teil einer Kühlanlage der wärmste ist, um eine Adsorption von Kältemittel in das Öl zu verhindern. Auch ein Aufschäumen des Öles und damit die gefürchteten Ölschläge werden damit unterbunden. Eine R-22-Anlage wird also nur dann störungsfrei arbeiten, wenn folgendes beachtet wird:

1. Einwandfrei getrocknete Aggregate, Verdampfer und Leitungen.
2. Einwandfreies Kältemittel über einen großen Trockner einsaugen.
3. Große Trockner in die Anlage einbauen.
4. Auf Motorkühlung und Ölkühlung achten.
5. Einwandfreie Ölrückführung gewährleisten.
6. Elektrische Beheizung des Schmieröles während des Stillstands des Kompressors, damit das Öl möglichst wenig Kältemittel aufnehmen kann.

Was hier geschildert wurde, gilt auch für die Kältemittel R-13 B1 und R-13.

Elektrische Beheizung des Kompressor-Gehäuses

Es ist allgemein bekannt, daß Öl und flüssiges R-12 in jedem Verhältnis mischbar sind. Nicht allgemein bekannt ist, daß Kältemittelgas vom Öl an seiner Oberfläche adsorbiert wird und um so mehr Kältemittelgas adsorbiert, je höher der Gasdruck und je kälter das Öl im Kompressorgehäuse ist. An einem Beispiel soll dieser Vorgang verdeutlicht werden: Ein Kompressor mit normaler Ölfüllung wird an eine stehende Kältemittelflasche angeschlossen. Die Flasche und der Kompressor haben eine Temperatur von + 20° C, was einem Gasdruck von 4,8 atü entspricht. Nun läßt man aus der Flasche so viel Gas in den Kompressor, bis der Druck ausgeglichen ist, wobei am Manometer 4,8 atü abgelesen werden. Das Flaschenventil wird nun geschlossen. Nach einiger Zeit wird man feststellen, daß der Druck zurückgeht, als ob der Kompressor irgendwo undicht wäre. Am anderen Tage wird der Druck vielleicht noch 0,5 atü betragen. Das Öl hat also fast die ganze Gasfüllung adsorbiert. Erst dann, wenn das Öl 60% seines Gewichtes an Kältemittel aufgenommen hat, bleibt der Druck bestehen, weil dann der Sättigungspunkt bei dieser Temperatur erreicht ist. 1 kg Öl kann also 0,6 kg R-12 aufnehmen bei einer Temperatur von + 20°. Wenn also eine Klimaanlage längere Zeit abgestellt wird und der Verdampfer und der Kompressor + 20° haben, so ist das Kompressor-Öl mit Kältemittel gesättigt. Bei einer Ölfüllung von 3 kg können 1,8 kg R-12 enthalten sein. Wird die Anlage nun wieder eingeschaltet, so sinkt der Gehäusedruck augenblicklich, das im Öl enthaltene Kältemittel verdampft plötzlich, wobei das verdünnte Öl heftig aufzuschäumen beginnt. Dieser Ölschaum kann die Ursache von Flüssigkeitsschlägen und Ventilbrüchen sein. Viel gefährlicher ist jedoch diese Schaumbildung für die Triebwerkteile, denn Ölschaum schmiert nicht, sondern unterbricht den bestehenden Ölfilm an allen Lagerstellen. Unter derartigen Bedingungen treten ernste Schäden, wie Fressen der Wellenlager, Pleuel, Kolben und Kolbenbolzen auf. Kältemittel im Öl ist also die größte Gefahr für einen Kompressor, offener oder hermetischer Bauart. Wenn sich Kältemittel im Öl befindet, reißt der Ölfilm auf den Gleitflächen ab, weil an diesen Stellen sofort höhere Temperaturen auftreten, wobei das Kältemittel aus dem Öl vollständig ausgedampft wird. Der Gasanteil ist dann so groß, daß von einer Schmierung der Gleitflächen überhaupt nicht mehr gesprochen werden kann.

Will man nun verhindern, daß sich Kältemittel beim Stillstand im Öl löst, so muß dafür gesorgt werden, daß das Öl und somit das Kurbelgehäuse auf ca. + 30 bis + 35° erwärmt werden. Eine Heizleistung von 100 bis 150 Watt ist ausreichend für Kompressoren bis 15 000 kcal/h. Die Heizung wird durch einen Hilfskontakt am Motorschutzschalter bei Stillstand ein- und bei Inbetriebnahme ausgeschaltet.

Bei Kompressoren, welche mit elektrischer Heizung geliefert werden, ist am

untersten Teil des Gehäuses, oder in der Bodenplatte ein Sackloch angebracht, in welches ein runder Heizstab mit automatischem Temperaturregler eingesteckt wird.

Der schädliche Einfluß von Luft in einem Kühlsystem

Analysen von Schlamm, der in Trocknern gefunden wurde, zeigten, daß organischer Schlamm, vermutlich durch Öl-Zersetzung entstanden, der größte Schmutzverursacher in einem Kühlsystem ist.

Da bisherige Versuche gezeigt haben, daß dieser Schlamm in der Hauptsache ein Produkt einer Oxydation ist, entschloß man sich, Versuche in verschlossenen Glasröhren vorzunehmen, um die Wirkung von kleinen Luftmengen, unter kontrollierten Laboratoriumsverhältnissen zu bestimmen. Die Versuchsdauer betrug 6 Monate.

Um die Temperaturverhältnisse nachzuahmen, welche in der Praxis tatsächlich vorhanden sind, wurden die Versuche mit dem Kältemittel R-12 bei +120° C und mit R-22 bei +150° C gemacht.

Die Versuche ergaben, daß sich das R-22 nicht zersetzt und keine bedeutende Ölverfärbung eintritt, wenn bis zu einem Druck von 0,066 ata abgesaugt wird.

Dagegen zeigte sich bei dem Kältemittel R-12 bei 0,066 ata eine erhebliche Kältemittel-Zersetzung und eine schnelle Verfärbung des Öles in eine braune und dann in eine schwarze Farbe. Wurde die Luft bis zu einem Druck von 0,0013 ata abgesaugt, so zeigte sich keine Kältemittel-Zersetzung und keine Verfärbung des Öles. Demnach ist das Kältemittel R-12 gegenüber dem Luftsauerstoff sehr viel weniger stabil als R-22.

Die Praxis bestätigt diese Versuche, denn in Trocknern für R-12-Anlagen wird mehr Schlamm gefunden, wie in Trocknern für R-22-Anlagen. Von dem größten chemischen Werk der USA, der Du Pont's, wurden Schlamm-Analysen gemacht und immer wurden wesentliche Mengen Sauerstoff in organischer Verbindung festgestellt. Daß eine Oxydation bei Vorhandensein von Luftsauerstoff stattfindet, zeigt auch das Vorhandensein von organischen Säuren im Öl, das von derartigen Kühlsystemen entnommen wurde. Verschiedene Schlammproben enthielten 10 bis 20% organische Säure.

Alle diese Versuche und Analysen zeigen also die nachteilige Wirkung von Luft innerhalb eines Kühlsystems. Sie weisen darauf hin, daß ein Kühlsystem auf einen absoluten Druck von mindestens 0,005 ata abgesaugt werden muß. Obwohl das Kältemittel R-22 in dieser Hinsicht nicht so empfindlich ist wie R-12, ist es doch ratsam, R-22-Systeme ebenso zu behandeln, wie solche für R-12.

Um diesen, für einen störungsfreien Betrieb erforderlichen hohen Vakuumgrad zu erreichen, ist der Gebrauch einer guten Vakuumpumpe sehr wichtig. Ein zweifaches Absaugen wäre viel zweckmäßiger und würde außerdem viel Zeit sparen. Außerdem müßte das Vakuum nicht so tief sein. Dies geschieht auf folgende Weise: Evakuieren auf 0,05 ata. Anschließend füllen mit Kältemittel-Gas bis 1 ata = 0 atü (atmosphärischer Druck). Und nun zuletzt nochmals absaugen auf 0,05 ata. Der Restgehalt an Luft (Sauerstoff) ist nun sehr gering.

Wodurch die Betriebssicherheit einer Kälteanlage gestört werden kann

Die Betriebssicherheit einer Kälteanlage wird maßgeblich beeinflusst durch:

- | | | |
|--|----------------|---------------|
| 1. Wärme | 3. Metalloxyde | 5. Wasser |
| 2. Metallsalze | 4. Säuren | 6. Sauerstoff |
| 7. Baustoffe wie zum Beispiel Stahl, Kupfer, Aluminium | | |
| 8. Zellstoff | | |

Die Reihenfolge in der Zusammenstellung soll keine Wertskala darstellen, wengleich der Wärme als dem erstgenannten Faktor zweifellos die größte Bedeutung zukommt. Durch Wärme werden die chemischen Reaktionen beschleunigt — ungefähr 10° C Temperaturerhöhung führt zur Verdoppelung der Reaktionsgeschwindigkeit.

Nachstehend werden die einzelnen Faktoren, die mehr oder weniger alle miteinander zusammenhängen, in ihrem Einfluß auf die Betriebssicherheit der Kälteanlage untersucht.

1. Wärme:

In einer Kälteanlage kann auf verschiedene Art Wärme entwickelt werden.

a) Es ist bekannt, daß Energie weder aus dem Nichts entstehen noch verloren gehen, sondern nur von einer Form in eine andere umgewandelt werden kann. Durch die dem Kältekompressor zugeführte elektrische Energie wird Arbeit geleistet und durch diese wiederum entsteht Wärme durch Reibung, bei der Verdichtung usw. In einer mit R-22 arbeitenden Kälteanlage wird mehr Wärme erzeugt, als bei einer R-12-Anlage, denn die Kompressions-Endtemperatur ist bei R-22 um ca. 15° C höher als bei R-12.

b) Häufig wird die Kompressorendrehzahl erhöht, entweder um die Kälteleistung zu steigern oder durch Verwendung eines kleineren Kompressors die Anschaffungskosten senken zu können. Dadurch muß der Kompressor mehr Arbeit leisten als konstruktiv ursprünglich vorgesehen war. Es entsteht mehr Wärme und dadurch ergeben sich infolge der höheren Zylinderkopftemperatur gewisse Schwierigkeiten.

c) Ein weiteres Hilfsmittel, „das Letzte aus der Maschine herauszuholen“, ist der Einbau eines Wärmetauschers in die Flüssigkeitsleitung. Wenn dann noch gleichzeitig die Anlage sehr lange läuft, ist die Möglichkeit, daß der Kompressor auskühlt, sehr beschränkt. Der Kompressor wird demnach wesentlich wärmer als in solchen Fällen, wo die Laufzeit mit längeren Stillstandzeiten abwechselt.

d) Normal arbeiten die Anlagen mit einem Kompressionsverhältnis 4—6 : 1 bis maximal 10 : 1. Man kann jedoch — und das ist durchaus nicht ungewöhnlich — auch Anlagen finden mit 12 : 1 bis 20 : 1. Unter solchen Verhältnissen kann man mit Kompressions-Endtemperaturen rechnen, die 50 bis 100° C über den sonstigen Normalwerten liegen.

e) Wenn das Druckgas durch eine kapillare Verengung gedrückt wird, können örtlich sehr hohe Temperaturen auftreten, die 438 bis 481° C erreichen. Dies führt dann direkt zu chemischen Reaktionen des Öles mit dem Kältemittel und damit entstehen im Kreislauf Verunreinigungen verschiedenster Art.

f) Infolge Wasserknappheit werden in verstärktem Maße Kältemaschinen mit luftgekühltem Verflüssiger verwendet, bei denen wesentlich höhere Temperaturen und Drücke auftreten als bei wassergekühlten Verflüssigern. Dadurch werden chemische Reaktionen begünstigt, die wieder zu Ausfällen führen. Da die chemische Reaktionsgeschwindigkeit sich je 10° C Temperaturerhöhung verdoppelt, ergibt sich bei 200° C gegenüber 100° C Zylinderkopftemperatur, die nahezu 1000fache Reaktionsgeschwindigkeit. Es ist deshalb nicht zu verwundern, daß bei luftgekühlten Maschinensätzen in verstärktem Maße Schwierigkeiten mit dem Öl, Antriebsmotor und anderen Teilen auftreten.

g) Viele Anlagen arbeiten mit einer sehr hohen Überhitzungstemperatur. Statt die Sauggas-Temperatur auf 7,5 bis 13° C zu halten, findet man sie häufig bei 15 bis 20° C. Nun bringt aber jeder Grad Temperaturerhöhung beim Sauggas zusätzlich Wärme in den Zylinderkopf, die wiederum Ursache weiterer Temperaturerhöhungen sein kann. Durch das Zusammentreffen mehrerer Faktoren kann die Zylinderkopftemperatur ohne Übertreibung von 95 bis 105° C auf 205 bis 260° C ansteigen. Es ist bekannt, daß in Anlagen mit R-22 blaue Ventilplatten festgestellt wurden, was darauf schließen läßt, daß Temperaturen bis zu 537° C aufgetreten sind. Es ist deshalb alles zu tun, um hohe Zylinderkopftemperaturen zu vermeiden. Dies ist das sicherste Mittel mit der Anlage ohne Reparaturkosten durch die Garantiezeit zu kommen und eine lange Lebensdauer sicherzustellen.

2. Metallsalze:

Kurz gesagt: Metallsalze sind die festen Korrosionsrückstände von Eisen und Kupferchlorid aus der Einwirkung von Säuren auf das Metall. Entweder entsteht die Säure aus dem Kältemittel und Wasser und diese Säure wirkt dann auf Metallteile oder die Säure des Kältemittels reagiert bei höheren Temperaturen chemisch mit dem Öl. Das Eisenchlorid tritt am häufigsten auf, das auf Grund seines Säuregehaltes Korrosionen auslöst und zur Ursache der Ölzersetzung wird. Kupferchlorid ist seltener zu finden, da die Reaktionsgeschwindigkeit zwischen den Säuren und Kupfer wesentlich geringer ist. Die Metallsalze werden durch die Filter ausgeschieden, während der Trockner die Feuchtigkeit aufnimmt, so daß mangels Wasser die Säurebildung gehemmt wird.

3. Metalloxyde:

Unter den Metalloxyden ist vor allem Eisenoxyd und Kupferoxyd zu nennen. Eisenoxyd oder Rost entsteht entweder durch Einwirkung von freiem Wasser oder von Sauerstoff aus den unkondensierbaren Gasen in der Anlage auf Eisen. Der Rost wird pulverförmig im Filter zurückgehalten und kann entfernt werden. Weit unangenehmer ist jedoch das Kupferoxyd, das bei der Silberlötung entsteht, wenn ohne Schutzgas, zum Beispiel Stickstoff, gearbeitet wird. Das Kupferoxyd ist so fein, daß es selbst durch die Filter, Trockner und Siebe der Expansionsventile wandert und nur dann zurückgehalten wird, wenn hier durch andere Niederschläge bereits ein gewisser Verschmutzungsgrad erreicht ist. Die Entfernung aus der Anlage erfolgt dann, wenn Filter oder Sieb ausgetauscht wird. Es sind Fälle bekannt, wo das Kupferoxyd durch die Anlage wanderte und sich an feinst bearbeiteten Flächen niederschlug, hier einen hohen Reibungswiderstand verursachte und schließlich den Motor des Motorkompressors durchbrennen ließ.

Somit ist der normale Trockner mehr als ein einfaches Mittel, um Wasser zu entziehen, wie es sein Name vermuten läßt. Er ist die Sammelstelle auch für alle Verunreinigungen, die sich in der Anlage befinden und die das Kältemittel im Kreislauf mit sich führt. Seine Aufgabe besteht darin, alle Verunreinigungen, wie Säuren, Wasser, Teere, Harze, Gummi, Kupferoxyd, Rost usw. zurückzuhalten. Wenn kein anderer Grund vorläge, müßte schon wegen der Zurückhaltung von Kupferoxyd der Filter nach Ablauf der ersten 48 Stunden nach Inbetriebnahme der Anlage ausgetauscht werden.

4. Säuren:

Die Entstehung von Säuren in einer Kälteanlage dürfte allgemein be-

kannt sein. Es genügt deshalb eine kurze Zusammenstellung. Säuren werden gebildet durch:

- a) die Einwirkung von Wasser auf das Kältemittel
- b) die Verwendung von sauren Lötlutmitteln
- c) die Erhitzung von Rohrleitungen, welche Kältemitteldampf enthalten, beim Löt- oder Schweißen
- d) die Verwendung von Tetrachlorkohlenstoff zum Reinigen des Systems
- e) Ölzersetzung und durchgebrannte Motoren in Motorkompressoren.

5. Wasser:

An sich möchte man meinen, daß das Wasser sich im Kältekreislauf am unangenehmsten auswirkt und eigentlich an erster Stelle behandelt werden müßte. Würde Wasser keine chemischen Reaktionen auslösen, müßte es auch deswegen ausgeschieden werden, weil es die Ursache des Festfrierens der Nadel im Ventilgehäuse ist, wodurch der Kältekreislauf unterbrochen wird. Weit wichtiger ist jedoch die chemische Reaktion, die zur Bildung von Eisen- und Kupferchlorid, Säuren und zur Ölzersetzung führt. Wenn es gelingt, den Wassergehalt auf ein extrem kleines Maß zu reduzieren, können die Reaktionen in ihrer Auswirkung vernachlässigt werden. Es müssen deshalb alle Anstrengungen gemacht werden, das Eindringen von Wasser in das System zu verhindern. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, daß Wasser in die Anlage kommt. Am häufigsten geschieht dies

- a) von außen, durch feuchte Rohrleitungen, feuchtes Kältemittel, offene Kompressoren
- b) bei nicht sorgfältigen Montagearbeiten
- c) durch Reaktionen des Kältemittels mit dem Öl
- d) durch Ablagerung von Zellstoff.

6. Sauerstoff:

Jahrelang herrschte die Meinung vor, daß die unkondensierbaren Gase in der Kälteanlage nur deshalb unangenehm sind, weil durch sie der Kondensatordruck erhöht wird. In dem Maße, als die Anlagen in ihrem Aufbau empfindlicher wurden und die Arbeitstemperaturen stiegen, erkannte man, daß die nicht kondensierbaren Gase in der Anlage doch auch noch andere Nachteile haben. Selbst bei Anlagen, speziell solchen mit luftgekühltem Verflüssiger, die mit größter Sorgfalt gebaut, mit klarem Öl und trockenem Kältemittel gefüllt werden, traten Störungen auf, hervorgerufen durch Ölzersetzung mit nachfolgendem Durchbrennen des Motors.

Die Erklärung dieser Vorgänge ist in dem Vorhandensein zweier vollkommen verschiedener Ölrückstände zu finden. Zunächst findet eine Reaktion des in den nicht kondensierbaren Gasen enthaltenen Sauerstoffes mit dem Öl statt. Trotzdem das System vollkommen trocken ist, kommt es zur Ablagerung dieser durch die Reaktion entstehenden Stoffe auf der Ventilplatte und besonders am Sitz des Druckventils. Durch die dabei auftretende Querschnittsverengung wird das Gas mit sehr großer Geschwindigkeit durch den freien Querschnitt gedrückt, wobei Temperaturen von 438 bis 482° C auftreten. Durch diese hohe Temperatur wird dann eine zweite Ölzersetzung ausgelöst, wobei das Öl dann mit dem Kältemittel reagiert und Salzsäure, Flußsäure, Kohlenstoff und Wasser entsteht. Durch diese zweite Art der Ölzersetzung werden dann die weiteren Störungen ausgelöst. Wenn jedoch die Anlage durch eine Vakuumpumpe gut abgesaugt wurde evtl. bis auf ein Vakuum von 50 bis

100 Mikron, dann sind die nicht kondensierbaren Gase entfernt, ehe die Anlage läuft und die vorher geschilderte Gefahrenquelle ist ausgeschaltet.

Die Evakuierung

Man findet vielfach die Ansicht vertreten, daß jeder alte Kältekompressor als Vakuumpumpe geeignet ist, um die Kosten für eine besondere Vakuumpumpe einschließlich der zugehörigen Absperr- und Kontrollarmaturen zu sparen.

In vielen Fällen werden die Verhältnisse noch dadurch erschwert, daß die Verbindungsleitung zwischen der Vakuumpumpe und dem zu evakuierenden System zu eng ist. Dadurch entsteht ein hoher Druckverlust und der Wirkungsgrad der Pumpe wird stark herabgesetzt.

Denjenigen, die glauben, auf eine besondere Vakuumpumpe verzichten zu können, muß gesagt werden, daß die Kosten für eine Vakuumpumpe wahrscheinlich geringer sind, als die Kosten, die entstehen, wenn während der Garantiezeit ein Kompressor ausgetauscht und die ganze Anlage im Laufe der Reparaturarbeiten erneut evakuiert werden muß.

Die dreifache Evakuierung

Bei der Evakuierung verfährt man zweckmäßig wie folgt: Zunächst wird die Anlage auf einen Druck von 0,1 ata abgesaugt. Bei kleinen Anlagen läßt man dann trockenes Kältemittel ein, bei größeren Anlagen trockenen Stickstoff. Nun wird der Vorgang ein zweites und drittes Mal wiederholt. Nach einem kurzen nochmaligen Evakuieren wird schließlich die Anlage mit Kältemittel gefüllt und in Betrieb genommen. Auf diese Weise hat man die Gewißheit, alles getan zu haben, was bezüglich Entlüftung und Trocknung getan werden kann. Bei der ersten Evakuierung wird ungefähr 90 % der im System enthaltenen Luft abgesaugt, so daß noch 10 % in der Anlage verbleiben. Bei der zweiten Evakuierung werden wieder 90 % entfernt und bei der dritten Evakuierung nochmals 90 %, bezogen auf den jeweiligen Ausgangszustand, so daß am Schluß noch mit $\frac{1}{10}$ % des Anfangsgehaltes zu rechnen ist. Durch das jeweilige Einlassen von trockenem Kältemittel findet eine außerordentliche Verdünnung des Restwassergehaltes statt und die Rückkondensation der bereits verdampften Feuchtigkeit wird verhindert.

Wieviel Wasser ist nun in einem System enthalten, wenn die Anlage vollständig mit Luft gefüllt ist?

Nehmen wir an, daß die Anlage montiert wurde als die relative Feuchtigkeit 60 % und die Temperatur + 20° betrug. Bei diesen Bedingungen enthält 1 cbm Luft 10 Gramm Wasser. Nimmt man ferner an, daß die Anlage 100 Ltr. Inhalt hat, so wären 1 Gramm bzw. 1 cm³ Wasser im Kompressor, Kondensator, Verdampfer und in den Verbindungsleitungen. Das ist ein Fingerhut voll Wasser, also eine verhältnismäßig große Menge.

Vakuumpumpen, wie sie auf der Montagestelle verwendet werden, sind nicht so leistungsfähig, daß die Luft und damit das Wasser mit dem einmaligen Absaugen restlos entfernt werden kann. Es ist deshalb folgende Prozedur notwendig: Absaugen der Luft bis auf 0,1 ata und anschließend Einfüllen von R-12 in Gasform bis 1 ata (auf dem Saugmanometer 0 atü). Von den 100 Ltr. Luft sind jetzt als Rest noch 10 Ltr. im System, die sich mit 90 Ltr. R-12-Gas vermischen. Da sich das R-12 auch mit dem Wasser verbindet, wird mit dem Gas-Luft-Gemisch auch das Wasser entfernt. Diese Mischung wird nun wieder bis auf 0,1 ata abgesaugt, so daß als Rest 10 Ltr.

Gas-Luft-Gemisch verbleibt, das aus 1 Ltr. Luft und 9 Ltr. R-12 besteht. Füllt man noch einmal R-12 bis 1 ata ein, so beträgt die Mischung jetzt 1 Ltr. Luft und 99 Ltr. R-12. Nun erfolgt das letzte Absaugen, wobei der Restluftgehalt 0,1 Ltr bei 9,9 Ltr. R-12 beträgt. Im ganzen sind nun 99,9 Ltr. also 99,9 % Luft und Wasser entfernt worden. Der Wassergehalt würde noch 0,001 Gramm betragen, was einem Wasserkügelchen von 1,2 mm Durchmesser oder dem Kopf einer ganz gewöhnlichen Stecknadel entspricht.

Die Vakuumpumpe ist kein Ersatz für einen Trockner!

Man findet häufig die Meinung vertreten, daß ein Trockner überflüssig ist, wenn die Anlage durch eine Vakuumpumpe abgesaugt werde. Dies ist ein Irrtum! Durch die Vakuumpumpe wird der Trockner in seiner Leistung erhöht, aber nicht überflüssig. Durch die Vakuumpumpe wird Wasser wohl zu einem großen Teil entfernt, jedoch nicht auch das Wasser, das unter einer Ölschicht liegt. Durch die Pumpe werden insbesondere keine Säuren, umlaufende Festbestandteile, Ölzersetzungsprodukte, Fette, Harze, Gummi und sonstige Verunreinigungen ausgeschieden. Die Vakuumpumpe und der Trockner können sich gegenseitig nicht ersetzen, sondern nur ergänzen.

Aus dem bisher Gesagten ergibt sich nunmehr, daß die Anlage, bevor sie in Betrieb genommen wird, sauber, trocken und frei von Säuren sein muß. Ferner ist es unerlässlich, daß sie, besonders wenn höhere Temperaturen erwartet werden müssen, auch frei von Sauerstoff sein muß.

7. Konstruktionsmaterialien:

Die wichtigsten Baustoffe für eine Kälteanlage sind Stahl, Kupfer und Aluminium. Diese Materialien sind erprobt und werden seit langen Jahren verwendet, so daß über deren Eignung nicht mehr viel gesagt werden kann. Es bleibt jedoch noch zu erwähnen, daß Stahl ein sehr starker Katalysator für die Ölzersetzung ist, Kupfer in geringem Maße, Aluminium ist ohne Einfluß. Experimentell wurde nachgewiesen, daß Öl und Kältemittel in einem Glas über beliebig lange Zeit bis auf 200 bis 260° C erhitzt werden kann, ohne daß eine Zersetzung stattfindet, während in einem Stahlbehälter schon nach einigen Stunden eine starke Farbänderung festgestellt werden kann.

8. Zellstoff:

Zellstoff ist ein ausgezeichnetes Trockenmittel, das oft sehr viel Wasser enthält. In Kompressoren von 5 und $7\frac{1}{2}$ PS wurde schon bis zu 300 g Zellstoff festgestellt. Zellstoff ist gegen R-22 nicht voll beständig und unter gewissen Bedingungen kann er in Form von Fetten, Gummi, Kohlenmonoxyd, Wasser und anderen Bestandteilen ausfallen. Durch Zellstoff werden verhältnismäßig viele Störungen verursacht.

Zusammenfassung

Wenn man alle Faktoren überprüft, die auf die Betriebssicherheit einer Kälteanlage von Einfluß sind, kommt man zu folgendem Ergebnis:

Ein gewissenhaft arbeitender Monteur darf die Anlage erst dann dem Betrieb übergeben, wenn sie sauber, trocken, frei von Säuren und von Sauerstoff ist. Wenn diese vier Bedingungen erfüllt sind, kann angenommen werden, daß bei der Anlage während der Garantiezeit keine Reparaturarbeiten erforderlich werden. Der für den Kundendienst einkalkulierte Betrag bleibt dann erhalten und muß nicht für Ersatzteile und Monteurstunden ausge-

geben werden. Er kann seine Generalunkosten überprüfen und evtl. senken und dadurch leistungsfähiger werden. Die erfolgreichen Montagefirmen verdanken ihren geschäftlichen Erfolg — bewußt oder unbewußt — der Tatsache, daß es ihnen gelingt, die vorgenannten vier Grundforderungen zu erfüllen.

Von Dir. John Bopp

in Firma Ansul International Corp. S. A. Marinette, Wisconsin, USA

Spülung von hermetischen und halbhermetischen Kühlsystemen

Von Ludwig E. Dietsch, Frankfurt/Main

Durch das vielseitige Angebot von Lötverbindern, Silberloten und Zubehör im Kältebedarfshandel bietet sich dem Kältemechaniker die Möglichkeit, schnell, wirtschaftlich und ohne großen Werkzeugaufwand sehr dichte Kühlanlagen zu erstellen. Soweit als Kompressoren gekapselte Maschinen in Frage kommen, ist ein außerordentlich hoher Grad an Sauberkeit und Trockenheit innerhalb des Systems Voraussetzung für einwandfreie und dauerhafte Funktion.

Trotz größter Sorgfalt kommt es aber immer wieder zu Ausfällen und durchgebrannten Wicklungen. Der Grund, weshalb Motoren in Kapseln schneller durchbrennen als solche in offenen Maschinen ist der, daß Kapselmotoren keine Lackverbindung haben, weshalb die Möglichkeit der Wärmeabgabe gering ist. Wenn eine Kapsel nicht sofort startet und damit keine Umspülung durch rückströmendes Kältemittel und Öl bekommt, ist die Gefahr gegeben, daß die Hilfswicklung überhitzt wird und dann nach mehrmaligem Aus- und Einschalten des Überstromrelais durchbrennt. Verstopfte Filter und gesättigte Trockner sind meistens die Ursache einer solchen Situation.

Die Firma Dunham Bush Inc. hat in ihren Versuchswerkstätten eine Serie von 188 Maschinen untersucht, um Unterlagen zu bekommen, weshalb und nach welcher Laufzeit Kapseln ausfallen. Bei den untersuchten Maschinen handelte es sich ausschließlich um verbrannte Wicklungen, nicht um mechanische Fehler.

Aus der Tabelle ist zu erkennen, daß die meisten Ausfälle zwischen dem 7. und 17. Monat festgestellt worden sind.

Ent. v. Dunham Bush Retr. u. Contr.

Monat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
		1	2	3	3	6	7	12	8	8	1	19	14	13	39	20	7	9	3	1	7	5

Dies bestätigt die Erkenntnis, daß Feuchtigkeit und Säurebildung erst nach geraumer Zeit auftreten und zur Zerstörung der Motorwicklung führen können.

Es liegt also an uns, Methoden zu entwickeln, um eine bessere Trockenheit und Reinheit der Kühlsysteme zu erreichen. Weiter ist zu überlegen, wie man, wenn eine Maschine durchgebrannt ist, die Voraussetzung schaffen kann, daß eine neu einzusetzende Kapsel nicht wieder durch denselben Mangel ausfällt.

Einige gute Tips:

Bei der Verarbeitung von Kupfer mit relativ hohen Temperaturen gibt es innerhalb und außerhalb der Rohre eine Verzunderung, die abblättert und diese Schmutzteilchen können in kurzer Zeit innerhalb des Systems Verstopfungen und Stauungen hervorrufen. Es hat sich gezeigt, daß das Durchblasen mit Kältemittel oder Stickstoff nach der Lötung keinen großen Erfolg bringt. Besser ist es, bereits während des Lötens Stickstoff durch die Anlage streichen zu lassen. Am wirtschaftlichsten geht man bei einem Neubau so vor, daß man möglichst viele Lötstellen auf einmal macht, das heißt bevor man mit dem Löten beginnt, baut man die Anlage mit Fittings und vorbereiteten Rohrleitungen zusammen und schließt an einem Ende eine Stickstoff-Flasche an, während das andere Ende offen bleibt. Selbstverständlich kommt nur getrockneter Stickstoff in Frage, nicht etwa Kältemittel oder gar Sauerstoff. Nach dem Erkalten der Lötstellen ist mit gasförmigem Kältemittel zu spülen und nach einiger Betriebszeit der Trockner zu wechseln.

Hat man es mit einer Anlage zu tun, an welcher die Maschine durchgebrannt ist, so ist eine Spülung des Systems nicht zu umgehen. Dabei ist es wichtig, alle Ölreste und Ablagerungen aus der Anlage herauszuwaschen. R-11 hat sich als Lösungsmittel in solchen Fällen außerordentlich gut bewährt und hat entscheidende Vorteile gegenüber herkömmlichen Spülmitteln, wie Tri- oder Perchloräthylene. Wenn R-11 auch teurer ist als die genannten Mittel, so ist die bessere Verträglichkeit gegenüber R-12 oder R-22 ausschlaggebend. Reste von etwa 1—2%, die nach der Bearbeitung in der Anlage bleiben, spielen erfahrungsgemäß keine Rolle im weiteren Betrieb. Natürlich wird man versuchen, auch die letzten Reste herauszuholen, was man bei Verwendung von Tri und Per auf jeden Fall muß.

Der Spülvorgang:

Hat man häufiger Schwierigkeiten mit verbrannten Motoren, so lohnt sich der Bau einer transportablen Spülanlage, welche mit geringem Aufwand hergestellt werden kann. Da beim Verbrennen von Kältemittel starke Säuren frei werden, müssen Schläuche und die zu verwendende Pumpe möglichst resistent sein. Berührung mit Resten von Öl und Kältemittel ist unbedingt zu vermeiden. Es ist selbstverständlich, daß bei Spülarbeiten eine Schutzbrille getragen wird.

Das Spülen selbst geht wie folgt vor sich: Das noch in der Anlage befindliche Kältemittel wird möglichst flüssig abgeblasen, wobei sehr viele Schmutzteilchen mitgerissen werden. Bei wassergekühlten Anlagen ist das Wasser abzdrehen und der Kondensator zu entleeren. Der defekte Kompressor ist abzumontieren und die Spülanlage an Saug- und Druckleitung anzuschließen. Trockner, Filter, Expansionsventil oder Kapillar werden ausgebaut und überbrückt. Dann wird die Anlage mit R-11 so lange gespült, bis am Rückfluß keine Verfärbung des Spülmittels mehr wahrzunehmen ist. Anschließend wird die Anlage mit getrocknetem Stickstoff ausgeblasen (ca. 10 atü) und nochmals mit gasförmigem Kältemittel (R-12 oder R-22) gespült.

Nach Einbau des gereinigten oder erneuerten Ventils und Trockners kann die reparierte Kapsel eingebaut werden. Die Anlage ist dann zu evakuieren und das Vakuum mehrmals mit Kältemittel zu brechen. Auf keinen Fall darf während des Evakuierens die Maschine gestartet werden, weil es dabei innerhalb der Wicklung zu Spannungsüberschlägen kommen kann (Coronaeffekt). Die Anlage kann nun mit gasförmigem Kältemittel gefüllt werden und ist betriebsfertig. Es empfiehlt sich, nach einigen Wochen den Trockner zu wechseln.

Falls der Kompressor in eigener Werkstatt repariert wird, muß selbstverständlich mit der gleichen Sorgfalt vorgegangen werden. Ofentrocknung ist dabei unerlässlich. Eine so behandelte Neuanlage oder eine nach der aufgezeigten Methode ausgeführte Reparatur bietet die größte Gewähr für störungsfreie Funktion und lange Lebensdauer.

Der Einfluß des Öles auf die Leistung des Verdampfers

In Fachkreisen wird fast immer behauptet, daß der Wärmeübergang verschlechtert wird, wenn sich im Verdampfer mehr oder weniger Öl befindet.

Nach Versuchen von K. STEPHAN im Institut der technischen Hochschule, Karlsruhe, ist diese Behauptung nicht in jedem Fall zutreffend. Er schreibt:

„Bei 3% Ölgehalt erhält man für Siedetemperaturen von -7° und $+4^{\circ}$ höhere Wärmeübergangszahlen als bei 1% Ölgehalt. Bei einer Siedetemperatur von -18° liegen die Wärmeübergangszahlen bei 3% Ölgehalt sogar über denen des reinen Frigen 12.“

Diese Versuche wurden mit R-12 und R-22 mit verschiedenen Ölarten durchgeführt. Er sagt ferner:

„Durch die Messungen mit Frigen 22, die bei Ölgehalten von 3% und 9% durchgeführt wurden, konnten die bisher geschilderten Ergebnisse qualitativ bestätigt werden. Der einzige Unterschied besteht darin, daß die Wärmeübergangszahlen des reinen Frigen 22 bei gleichem Dampfdruck etwa 20% über denen des reinen Frigen 12 liegen. Mit zunehmendem Ölgehalt werden die Unterschiede zwischen Frigen-12-Öl-Gemischen und dem Frigen-22-Öl-Gemisch allerdings geringer, weil dann die physikalischen Eigenschaften des Öls für den Wärmeübergang von größerer Bedeutung sind.“

Zusammengefaßt heißt es in diesem Bericht:

„Durch Zusetzen von Öl zu siedenden Kältemitteln kann eine starke Schaumbildung in der Flüssigkeit hervorgerufen werden, so daß der Wärmeübergang an siedende Gemische aus Öl und Kältemitteln verwickelteren Gesetzmäßigkeiten gehorcht, als es bei reinen Stoffen, oder bei nicht schäumenden Mehrstoffgemischen der Fall ist. Unter gewissen Bedingungen kann sogar die Wärmeübergangszahl des siedenden Kältemittels bei Ölzugabe ansteigen.“

In der Praxis wird wahrscheinlich ein Ölgehalt von mehr als 2% im Verdampfer kaum eintreten, abgesehen beim Anlauf des Kompressors, wobei er für kurze Zeit mehr Öl fördert als im betriebswarmen Zustand. Man kann also sagen, daß praktisch weder eine Leistungsminderung noch eine Leistungserhöhung durch geringe Ölmenge im Verdampfer eintritt. Außerdem wird der bessere Wärmeübergang bei Ölbeimischung wahrscheinlich durch den Siedeverzug bei Öl-Kältemittel-Gemischen wieder vermindert oder aufgehoben, denn die Versuche von K. STEPHAN wurden beim gleichen Dampfdruck gemacht. Daher wird es richtig sein, wenn man sagt: Wenig Öl im Verdampfer (wie es in der Praxis zutrifft) hat keinen Einfluß auf die Verdampfer-Leistung.

Der Einfluß der Sauggas-Überhitzung auf die Leistung eines Kälte-Kompressors

Bei Leistungs-Messungen an einem Kälte-Kompressor stellt man überrascht fest, daß die Leistung um so geringer wird, je heißer der Kompressor wird. Theoretisch müßte er um so mehr leisten, je höher die angesaugten Dämpfe überhitzt werden. In der Praxis ist es umgekehrt. Wie ist das zu erklären?

Zwei Faktoren spielen dabei eine wichtige Rolle:

1. Die Änderung des spezifischen Dampfvolmens und
2. die Nachverdampfung von Kältemittel in winzigen Tröpfchen im Zylinder des Kompressors.

Um eine Nachverdampfung zu verringern, überhitzt man die angesaugten Dämpfe und erhält dadurch eine Verbesserung des Liefergrades. Das wäre recht gut, wenn nicht mit der Überhitzung ein negativer Einfluß verbunden wäre, der schwerer wiegt als der Gewinn infolge der Überhitzung. Es handelt sich hier um die Ausdehnung der Gase beim Überhitzen, was meistens nicht überdacht und berücksichtigt wird.

Es ist bekannt, daß sich Gase bei der Erwärmung um 1° um $1/273$ tel ihres Volumens ausdehnen. Das wirkt sich in der Praxis ungefähr folgendermaßen aus:

Beispiel: Ein Kompressor arbeitet mit einer Verdampfungstemperatur von -10° . Vor dem Saugabsperrentil beträgt die Temperatur des Dampfes $+10^{\circ}$, er ist also um 20° überhitzt, bevor er in den Kompressor eintritt. Eine weitere Überhitzung erfährt er aber im Zylinder, die um so höher ist, je wärmer der Kompressor ist. Nimmt man an, daß der Dampf im Zylinderdeckel und im Zylinder auf $+60^{\circ}$ erwärmt wird, was praktisch der Fall ist, so wäre die gesamte Überhitzung 70° . Das Gas hat sich somit um $70/273$ tel ausgedehnt, weil der Dampfdruck derselbe ist. Der Kompressor saugt demnach ca. 25% weniger ein.

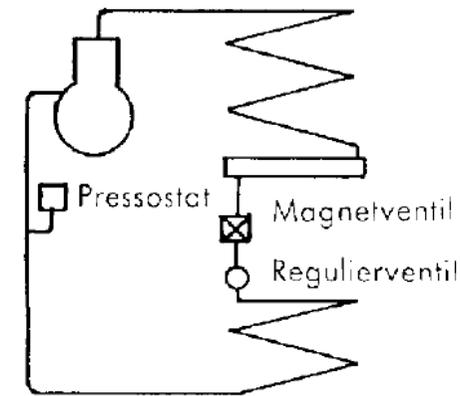
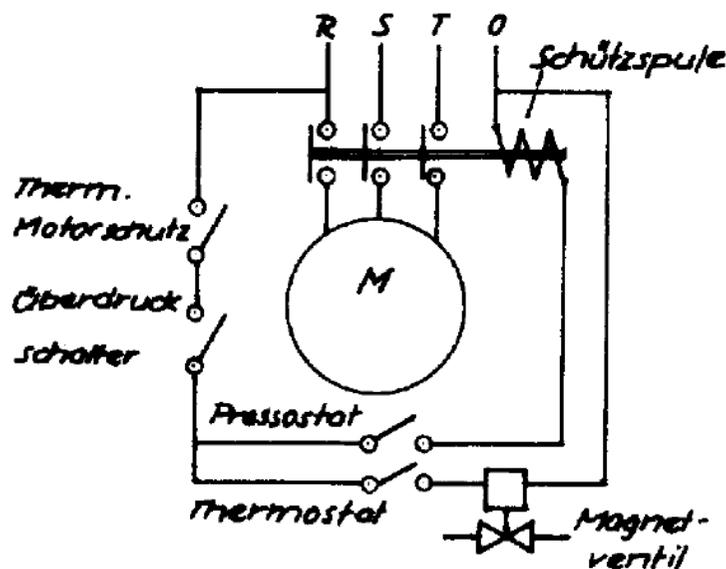
Durch die Überhitzung wird wieder ein Teil dieses Verlustes ausgeglichen, weil dadurch eine Nachverdampfung des Kältemittels stattgefunden hat, wodurch — wie oben gesagt — eine Verbesserung des Liefergrades erzielt wird. Man kann aber annehmen, daß die Hälfte, also ca. 12% als Minderleistung verbleiben.

Da ein Kompressor um so heißer wird, je tiefer die Verdampfungstemperatur ist, und dies im besonderen bei der Verwendung von R-22 als Kältemittel, so wird man dafür sorgen, daß der Dampf möglichst wenig überhitzt zum Kompressor gelangt. Das bringt nicht nur eine Leistungsverbesserung, sondern verhindert auch eine Ölersetzung im heißen Zylinderkopf und im Gefolge Mißstände, die dann auftreten, wenn das Öl seine Schmierfähigkeit verloren hat. Lesen Sie auch den Abschnitt „Probleme bei tiefen Verdampfungstemperaturen“ auf Seite 179.

Verhinderung von Flüssigkeits- und Ölschlägen beim Anlaufen einer Kühlmaschine u. weitere Vorteile.

Eine Möglichkeit, um Flüssigkeits- bzw. Ölschläge beim Anlauf der Kühlmaschine zu verhindern, zeigen die untenstehenden Abbildungen. Ein Thermostat schaltet nur ein Magnetventil ein und aus. Dieses Magnetventil ist in die Flüssigkeitsleitung eingebaut. Der Antriebsmotor der Kühlmaschine wird über den Motorschutzschalter von einem Pressostat ein- und ausgeschaltet. Der Pressostat ist so eingestellt, daß er die Maschine abstellt, wenn der Verdampfer bzw. das Kompressorgehäuse beinahe leergesaugt ist. Wenn das Magnetventil nicht vollkommen dicht schließt oder die Druckventile etwas Gas durchlassen, schaltet der Pressostat die Maschine kurzzeitig ein, bis der Verdampfer bzw. das Kurbelgehäuse wieder leer ist. Sowie der Thermostat das Magnetventil öffnet, erhält der Pressostat seinen Einschalt- druck und schaltet die Kühlmaschine ein. Diese Anordnung bietet außerdem folgende Vorteile:

1. Kein Aufschäumen des Öles im Kompressor, weil beim Anlauf der Gehäuse- druck nicht reduziert, sondern erhöht wird.
2. Leichter Anlauf des Kompressors. (Vielleicht kann auf eine Anlaufentlastung verzichtet werden.)
3. Elektrische Gehäuse-Heizung ist vielfach nicht erforderlich.
4. Ein Startregler ist nicht notwendig.
5. Flüssigkeits-Abscheider in der Saugleitung ist nicht erforderlich.



Diese Schaltung wird daher für alle Kühlanlagen und besonders dringend bei solchen empfohlen, die mit druckgeschmierten (Ölpumpe) Kompressoren arbeiten. Bekanntlich entsteht beim Anlauf eines Kompressors ein Ölschaum. Die Ölpumpe erzeugt dann keinen ausreichenden Druck mehr, da sie nur Schaum oder dampfförmiges Kältemittel fördert. Die Folgen sind dann Trockenlauf und das Anfressen der beweglichen Teile des Kompressors. Diese Gefahr ist bei der Anwendung der beschriebenen Anordnung nicht vorhanden.

Verwenden sie bei tiefen Verdampfer-temperaturen druckbegrenzte thermische Regulierventile, die erst bei einem bestimmten Verdampferdruck öffnen, um den Antriebsmotor und den Kondensator nicht zu überlasten. Beispiel: Ein Schockraum für -40°C erfordert eine Verdampfungstemperatur von etwa -50°C . Angenommene Leistung des Kompressors bei -50°C 5000 kcal/h, bei -35°C 13 000 kcal/h und bei -25°C 22 000 kcal/h. Wenn man annimmt, daß der Kondensator für 13 000 kcal/h ausgewählt wurde, so dürfte das Regulierventil erst bei -35°C öffnen, damit der Kondensator nicht überlastet wird und der Kondensatordruck nicht übermäßig ansteigt. Wenn alle Anlagen so ausgeführt würden, wären viele Störungen für immer ausgeschaltet. Etwas Besseres gibt es nicht.

Etwas Interessantes über Kältemittel und Wasser

Das Kältemittel R-22 kann in flüssigem Zustand bei $+20^{\circ}\text{C}$ 35mal mehr Wasser binden als R-12, bei -40°C sogar 70mal mehr, weshalb bei R-22-Anlagen selten ein Regulierventil einfriert. Dies ist aber leider kein Beweis für Wasserfreiheit und daraus resultieren viele Störungen, die unter

anderem in dem Aufsatz „Was man bei der Verwendung von R-22 wissen muß“ beschrieben sind.

In gasförmigem Zustand jedoch nimmt R-22 viel weniger Wasser auf als in flüssigem Zustand.

Beim Kältemittel R-12 ist es aber genau umgekehrt und so ist es auch zu erklären, weshalb eine mit R-12 gefüllte Anlage, die mit einem Flaschenrest gefüllt wurde, weniger Wasser enthält und kein Regulierventil einfriert, als eine Anlage, welche aus derselben Flasche, jedoch aus der vollen, gefüllt wurde. Und genau umgekehrt verhält es sich bei dem Kältemittel R-22.

Wenn man in der Praxis diese Tatsachen berücksichtigt, so muß eine R-12-Hermetik-Maschine aus einer Flasche gefüllt werden, von welcher vorher schon Kältemittel für gewöhnliche offene Aggregate entnommen wurde, denn das zuletzt entnommene Kältemittel ist wesentlich trockener als das erste.

Denken Sie daran, daß es bei R-22 umgekehrt ist. Und denken Sie ferner daran, daß Wasser, Luft und andere Fremdstoffe unsere größten Feinde sind, die katastrophale Wirkungen auf das Öl, die Motorwicklung usw. ausüben. Lesen Sie nochmals den Aufsatz: „Was man bei der Verwendung von R-22 wissen muß“.

Etwas über Schwingungen und ihre Beseitigung

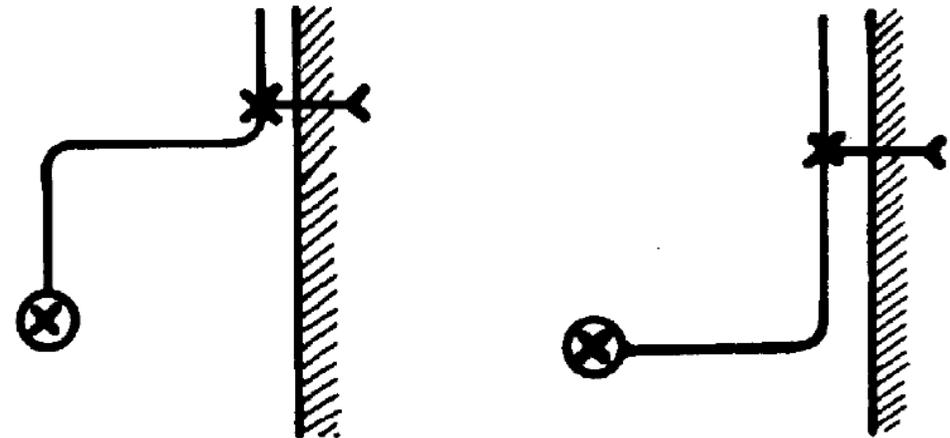
Kolbenkompressoren ohne Erschütterung gibt es nicht. Bei Drehzahlen von 1400 und 2800 Touren/min. können sich diese Erschütterungen sehr unangenehm auf die Kupferrohr-Leitungen auswirken. Rohrbrüche sind dann fast immer das Ergebnis.

Erschütterungen erzeugen Schwingungen an den Rohrleitungen. Die Schwingungszahl ist abhängig von der Drehzahl des Kompressors, vom Durchmesser und von der Wandstärke, sowie von der Länge der Rohrleitungen. Außerdem spielt die Form der Leitung eine Rolle. Ein gerades Rohr verhält sich ganz anders, als ein gebogenes gleicher Länge und gleichen Durchmessers. Ein Piano z. B. hat viele Saiten mit verschiedenen Längen und mit verschiedenen Durchmessern. Jede Saite hat somit eine bestimmte Schwingungszahl und dadurch einen bestimmten Ton, der sich augenblicklich ändert, wenn man mit dem Finger die Saite an einer anderen Stelle berührt. Dieselbe Erscheinung tritt auf, wenn man die Saite verkürzt, bis schließlich die Schwingungszahl und der Ausschlag so verändert werden, daß ein Ton (Geräusch) vom menschlichen Ohr nicht mehr wahrgenommen werden kann. Der Schwingungs-Ausschlag wäre bei einer Rohrleitung dann so gering, daß ein Bördel- oder Rohrbruch nicht vorkommen kann. Bis jetzt haben wir 4 Faktoren, die maßgebend sind: Länge, Durchmesser, Wanddicke und Form der Leitung. Leider kommt nun noch eine fünfte dazu: Der Aufstellungsort des Kühlaggregates. Bei der Abstimmung der Druckleitung unserer Hermetik-Aggregate stand das Aggregat auf einem betonierten Sockel. Zwischen dem Sockel und dem Grundrahmen lagen Filzplatten 60 x 60 x 15 mm. Der Grundrahmen kann auch auf dem Betonsockel eingegossen sein. Was nützt aber die schwierige, mühevollste Abstimmung, wenn z. B. das Aggregat von einem Monteur auf einen wackeligen Holzboden gestellt wird?

Daß auch die Abstimmung der Saugleitung von denselben Faktoren abhängt, ist also nun verständlich. Es ist demnach nicht gleichgültig, ob eine 12 x 1 mm Saugleitung vom Absperrventil bis zur ersten Wandbefestigung 1 oder 2 m lang ist, ob sie gerade, gebogen und wie gebogen ist. Auf keinen Fall darf die Leitung durch die Schwingungen (Erschütterungen) auf

Zug oder Druck beansprucht werden. Immer ist die Leitung so zu verlegen, daß sie auf Biegung oder Verdrehung beansprucht wird. Vom Saugabsperrventil bis zur Wand soll die Saugleitung mindestens 0,5 m senkrecht und waagrecht frei verlegt sein, wie die Abbildungen zeigen. Wenn die Leitung schwingt, so tastet man mit den Fingern die Leitung ab und stellt fest, wo die Schwingungen am geringsten sind. An dieser Stelle wird dann irgendein Stück Eisen befestigt, dessen Gewicht durch probieren festgestellt wird. Meistens genügt ein Stück Rundstahl 4 bis 5 mm ϕ , ca. 120 mm lang, welches zu einer Art Haarnadel gebogen und über das Rohr geklemmt wird. Wenn dieses Gewicht nicht ausreicht, nimmt man ein Bandstahl zirkulär 3 x 20 mm. Vielleicht ist schon mit der Versetzung der Wandbefestigung die Schwingung beseitigt. Ein Probieren ist leider nicht zu umgehen.

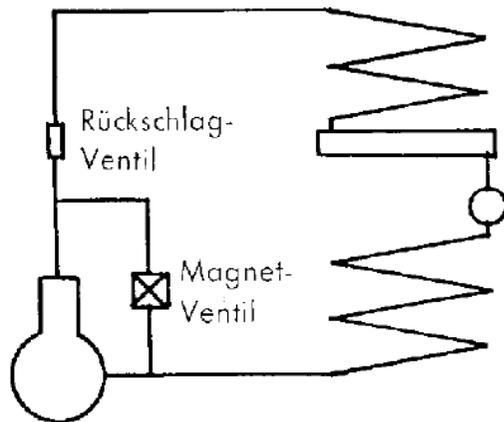
Einfacher aber teurer ist die Verwendung von flexiblen Leitungen aus Tombak-Wellrohren, die außen mit einem Bronzegeflecht umspinnen sind. Diese Leitungen liefert unsere Schwesterfirma EMZET G.m.b.H. (siehe EMZET-Katalog). Auch diese Leitungen dürfen nie auf Zug oder Druck beansprucht werden.



Starthilfe bei Kühlmaschinen

Die Elektrizitätswerke verlangen, daß Elektromotoren über 3 kW mit einem Stern-Dreieck-Schalter eingeschaltet werden. Bei Motoren, die unbelastet oder nur mit einer Teillast anlaufen, ist dies kein Problem. Bei Kühlmaschinen jedoch, deren Motoren mit Vollast anlaufen müssen, erfüllt ein Stern-Dreieck-Schalter seinen Zweck nicht, wenn nicht geeignete Maßnahmen ergriffen werden. Ein Kühlmaschinen-Motor würde in der Stern-Stufe nur brummen und in der Dreieck-Stufe mit demselben hohen Stromstoß anlaufen, wie bei der Direkteinschaltung.

Eine geeignete Starthilfe zeigt die untenstehende Abbildung. Ein Rückschlagventil, das nur den Gasstrom in Richtung Kondensator freigibt, wird in die Druckleitung, nahe am Austritt aus dem Druckabsperrventil, eingebaut. Eine Kurzschluß-Leitung 6 oder 8 mm \varnothing mit einem Magnetventil verbindet die Saugleitung mit der Druckleitung. Sowie der Strom eingeschaltet wird, öffnet auch das Magnetventil und schafft einen Druckausgleich zwischen der Druck- und Saugleitung. Das Magnetventil ist also elektrisch an den Stern-Dreieck-Schalter angeschlossen. Wenn das Verzögerungs-Relais, das sich in jedem Stern-Dreieck-Schalter befindet, die Sternstufe ausschaltet, wird auch das Magnetventil abgeschaltet und schließt die Kurzschlußleitung. Jeder Motor, der mit einem Stern-Dreieck-Schalter angelassen wird, muß für zwei Spannungen gewickelt sein. Wenn beispielsweise Drehstrom mit 220 Volt vorhanden ist, muß der Motor für 220/380 Volt gewickelt sein. Beträgt die vorhandene Spannung 380 Volt, so ist die Motorwicklung für 380/660 Volt gewickelt. Dies ist ein wichtiger Punkt bei der Bestellung einer Kühlmaschine.



Die Rohrleitungen in einer Kälteanlage mit R-12 oder R-22 als Kältemittel

1. Die Druckleitung

Diese Leitung führt, wie bekannt, die heißen Druckgase und das mitgerissene Öl.

Die einfachste Anlagenform ist gegeben, wenn ein Verdichter auf einen Verflüssiger arbeitet. Steht der Verflüssiger auf der gleichen Höhe wie der Verdichter, oder tiefer, dann wird die am Zylinderkopf abgehende Druck-

leitung im waagerechten Stück mit leichtem Gefälle verlegt und dann von oben in den Verflüssiger eingeführt.

Besteht eine Höhendifferenz zwischen Verdichter und Verflüssiger von max. 3 m, wird das mit Gefälle verlegte Rohrstück beibehalten, bei einer größeren Höhendifferenz wird vor dem Übergang in die Steigleitung noch zusätzlich eine Öl Falle eingelegt. Für noch größere Höhendifferenzen wird für je 3 m eine solche Öl Falle empfohlen. Dadurch wird verhindert, daß das in der Druckleitung enthaltene Öl insbesondere bei Betriebsstillstand in den Verdichter zurückläuft. Das Öl sammelt sich im Gefällstück bzw. in der Öl Falle und wird dann beim neuen Start des Verdichters sofort weitergeleitet. (Siehe Abb. 1 a—c.)

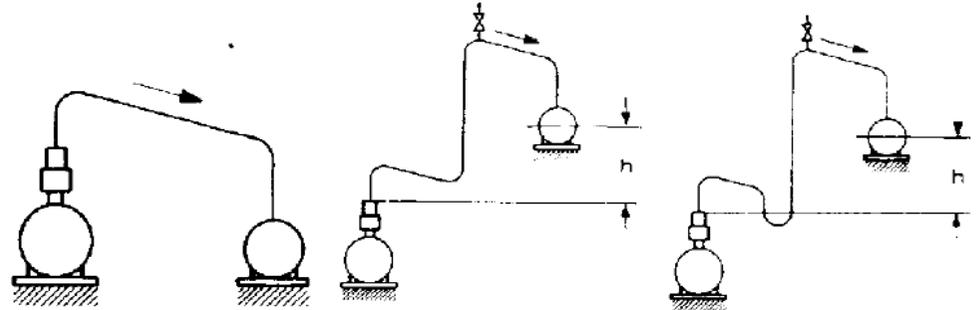


Abb. 1 a

Abb. 1 b

Abb. 1 c

1 a Verflüssiger auf gleicher Höhe wie Verdichter oder tiefer; 1 b Höhenunterschied zwischen Verflüssiger und Verdichter bis zu 3 m; 1 c Höhenunterschied 3 m und mehr

Für die Öl Falle können handelsübliche Bogen verwendet werden. Sie größer zu machen, ist nicht zweckmäßig, damit die Ölsammlung nicht zu groß wird. Die Tiefe der Öl Falle ist bedeutungslos.

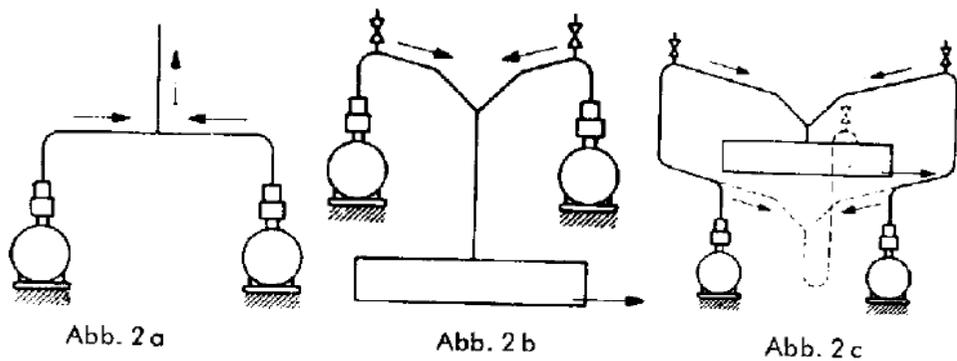
Nicht immer wird der einfachste Fall vorhanden sein, wo ein Verdichter auf einen Verflüssiger arbeitet. Bei größeren Anlagen können auch zwei Verdichter auf einen Verflüssiger geschaltet werden, wobei darauf geachtet werden muß, daß sich die beiden Verdichter nicht gegenseitig beeinflussen oder gar stören. Dies wäre zum Beispiel bei der Rohrführung gemäß Abb. 2 a der Fall. Das Heißgas des einen Verdichters drückt direkt in die Druckleitung des anderen Verdichters, ferner kann es bei Abschaltung eines Verdichters zu einer Ölsammlung in dem betreffenden Stück der Druckleitung kommen. Diese Art der Rohrverlegung ist deshalb absolut unzulässig:

Etwas besser ist die Ausführung, wenn nach Abb. 2 b der Verdichter über oder nach Abb. 2 c unter dem Verflüssiger steht.

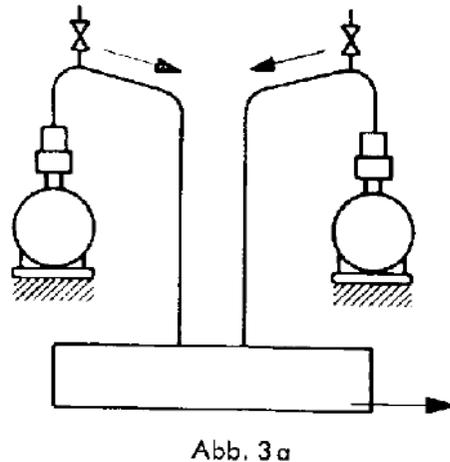
Wohl findet auch hier noch eine gegenseitige Druckbelastung statt, das Öl wird jedoch besonders durch die nach unten gerichtete Zusammenführung der beiden mit Gefälle ankommenden Druckleitungen in den Verflüssiger geführt und kann nicht in den Zylinderkopf des abgeschalteten Verdichters fließen.

Wenn eine gemeinsame Steigleitung (in Abb. 2 c punktiert gezeichnet) verlegt wird, dann wird hinter der Zusammenführung wieder die Ölschleife

angeordnet. In der Druckleitung muß eine maximale Gasgeschwindigkeit 450 m/min gehalten werden. Fällt die Geschwindigkeit unter diesen Wert, dann muß eine zweite Steigleitung verlegt werden.



Die beste Lösung zeigt Abb. 3 mit je einer getrennten Druckleitung in den Verflüssiger. Auch diese Abbildung zeigt wieder die beiden Fälle mit der Aufstellung des Verdichters über bzw. unter dem Verflüssiger.



Bei der Parallelschaltung mehrerer Verdichter mit den zugehörigen Verflüssigern muß man eine Ausgleichsleitung verlegen. Dabei achte man darauf, daß diese möglichst kurz ist. Die zweckmäßige Schaltung zeigt Abb. 4 a und b, die sich wieder durch die Lage der Verflüssiger zu den Verdichtern unterscheiden, während bei der Ausführung nach 4 c infolge der langen Ausgleichsleitung Schwierigkeiten zu erwarten sind. Infolge des großen

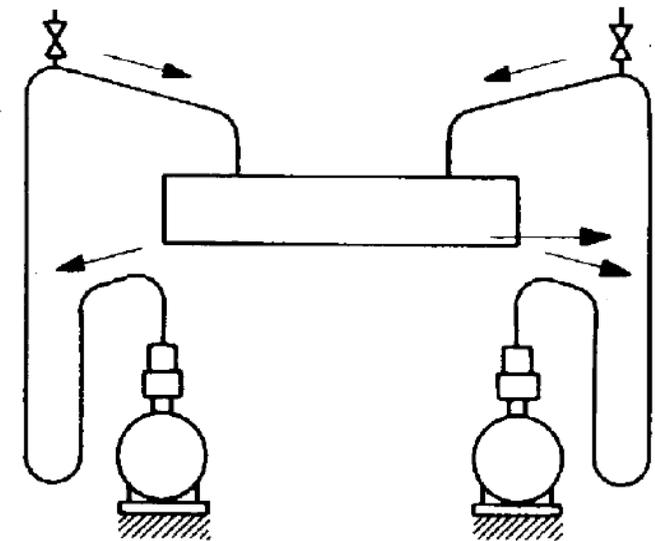


Abb. 3 b

Widerstandes in der Ausgleichsleitung können sich in den beiden Verflüssigern verschiedene Drücke einstellen, wenn ein Verflüssiger außer Betrieb ist. In diesem Falle kann es dann zur Ansammlung der Flüssigkeit kommen.

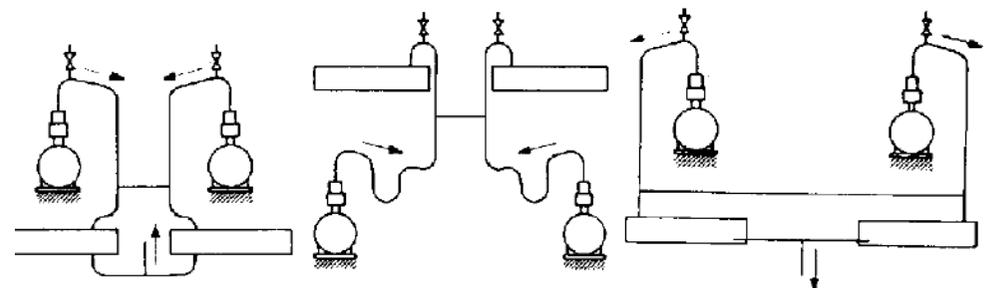


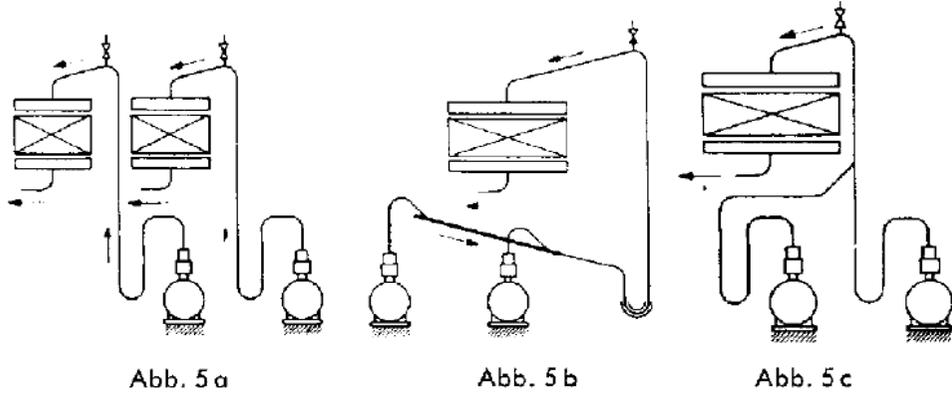
Abb. 4 a

Abb. 4 b

Abb. 4 c

Den Anschluß der Verdichter an Verdunstungsverflüssiger zeigt Abb. 5 a bis c. Hier ist ja meistens damit zu rechnen, daß der Verflüssiger in größerer Entfernung von dem Verdichter steht und ferner jeweils über den Verdichtern. Am sichersten ist die Ausführung gemäß Abb. 5 a, wo es sich um praktisch zwei voneinander vollkommen getrennte Kreisläufe handelt. Die Schaltung nach Abb. 5 b ist noch zulässig, wenn die Einführung der Druckleitung in das unter Gefälle verlegte Sammelstück in der gezeigten Art erfolgt. Ein Rückfließen des Oles in den Verdichter in der Schaltpause wie auch ein Übertreten des Oles in den anderen Verdichter ist hierbei nicht möglich.

Bei der Schaltung nach Abb. 5c kann sich Öl aus dem linken Verdichter im rechten Ölsack sammeln und dadurch Öl-mangel verursachen. Diese Schaltung ist deshalb unbefriedigend und zu unterlassen.



Besondere Probleme treten auf, wenn die Verdichter mit einer Leistungsreduziervorrichtung ausgerüstet sind und bei der herabgesetzten Leistung die Gasgeschwindigkeit zu gering wird, um den Öltransport noch sicherzustellen. In diesem Falle muß dann eine doppelte Steigleitung verlegt werden. Diese Ausführung zeigt Abb. 6. Die schwächere Leitung ist so ausgelegt, daß in ihr bei der kleinsten Maschinenleistung noch eine Gasgeschwindigkeit von 450 m/min aufrechterhalten wird. Die zweite zusätzliche, dickere Leitung wird so dimensioniert, daß bei voller Leistung in beiden Leitungen zusammen die Geschwindigkeit 450 m/min beträgt. Wenn nun durch irgendwelche Maßnahmen die Leistung herabgesetzt wird, fällt die Gasgeschwindigkeit und das Öl fließt in den Ölsack zurück, womit der weitere Rohrstrang abgesperrt wird.

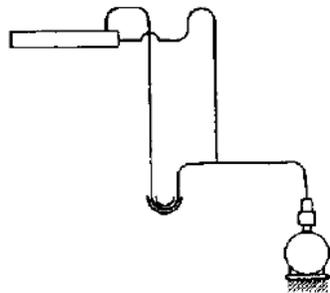


Abb. 6

2. Die Saugleitung

Diese Leitung führt, wie bekannt, die kalten Sauggase zum Verdichter. Die Gasgeschwindigkeit in der Saugleitung muß so groß sein, daß bei einwandfreier Verlegung der Leitung das Öl aus dem Verdampfer mitgeführt werden kann.

Wie die Saugleitung verlegt werden muß, wenn die Verdampfer in verschiedenen Höhen montiert sind, zeigt Abb. 7.

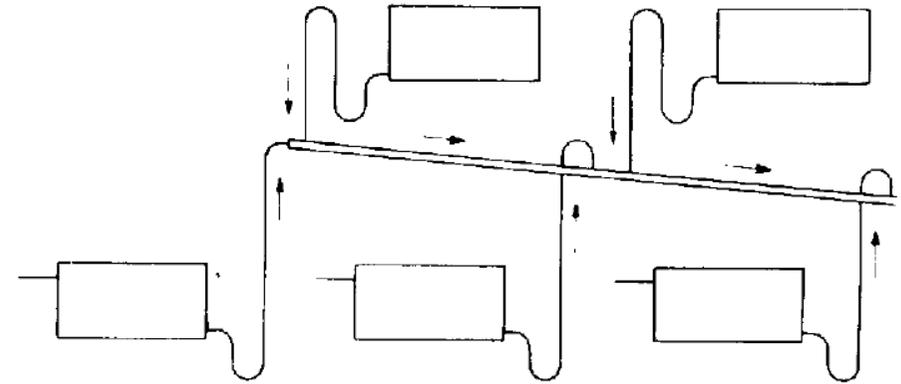


Abb. 7

Saugseitig sind alle Verdampfer an eine gemeinsame Leitung angeschlossen, die mit Gefälle in Strömungsrichtung verlegt ist. Bei den über der Saugleitung liegenden Verdampfern wird vom Verdampferausgang über die ganze Verdampferfläche eine Rohrschleife gelegt, um zu verhindern, daß sich der Verdampfer bei Betriebsstillstand in die Saugleitung entleert. Vom Verdampferaustritt führt die Anschlußleitung mit geringem Gefälle direkt in die Saugleitung. Auf alle Fälle muß der Anschluß der Verdampfer A₂ und A₁ an die gemeinsame Saugleitung von oben aus erfolgen, um eine Entleerung der oberen Verdampfer in die darunterliegenden Verdampfer zu verhindern.

Für den Anschluß mehrerer Verdampfer an eine Anlage mit Leistungsregulierung gelten die gleichen Überlegungen wie für die Ausführung der Druckleitung. Auch hier muß zur Aufrechterhaltung einer minimalen Gasgeschwindigkeit bei reduzierter Leistung zur Unterteilung der Saugleitung geschritten werden. Wie dies ausgeführt wird, zeigt Abb. 8b. Jede der beiden Steigleitungen ist für eine Mindest-Gasgeschwindigkeit von 75 m/sek ausgelegt, wenn nur ein Verdampfer in Betrieb ist. Bei verringerter Leistung sammelt sich das Öl im Ölsack und schließt damit den Rohrstrang B ab. Dadurch erreicht dann die Gasgeschwindigkeit im Strang A die volle Höhe und der Öltransport ist wieder gesichert.

Man kann auch ein Magnetventil einbauen, das vom Leistungsregler aus betätigt wird. Wird die Leistung auf die Hälfte reduziert, dann schließt dieses Ventil sofort einen Rohrstrang ab, womit im anderen Rohr die volle Geschwindigkeit aufrechterhalten wird.

Eine sehr betriebssichere Ausführung zeigt Abb. 8c. Jeder der beiden Verdampfer mit zugehörigem Magnetventil hat einen getrennten, nach oben führenden Saugleitungsanschluß, beide Steigleitungen werden dann in einer gemeinsamen Saugleitung gefaßt. Dies zeigt Abb. 8c. Jede der beiden Steigleitungen wird für die Mindest-Gasgeschwindigkeit von 7,5 m/sek ausgelegt. Die beiden Magnetventile auf der Einspritzseite arbeiten mit der Leistungsregulierung zusammen.

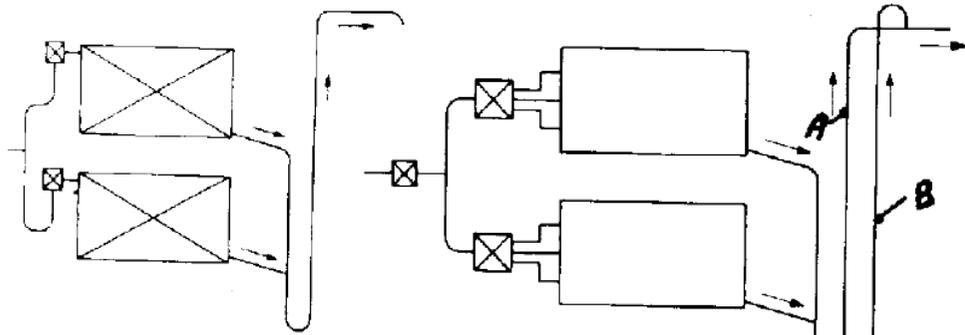


Abb. 8 a

Abb. 8 b

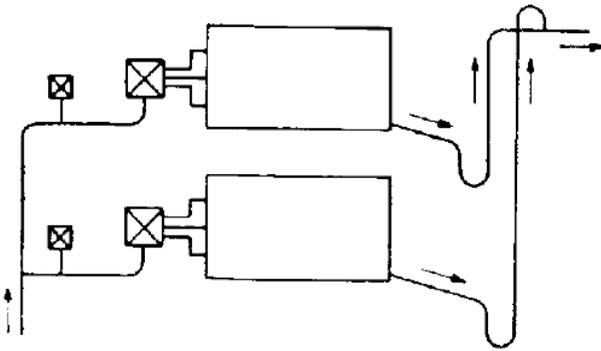


Abb. 8 c

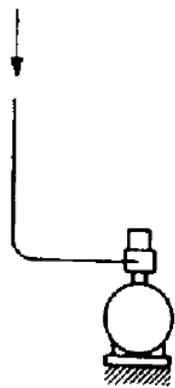


Abb. 9 a

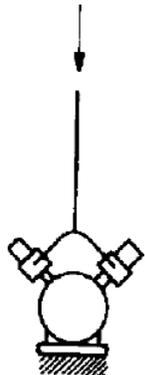


Abb. 9 b

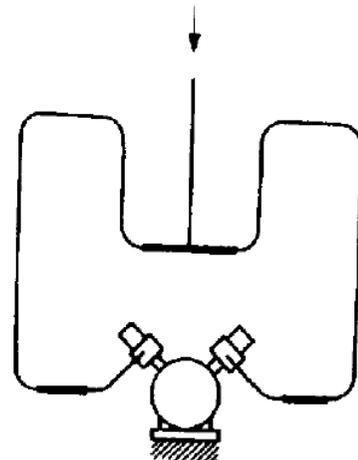


Abb. 9 c

Bei der Verlegung der Saugleitung ist noch der Anschluß an den Verdichter von Bedeutung. Abb. 9 a und b zeigt den Anschluß bei einem Verdichter in Reihen- bzw. in V-Bauart. Das Öl läuft hier in verhältnismäßig kleinen Mengen in den Verdichter zurück, während bei Anschluß nach 9 c größere Ölmenen gesammelt werden, die dann zu Schlägen führen können.

Wie der Anschluß bei mehreren Verdichtern in einer Anlage zu erfolgen hat, zeigt Abb. 10.

Wenngleich bei tiefer liegendem Verdichter ein Ölsack am Verdichter bei nur einem Verdichter vermieden werden muß, ist er bei zwei Verdichtern zweckmäßig, um dadurch zu verhindern, daß bei Abschaltung eines Verdichters hier eine Ölansammlung aus den anderen Verdichtern erfolgt (Abb. 10 a).

Steht der Verdichter über der gemeinsamen Saugleitung, dann müssen in den Anschlüssen von der Saugleitung an die Verdichter wieder die Mindest-Gasgeschwindigkeiten von 7,5 m/sek eingehalten werden.

Ungünstig und deshalb zu vermeiden sind die Anschlüsse nach Abb. 10 c und 10 d.

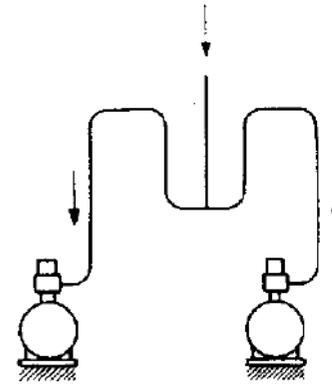


Abb. 10 a

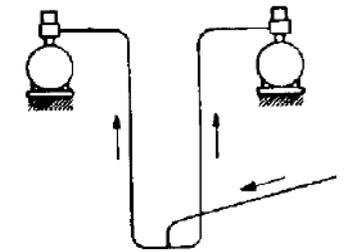


Abb. 10 b

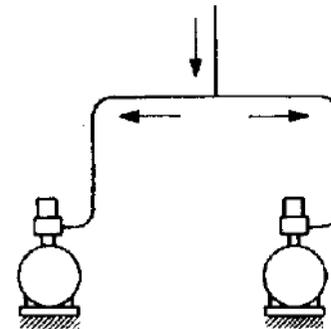


Abb. 10 c

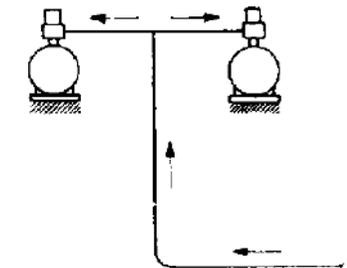


Abb. 10 d

Bei Abb. 10c kann sich Öl im Anschluß des abgeschalteten Verdichters sammeln und damit zu Öl-mangel in anderen Verdichtern führen. Die größeren Öl-mengen führen dann beim erneuten Start zu Flüssigkeitsschlägen. Bei der Schaltung nach Abb. 10d wird die Gasgeschwindigkeit in der gemeinsamen Steigleitung zu gering, wenn ein Verdichter abgeschaltet wird. Dadurch tritt dann Öl-mangel bei dem in Betrieb befindlichen Verdichter auf, der zu mechanischen Schäden führt.

Wie die saugseitige Verbindung mehrerer parallel arbeitender Verdichter auszuführen ist, zeigt Abb. 11 a. Das Saugleitungs-Sammelstück sollte so kurz wie möglich sein, wobei die Anschlüsse von oben an das Sammelstück herangeführt werden müssen. Dadurch wie auch durch die genau waagerechte Montage wird verhindert, daß sich der ganze Öl-inhalt des Sammlers in einen Verdichter entleert. Es erhält vielmehr jeder jeweils im Betrieb befindliche Verdichter nur soviel Öl, als der angesaugte Dampf mitführen kann. Unabhängig davon müssen die Kurbelgehäuse durch eine Ölausgleichsleitung miteinander verbunden sein.

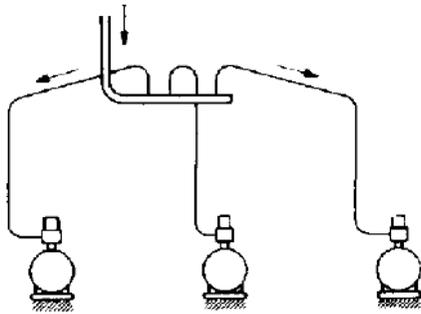


Abb. 11 a

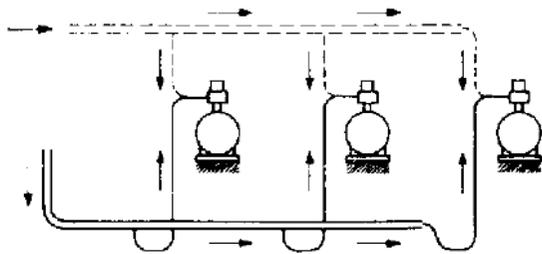


Abb. 11 b

Ungünstig ist die Schaltung nach Abb. 11 b, da hier größere Ölansammlungen unvermeidbar sind.

Literaturhinweis

C. W. Leegard & Wayne E. Dodson: Fundamentals of Refrigerant Piping for Freon 12 and Freon 22 Systems. Refrigerating Engineering 1952/11.

Probleme bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen

Insbesondere mit dem Kältemittel R-22

Immer wieder ist festzustellen, daß bestimmte Regeln bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen nicht beachtet werden, sei es durch Nachlässigkeit oder wegen mangelhafter Kenntnisse. Wie Störungen bei offenen und hermetischen Kompressoren bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen verhindert werden können, wird im folgenden geschildert.

Jeder Monteur hat schon festgestellt, daß das Druckrohr um so heißer wird je tiefer die Verdampfungs-Temperatur sinkt. Er hat auch bei halbhermetischen Kompressoren mit Sauggaskühlung für den Motor bemerkt, daß auch der Motor dabei wärmer wird. Aber nicht alle Monteure wissen, warum dies so ist. Wenn man voraussetzt, daß der volumetrische Wirkungsgrad bei -10°C wie bei -40°C gleich ist, was natürlich wegen anderer Druckverhältnisse nicht zutrifft, aber in diesem Beispiel belanglos ist, so ist die stündlich geförderte Dampfmenge eines Kolbenkompressors gleich. Nicht gleich ist jedoch das Dampf-gewicht. Bei -10°C wiegt 1 cbm Dampf R-22 rund 15 kg und bei -40°C nur noch 5,0 kg. Mehr Gewicht entspricht auch mehr Kalorien. Die Motorwicklung wird demnach um so kälter, je höher das Dampf-gewicht bzw. die Verdampfungs-Temperatur ist. Bei allen Kältemitteln ist die Druckrohr-Temperatur um so höher, je wärmer die Dämpfe angesaugt werden. Mit anderen Worten: Je mehr die Dämpfe von der Verdampfungs-Temperatur bis zur Ansaug-Temperatur überhitzt werden, um so wärmer wird das Druckrohr und damit der ganze Kompressor. Hohe Temperaturen sind aber sehr schädlich und deshalb muß man bestrebt sein, diese zu verhindern. Da sich die chemische Reaktionsgeschwindigkeit je 10° Temperaturerhöhung verdoppelt, ergibt sich von $+100^{\circ}$ auf $+150^{\circ}$ eine 32fache und von 100° auf 200° sogar eine 1000fache Reaktionsgeschwindigkeit. Es ist verständlich, daß also durch höhere Temperaturen Säuren entstehen, die sich schädlich auswirken und in kurzer Zeit zu Störungen am Motor und Kompressor führen. Zersetzung des Schmieröls, Kurzschlüsse in der Motorwicklung, Schlamm-bildung, Verkupferung der Oberflächen von beweglichen Teilen sind dann die Folgen. Aber auch der volumetrische Wirkungsgrad wird bei hohen Zylinderkopf-Temperaturen schlechter und damit die Kälteleistung kleiner. Man wird also alle technischen Möglichkeiten wahrnehmen um hohe Temperaturen zu vermeiden. Die Dampftemperatur auf der Druckseite ist demnach abhängig von:

1. der Verdampfungs-Temperatur
2. der Kondensations-Temperatur
3. der Überhitzung des angesaugten Dampfes
4. dem Widerstand (Druckabfall) in der Saugleitung

Bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen kann die Temperatur auf der Druckseite günstig beeinflußt werden durch:

1. angesaugte möglichst kalte Dämpfe
2. niederen Kondensatordruck
3. isolieren der Saugleitung
4. Wegfall von Wärmeaustauschern
5. große Saugleitungs-Durchmesser

Vor allem muß darauf hingewiesen werden, daß es eine Täuschung ist zu glauben, eine bereifte Saugleitung sei die Ursache von verdampfendem Kältemittel, rühre also von nassem Ansaugen her. Der Dampf aus dem Verdampfer kann den Kühlraum nie wärmer verlassen als die Temperatur im Kühlraum. Wenn die Kühlraum-Temperatur beispielsweise -20°C beträgt, muß also die Saugleitung nach dem Verlassen des Kühlraumes bereifen, weil auch der Dampf mindestens -20°C bei einer Verdampfungstemperatur von ca. -27°C hat. Es handelt sich also schon um einen überhitzten Dampf, weil er von -27°C auf -20°C erwärmt wurde. Es kann somit kein Flüssigkeitsteilchen mehr im Dampf sein, es kann keine Flüssigkeit verdampfen und deshalb auch kein Kälteverlust eintreten. Also keine Angst vor bereiften Saugleitungen bei Temperaturen unter $\pm 0^{\circ}\text{C}$. Im Gegenteil: man sollte froh sein, wenn die Saugleitung in solchen Fällen bereift, denn je kälter der Dampf angesaugt wird, um so kälter bleibt der Kompressor und um so weniger besteht die Gefahr einer chemischen Reaktion mit ihren verheerenden Folgen. Und deshalb ist es von Vorteil, wenn die Saugleitung sogar isoliert wird, damit die Vorteile eines kalt angesaugten Dampfes genützt werden. Wenn also der Dampf den Kühlraum mit -20°C verläßt, so sollte man lange Saugleitungen so isolieren, daß der Dampf mit -10°C in den Kompressor gelangt. Mit anderen Worten: Man sollte alle Maßnahmen ergreifen, daß die Differenz zwischen Verdampfungs-Temperatur und angesaugter Dampf-Temperatur am Saugabsperrentil nicht größer wird als 20°C . Bei einer Verdampfungs-Temperatur von -60°C sollte die Temperatur der Saugleitung kurz vor dem Saugabsperrentil -40°C betragen. Die Motorwicklung wird dadurch gut gekühlt und die Lebensdauer wesentlich erhöht denn letztere ist abhängig von der Temperatur. Auch der Liefergrad des Kompressors ist um so besser, je kälter der Dampf angesaugt wird, weil der Einfluß des schädlichen Raumes eine große Rolle spielt und weil die Dampfdichte und damit die geförderte Kältemittelmenge direkt von der Sauggastemperatur beim Eintritt in den Zylinder-raum, abhängt. Bei luftgekühlten Aggregaten liegen die Verhältnisse etwas günstiger, weil der Ventilator für den Kondensator auch den Kompressor kühlt. Aber auch bei luftgekühlten Aggregaten muß man einen möglichst niederen Kondensatordruck anstreben und daher einen gut belüfteten Raum für das Aggregat vorsehen. Von Fall zu Fall können auch kombinierte luft- und wassergekühlte Aggregate Verwendung finden, die sich sehr gut bewährt haben.

Wärmeaustauscher erhitzen den Dampf in der Saugleitung und sollen deshalb für Frigen 22 nicht verwendet werden. Sie bringen keinen Nutzen, denn was durch Flüssigkeitsunterkühlung gewonnen wird, geht durch die hohe Erwärmung des Kompressors wieder verloren, weil, wie schon vorher geschildert, die Dampfdichte von der Sauggastemperatur abhängt.

Bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen, -30°C und tiefer, ist in vielen Fällen das thermische Regulierventil nicht richtig eingestellt, wie in der Praxis immer wieder festgestellt wird. Fast immer ist es auf eine zu große Überhitzung eingestellt, das heißt, es öffnet zu wenig so daß schon im letzten Teil des Verdampfers der Dampf auf die Raumtemperatur überhitzt wird, wobei natürlich der Verdampfer nicht voll ausgenützt ist. Vielfach geschieht die falsche Einstellung des Regulierventils, weil die Saugleitung bereift, obwohl die Bereifung, wie schon geschildert, bei diesen Temperaturen ganz natürlich ist und auch sein muß. Man sollte sich also unbedingt davon überzeugen, daß am Verdampferaustritt auch tatsächlich noch die Verdampfungs-Temperatur gemessen wird. Ist dann die Temperatur höher als

die Verdampfungs-Temperatur, nähert sie sich also der Raumtemperatur, so muß das Regulierventil auf eine kleinere Überhitzung eingestellt bzw. geöffnet werden. Zum sekundenschnellen Messen der Temperaturen an solchen Stellen eignet sich das elektronische Thermometer, das heute zu einem sehr günstigen Preis geliefert wird. Nur durch ein Temperaturmessung am Verdampferaustritt läßt sich bei Raumtemperaturen unter 0°C feststellen, ob das Regulierventil richtig eingestellt und der Verdampfer voll ausgenützt ist, denn eine Bereifung der Saugleitung ist bei Minus-Temperaturen im Kühlraum immer vorhanden und ist daher kein Beweis für eine richtige Ventileinstellung, wie dies bei Plus-Temperaturen zutrifft.

Der Zweiphasenlauf und seine Auswirkung bei Antriebsmotoren für Hermetik-Kältemaschinen

Sicherungen und Zuleitung

Die elektrischen Zuleitungen werden gegen thermische Überlastung durch Sicherungen geschützt. Diese Sicherungen sprechen bei einer gewissen Stromstärke an und trennen die Stromzufuhr ab. Sicherungsstärke und Querschnitt der Zuleitung stehen in einem unmittelbaren Verhältnis zueinander. In der VDE 0100/12.65 ist festgelegt, mit welcher Sicherungsstärke der jeweilige Leitungsquerschnitt abgesichert werden muß. Hierbei wird auch noch die Art der Leitung berücksichtigt. Es ist also falsch, wenn angenommen wird, daß die Leitungssicherungen den Motor schützen. Sie bilden im Gegenteil für den dreiphasig angeschlossenen Motor eine gewisse Gefahr. Spricht nämlich eine der drei Sicherungen an, dann läuft der Motor mit 2 stromführenden Phasen weiter. Da er in diesem Zustand bei gleichbleibender Belastung stärker beansprucht wird, steigt die Stromaufnahme wesentlich an. Die Folge ist, daß der noch stromführende Teil der Wicklung durch zu hohe Stromwärme zerstört wird. Bei der Auswahl der Sicherungen muß berücksichtigt werden, daß ein Kurzschlußläufer-Motor beim Einschalten 4—5mal mehr Amp. aufnimmt. Für Kühlmaschinen sind Sicherungen in träger Ausführung zu wählen. Flinke Sicherungen sind ungeeignet.

Entstehung des Zweiphasenlaufes

Die Ursache, die zu einem Stromausfall führen kann, ist vielfältig. Eine Unterbrechung im Ortsnetz der EVU führt ebenso zum Ausfall einer Phase und somit zum Zweiphasenlauf, wie das Ansprechen einer Sicherung der Transformatorstation oder der Hausanschluß-(Panzer-)Sicherung. In den meisten Fällen jedoch wird der Zweiphasenlauf durch das Auslösen der nächstliegenden Leitungssicherung hervorgerufen. Hauptsächlich dann, wenn an eine Sicherungseinheit mehrere Verbraucher angeschlossen sind, was nach Möglichkeit vermieden werden sollte.

Zerstörungsmerkmale des Zweiphasenlaufes

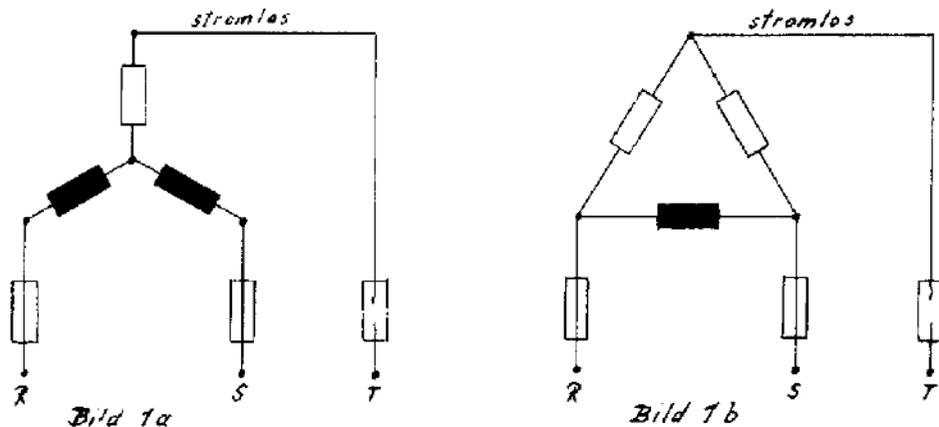


Bild 1 a zeigt, daß bei im Stern geschalteter Wicklung nach dem Auslösen einer Sicherung noch zwei Wicklungsphasen vom Strom durchflossen werden. Es besteht also hier thermische Gefahr für diese beiden Phasen. In Dreieckschaltung (Bild 1 b) ist nur eine Wicklungsphase stromführend und gefährdet. Die Zerstörungsmerkmale an einer Dreiphasenwicklung durch Zweiphasenlauf zeigen eindeutig, ob der Motor in Stern oder Dreieck geschaltet war.

Schutz des Drehstrommotors gegen zu hohe Stromaufnahme

Um den Drehstrommotor gegen zu hohe Stromaufnahme zu schützen, schaltet man in die Motorzuleitung eine Schutzeinrichtung wie z. B. Drehstromschütz mit Überstromrelais. Der Bi-Metallauslöser dieser Geräte wird mit Hilfe einer Skalenscheibe auf den Nennstrom des Motors eingestellt. Da die Einstellung der Stromstärke (Ampere) nach der Skalenscheibe sehr ungenau ist, hat die Praxis gezeigt, daß die beste Einstellung des Auslösers dann gewährleistet wird, wenn nach Lösen einer Sicherung, also im Zweiphasenlauf, der Auslöser die Stromzufuhr **innerhalb 30 Sekunden** abschaltet.

Es sind grundsätzlich nur Überstromrelais mit „Wiedereinschaltsperr“ zu verwenden, damit der automatische Wiederanlauf bei einer Störung vermieden wird. Relais mit selbsttätiger Wiedereinschaltung dürfen nur verwendet werden, wenn in der Steueranlage ein Impulskontakt (z. B. Drucktaster) vorhanden ist, der einen automatischen Wiederanlauf verhindert. Bei automatischer Wiedereinschaltung besteht die Gefahr, daß der Motor bei Unterbrechung einer Zuleitung in Intervallen den Kurzschlußstrom auf die noch stromführenden Wicklungsstränge erhält und hierbei die Wicklungstemperatur immer höher wird, bis die Isolation zerstört ist.

Diese herkömmlichen Schutzeinrichtungen (Drehstromschütz mit Überstromrelais usw.) haben sich bei Drehstrommotoren, die als Kühlmedium die Umluft haben, die mittels Lüfterrad und Lüfterhaube über den Motor geleitet wird, bestens bewährt. Hier handelt es sich um normale Drehstrommotoren, wie sie zum Antrieb mittels Keilriemen für offene Kältekompressoren verwendet werden.

Kühlung der Motoren für Hermetikverdichter

Ganz anders sind die Verhältnisse bei den Antriebsmotoren für Hermetik-Kältekompressoren. Hier verwendet man seit Jahren als Kühlmedium das Kältemittelgas, das durch den Kompressor angesaugt, über die Motorwicklung strömt und so die Wicklungswärme abführt. Es wird hierbei die Kühlung um so intensiver, je mehr Kältemittelgas die Wicklung umspült, und je kälter dieses Kühlmedium ist. Da unter diesen Umständen, also bei verhältnismäßig hohen Verdampfungs-Temperaturen, eine unzulässige Erwärmung der Wicklung bei Überlastung nicht zu befürchten ist, können solche Antriebsmotoren weit über ihre normale Nennlast hinaus bis nahe an das Kippmoment belastet werden, ohne Schaden zu leiden. Es ist keine Seltenheit, wenn bei hohen Verdampfungs-Temperaturen und Belastungen bis nahe an das Kippmoment Wicklungstemperaturen um $\pm 0^\circ\text{C}$ gemessen werden.

Einstellung des Motorschutzrelais

Bei diesen Betriebsbedingungen wird nun das Verhältnis I_K/I_N (Kurzschlußstrom zu Nennbetriebsstrom) sehr klein und somit auch der Schutz der Wicklung schwieriger. Die Einstellung des Motorschutzrelais ist mit großer

Sorgfalt so durchzuführen, daß erst einmal der vom Hersteller des Hermetikverdichters angegebene **Nennbetriebsstrom** eingestellt wird. Dann ist bei maximaler Betriebsbelastung eine Sicherung zu lösen und zu prüfen, ob nun bei diesem gewollt erzeugten Zweiphasenlauf der Auslöser des Motorschutzrelais innerhalb 30 Sekunden anspricht. Dieses individuelle Einstellen des Auslösers paßt den Motorschutz an die jeweiligen Betriebszustände an und garantiert, daß die Stromzufuhr rechtzeitig unterbrochen wird. Diese Einstellung und Prüfung muß in größeren Zeitabständen vorgenommen werden, damit sich die Überstromauslöser wieder auf die Ausgangstemperatur abkühlen können.

Hermetikverdichter bei niederen Verdampfungs-Temperaturen

Arbeitet der Hermetikverdichter mit niederen Verdampfungs-Temperaturen, dann zeigen sich gegenüber der Betriebsart mit hohen Verdampfungs-Temperaturen umgekehrte Verhältnisse. Der Leistungsbedarf geht nach dem Anlaufen des Motors langsam zurück und erreicht bei tiefen Temperaturen nahezu Leerlaufcharakteristik. Ein normaler Drehstrommotor würde jetzt, da die Stromaufnahme zurückgegangen ist, abkühlen. Da aber bei den Hermetik-Kompressoren im Tiefkühlbereich gewichtsmäßig viel weniger Kältemittelgas zur Kühlung der Wicklung zur Verfügung steht, erwärmt sich die Wicklung durch die Stromwärme, und da der Kompressor ebenfalls wenig Kühlung hat, erhält der Motor zusätzliche Übertragungswärme.

Messungen zur Typen-Abnahmeprüfung von explosionsgeschützten Hermetikverdichtern haben erwiesen, daß das Gehäuse des Kompressors eine wesentlich höhere Temperatur als die Wicklung und das Motorgehäuse aufweist. Die maximale Wicklungstemperatur ist noch weit unter dem Grenzwert für Isolationsklasse E gemäß VDE 0530/1.66. Da ein Drehstrommotor im Zweiphasenlauf bei einer Belastung unter 66 % der Nennleistung weniger als seinen Nennstrom aufnimmt, ist eine gefährliche Übertemperatur nicht zu befürchten. Versuche haben gezeigt, daß die Wicklungstemperatur bei einer Belastung unter 66 % der Nennleistung nach 6 Stunden ihren Höchstwert erreicht hat und dann unter der Gefahrgrenze konstant bleibt.

Um der Wicklung einen zusätzlichen Schutz zu geben, verwendet man stromunabhängige Thermo-Schalter, welche entweder in den Wickelkopf oder in die Statornuten gebettet werden. Sie arbeiten einwandfrei, wenn der Temperaturanstieg **langsam** erfolgt. So sind sie sehr gut geeignet, die Wicklung gegen Übertemperatur zu schützen, wenn bei niederen Verdampfungs-Temperaturen der Motor des Hermetikverdichters durch besonders ungünstige Betriebsbedingungen, wie hohe Umluft, Verhinderung der natürlichen Wärmeabstrahlung, Einfrieren des Regulierventils usw., Temperaturen annimmt, welche die Wicklung gefährden können. Schaltgenauigkeiten von $\pm 3\%$ bis $\pm 5\%$ genügen vollkommen, um eine einwandfreie Abschaltung zu gewährleisten. Teilweise wird bei Hermetikverdichtern in der Betriebsart Tiefkühlung der Sauggasstrom nicht mehr über die Wicklung geführt. Dafür wird der Motor mit einer Fremdbelüftung ausgerüstet, die ähnliche Wirkung wie die Eigenbelüftung von oberflächenrippengekühlten Drehstrommotoren in Schutzart P 33 hat. Solche Motoren dürfen natürlich nicht über ihre normale Nennleistung belastet werden, da sie keine mit der Leistung steigende Kühlung haben.

Gefahr für die Wicklung des Motorverdichters

Solange der Motorverdichter läuft, ist für die Wicklung fast keine Gefahr vorhanden. Zweiphasenlauf bei hoher Verdampfungstemperatur bewirkt wesentlich höhere Stromaufnahme, die aber bei der sehr intensiven Kühlung keine nennenswerte Erwärmung hervorruft.

Beim Betrieb mit niederen Verdampfungstemperaturen steigt die Wicklungstemperatur im Zweiphasenlauf durch die höhere Stromaufnahme langsam an. Sollte sie bei ungünstigen Betriebsverhältnissen eine gefährliche Höhe erreichen, dann schaltet der in die Wicklung eingebettete stromunabhängige Temperaturschutz automatisch ab. Eine Gefahr für die Wicklung besteht erst dann, wenn während eines Zweiphasenlaufes der Thermostat den Motor abschaltet, und beim Wiedereinschalten durch den Thermostat immer noch nur zwei Phasen Strom führen. In diesem Fall läuft der Motor nicht an; er ist blockiert, wobei er das 6- bis 8fache seines Nennstromes aufnimmt. Bei dieser hohen Stromaufnahme sprechen die thermischen Überstromauslöser des Drehstromschützes in wenigen Sekunden an, und schalten den Motor ab. Wird nun ein Schütz ohne Wiedereinschaltperre verwendet, so schaltet der Schütz nach dem Erkalten der Überstromauslöser den Motor wieder ein, und dieser Vorgang würde sich solange wiederholen, bis die Motorwicklung verbrannt ist. Für diesen geschilderten Fall bieten die in die Wicklung eingebetteten Thermoschalter keinen Schutz, weil die Erwärmung der Wicklung sehr rasch erfolgt.

Der Trägheitsgrad der stromunabhängigen Temperaturschalter ist so groß, daß diese Schalter dem schnellen Temperaturanstieg nicht rechtzeitig folgen können. Auch Temperaturfühler auf Halbleiterbasis können diesem steilen Temperaturanstieg nicht mit Sicherheit folgen (Bild 2).

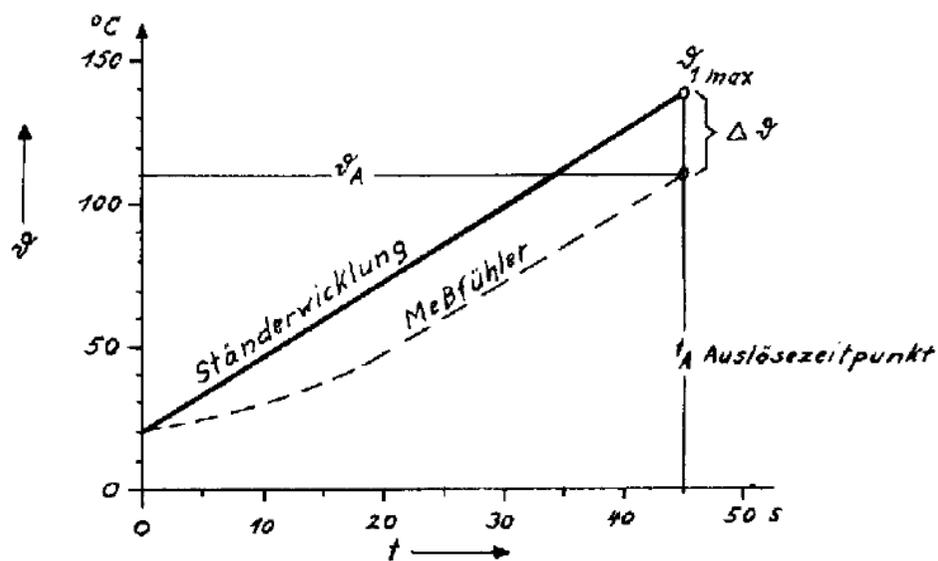


Bild 2: Temperaturanstieg von Ständerwicklung und Halbleiter-Meßfühler im Kurzschluß

Schutzmaßnahmen

Um die Motorwicklung in dieser Situation voll zu schützen, muß verhindert werden, daß das Drehstromschütz mit nur 2 stromführenden Phasen einschalten kann. Deshalb dürfen für Kältemaschinen nur Drehstromschütze mit Wiedereinschaltsperrverwendung verwendet werden, damit eine automatische Einschaltung nach dem Auslösen des Schützes unmöglich ist. Wird aus Unkenntnis ein Schütz ohne Wiedereinschaltsperrverwendung installiert, so ist ein Durchbrennen der Wicklung unvermeidlich.

Im übrigen muß noch erwähnt werden, daß die Lebensdauer einer Motorwicklung direkt von der Schaltfrequenz abhängt. Mit anderen Worten: Zahlreiches, kurz hintereinanderfolgendes Ein- und Abschalten des Motors verringert die Lebensdauer einer Motorwicklung.

In den meisten Fällen weiß der Hersteller von Hermetikkompressoren nicht, für welche Kühlzwecke der Kompressor bestimmt ist. Beispielsweise wird eine Kompressor-Type bestellt, die bei $-10^{\circ}\text{C}/+30^{\circ}\text{C}$ 12000 kcal/h mit dem Kältemittel R-12 leistet, wird aber für -25°V.T. verwendet. Auf dem Leistungsschild ist ein Nennstrom von beispielsweise 12 Amp. eingeschlagen. Diese Amp.-Zahl gilt bei einer V.T. von -5° und $+30^{\circ}$ Kondensationstemperatur. Wird nun der Kompressor, wie oben erwähnt, für -25° verwendet, so beträgt die Stromaufnahme nur 8 Amp. Würde nun der Überstromauslöser des Drehstromschützes auf die Amp.-Zahl des Leistungsschildes eingestellt, so wäre ein Schutz der Wicklung nicht möglich. Es bleibt also nichts anderes übrig, als die Amp.-Zahl mit einem Amperemeter zu messen und danach den Überstromauslöser einzustellen und wie schon geschildert durch Losschrauben einer Sicherung zu prüfen, ob der Motor nach 30 Sekunden abgeschaltet wird. Man muß natürlich einen gewissen Sicherheits-Zuschlag von ca. 10 % einrechnen, damit nicht bei der geringsten Mehraufnahme der Überstromauslöser anspricht. Man wird deshalb in unserem Beispiel die Amp.-Zahl nicht auf 8 Amp., sondern auf 9 Amp. einstellen. Während der Inbetriebsetzung der Anlage, wo noch höhere Temperaturen vorhanden sind, kann man den Überstromauslöser auf die im Leistungsschild angegebene Amp.-Zahl einstellen. Trotz aller Schutzmaßnahmen und Prüfungen kommt es vor, daß eine Motorwicklung durchbrennt und zwar aus folgenden Grund: Wenn z. B. ein Fremdkörper zwischen die Magnete des Drehstromschützes kommt, so wird die Magnetspule sehr heiß, der Spulenkörper aus Kunststoff schrumpft ein und hält den beweglichen Magnetschuh fest, so daß er nicht abfallen kann, obwohl der Überstromauslöser angesprochen und den Strom zur Magnetspule unterbrochen hat. In diesem Fall fällt jeder Schutz der Wicklung aus. Dieser Fall ist jedoch selten, aber er ist schon einigemal vorgekommen.

Das Phasenschutzrelais wird mit der Zugspule des Schützes und den drei Phasen der Zuleitung so geschaltet, daß das Schütz nur schalten kann, wenn alle drei Phasen Strom führen.

Bild 3 zeigt, daß die Phase R und S zur Spule des Relais geführt ist. Der Schaltkontakt des Relais liegt mit der Phase T und der Zugspule des Drehstromschützes in Reihe. Das andere Ende der Zugspule ist mit dem Nullleiter verbunden. So bleibt beim Ausfall einer Phase entweder die Spule des Relais stromlos, so daß der Schaltkontakt zur Zugspule des Schützes nicht schließen kann, oder die Zugspule ist sowieso stromlos, wodurch ebenfalls keine Einschaltung erfolgen kann.

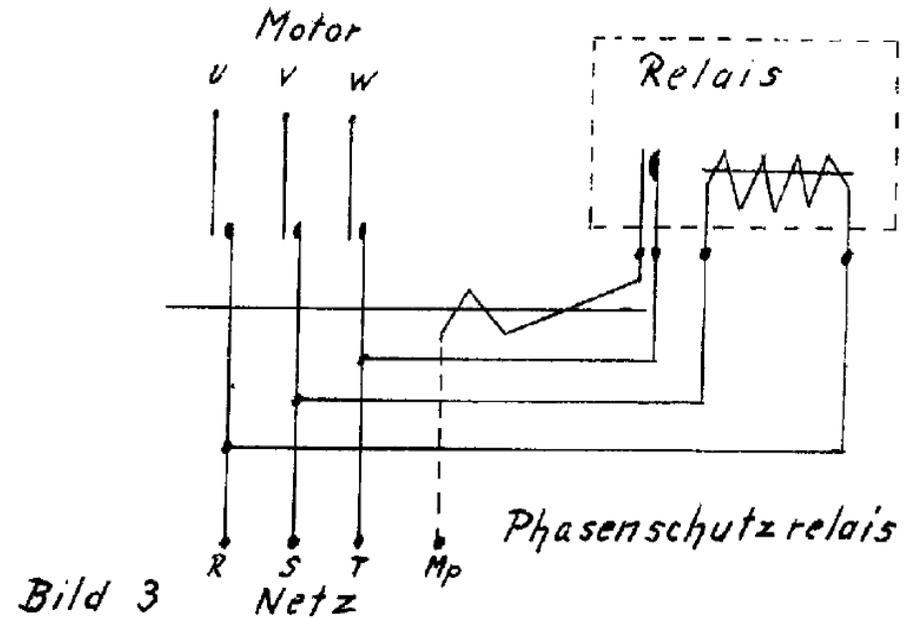


Bild 3

Zusammenfassend kann darauf hingewiesen werden, daß bei Hermetikkälteverdichtern außergewöhnliche Betriebsverhältnisse herrschen. Diesen muß schon bei der Installation und Inbetriebnahme der Anlage Rechnung getragen werden. Schlecht oder nur unzureichend eingestellte Motorschutzrelais können ebenso zu unliebsamen Betriebsstörungen führen wie schlechte Klimaverhältnisse. Eine durch Zweiphasenlauf zerstörte Motorwicklung läßt immer auf eine unzureichende Schutzeinrichtung schließen, da mit geeigneten Geräten eine Beschädigung des Motors durch Zweiphasenlauf vermieden werden kann, und daher gewährt kein Motoren-Hersteller eine Garantie für im Zweiphasenlauf verbrannte Wicklungen.

Stromunabhängige Temperaturschalter in der Wicklung können niemals Ersatz für einen gut eingestellten Motorschutz sein. Sie können immer nur **zusätzlich** bei extremen Betriebsbedingungen verwendet werden.

Es muß noch gesagt werden, daß es Motorschutzschalter gibt, die bei einem Phasenausfall schneller abschalten als gewöhnliche Motorschutzschalter. Der Mehrpreis für diese Zusatzeinrichtung ist gering.

Das Phasenschutz-Relais bietet jedoch auch keinen für alle Betriebsverhältnisse ausreichend Schutz gegen einen Zweiphasenlauf, weil die Funktion dieser Steuerung davon ausgeht, daß beim Ausfall eines Außenleiters entweder die Schützspule oder die Relaispule spannungslos wird und somit eine Abschaltung des Steuerstromes erfolgt. Wenn der Ausfall einer Phase jedoch bei laufendem Motor auftritt, so wird in der vom Netz abgetrennten Wicklung nach dem Generatorprinzip eine Spannung erzeugt, die zwischen 70 % und 90 % der Nennspannung liegt. Die Höhe dieser Spannung hängt von der Konstruktion des Motors und seiner Belastung ab. In jedem Fall ist aber die Spannung in der von Außenleiter abgetrennten Wicklung

so groß, daß weder eine Schützspule noch die Spule des Phasenschutz-Relais abfällt und ein laufender Motor im Zweiphasenlauf bleibt trotz dieser Schutzschaltung zunächst im Betrieb. Erst wenn der Motor abgeschaltet wird und die nach dem Generatorprinzip in der abgetrennten Wicklung erzeugte Spannung verschwindet, trennt das Phasenschutzrelais den Steuerkreis, so daß erneutes Einschalten bei nur zwei stromführenden Phasen verhütet wird.

Das Asymmetrirelais

Das Asymmetrirelais ist ein Relais, das durch eine Kompensationsschaltung die drei zu überwachenden Phasenspannungen miteinander vergleicht. Schon bei etwa 5—15% Asymmetrie (Spannungsdifferenz) spricht das Relais an und öffnet den Steuerkontakt. Ist die Differenz zwischen den verketteten Spannungen auf einen eingestellten Wert gesunken, dann schaltet das Asymmetrirelais sofort wieder ein.

Das Asymmetrie-Relais schützt den Kältekompressor bei allen vorkommenden Betriebsbedingungen gegen Wicklungsschäden durch Zweiphasenlauf. Da der Anschluß eines Asymmetrie-Relais denkbar einfach ist und der Anschaffungspreis unter den Kosten für eine Neuwicklung eines mittleren Kompressormotors einschließlich Nebenkosten liegt, macht sich der Einbau eines solchen Relais schon nach einem einmaligen Ausfall einer Phase bezahlt.

Warum ist die Lebensdauer einer Motorwicklung direkt abhängig von der Anzahl der Einschaltungen?

Je nach Verdampfungs- und Kondensationstemperatur fließt beim Einschalten des Stromes der 2,5- bis 5fache Nennstrom durch die Motorwicklung. Jedes Einschalten bewirkt also einen gewaltigen „Schock“ in der Wicklung. Übertrieben ausgedrückt: Würde man in Abständen von 5 Sekunden den Motor ein- und ausschalten, so bekäme die Wicklung eine Temperatur, die zum Durchbrennen der Wicklung führt. Und noch ein Extrem: Wird der Rotor festgehalten (blockiert), und der Strom eingeschaltet, so würde die Wicklung in 15—20 Sekunden verbrennen.

Fast jeder Mensch kann eine Wechselstrom-Spannung von 110 Volt vertragen, er verträgt aber Stöße von 220 Volt oder mehr nicht auf lange Zeit. So ähnlich muß man sich eine Motorwicklung vorstellen.

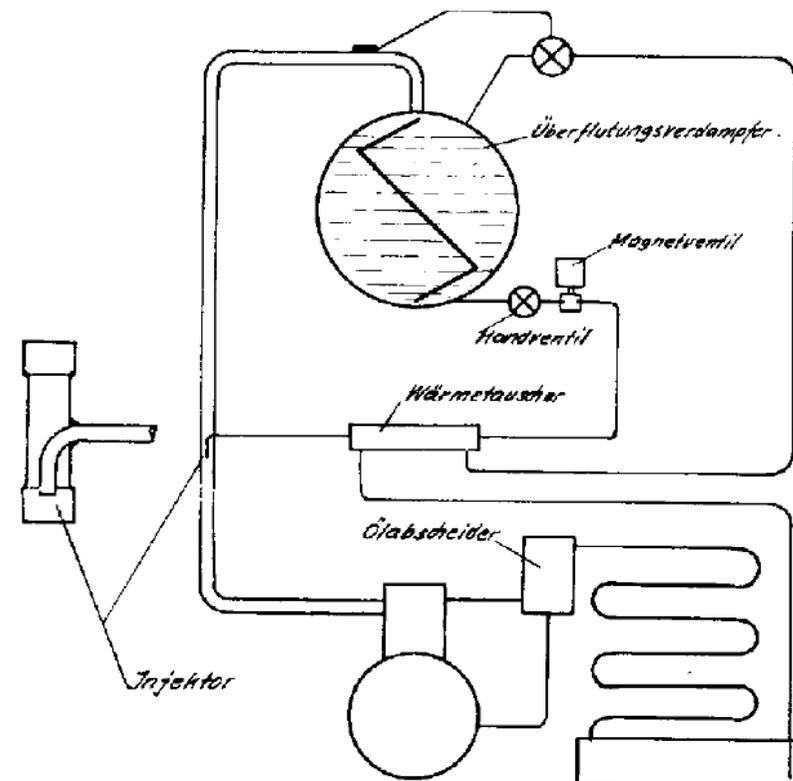
Es treten also bei jedem Einschalten sehr große induktive Kräfte auf, die nicht nur erwärmen, sondern auch innerhalb der Wicklung sehr intensive Vibrationen erzeugen, die auch bei imprägnierten Wicklungen zu Bewegungen der aufeinanderliegenden Drähte führen und auf längere oder kürzere Zeit einen Kurzschluß herbeiführen können.

Diese Gründe gaben für alle Motoren-Hersteller den Anlaß zu behaupten, daß die Lebensdauer einer Wicklung direkt abhängig ist von der Zahl der Einschaltungen. Mit anderen Worten: Eine Wicklung würde theoretisch niemals Schaden nehmen, wenn der Motor 24 Stunden täglich eingeschaltet wäre, also im Dauerlauf liefe.

Ölrückführung aus einem Überflutungs-Verdampfer für die Kältemittel R-12 und R-22

Wie bekannt, mischen sich die Kältemittel R-12 usw. mit dem Öl, weshalb überflutete Verdampfer für diese Kältemittel nicht verwendet werden konnten.

Die Abbildung zeigt jedoch, wie das Kältemittel-Öl-Gemisch aus einem Überflutungs-Verdampfer entnommen und entmischt werden kann, daß der Kompressor immer wieder sein Öl zurückerhält. Außerdem kann mit dieser Anordnung die Überhitzungs-Temperatur der angesaugten Dämpfe vor dem Saugabsperrventil so reguliert werden, daß der Kompressor, insbesondere bei Verwendung von R-22, nicht zu heiß wird, was gerade ein wichtiger Punkt bei derartigen Anlagen ist. Hierüber ist früher schon in dem Aufsatz „Probleme bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen, insbesondere mit dem Kältemittel R-22“, berichtet worden.



An der tiefsten Stelle des überfluteten Verdampfers führt ein Rohr zu einem Handreguliertventil. Mit der Einstellung dieses Ventils wird während des Betriebes so viel Kältemittel-Öl-Gemisch entnommen, daß die Leitung zwischen dem Wärmetauscher und Injektor bereift.

Bei Verwendung von R-22 wird das Ventil so eingestellt, daß die Temperatur der Saugleitung vor dem Saugabsperrentventil etwa 10 bis 20 ° C wärmer ist als die Verdampfungs-Temperatur. Damit kann man die Temperatur des Kompressors in Grenzen halten, um eine Ölzersetzung durch zu hohe Temperatur zu verhindern.

Bedingung ist, daß der Überflutungs-Verdampfer etwas höher liegt als der Kompressor, damit die Leitung vom Verdampfer bis zum Injektor mit Gefälle verlegt werden kann. Der Injektor ist senkrecht anzubringen und soll möglichst nahe am Kompressor sein. Ein Magnetventil nach dem Handregulierventil sorgt dafür, daß während des Stillstandes kein flüssiges Kältemittel in den Kompressor gelangen kann.

Bei einer Leistung von 10 000 kcal/h werden bei — 10 ° Verdampfungs-Temperatur etwa 333 kg R-12 stündlich eingespritzt. Wenn man 5% Kältemittel-Öl-Gemisch dem Verdampfer entnimmt, so wären dies pro Stunde rund 17 kg R-12.

Nimmt man an, daß ein überfluteter Verdampfer für 10 000 kcal/h etwa 50 kg R-12 enthält, so wäre alle drei Stunden der ganze Inhalt entnommen und zurückgeführt. Eine Minderleistung von 5% würde sich demnach ergeben, wenn kein Wärmetauscher verwendet würde.

Durch den Wärmetauscher wird aber diese Leistungsminderung kompensiert, so daß praktisch kein Leistungsverlust vorhanden ist.

Ist zur Schmierung der Triebwerksteile eines Kälte-Kompressors eine Ölpumpe erforderlich?

Diese Frage kann man sofort mit „Nein“ beantworten. Diese Behauptung ist folgendermaßen zu begründen:

Um ein Anfressen von gleitenden Teilen, z. B. Pleuel und Exzenter, zu verhindern, muß ein Ölfilm geschaffen werden, der die Trennung zwischen den Metallteilen herstellt. Bei einem Kolbendurchmesser von 65 mm und einem Verflüssigerdruck von 20 atü lastet auf der Gleifläche des Pleuels ein Druck von:

$$\frac{65^2 \times \pi}{4} \times 20 = 660 \text{ kg}$$

Nehmen wir an, daß das Pleuel einen Durchmesser von 80 mm und eine Breite von 20 mm hat, so beträgt die belastete Lagerfläche:

$$80 \times 20 = 1600 \text{ mm}^2 = 16 \text{ cm}^2$$

Der Druck auf 1 cm² wäre demnach:

$$660 : 16 = 41 \text{ kg}$$

Da 1 kg gleich 1 atü ist, müßte ein Öldruck von 41 atü vorhanden sein um das Pleuel vom Exzenter zu trennen, um eine Berührung Metall auf Metall zu verhindern.

Eine Ölpumpe, wie sie für Kälte-Kompressoren verwendet wird, arbeitet aber nur mit einem Druck von ca. 3 atü. Dieser Öldruck ist also nicht ausreichend, um die oben angeführten Bedingungen zu erfüllen. Folglich baut sich der erforderliche Öldruck von 41 atü von selbst auf, und zwar durch geeignete Ausbildung der Ölritzen. Man spricht dann von einer hydrodynamischen Schmierung. Der Exzenter hat, wie gesagt, genau 80 mm Durchmesser. Das Pleuel muß natürlich größer sein, beispielsweise 80,06 mm. Wenn man mit einem Ölfilm von 0,01 mm rechnet, der in Wirklichkeit viel dünner ist, so ergibt sich am entlasteten Teil ein Spiel von 0,05 mm. An dieser Stelle muß das Öl zugeführt werden. In der Abwicklung ergibt sich also ein sehr flacher Keil von ca. 120 mm Länge (halber Umfang von 80 mm) und 0,01 bis 0,05 mm Höhe. Wenn sich die Welle mit 1500 Touren dreht, so entsteht

ganz automatisch eine Pumpwirkung, denn die Haftung (Adhäsion) des Öles an den Metallflächen ist relativ sehr groß, das Öl wird also regelrecht in den Keil hineingedrückt. Durch geeignete Anbringung von Ringritzen und Zubringernuten im Pleuel kann der Aufbau des Öldruckes noch begünstigt werden. Bei experimentellen Versuchen an ideal ausgebildeten Lagern sind im belasteten Ölspalt schon Öldrücke bis zu 100 atü gemessen worden.

Somit hat eine Ölpumpe nur die Aufgabe, das Öl den Lagerstellen zuzuführen, wobei ein Überdruck von 3 atü überhaupt nicht erforderlich ist. Ein Ölschleuderflügel, der das Öl in eine möglichst große Öltasche fördert, von der das Öl durch große Bohrungen reibungslos an die Schmierstellen gelangt, ist also vollkommen ausreichend und erfüllt genauso seinen Zweck. Man bedenke, daß kleine Kompressoren schon immer ohne Ölpumpe waren, obwohl auch hier dieselben Belastungen pro cm² vorhanden sind, wie bei großen Kompressoren.

Auch dann, wenn mit einer Ölpumpe gleichzeitig eine hydraulische Steuerung verbunden ist (Leistungs-Regelung), hat eine Ölpumpe ihre Berechtigung. Eine Ölpumpe stellt auf alle Fälle eine gewisse Sicherung für den Kompressor dar, weil bei einer vollständigen Ölabwanderung durch einen Öldruck-Sicherheitsschalter der Kompressor zum Stillstand gebracht wird, bevor die Triebwerksteile anfressen und der Kompressor zerstört wird.

Etwas über wassergekühlte Kondensatoren

Verhältnismäßig oft begegnet man der Ansicht, daß ein wassergekühlter Kondensator mit abnehmbaren Deckeln versehen sein soll, damit man die Wasserrohre reinigen könne. Diese Forderung ist aber auf eine alte Erfahrung zurückzuführen, die Monteure bei Ammoniak-Anlagen gemacht haben. In der Zwischenzeit hat man jedoch erkannt, daß Wasserrohre nur verschmutzen können, wenn eine bestimmte Wassergeschwindigkeit unterschritten wird. Wenn man also eine Wassergeschwindigkeit pro Sekunde von 1 bis 2 m einhält, so kann sich kein Schmutz an den Rohren festsetzen. Früher verwendete man große Wasserrohre, weil man fast immer Siederohre für wassergekühlte Kondensatoren einsetzte, und dabei war die Wassergeschwindigkeit sehr gering, sagen wir zwischen 0,2 und 0,5 m/sec.

Nun eine Frage, die wir immer an die Leute richten, die Kondensatoren zum Reinigen verlangen: Müssen Sie die Wasserleitung in Ihrem Haus auch ab und zu reinigen? Diese Frage verblüfft dann derart, daß fast nie eine sofortige Antwort gegeben werden kann, und die dann immer mit „nein“ beantwortet wird. Wie ist diese Tatsache zu erklären? Ganz einfach so: Jede Wasserleitung, warm oder kalt, kann mit Schmutz nur so weit zuwachsen, bis eine Wassergeschwindigkeit entsteht, die so groß ist, daß sich kein Schmutz mehr halten kann. Das wäre jedoch auch bei den alten Kondensatoren der Fall, jedoch mit dem Unterschied, daß eine Verschmutzung die Wärmeübertragung verschlechtert, was bei einer gewöhnlichen Wasserleitung nicht von Belang ist und deshalb keinen Schaden verursacht. Eine Wasserleitung wird sich durch Schmutz (Sammelbegriff) also so weit verengen, bis sich durch den kleineren Querschnitt eine so hohe Geschwindigkeit ergibt, die eine weitere Verschmutzung nicht mehr zuläßt. Mit anderen Worten: Man könnte die Wassergeschwindigkeit so hoch machen, daß sogar Metall-Moleküle abgetragen werden, was über kurz oder lang zu einem Loch in der Leitung führen muß. Man spricht dann von einer Erosion. Diese beiden Extreme, niedere und hohe Wassergeschwindigkeit, beleuchten, daß man Kondensatoren bauen kann, die, von wenigen Ausnah-

men abgesehen, niemals gereinigt werden müssen. Man muß den Querschnitt der Wasserrohre nur so klein wählen, daß eine bestimmte, durch Erfahrungen gefundene Geschwindigkeit nicht unterschritten wird. Bei den Ausnahmen handelt es sich fast ausschließlich um Kondensatoren, die mit Meerwasser gekühlt werden. Aber auch diese Kondensatoren brauchen keine abnehmbaren Wasserdeckel, denn es gibt schon seit langer Zeit chemische Flüssigkeiten und Spülapparate, mit denen man jede Verschmutzung beseitigen kann.

Beträgt also die Wassergeschwindigkeit 1 bis 2 m pro Sekunde, so wird sich niemals eine Verschmutzung ergeben. Grenzfälle könnten eintreten, wenn beispielsweise ein Kondensator für eine Leistung bei -10° Verdampfungs-Temperatur ausgelegt ist, das Aggregat in Wirklichkeit mit -30° arbeitet, wobei die Leistung nur noch 33 % beträgt, und deshalb der Kondensator viel zu groß bemessen wäre. Daraus ergibt sich, daß der Kondensator auf die Leistung abgestimmt sein muß, die sich im Dauerbetrieb einstellt, und daß man während der Zeit der Inbetriebsetzung, bei noch höheren Temperaturen einen etwas höheren Kondensationsdruck in Kauf nehmen muß.

Das Tiefgefrieren von Backwaren

Ein neues Gebiet der Kältetechnik, das den Bäckereien große Vorteile bietet, ist das Einfrieren von Backwaren bei tiefen Temperaturen.

Der Gefrierpunkt von Brot und Brötchen liegt bei -7° , bei Zopfbrot -9° und bei Sauerbrot $-5,6^{\circ}$ C. Bei -25° bis -28° und stark bewegter Luft (ca. 4 m/sec.) soll Brot innerhalb 6 Stunden gefroren werden, wobei -18° C im Kern erreicht sein sollen. Brötchen sollen innerhalb 2 Stunden gefroren sein. Das Einfrieren, sowie das Auftauen soll möglichst rasch erfolgen, damit die für das Altbackenwerden besonders nachteilige Temperaturspanne von $+30^{\circ}$ bis -7° schnell überbrückt wird.

Nach dem Gefrieren kann die Temperatur zur Lagerung -15° bis -18° betragen, weshalb es bei größeren Betrieben zweckmäßig wäre, die Abkühlung von der Lagerung räumlich zu trennen. Bei kleineren Betrieben scheidet dies natürlich der hohen Kosten wegen aus. Hier wird der Tiefkühlschrank zum Gefrieren und zur Lagerung vollkommen ausreichen. Zur Lagerung ist keine Luftbewegung erforderlich. Der Ventilator wird also abgestellt. Wenn die Schranktür während des Gefrierens geöffnet wird, soll mit einem Türkontakt der Ventilator abgestellt werden. Vorausgesetzt, daß Körbe zur Unterteilung verwendet werden, können je Liter Schrankinhalt 2 Brötchen untergebracht werden. Bei Truhen kann man mit 3 bis 4 Brötchen pro Liter rechnen, weil die Brötchen mehrschichtig gelagert und die Körbe dicht aufeinander gestellt werden können.

Nach dem Backen läßt man die Ware bis auf $+50^{\circ}$ abkühlen und gibt sie anschließend sofort in den Gefrierschrank. Um 1 kg Brot oder Brötchen von $+50^{\circ}$ auf -18° abzukühlen sind 65 kcal erforderlich, also rund 3 kcal pro Brötchen. Für 1000 Brötchen ist demnach ein Schrank mit 500 Liter Inhalt erforderlich. Die Maschine hierzu müßte pro Stunde ca. 1800 kcal, bei -30° Verdampfungs-Temperatur und Verwendung von R-22, leisten.

Die Brötchen werden bei $+200^{\circ}$ Backofentemperatur unter Dampfzugabe 3 bis 5 Minuten aufgetaut. Großbrot wird nicht im Backofen, sondern durch mehrstündiges Lagern im Back- oder Gärraum aufgetaut. Glaciertes Gebäck wird erst nach dem Auftauen glaciert.

Wieviele Stunden pro Tag soll eine Kühlmaschine laufen?

Die relative Luftfeuchte in einem Fleisch-Kühlraum soll 75% betragen. Ist die Luftfeuchte geringer, so trocknet das Fleisch aus, wobei ein Gewichtsverlust entsteht. Eine zu hohe Luftfeuchte ergibt ein schmieriges Fleisch, das in verhältnismäßig kurzer Zeit verdirbt, denn Feuchte, oder besser gesagt Wasser, ist ein guter Nährboden zur schnellen Vermehrung der Bakterien.

Zu trockene Luft entsteht, wenn mit zu tiefer Verdampfungs-Temperatur gearbeitet wird und die Laufzeit der Kühlmaschine verhältnismäßig lang ist. Die Ursache ist ein zu kleiner Verdampfer.

Zu feuchte Luft entsteht, wenn die Laufzeit der Kühlmaschine zu kurz ist. Wenn die Laufzeit beispielsweise im Sommer bei $+25^{\circ}$ nur 10 Stunden pro Tag beträgt, so würde die Laufzeit während der kälteren Jahreszeit nur noch 6 oder 4 Stunden betragen. Diese kurze Zeit reicht aber nicht aus, um die Feuchtigkeit (Wasserdampf der Luft) am Verdampfer niederzuschlagen. Bei der Berechnung des Kältebedarfs muß deshalb eine tägliche Betriebszeit im Sommer von 14 bis 16 Stunden angenommen werden, damit auch während der kälteren Monate eine längere Laufzeit vorhanden ist. Oft liegt die Ursache zu einer Fehlberechnung am Fleischer, der eine zu große tägliche Beschickung angibt, um ja keine zu kleine Kühlmaschine zu erhalten. Er weiß aber als Laie nicht, daß er zu guter Letzt die Schuld trägt, wenn sein Fleisch schmierig wird. Auch eine zu dicke Isolierung kann die Ursache sein. Fast immer wird ein Fleisch-Kühlraum für $+2^{\circ}$ mit 12 cm isoliert, ungeachtet, ob sich der Raum im Keller oder im Erdgeschoß befindet. Die Umgebungs-Temperatur kann im Erdgeschoß $+30^{\circ}$ und im Keller nur $+16^{\circ}$ betragen. Wenn also die Isolierung im Erdgeschoß richtig ist, so muß sie im Keller zu dick sein, denn die Temperatur-Differenz würde im ersten Fall 28° und im zweiten Fall nur 14° , also die Hälfte sein. Die Isolierung im Keller könnte demnach nur 6 cm sein, wenn man den selben Wärmeeinfall zugrunde legt.

Nehmen wir an, daß der Fleisch-Kühlraum im Keller mit 12 cm isoliert ist und der Fleischer falsche Angaben über die Beschickung macht, so könnte folgender Fall eintreten: Das Fleisch ist in einem Tag auf $+2^{\circ}$ abgekühlt. Durch die Isolierung dringt zu wenig Wärme ein und außerdem wird der Kühlraum wenig begangen. Was für einen Wärmebetrag soll nun die Kühlmaschine während der restlichen Tage der Woche aus dem Kühlraum entfernen? Zu wenig, um eine Laufzeit zu bekommen, die den Verdampfer in die Lage setzt, die Luftfeuchtigkeit aufzunehmen und abzuführen. Auch hier ist oft der Fleischer selbst schuldig, denn er fordert aus Unkenntnis eine dicke Isolierung, weil er glaubt, viel Strom zu sparen, wenn möglichst wenig Wärme durch die Isolierung eindringt.

Was hier für einen Fleischraum zutrifft, muß natürlich nicht auch für andere Kühlräume der Fall sein. Ein Gefrierraum kann beliebig dick isoliert sein, denn die Luftfeuchte spielt hier keine entscheidende Rolle. Ein Bierraum kann und ein Gemüseraum muß eine hohe relative Feuchte haben. Deshalb spielt bei diesen Räumen die Laufzeit der Kühlmaschine eine untergeordnete Rolle. Trotzdem wird man mit einer Laufzeit von 14 bis 16 Stunden im Sommer rechnen, um mit möglichst kleinen Kühlmaschinen den Kältebedarf zu decken.

Auch eine falsche Verdampfer- und Tropfblech-Anordnung bei Verdampfern ohne Ventilator kann die Ursache für schmieriges Fleisch sein, auch dann, wenn der Verdampfer sowie die Kühlmaschine richtig berechnet worden sind und eine Betriebszeit von 14 bis 16 Stunden zugrunde gelegt wurde. Man

muß sich folgendes überlegen: Jede Kühlraumwand ist wärmer als die Kühlraumluft. Es findet also ein natürlicher Luftauftrieb nach oben statt, weil die Luft von der Wand erwärmt wird und warme Luft bekanntlich leichter ist als kalte. Auch die Fleischstücke, die an der Wand hängen, sind wärmer, was zusammen eine nicht unerhebliche Luftwanderung nach oben ergibt. Wird nun der Verdampfer sowie das Tropfblech an einer Seitenwand über dem Fleisch so angebracht, daß die kalte schwerere Luft über die Fleischstücke fällt, so wird der natürliche Luftauftrieb aufgehoben. Eine Luftzirkulation findet also nicht mehr statt, die Luft zwischen den Fleischstücken ruht und die Feuchtigkeit kann deshalb von dem Fleisch nicht mehr zum Verdampfer gelangen, um dort niedergeschlagen zu werden. Das Resultat ist ein schmieriges Fleisch.

Sehr wichtig ist also, daß ein Decken- oder Wandverdampfer so angebracht wird, daß die kalte Luft vom Verdampfer immer zur Raummitte und **niemals** über das Kühlgut fallen kann. Man muß den natürlichen Luftstrom immer unterstützen und darf ihn **niemals** hemmen, dann gibt es in dieser Hinsicht keine Schwierigkeiten. Leider muß gesagt werden, daß in kältetechnischen Zeitschriften Bilder veröffentlicht werden, die eine falsche Verdampfer- und Tropfrinnen-Anordnung zeigen und dem oben geschilderten Idealzustand widersprechen.

Oft wird die Frage gestellt, wieviele Stunden Laufzeit für die Lebensdauer eines Kompressors am zuträglichsten ist. Hierauf muß der Kompressor-Hersteller folgendes antworten: Die wenigsten Störungen treten auf, wenn der Kompressor im Dauerlauf läuft, also nie abgestellt wird. Je länger die Stillstandszeit um so störanfälliger ist der Kompressor. Adsorption von Kältemittel im Öl, Aufschäumen des Öles und Flüssigkeitsschläge sind die Folgen von langen Stillstandszeiten. Deshalb sollte die Standzeit des Kompressors möglichst kurz sein, damit das Kurbelgehäuse nicht abkühlt und immer der wärmste Teil eines Kühlsystems bleibt.

Einige Erfahrungs-Werte

Tiefkühl-Truhen — 18°

100 Liter =	220 kcal/h
150 Liter =	270 kcal/h
200 Liter =	320 kcal/h
300 Liter =	420 kcal/h
400 Liter =	550 kcal/h
500 Liter =	650 kcal/h
600 Liter =	750 kcal/h
1000 Liter =	1300 kcal/h

Freiluft-Kühltheken + 6 bis + 8°

1,0 m Länge =	300 kcal/h
1,5 m Länge =	400 kcal/h
2,0 m Länge =	500 kcal/h
2,5 m Länge =	600 kcal/h
3,0 m Länge =	700 kcal/h
4,0 m Länge =	900 kcal/h
5,0 m Länge =	1100 kcal/h

Offene Tiefkühl-Theke — 15°

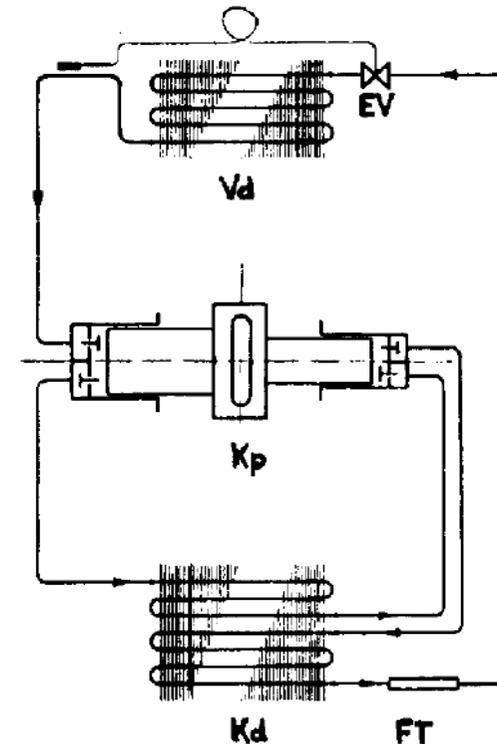
200 Liter =	500 kcal/h
600 Liter =	1000 kcal/h
800 Liter =	1250 kcal/h
1000 Liter =	1500 kcal/h
1500 Liter =	2000 kcal/h
2000 Liter =	2500 kcal/h

Die Leistungsangaben beziehen sich auf — 10° Verdampfungstemperatur und + 25° Lufttemperatur.

Tiefe Temperaturen

Tiefe Temperaturen mit nur einem Kompressor

Mit einem guten einstufigen Kompressor und luftgekühlten Kondensator erreicht man mit R-22 eine Verdampfungstemperatur von ca. — 60° C. Man wird also dieses Kältemittel wählen, wenn man mit einem einstufigen Kompressor Flüssigkeits- oder Lufttemperaturen bis — 50° C erreichen will.



1. Zweistufige Verdichtung mit Doppelkolbenkompressor (Boxeranordnung) und Zwischenkühlung. Als Zwischenkühler dient ein Teil des luftgekühlten Kondensators. Links befindet sich der Niederdruck-Zylinder (1. Stufe), rechts der Hochdruck-Zylinder (2. Stufe).

Kp = Kompressor Vd = Verdampfer
 Kd = Kondensator EV = Expansionsventil
 FT = Filtertrockner

Will man mit diesem Kältemittel noch tiefere Temperaturen erzielen, so muß man zur zweistufigen Kompression übergehen, d. h. der Kondensator-Druck muß aufgeteilt werden. Bekanntlich saugt ein Kompressor um so tiefer ab, je kleiner der Kondensator-Druck ist. Im ersten Zylinder eines zweistufigen Kompressors wird das Gas beispielsweise von 0,1 ata auf 1 ata verdichtet und dem zweiten Zylinder zugeführt, der die Verdichtung von 1 auf 12 ata vornimmt. Damit das im ersten Zylinder verdichtete Gas nicht heiß in den zweiten gelangt, führt man die Kompressionswärme der ersten Stufe über einen kleinen berippten Kühler ab. Dazu nimmt man beispielsweise 3 bis 5 Rohre des aus ca. 30 Rohren bestehenden luftgekühlten Kondensators (vgl. Bild 1). Mit einem zweistufigen Kompressor ist man also in der Lage, mit R-22 als Kältemittel Verdampfungs-Temperaturen von -80°C zu erzielen.

Das neue Kältemittel R-13 B 1 (Trifluormonobrommethan) ermöglicht es nun, mit einem Zweistufen-Hermetik-Kompressor eine Verdampfungs-Temperatur von -90°C zu erzielen. Beim Versuch (Fabrik-Versuchsraum der Fa. Hans Göldner & Co.) wurde eine Endtemperatur in Methanol von $-87,5^{\circ}\text{C}$ erreicht. Der Siedepunkt von R-13 B 1 liegt bei -59°C . Die kritische Temperatur liegt bei $+67,5^{\circ}\text{C}$ und der kritische Druck beträgt 41,3 ata. Der Verflüssigungsdruck mit einem luftgekühlten Kondensator beträgt etwa 20 atü bei einer Umgebungs-Temperatur von $+25^{\circ}\text{C}$. Dieser verhältnismäßig hohe Druck wird vom zweistufigen GOLDNER-Hermetik-Kompressor spielend beherrscht.

Eine Kaskaden-Anlage ist dadurch in weiten Bereichen überflüssig geworden, womit eine große Verbilligung erreicht wurde.

Welches ist die zweckmäßigste Zylinder-Inhalts-Abstufung für einen Zweistufen-Kompressor?

In Fachkreisen vertritt man die Ansicht, daß ein Verhältnis Niederdruck- zu Hochdruck-Zylinderinhalt von 2 : 1 richtig ist, d. h., daß der Niederdruckzylinder den doppelten Rauminhalt vom Hochdruckzylinder haben soll. Das ist schon richtig, wenn man beispielsweise -60° bei $+35^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur mit dem Kältemittel R-22 erzielen will. Dann ergibt sich für die Niederdruckstufe sowie für die Hochdruckstufe ein Kompressionsverhältnis von $\sim 1 : 6$, was recht günstig ist. Bei -60° ist der Dampfdruck von R-22 0,382 ata und bei $+35^{\circ}$ 13,95 ata. Der Niederdruckzylinder müßte demnach von 0,382 ata auf 2,3 ata, und der Hochdruckzylinder von 2,3 ata auf 13,95 ata verdichten.

Je kleiner das Druckverhältnis p/p_0 (Dampfdruck beim Einsaugen/Dampfdruck beim Ausstoßen) ist, um so größer ist der volumetrische Wirkungsgrad eines Kompressors. Diese Tatsache ist in der Hauptsache auf den schädlichen Raum zurückzuführen. Kleineren Einfluß haben die Leckverluste zwischen Kolben und Zylinderwand, sowie die Strömungsverluste. Es ist einleuchtend, daß sich das im schädlichen Raum verbleibende Gas beim Abwärtsgang des Kolbens im gleichen Verhältnis wie das Druckverhältnis ausdehnt. Es ist bekannt, daß ein kleiner Kompressor im Verhältnis zum Zylinder-Inhalt einen größeren schädlichen Raum hat als ein großer Kompressor. Deshalb ist der volumetrische Wirkungsgrad um so besser, je größer der Kompressor ist. Theoretisch könnte man sich vorstellen, daß kein schädlicher Raum und keine Leckverluste vorhanden sind. Dann würde das Druckverhältnis keine Rolle spielen, und der volumetrische Wirkungsgrad wäre beim kleinen und großen Kompressor gleich.

In der Praxis sieht es aber anders aus, was aus folgendem Beispiel hervorgeht: Nimmt man an, daß der schädliche Raum 5% des Zylinderinhalts beträgt, so würde die Ausdehnung des Gases beim Abwärtsgang des Kolbens bei einem Druckverhältnis von $1 : 6 \cdot 6 \times 5\% = 30\%$ vom Zylinderinhalt ausmachen; Leckverluste usw. unberücksichtigt, würden nur 70% Dampf angesaugt. Der volumetrische Wirkungsgrad wäre somit 70%, was auch wirklich für kleine Kompressoren zutrifft.

Daraus ist zu ersehen, daß das Druckverhältnis im Niederdruckzylinder der wichtigste Faktor eines Zweistufenkompressors ist. Wenn man also tiefe Temperaturen, d. h. niederen Ansaugdruck, erreichen will, so muß man einmal das Druckverhältnis im Niederdruckzylinder so klein wie möglich halten, und zum anderen den schädlichen Raum so klein wie möglich machen. Will man beim verhältnismäßig billigen Zweistufen-Kompressor bleiben und den teuren Dreistufen-Kompressor umgehen, so bleibt nichts anderes übrig, als den Niederdruckzylinder, oder die Zylinder bei 4-Zylinderbauart, so zu gestalten, daß das Druckverhältnis und der schädliche Raum möglichst klein sind. Dabei ist es dann gleichgültig, wie groß das Druckverhältnis, nicht aber der schädliche Raum im Hochdruckzylinder ist. Die Wirtschaftlichkeit wird zugunsten des Zweistufenkompressors gegenüber dem Dreistufenkompressor nicht in Betracht gezogen.

Will man mit dem Kältemittel R-22 beispielsweise -80° Verdampfungs-Temperatur bei $+35^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur erreichen, so ergibt sich folgende Konstruktion: Der schädliche Raum soll in beiden Stufen 3% nicht überschreiten. Das Druckverhältnis im Niederdruckraum wird auf $1 : 5$ festgelegt, dann ergibt sich im Hochdruckraum ein Druckverhältnis von $1 : 28$, denn der Dampf muß von 0,1 ata (-80°) auf 0,5 ata und dann von 0,5 ata auf 13,95 ata ($+35^{\circ}$) verdichtet werden. Bei 3% schädlichem Raum verbleibt bei einem Druckverhältnis von $1 : 5$ noch eine Ansaugmenge von 85%. Mit anderen Worten: Bei einem Zylinderinhalt von $100\text{ cm}^3 \approx 85\text{ cm}^3$, die 5-fach verdichtet werden, so daß im verdichteten Zustand $85 : 5 = 17\text{ cm}^3$ vorhanden sind. Diese 17 cm^3 müssen vom Hochdruckzylinder aufgenommen werden können.

Im Hochdruckzylinder besteht ein Druckverhältnis $1 : 28$ (0,5 ata : 13,95 ata). Bei einem gleichen schädlichen Raum von 3% verbleibt noch eine Ansaugmenge von $100 - 3 \times 28 = 16\%$ oder 16 cm^3 , wenn der Zylinderinhalt ebenfalls 100 cm^3 beträgt. Es wurde bei diesem Beispiel angenommen, daß der Zylinderinhalt für beide Stufen gleich groß, das Verhältnis also $1 : 1$ ist. Die Niederdruckstufe stößt 17 cm^3 aus, die Hochdruckstufe kann aber nur 16 cm^3 aufnehmen. Würden die Druckverhältnisse $1 : 5$ und $1 : 28$ als Konstante belassen, so müßte der Inhalt der Hochdruckstufe sogar etwas vergrößert werden. Berücksichtigt man noch, daß die Leckverluste im Hochdruckzylinder durch das größere Druckverhältnis ($1 : 28$) größer sind, so käme man vielleicht auf ein Zylinderverhältnis von $1 : 1,2$. Bleibt man aber bei einem Zylinderverhältnis von $1 : 1$, was konstruktiv am einfachsten ist, so verändern sich automatisch die Druckverhältnisse in geringem Ausmaß; beispielsweise in der Niederdruckstufe von $1 : 5$ auf $1 : 5,2$, und in der Hochdruckstufe von $1 : 28$ auf $1 : 27$.

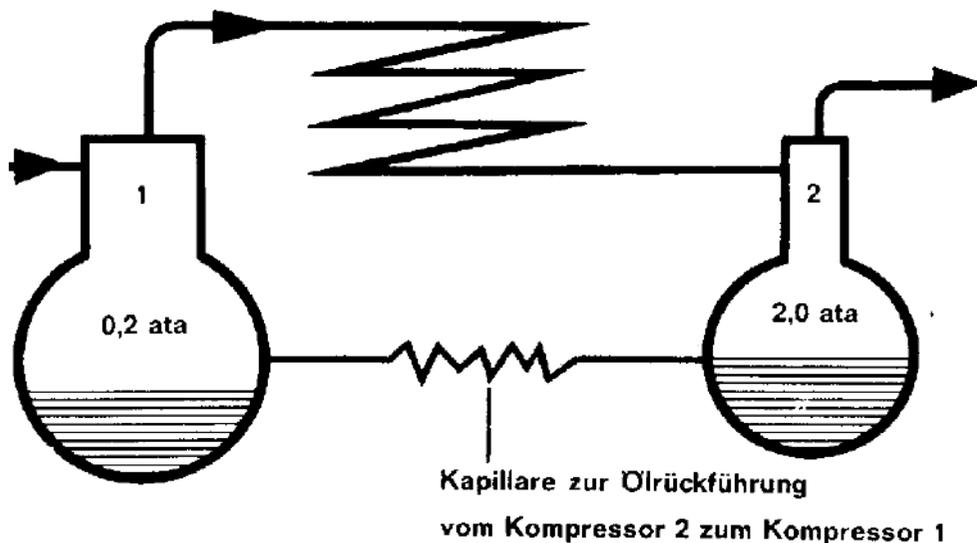
Aus diesen Darlegungen geht hervor, daß sich das Zylinderverhältnis den geforderten Bedingungen anpassen muß, und daß ein Verhältnis $2 : 1$ bei $-60^{\circ}\text{C} / +35^{\circ}\text{C}$ nicht gleich sein kann, wenn $-80^{\circ}\text{C} / +35^{\circ}\text{C}$ als Bedingung für einen Zweistufen-Kompressor gestellt werden. Theoretisch heißt das, daß für andere Temperaturen, also andere Drücke, auch andere Zylinder-Verhältnisse erforderlich wären. Wird aber von einem Zweistufen-Kompressor

gefordert, daß er -80° Verdampfungstemperatur bei $+35^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur erreicht, so muß das Zylinderverhältnis 1 : 1 und nicht 2 : 1 sein, was hiermit ausführlich dargelegt worden ist.

Das Druckverhältnis ändert sich in beiden Stufen, wenn die Verflüssigungstemperatur niedriger oder höher ist als die im Beispiel angenommene Temperatur von $+35^{\circ}$. Bei $+25^{\circ}$ kann beispielsweise das Druckverhältnis in der Niederdruckstufe 1 : 4,2 und in der Hochdruckstufe 1 : 25,5 betragen. Diese besseren Druckverhältnisse ergeben dann einen höheren volumetrischen Wirkungsgrad und als Folge eine höhere Leistung bei gleicher Verdampfungs-Temperatur. Man wird demnach bestrebt sein, mit möglichst niederem Kondensatordruck zu arbeiten, wenn man eine relativ große Leistung bei tiefen Verdampfungstemperaturen erreichen will.

Der Ölgleich im Kurbelgehäuse bei 2 Kompressoren in Zweistufen-Schalung

Man kann bekanntlich auch mehrere einstufige Kompressoren für eine mehrstufige Anlage einsetzen, wobei allerdings die Ölwanterung vom Kurbelgehäuse des einen Kompressors zum nächsten usw. Schwierigkeiten machte. Man verwendete Ölabscheider, die jedoch nicht restlos befriedigten, weil auf längere Zeit doch ein Ölman gel auftrat, weil kein Ölabscheider in der Lage ist 100 % Öl abzuscheiden. Zweckmäßig ist dann die Anordnung, wie die untenstehende Abbildung zeigt.



Die Kaskadenkühlung

Um tiefe Temperaturen erzeugen zu können, braucht man ein Kältemittel mit einem tiefen Siedepunkt (Verdampfungspunkt). Ein geeignetes Kältemittel hierzu ist R-13 mit einem Siedepunkt von -81° C. Alle tiefsiedenden Kältemittel erfordern aber zur Verflüssigung einen hohen Druck. Bei $+25^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur hätte R-13 einen Kondensatordruck von 35,2 atü. Ferner haben diese Kältemittel eine niedrigere kritische Temperatur, die bei R-13 beispielsweise $+28,8^{\circ}$ bei einem Druck von 38,4 atü beträgt, das heißt: R-13 ist nur flüssig unterhalb dieser Temperatur. Bei $+29^{\circ}$ wird es nicht mehr flüssig, auch dann nicht, wenn der Druck beliebig gesteigert würde. Eine Flasche mit flüssigem R-13, die auf $+30^{\circ}$ erwärmt würde, enthielte nur noch sehr dichten Dampf, so daß man glauben könnte die Flasche wäre leer, wenn man sich nicht mit der Waage vom Gegenteil überzeugt hätte. Der hohe Druck ist mit einem normalen einstufigen Kompressor nicht zu bewältigen und zwei- oder dreistufige Kompressoren wären viel zu teuer. Ferner wäre ein Kondensatorkühlwasser erforderlich, welches die Gewähr gibt, daß die Kondensationstemperatur unter der kritischen Temperatur von $+28,8^{\circ}$ bleibt, damit eine Verflüssigung stattfinden kann.

Diese Kältemiteileigenschaften führen also zwangsläufig zur Kaskadenkühlung. Eine Kaskade ist ein kleiner stufenförmiger Wasserfall. Die Kaskadenkühlung ist also eine Abkühlung in Stufen. Das heißt: Eine normale R-22-Maschine kühlt den Kondensator einer R-13-Maschine auf beispielsweise -40° , damit die Verflüssigungstemperatur -35° beträgt. Bei dieser Temperatur hat R-13 einen Kondensatordruck von 6,3 atü. Um den Druck noch weiter zu reduzieren und damit die volumetrische Leistung zu steigern, käme folgende Stufenkühlung in Frage: Eine R-22-Maschine kühlt den Kondensator einer andern R-22-Maschine und diese wiederum den Kondensator der R-13-Maschine auf -55° ab, wobei der Kondensatordruck für R-13 nur noch 2,52 atü beträgt. Mit diesem niedrigen Kondensatordruck hat man die Gewähr, daß der R-13-Kompressor ein tiefes Teilvakuum von ca. 0,2 ata erreicht, was einer Verdampfungstemperatur von ca. -105° entspricht. Das Geheimnis zur Erreichung tiefer Temperaturen liegt also nur darin, einen möglichst niedrigen Kondensatordruck für die R-13-Maschine zu schaffen.

Ein Hermetik-Kompressor für R-12 mit einer Leistung von 1200 kcal/h bei -10° Verdampfungstemperatur würde bei der Verwendung von R-13 und -65° Verdampfungstemperatur ebenfalls 1200 kcal/h leisten. Bei -40° würde derselbe Kompressor 3500 kcal/h und bei -30° 5000 kcal/h leisten. Der Motor wäre also bei diesen Temperaturen schon sehr stark überlastet. Um den Motor vor dieser enormen Überlastung zu schützen, muß dafür gesorgt werden, daß die R-13-Maschine erst anlaufen kann, wenn die Temperatur des Kondensators -20° oder weniger beträgt.

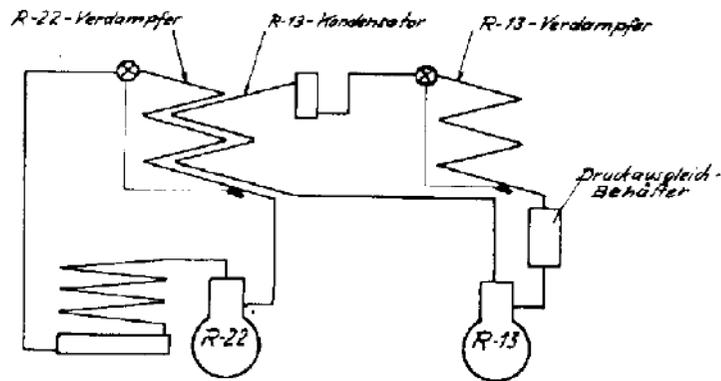
Wenn also die R-13-Maschine bei -40° Verdampfungstemperatur 3500 kcal/h leistet, so muß die Maschine, welche den Kondensator der R-13-Maschine kühlt, mindestens dasselbe leisten, und zwar bei einer Verdampfungstemperatur von -30° , was ungefähr eine Kondensationstemperatur von -20° bei der R-13-Maschine ergäbe, wobei der Kondensatordruck ca. 10,6 atü betragen würde.

Eine andere Kaskaden-Anordnung ist folgende: Für R-13 wird ein Zweistufen-Hermetik-Kompressor verwendet, dessen Kondensator mit einer ein- oder auch zweistufigen R-22-Maschine gekühlt wird. Mit dieser Kaskade sind Verdampfungstemperaturen von -115 bis -120° zu erreichen.

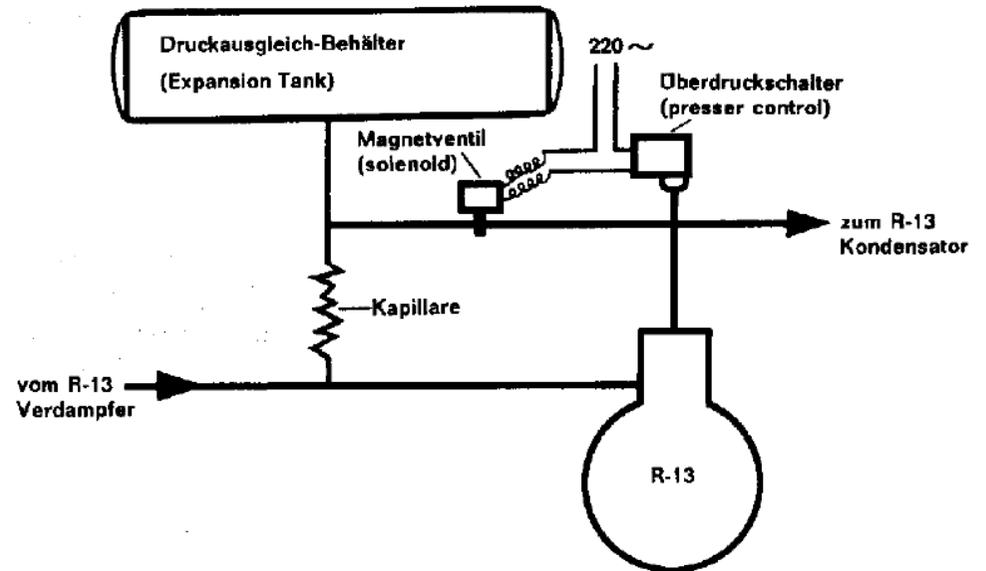
Der Verdampfer-Kondensator (Verdampfer des R-22-Aggregates und Kondensator des R-13-Kompressors) wird am einfachsten folgendermaßen herge-

stellt und angeordnet: Ein Kupferrohr 12x1 ϕ wird in ein solches von 18x1 ϕ eingeführt. Das 12-mm-Rohr dient als R-22-Verdampfer und der Ringraum zwischen den beiden Rohren als R-13-Kondensator. Weil der Verdampfer-Kondensator isoliert werden muß, wird er zweckmäßig in die Isolierung der Truhe oder des Schrankes eingebettet. Auch der Flüssigkeits-Sammler für R-13 wird in dieser Isolierung untergebracht. Gegenstrom-Führung der beiden Kältemittel ist selbstverständlich.

Für das Kältemittel R-13 ist ein Ausgleichsbehälter erforderlich, damit kein zu hoher Druck beim Stillstand entsteht. Ohne diesen Ausgleichs-Behälter würde bei + 30° ein Druck von ca. 40 atü entstehen. Dieser Behälter muß so groß sein, daß bei + 25° der Druck des R-13 höchstens 17 atü beträgt. Für jedes kg R-13 sind 10 Liter Ausgleichsraum erforderlich. Der Ausgleichsbehälter wird senkrecht oder waagrecht außerhalb des Kühlraumes in die Saugleitung montiert. Es muß darauf geachtet werden, daß sich in diesem Behälter kein Öl aufhalten kann. (Siehe Flüssigkeits-Abscheider auf Seite 122.)



Entlastung für den R-13-Kompressor



Der Oberdruckschalter öffnet das Magnetventil, wenn der Kondensatordruck ca. 10 atü übersteigt und läßt R-13-Gas in den Druckausgleich-Behälter strömen. An Stelle des Magnetventils mit Oberdruckschalter kann auch ein Konstantdruckventil verwendet werden. Durch diese Anordnung braucht der R-13-Kondensator nicht für die hohe Anfangs-Leistung bei hohen Verdampfungs-Temperaturen ausgelegt werden.

Verdampfer für tiefe Temperaturen

Der beste Verdampfer für Tieftemperatur-Anlagen (-50° bis -120° Verdampfungs-Temperatur) ist derjenige, welcher bei möglichst großer Oberfläche den geringsten Rohr-widerstand aufweist. Wenn beispielsweise bei -65° der Rohr-widerstand 5° beträgt, dann ist die Minderleistung 30%, ein Verlust, der sich gerade bei so kleinen Leistungen gewaltig auswirkt. Es ist also nicht gleichgültig, ob für einen Schlangenverdampfer ein 12 mm oder ein 16 mm Kupferrohr verwendet wird. Eine Rohrschlange 12 mm ϕ und 12 m lang hat bei -70° einen Widerstand von 6° und eine solche 16 mm ϕ und 9 m lang hat nur einen Widerstand von 1° , obwohl beide Schlangen die gleiche Oberfläche haben.

Damit dem Gasstrom möglichst wenig Widerstand entgegengesetzt wird, ist es auch sehr wichtig, daß keine T-Stücke, Winkel oder Rückschlagventile und keine Startregler, Saugdruckregler oder Magnetventile in die Saugleitung eingebaut werden. Die Saugleitung muß also möglichst kurz sein und einen großen Durchmesser haben. Die Saugleitung muß in jedem Fall ein Gefälle bis zum Kompressor besitzen, um eine sichere Öl-rückführung zu gewährleisten.

Ein Verdampfer aus waagrecht Kupferrohren und Aluminium-Lamellen ist für tiefe Temperaturen unter -40° nicht zu empfehlen. Zweckmäßig sind

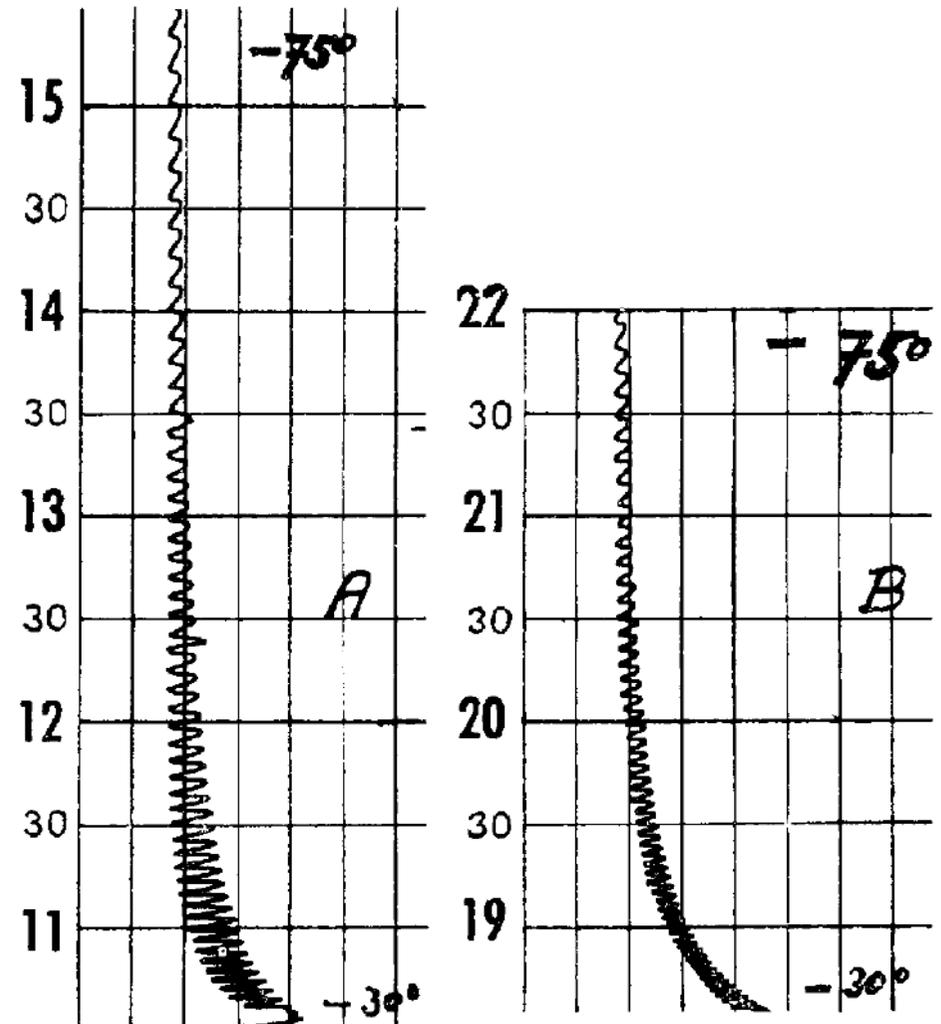
dafür kupferne Rippenrohre mit hart aufgelöteten Bogen, wobei jedem einzelnen Rohr ein Gefälle von ca. 10 mm pro m gegeben werden kann. Die Mehrfacheinspritzung hat sich für tiefe Temperaturen nicht bewährt, weil die zirkulierenden Flüssigkeitsmengen so gering sind, daß eine einwandfreie Verteilung nicht möglich ist. Man wird deshalb möglichst versuchen mit einem thermischen Ventil auszukommen und 2 oder mehr Ventile anordnen, wenn die Verdampferrohre zu lang und damit der Widerstand zu groß würde. Ein Verdampferrohr mit einem inneren Durchmesser von 16 mm sollte nicht länger als 15 m sein. Sind also 30 m oder 45 m erforderlich, so werden 2 bzw. 3 Ventile verwendet. Will man jedoch nur mit einem Therm.-Ventil arbeiten und benötigt beispielsweise 30 m kupfernes Rippenrohr, so muß der innere Rohrdurchmesser ca. 22 mm betragen, wobei der Widerstand nicht größer ist als bei einem 15 m langen Rohr mit 16 mm Innendurchmesser. Bei dieser Gelegenheit muß noch gesagt werden, daß die Verdampferflächen für tiefe Temperaturen fast immer zu klein gewählt werden in der irrigen Annahme, daß der K-Wert gleich bleibt. Dies ist jedoch praktisch nicht der Fall. Für tiefe Temperaturen unter -50° bis -70° C soll die Oberfläche des Verdampfers (aus kupfernen Rippenrohren) 3mal größer sein als die gesamte Innenfläche des Kühlraumes (Seitenwände + Boden + Decke). Für Temperaturen unter -70° bis -100° C wählt man das 4-fache. In einer Tieftemperatur-Truhe zum Beispiel werden die Rippenrohre ringsum im Innenbehälter angeordnet und mit einer gelochten Blende aus Alu-Blech versehen.

Therm. Regulierventile für tiefe Temperaturen

Bei tiefen Verdampfungs-Temperaturen wird bei gleicher Temperatur-Differenz die Druck-Differenz für jedes Kältemittel kleiner. Zwischen -10° und -15° Verdampfungs-Temperatur beträgt die Druck-Differenz für R-22 0,60 ata und zwischen -70° und -75° nur noch 0,06 ata, obwohl in beiden Fällen die Differenz 5° beträgt. Bekanntlich ist der Fühler eines therm. Ventils mit Kältemittel gefüllt. Bei tiefen Temperaturen sind also nur noch sehr geringe Kräfte zur Betätigung der Ventilhülse vorhanden. Grundsätzlich muß man an ein therm. Ventil für tiefe Temperatur die Forderung stellen, daß es bei kleinster Temperatur-Differenz am Fühler reagiert, damit der Verdampfer möglichst voll ausgenutzt wird. Ist es nicht feinfühlig genug, so wird der Verdampfer leergesaugt ehe das Ventil wieder öffnet und umgekehrt bleibt es zu lange offen und überfüllt den Verdampfer. Einmal voll und einmal leer gibt aber nur einen Durchschnitt von 50%. Die Laufzeit des Kompressors ist dementsprechend länger. Sowie aber ein derartiges Ventil ein anderes, weiches Federsystem erhält, kommt man auf Resultate, die überraschen. Bei derartigen Versuchen hat sich auch gezeigt, daß der Düsen-Durchmesser solcher Ventile viel kleiner sein muß als bei üblichen Ventilen. Man braucht ja ein solches Ventil nicht für die Leistung bei -10° V.T. auszuwählen, es muß nur gerade so viel Kältemittel durchgehen, um eine volle Leistung bei ca. -40° zu erzielen, wenn man beispielsweise eine Temperatur von -70° erreichen will. Den eventuellen Verlust am Anfang nimmt man in Kauf, wenn durch derartige Maßnahmen eine gute Funktion bei tiefer Temperatur gewährleistet ist.

Am wichtigsten ist die Anordnung des Fühlers von einem therm. Ventil. Das beste Ventil ist vollkommen untauglich, wenn der Fühler nicht am richtigen Platz ist. Kein Lieferer von therm. Ventilen kann wissen, wie und wo der Fühler angebracht wird und deshalb ist eine Einstellung in der Fabrik unmöglich. Dies ist auch verständlich, wenn man bedenkt, daß

zwischen der Außen- und Innentemperatur eine Differenz von weniger oder mehr als 80° vorhanden ist, die je nach der Anordnung des Fühlers teilweise oder fast ganz auf den Fühler einwirken. Was nützt aber beispielsweise eine Überhitzungs-Einstellung am Fühler von 10° , wenn der Fühler dann einer Differenz von 50° ausgesetzt ist? Somit ergibt sich, daß jedes Ventil nachreguliert werden muß. Das Einregulieren ist aber ohne einen Saugdruck-Schreiber nicht möglich. Nur durch einen Vergleich von zwei Diagrammen, die mit dem Saugdruck-Schreiber aufgenommen wurden, zeigt sich, ob die Regulierspindel nach rechts oder links gedreht werden muß, um die richtige Überhitzungseinstellung zu erhalten. Wer glaubt, ein therm.

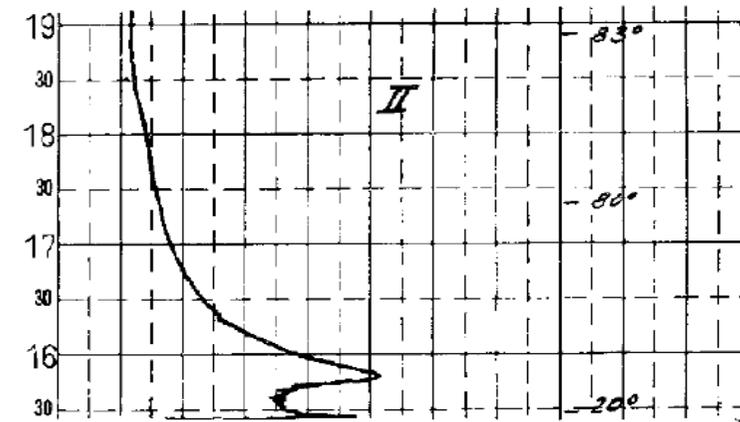
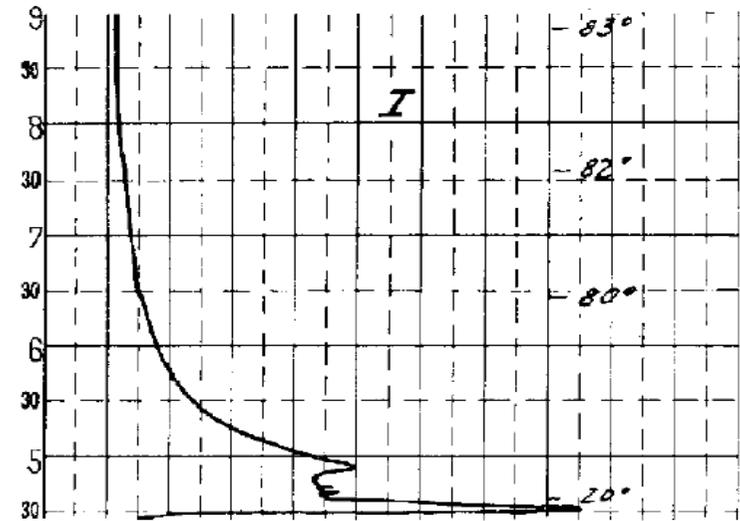


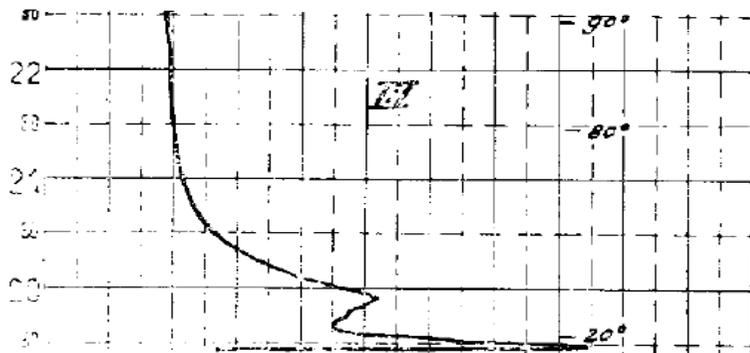
Ventil für tiefe Temperaturen ohne einen Saugdruck-Schreiber richtig einstellen zu können, ist einem großen Irrtum verfallen. Das menschliche Gehirn ist nicht fähig, die Zeigerausschläge eines Saugmanometers festzuhalten und zu verwerten. Zwei Diagramme eines Saugdruck-Schreibers zeigen die Abb. A und B. Die Abb. A zeigt die Funktion eines therm. Ventils so, wie es vom Hersteller geliefert und eingebaut wurde. 5 Stunden waren erforderlich, um von -30° auf -75° zu kommen. Nach der richtigen Einregulierung waren es nur noch $3\frac{1}{2}$ Stunden, um auf dieselbe Temperatur zu gelangen, wie die Abb. B zeigt. Deutlicher kann man nicht zeigen, wie notwendig ein Saugdruck-Schreiber ist, um die Leistung eines Tiefkühl-Aggregates voll auszunützen.

Mit einem neuartigen thermischen Regulierventil entstanden die Saugdruck-Kurven I, II, III und IV. Es handelt sich hier um ein Ventil für eine R-13-Maschine in Kaskaden-Anordnung. Dieses Ventil hat keinen Fühler. Funktions-Störungen infolge falscher Fühler-Anbringung sind demnach ausgeschlossen. Im oberen Teil des Ventilkörpers befindet sich ein geschlossener Wellrohrkörper, der beispielsweise mit R-13B1-Kältemittelgas gefüllt ist, wenn das Ventil für eine R-13-Maschine bestimmt ist. Das Ventil wird am Ausgang des Verdampfers in die Saugleitung montiert. Der aus dem Verdampfer kommende Kältemittel-Dampf umströmt den Wellrohrkörper, der auf die Ventilmadel einwirkt. Der Wellrohrkörper hat eine große Oberfläche, so daß das Ventil auf kleinste Temperatur-Änderungen anspricht. Die Gasfüllung im Wellrohr kann so abgestimmt werden, daß das Ventil erst dann sich öffnet, wenn ein bestimmter Verdampferdruck erreicht ist. Es besitzt somit die Eigenschaft eines Startreglers. Eine Druckausgleich-Leitung, wie sie bei der Mehrfach-Einspritzung üblich ist, entfällt vollkommen, weil das Ventil am Ende des Verdampfers angebracht ist. Dieses Ventil kann also als letzte Stufe in der Entwicklung von thermischen Ventilen bezeichnet werden.

Mit der Fabrikeinstellung entstand die Saugdruck-Kurve I. Rund $4\frac{1}{2}$ Stunden waren erforderlich, um Methanol auf -83° abzukühlen. Nachdem insgesamt 3 Umdrehungen die Regulierspindel nach links gedreht wurde, entstand die Kurve II, wobei sich die Zeit auf $3\frac{1}{2}$ Stunden bei gleicher Temperatur verkürzte. Nun wurde nochmals 1 Umdrehung nach links gedreht. Dabei wurde aber anhand der Kurve III festgestellt, daß nun zu viel nach links gedreht wurde. Trotzdem verringerte sich die Zeit auf rund 3 Stunden, bis -90° erreicht waren. $\frac{1}{2}$ Umdrehung nach rechts ergab endlich die richtige Einstellung, wie die Kurve IV zeigt. Nur $5\frac{1}{2}$ Stunden waren erforderlich, um die Flüssigkeit auf -100° zu kühlen. Wiederum ist zu erkennen, daß die Einstellung eines thermischen Regulierventils ohne Saugdruck-Schreiber nicht möglich ist, wenn man so tiefe Temperaturen erzeugen will.

Bei so tiefen Verdampfungs-Temperaturen von -100° und mehr muß man allerdings in Kauf nehmen, daß die Saugleitung bis zum Kompressor bereift, wenn das Aggregat längere Zeit abgestellt wurde und sich die zu kühlende Flüssigkeit oder Luft wesentlich über die Soll-Temperatur erwärmt hat. Für höhere Verdampfungs-Temperaturen ist dann das Ventil, welches auf die niederste Temperatur einreguliert wurde, zu weit geöffnet, das heißt, es ist auf eine zu kleine Überhitzung eingestellt. Der Verlust, der durch die Bereifung der Saugleitung entsteht, ist nicht tragisch, weil bei hoher Verdampfungs-Temperatur eine wesentlich höhere Kompressor-Leistung zur Verfügung steht und außerdem kann dieser Verlust mittels eines Wärmeaustauschers zum größten Teil kompensiert werden. Wichtig ist bei so tiefen Temperaturen nur, daß der Verdampfer bei der tiefsten zu erreichenden Temperatur auch mit Kältemittel voll beaufschlagt ist. Würde man aber

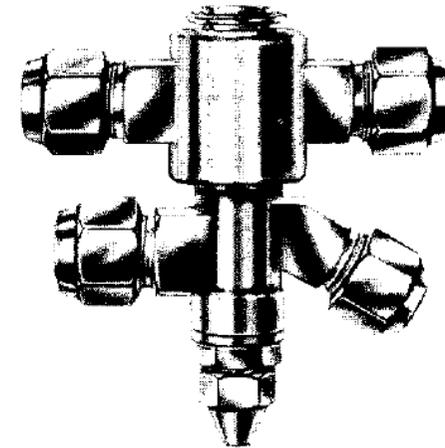
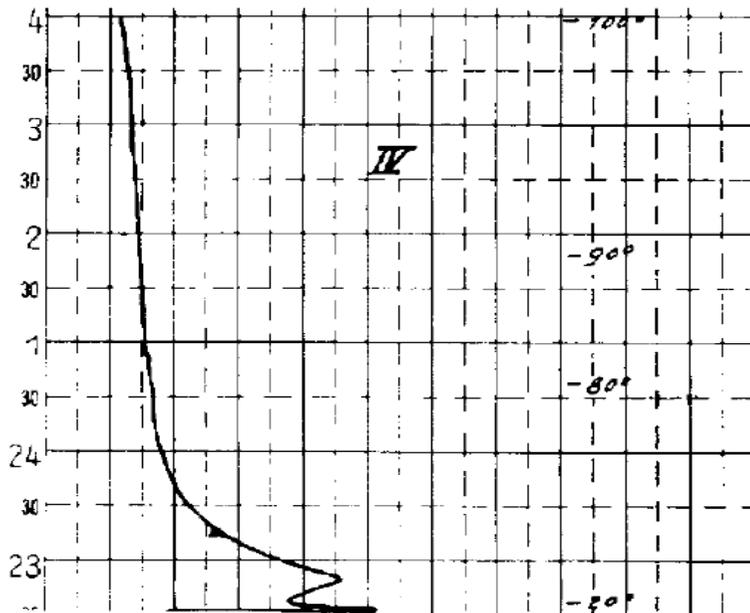




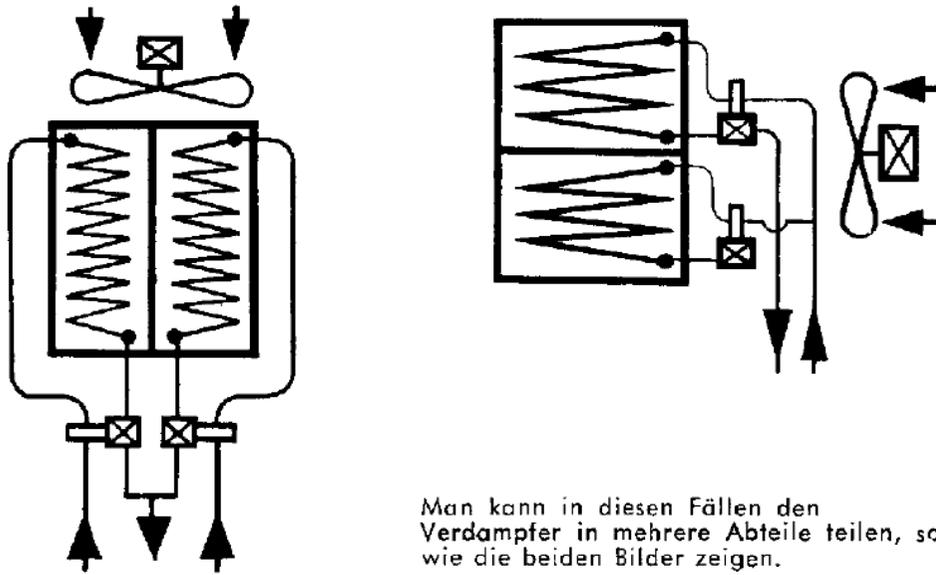
das thermische Ventil so einregulieren, daß die Saugleitung auch bei höheren Temperaturen nicht bereift, so wäre der Verdampfer am Ende, gerade dann, wenn er voll ausgenutzt sein soll, nur teilweise beaufschlagt und würde nie die gewünschte Leistung erreichen.

Weshalb die Saugleitung bei höherer Verdampfungs-Temperatur bereift, wenn es auf die tiefste eingestellt wurde, soll mit folgendem Beispiel erklärt werden: In einem isolierten Gefäß sollen 50 Liter Alkohol von $+25^{\circ}$ auf -75° gekühlt werden. In diesem Gefäß ist eine Verdampfer-Schlange aus glatten Kupferrohren untergebracht, die mit ihrer Oberfläche so bemessen ist, daß sie bei 5° Differenz, also -80° Verdampfungs-Temperatur, die gewünschte Leistung übertragen kann.

Bei $+25^{\circ}$ Alkohol-Temperatur wird sich beispielsweise am Anfang eine Verdampfungs-Temperatur von ca. 0° einstellen, was eine Differenz von 25° ergibt. Bei -75° Alkohol-Temperatur wird die Verdampfungs-Temperatur -80° betragen und die Differenz somit 5° . Die Differenz ändert sich also von 25° auf 5° während der Kühlperiode. Die Differenz am Fühler des thermischen Ventils ist entsprechend dieselbe. Ist das thermische Ventil auf 5° Differenz eingestellt, so muß es bei 25° Differenz anders reagieren. Mit anderen Worten: Von einem thermischen Ventil kann man nicht verlangen, daß es sich in so weiten Bereichen jeweils auf den Idealzustand einstellt.



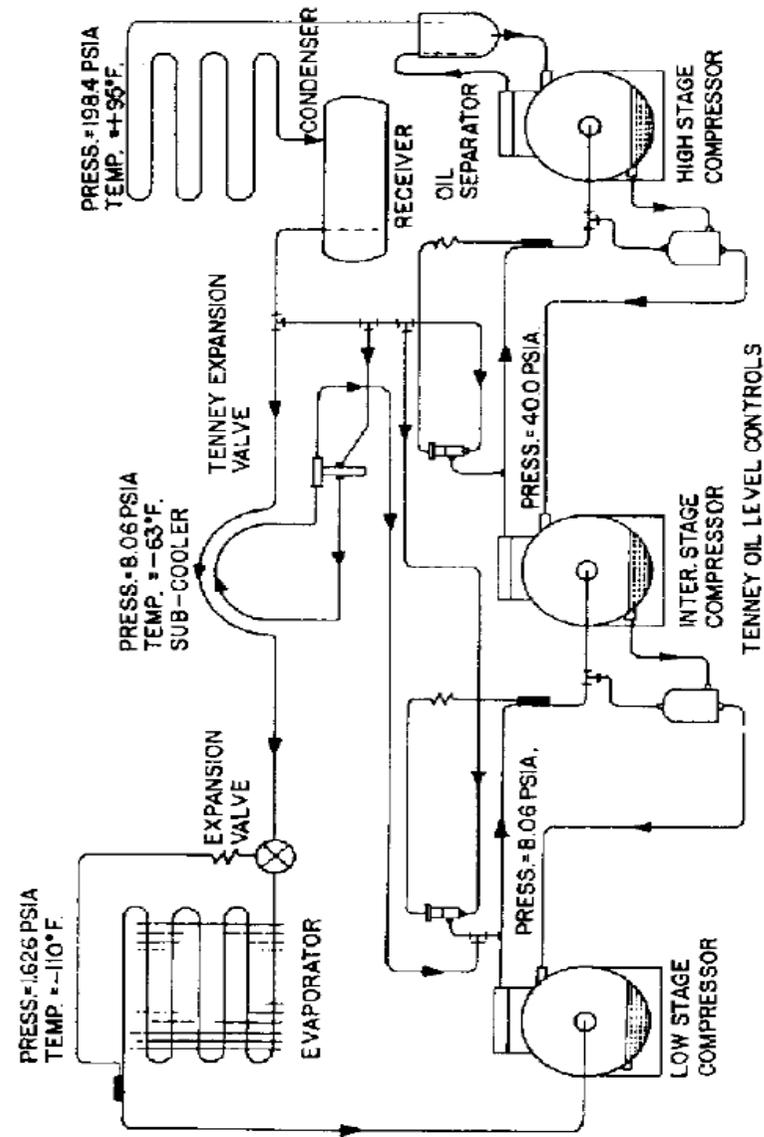
Dieses thermische Ventil hat einen Anschluß von einer 16-mm-Saugleitung. Wenn größere Saugleitungen erforderlich sind, müssen 2 oder mehrere Ventile angeordnet werden.



Man kann in diesen Fällen den Verdampfer in mehrere Abteile teilen, so wie die beiden Bilder zeigen.

Verschiedenes über Tieftemperatur-Anlagen

Bei den Aggregaten, welche zur Tieftemperatur verwendet werden, ist der Kondensator auf die Leistung bei -10° Verdampfungstemperatur abgestimmt. Der Kondensator ist demnach für tiefere Verdampfungstemperaturen zu groß, weil die Kompressor-Leistung um so kleiner wird, je tiefer die Verdampfungstemperatur ist. Wenn also beispielsweise die Temperaturdifferenz zwischen Kondensations-Temperatur und Luft-Temperatur bei einem luftgekühlten Kondensator und -10° Verdampfungstemperatur 15° beträgt, so ist die Differenz bei -60° Verdampfungstemperatur nur noch 1° bis $1,5^{\circ}$. Befindet sich nun der Trockner im Warmluftstrom des Ventilators, so kann die Flüssigkeit im Trockner wärmer werden als der Flüssigkeitssammler und die Folge davon ist, daß im Trockner eine Verdampfung stattfindet, wobei Gasblasen entstehen, die im Schauglas sichtbar werden. Der Monteur sieht sich dann veranlaßt Kältemittel nachzufüllen, wobei er sich sehr wundert, daß die Gasblasen immer noch vorhanden sind und auch nicht verschwinden, obwohl er wiederholt nachgefüllt hat. Dies führt dann so weit, bis schließlich ein so hoher Druck entsteht, daß sich die Sammlerboden deformieren, wobei die Schweißnähte brechen und undicht werden. Gleichzeitig können große Schäden am Kompressor eintreten. Bei wassergekühlten Kondensatoren wirkt sich dieser Umstand noch schlimmer aus, weil das Wasser fast immer kälter ist als die Umgebungsluft. Deshalb muß der Trockner unbedingt in den Kaltluftstrom gebracht werden. Und außerdem ist es aus demselben Grund angebracht, das Schauglas nach dem Wärmeaustauscher anzubringen, damit unterkühlte Flüssigkeit zum Schauglas gelangt und eine Blasenbildung somit ausgeschlossen ist. Damit das Schauglas nicht bereift und undurchsichtig wird, ist das Glas mit Spiritus oder Alkohol zu benetzen. Bei dieser Gelegenheit muß gesagt werden, daß der beste Wärmeaustauscher dadurch entsteht, indem man die Flüssigkeitsleitung mit der Saugleitung auf ca. 0,5 m verlötet. Widerstände sind dabei ausgeschlossen, was so sehr wichtig bei tiefen Verdampfungstemperaturen ist.



3 STAGE F-22 COMPOUND SYSTEM (IDEAL) COMPRESSION RATIO ALL STAGES 4.96:1

FIG. 1—A typical 3-stage, low temperature system (Tenny Engineering, Inc.).

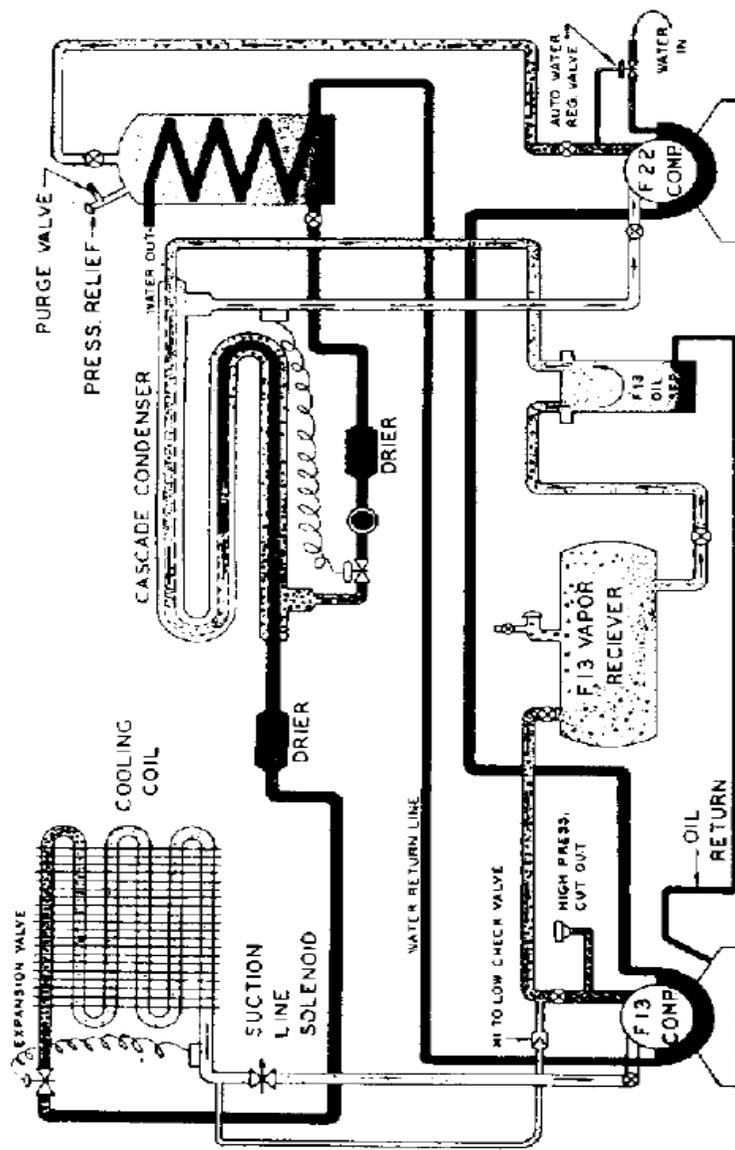


FIG. 3—A typical cascade system using Refrigerants-13 and 22 (Conrad, Inc.).

Grobe und teure Fehler aus Unwissenheit

Wir wissen aus Erfahrung, daß schon viel geschrieben, aber das Geschriebene leider nicht gelesen wurde. Wir haben schon viele Rundschreiben verschickt, viele Artikel in Fachzeitschriften veröffentlicht, ja ein Goldner-Handbuch herausgegeben, in dem sehr viel Wissenswertes steht. Trotz allem kommen immer wieder Anfragen die beweisen, daß viele dies alles nicht gelesen haben. Auf die Frage, warum dies oder jenes nicht gelesen wurde, erhalten wir folgende Antwort: Ich habe keine Zeit dazu. Wenn aber jemand sagt, er hätte keine Zeit zum Lesen, dann ist das genau so, als würde er sagen: Ich habe keine Zeit um Geld zu sparen. Mit anderen Worten: Er macht weiterhin Fehler, die bekanntlich viel Geld kosten. Deshalb bemühen wir uns, unsere Erfahrungen weiterzugeben, um unseren wertvollen Kunden behilflich zu sein. Soviel zur Einleitung auf nachstehend angeführte Fälle aus der Praxis.

Werden durch Flüssigkeitsschläge die Ventilplatten zerstört, frißt ein Lager oder ein Kolben an, und sei es erst nach Jahren, so wird dem Fabrikanten vorgeworfen, es handle sich um einen Fabrikations- oder Konstruktionsfehler. Daß derartige Beanstandungen auf eigene Fehler zurückzuführen sind, wird nicht immer eingesehen.

Glauben Sie uns, wenn jemand jahrzehnte Kompressoren herstellt, so hat man längst herausgefunden, wie groß ein Lager- oder Kolbenspiel sein muß. Ferner weiß man was für Toleranzen zulässig sind, um kein zu kleines oder zu großes Spiel zu bekommen. Bedenken Sie, daß die Bearbeitungs- und Meßmethoden heute so raffiniert ausgeklügelt sind, um jederzeit eine Genauigkeit von tausendstel Millimeter einhalten zu können. Die Oberflächenbeschaffenheit einer Welle oder eines Lagers ist heute so gut, daß ein „Einlaufen“ überhaupt nicht mehr erforderlich ist. Was soll denn einlaufen, wenn das richtige Lagerspiel und die richtige Oberflächenqualität vorhanden sind? Ja früher hat man die Lager eingeschabt und hat sie dann langsam einlaufen lassen, das ist sehr sehr lange her. Denken Sie an einen Automotor von früher und heute.

Nun werden Sie sagen: Und doch fressen Lager und Kolben an, gehen Ventilplatten zu Bruch. Woher kommt das? Und jetzt möchten wir ganz eindeutig sagen: Nicht, oder fast nie von einem Fabrikationsfehler. Das mag hart klingen, aber es muß einmal gesagt werden. Und nun dürfen Sie von uns mit Recht auch eine Begründung verlangen, die wir mit diesem Aufsatz beabsichtigt haben. Dabei möchten wir vor allem sagen, daß, von ganz wenigen Ausnahmen abgesehen, keine Kompressorstörungen auftreten, wenn ein Kompressor im Tag 24 Stunden läuft, also im Dauerlauf jahrelang betrieben wird. Das ist eine Tatsache, die jahrzehntelange Erfahrungen beweisen. Störungen treten also erst auf, wenn ein Kompressor längere Zeit steht und wieder eingeschaltet wird.

Anfressungen an Gleitlagern, Kolben und Pleueln sind immer auf einen Öl-mangel, oder auf eine Grenzschmierung (unvollständige Ölversorgung der Gleitstellen) zurückzuführen. Öl-mangel im Kurbelgehäuse ist meistens auf eine zu große Kältemittelfüllung zurückzuführen, weniger auf eine falsche Verlegung der Saugleitung. Wenn im Kompressor Öl fehlt, so muß das Öl entweder im Verdampfer, oder im Kondensator bzw. Flüssigkeitssammler sein. Da heute nur noch trockene Verdampfer zur Luftkühlung verwendet werden, bei denen oben eingespritzt und unten abgesaugt wird, so kann sich das Öl dort nicht aufhalten. Damit bleibt nur noch der Kondensator oder Flüssigkeitssammler. Nur dort hält sich das Öl auf und zwar in Mischung mit dem zuviel eingefüllten Kältemittel. Bei den üblichen Ver-

flüssigungstemperaturen vermischen sich die Kältemittel R-12, R-22, R-502, R-13 B1 mit dem Öl in jedem Verhältnis, wie beispielsweise Benzin und Öl. Deshalb ist jeder Kältemittelvorrat im Kondensator bzw. Sammler die Ursache für eine mehr oder weniger große Ölverlagerung vom Kompressor zum Kondensator. Deshalb soll nur soviel Kältemittel eingefüllt werden, bis im Schauglas der Flüssigkeits-Leitung keine Gasblasen mehr sichtbar werden. Ein gewisses Quantum kann je nach Größe der Anlage mehr eingefüllt werden, denn große Kompressoren haben ja auch eine größere Ölfüllung als kleine. Dabei denken wir an ca. 100 Gramm pro 1000 kcal/h. Das gelegentlich eingeworfene Argument, daß dann kein Vorrat für eventuelle Undichtheiten vorhanden sei, wird von uns nicht anerkannt, denn entweder ist eine Anlage dicht oder undicht und dann muß im letzten Fall ein tüchtiger Monteur die Undichtheit suchen und auch finden. Andernfalls bedeutet ein Kältemittelvorrat ja nur eine Zeitverzögerung von einigen Tagen oder Wochen. Später muß die Undichtheit doch beseitigt werden, wobei unnötige Kosten entstehen.

Nicht selten kommt es vor, daß bei einem Kompressor nach langer Betriebszeit plötzlich ein Lager oder ein Pleuel ausläuft und dann wird wieder einmal der Kompressor-Hersteller dafür verantwortlich gemacht und es wird ihm geschrieben, daß so etwas nicht vorkommen dürfe. Die Ursache ist sehr einfach zu erklären: Der Anlagen-Besitzer ruft an und sagt, daß seine Kühlmaschine nicht mehr kühle. Der Monteur stellt dann fest, daß das Kältemittel an irgendeiner Stelle entwichen ist, behebt die Undichtheit und füllt Kältemittel nach, aber leider zu viel. Und wieder einmal ist die zu große Füllung die Ursache zu großen Reparaturen. Wieviel Ärger, Zeit und Geld könnte man sparen, wenn diese elementaren Weisheiten berücksichtigt würden!

Es kommt jedoch auch vor, daß trotz genügendem Ölstand im Kompressor Anfressungen an Lagern, Pleuel und Kolben auftreten. Dabei darf man ohne weiteres glauben, daß der Monteur die Wahrheit sagt, wenn er behauptet, trotz genügendem Öl, sei so etwas passiert. Natürlich wird die Schuld dem Kompressor-Hersteller angelastet. Wie sollen denn Anfressungen bei richtigem Ölstand auftreten? Die Erklärung dafür ist wiederum einfach. Bekannt ist, daß sich die Kältemittel R-12, R-22, R-502 und andere bei Plus-Temperaturen mit dem Öl in jedem Verhältnis mischen. Nicht allgemein bekannt ist, daß das Kältemittelgas vom Öl an seiner Oberfläche adsorbiert wird, umso mehr, je höher der Gasdruck und je kälter das Öl im Kompressorgehäuse ist. Bis zur Sättigung kann das Öl also viel Kältemittel aufnehmen. In 3 kg Öl können unter Umständen 1,5 kg R-12 enthalten sein. Bei einer Drucksenkung, wie dies bei Anlauf eines Kompressors (ohne Abpump-Schaltung) der Fall ist, verdampft das im Öl enthaltene Kältemittel plötzlich, wobei das verdünnte Öl heftig aufzuschäumen beginnt. Dieser Ölschaum kann die Ursache von Flüssigkeitsschlägen sein, wobei es zu Ventilbrüchen kommen kann. Viel gefährlicher ist jedoch die Schaumbildung für die Triebwerksteile, denn Ölschaum unterbricht den bestehenden Ölfilm an allen Lagerstellen, wobei ernste Schäden, wie Fressen der Wellenlager, Pleuel, Kolben und Kolbenbolzen, auftreten. Wenn sich Kältemittel im Öl befindet, reißt der Ölfilm auf den Gleitflächen ab, weil an diesen Stellen sofort höhere Temperaturen auftreten. Das Kältemittel verdampft vollständig, wobei der Gasanteil so groß ist, daß von einer Schmierung der Gleitflächen nicht mehr gesprochen werden kann.

Die gefährliche Adsorption von Kältemittel in das Öl tritt ein, wenn der Kompressor längere Zeit stillsteht und dabei abkühlt. Deshalb ist eine elektrische Gehäuse-Heizung erforderlich, die eine Abkühlung unter + 30° nicht zuläßt.

Genau so gefährlich ist die Kondensation von Kältemittel in das Kompressorgehäuse, die eintritt, wenn die Temperatur des Kompressors unter die Kühlraum-Temperatur absinkt. Dieser Umstand tritt im besonderen bei Klimaanlage ein, wenn beispielsweise die Verdampfer-Temperatur im Stillstand + 20° und die Kompressor-Temperatur + 10° oder sogar nur 0° beträgt. In diesem Fall kondensiert sämtliches Kältemittel vom Verdampfer in den Kompressor und dabei kommt es vor, daß der Kompressor bis zum Kolbenboden mit Kältemittel gefüllt ist. Was dann für Schäden am Kompressor entstehen, kann sich jeder Praktiker ausdenken. Und deshalb unsere schon angeführte Behauptung, daß so gut wie keine Kompressor-Störungen auftreten, wenn der Kompressor im Dauerlauf betrieben würde. Dann gibt es keine Schwierigkeiten im Schmiersystem, keine Anfressungen, keine abgebrochenen Pleuel und keine Ventilplattenbrüche.

Um derartige Schäden zu verhindern, wird heute von der Abpump-Schaltung Gebrauch gemacht.

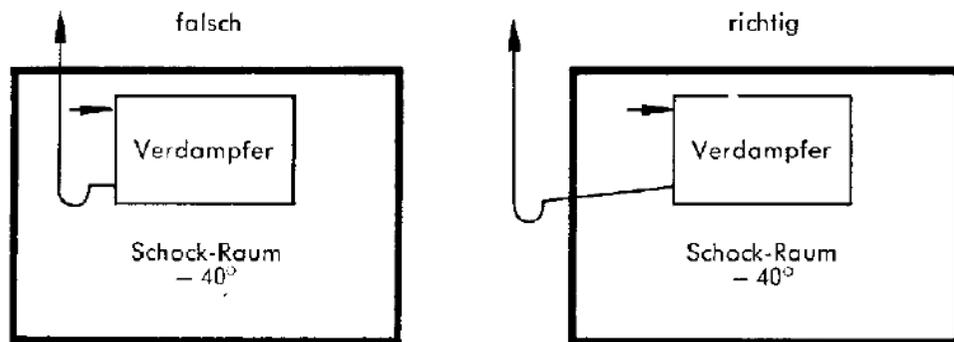
Und nun etwas zur Heißgas-Abtauung. Nun wollen wir einige harte Worte riskieren. Für alle Kältetechniker, Fabrikanten und Monteure wäre es besser, wenn diese Abtauart nie entdeckt worden wäre. Und derjenige, der sie anwendet, muß damit rechnen, daß er ein Vielfaches an Beanstandungen inkauf nehmen muß, als derjenige, der die elektrische Abtauung wählt. Das ist unsere prinzipielle Einstellung zu allen Heißgas-Abtau-Systemen. Diese im einzelnen zu beschreiben, würde zu weit führen. Nur eines soll zu denken geben. Während bei der Elektro-Abtauung der Kältemittel-Kreislauf nicht beeinflusst wird, ist er bei der Heißgas-Abtauung durch die Umkehrung vollkommen gestört. Es ist so, als wenn der Kreislauf des Blutes beim Menschen zeitweilig umgekehrt würde. Unterhält man sich in offener Aussprache mit amerikanischen Fachleuten, so wird unser Standpunkt offen akzeptiert, denn auch in Amerika ist man mit der Heißgas-Abtauung nicht glücklich geworden und immer mehr Firmen des Verdampferbaues stellen auf die elektrische Abtauung um. Große amerikanische Verdampfer-Hersteller machen große Propaganda für ihre Verdampfer mit Elektro-Abtauung. Das sollte zu denken geben. Und hierzu noch etwas, was auch wichtig ist: Bei Störungen, die auf die Heißgas-Abtauung zurückzuführen sind, wird immer der Kältefachmann verantwortlich gemacht, während bei Störungen an der Elektro-Abtauung, die sehr selten sind, jeder ansässige Elektro-Fachmann gerufen werden kann.

Daß das von uns verwendete Öl nichts taugt, weil Anfressungen vorkommen, oder weil das Öl nach einiger Zeit schwarz wird, ist ein Vorwurf, den man manchmal zu hören bekommt.

Nach jahrzehntelangen Erfahrungen weiß man aber, welches Öl am zweckmäßigsten ist. Schickt man daraufhin einen aufklärenden Aufsatz über die Ölersetzung durch Luft, Feuchtigkeit, Verunreinigung, Lötlückstände, übermäßige Wärme usw., dann muß man hören, so etwas käme bei ihnen nicht vor, denn sie wüßten darüber Bescheid. Dies ist aber leider nicht immer der Fall.

Ein anderer behauptet, unser Öl sei für eine Temperatur von - 40° nicht geeignet, denn bei einem Schock-Gefrierraum würde das Öl im Ölsack nach dem Verdampfer einfrieren und die Saugleitung verstopfen. Es wurde ihm erklärt, daß das Öl wohl einen Stockpunkt von ca. - 40° hat, daß aber Maßnahmen getroffen werden müssen, die ein Gefrieren nicht zulassen. Was falsch und richtig ist, zeigen die beiden Skizzen umseitig.

Wenn der Kompressor über dem Verdampfer angeordnet ist, muß die Saugleitung vom Verdampfer fallend aus dem Kühlraum geführt und der Ölsiphon außerhalb des Kühlraumes angeordnet werden. Außerdem wurde



dem Monteur erklärt, er soll das thermische Regulierventil mehr öffnen, bzw. auf eine kleinere Überhitzung am Fühler einstellen. Es wurde von uns vermutet, daß der Verdampfer nicht voll beaufschlagt ist und daher die unteren Verdampferrohre als Überhitzer (Nachverdampfer) dienen. Es wurde daher empfohlen, das Regulierventil weiter zu öffnen, was einen vollen Erfolg brachte. Wenn nämlich das Öl mit Kältemittel sozusagen verdünnt ist, sinkt der Gefrierpunkt wesentlich.

Im übrigen muß noch darauf hingewiesen werden, daß die thermischen Regulierventile in den meisten Fällen zu wenig geöffnet sind, wenn sie für tiefe Verdampfungstemperaturen verwendet werden. Bei Gefrierräumen kann der Monteur aus der Bereifung der Saugleitung nicht mehr erkennen, ob der Verdampfer auch wirklich voll beaufschlagt ist. Bereift nun die Saugleitung außerhalb des Gefrierraumes 1 oder 2 Meter, so glaubt er das Ventil wäre zu weit geöffnet. Es ist deshalb unbedingt notwendig, mit einem elektronischen Temperatur-Meßgerät zu prüfen, ob am Anfang der Saugleitung (Ende des Verdampfers) die gleiche Temperatur herrscht, wie beispielsweise in der Mitte oder im letzten Drittel des Verdampfers. Erst wenn dies zutrifft, ist das Regulierventil richtig eingestellt. Wie weit dann die Saugleitung außerhalb des Gefrierraumes bereift, ist völlig belanglos. Im Gegenteil: Es ist für den Kompressor sogar erwünscht, und dies besonders, wenn R-22 verwendet wird. Hier soll sogar eine lange Saugleitung isoliert werden, damit der Kältemitteldampf möglichst kalt, also mit kleiner Überhitzung angesaugt wird, um die Kompressor-Temperatur niedrig zu halten. Lesen Sie bitte den Aufsatz „Probleme bei tiefen Verdampfungstemperaturen“.

Luft bzw. der darin enthaltene Sauerstoff ist ein noch größerer Feind als Wasser, was nicht allgemein bekannt ist. Deshalb 3mal evakuieren und jedesmal das Teilvakuum mit Kältemittel bis 1 ata (0 atü) brechen.

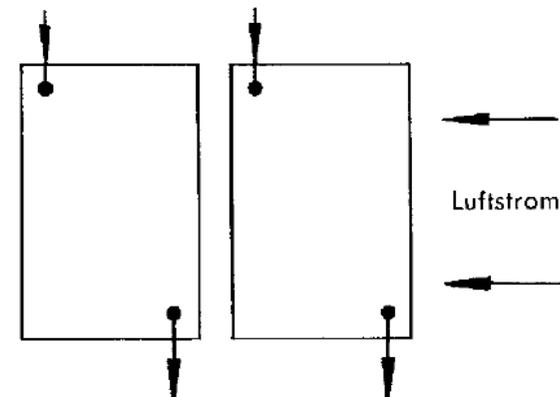
Von einem Abnehmer kommt ein halbhermetischer Kompressor zurück, der nur einige Tage lief. Innen war er vollkommen verrostet, der sonst blanke Rotor sah aus wie mit Mennige angepinselt. Die Motorwicklung hatte Kurzschluß. Bevor der defekte Kompressor eintraf, wurde auf eine telefonische Bitte ein anderer Kompressor geliefert. Als wir dem Kunden nach einigen Tagen den Zustand des defekten Kompressors am Telefon schilderten und ihn baten, den Ersatzkompressor, wenn nicht schon geschehen, nicht einzubauen, um diesen Kompressor nicht auch noch zu gefährden, hörten wir folgendes: Wasser könnte nicht in der Anlage sein, denn es wäre ein

Trockner eingebaut und außerdem würde auch das Regulierventil nicht einfrieren. Auf die Frage, mit welchem Kältemittel und welcher Verdampfungstemperatur gearbeitet wird, die Antwort: Mit R-22 und + 5°. Bei + 5° kann aber ein Regulierventil nicht einfrieren, auch wenn der Trockner voll Wasser ist.

Man müßte einmal in der Fabrik zusehen, mit wieviel Aufwand und Mühe darauf geachtet wird, einen trockenen und sauberen Kompressor herzustellen.

In einem anderen Fall brachen immer wieder die Saugventilplatten. Wir waren einfach sprachlos. Nun schickten wir einen versierten Fachmann von uns, um diese Anlage anzusehen. Es handelte sich um eine Klima-Kammer, bei der gefordert wurde, daß die Verdampfungs-Temperatur auf keinen Fall unter 0° absinken darf, um eine Bereifung absolut zu verhindern. Nun wurde folgendes festgestellt: Der Monteur stellte bei der ersten Inbetriebsetzung fest, daß sich bei richtiger Einstellung des thermischen Regulierventils (Fabrikeinstellung) eine Verdampfungs-Temperatur von - 7° ergab, wobei der Verdampfer zu bereifen begann. Als dies von einem Techniker des Anlagen-Besitzers bemerkt wurde, forderte er den Monteur auf, die Temperatur so weit zu erhöhen, bis keine Bereifung mehr auftrat. Anstatt nun einen Saugdruckregler einzubauen, drehte er das Regulierventil so weit auf, bis die Bereifung aufhörte. Damit war die Funktion des thermischen Regulierventils ausgeschaltet. Es wirkte wie ein Handregulierventil, das beim Stillstand auch noch Kältemittel einspritzte. Ist es dann ein Wunder, wenn Ventilplatten brechen, oder der Kompressor durch Flüssigkeitsschläge defekt wird?

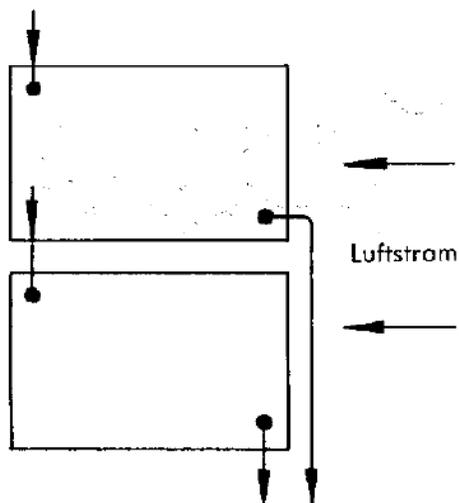
Ein anderer Abnehmer behauptet, 2 gleiche Kompressor-Typen hätten nicht die gleiche Leistung und einer von beiden würde lauter laufen. Diese Anlage wurde besichtigt, wobei sich folgendes herausstellte: Beide Kompressoren wurden mit je einem Verdampfer in einem Klimagerät verwendet. Die Verdampfer waren so angeordnet, wie die Skizze zeigt.



Der rechts angeordnete Verdampfer arbeitete normal mit + 7° Verdampfungstemperatur. Der linke Verdampfer mit - 5° bei fabrikmäßig eingestelltem Regulierventil. Der Kompressor für den linken Verdampfer hatte also eine kleinere Leistung, was einleuchtend ist. Um die Leistung zu „erhöhen“ bzw. die Verdampfungstemperatur zu erhöhen, wurde das Regulierventil vom Monteur weiter geöffnet, so weit, bis der Kompressor eben

klopfte, was natürlich auf Flüssigkeitsschläge hinweist und durch Ventilplattenbrüche bewiesen ist. Auf den Vorhalt, daß diese Verdampfer-Anordnung falsch sei, wurde erwidert, daß man das schon 15 Jahre so mache. Unsere Antwort: Dann machen Sie das eben schon 15 Jahre falsch. Oder wie es Tucholsky sagt: „Laß dir von keinem Fachmann imponieren, der dir erzählt: Lieber Freund, das mache ich schon seit 20 Jahren so! Man kann eine Sache auch 20 Jahre lang falsch machen“.

Die richtige Verdampfer-Anordnung zeigt nachstehende Skizze:



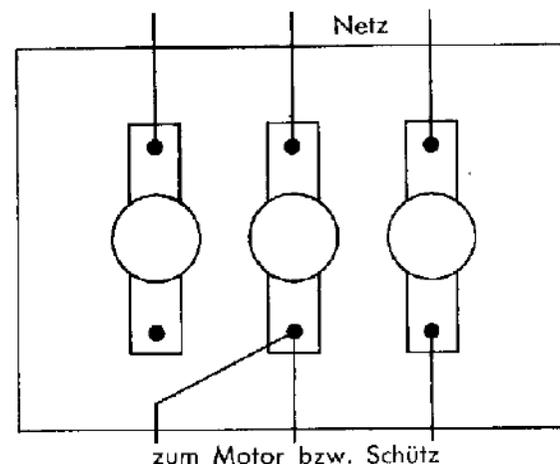
Bei dieser Anordnung hat jeder Verdampfer die gleiche Zuluft-Temperatur, während bei der falschen Anordnung der linke Verdampfer vom rechten die Kaltluft erhält. Weitere Erklärungen hierzu dürften sich erübrigen.

Und nun zum elektrischen Teil.

Eine sehr delikate Angelegenheit ist das Durchbrennen der Motorwicklung infolge eines 2-Phasenlaufs. Man sollte eigentlich meinen, daß heute jeder Kältefachmann darüber aufgeklärt ist, wie ein 2-Phasenlauf entsteht und wie er verhindert werden kann. Das ist aber leider nicht der Fall, sonst könnte es nicht immer wieder vorkommen, daß für eine verbrannte Wicklung nicht nur kostenloser Ersatz, sondern auch noch Rechnungen für die Auswechslung gestellt werden. Hierzu muß wiederholt deutlich gesagt werden, daß für verbrannte Motorwicklungen in keinem Fall eine Garantie gewährt werden kann, denn es ist absolut möglich, einen Elektromotor vor einem 2-Phasenlauf zu schützen, wenn alles beachtet wird, was dazu erforderlich ist. Hier muß auf den Aufsatz „Der Zweiphasenlauf und seine Auswirkung bei Antriebsmotoren für Hermetik-Kältemaschinen“ hingewiesen werden.

Ein Abnehmer, der ein sehr guter Fachmann ist, rief eines Tages an und sagte, daß der soeben installierte halbhermetische Kompressor nicht anlaufen würde. Dieser Kompressor könne auf keinen Fall elektrisch geprüft worden sein. Unserer Zusicherung, daß eine Prüfung stattgefunden habe, schenkte er keinen Glauben. Er fuhr also hierher (200 km) und brachte den Kompressor mit. Er konnte sich überzeugen, daß der Kompressor in Ordnung war. Diesen Kompressor wollte er auf keinen Fall wieder mitnehmen. Wir

prüften in seinem Beisein einen anderen Kompressor, den er dann mitnahm. Am anderen Tag rief er wieder an und sagte, daß auch dieser Kompressor nicht anlaufe. Nun wußten wir ganz sicher, daß an der elektrischen Installation irgend etwas nicht stimmte und wir beharrten darauf. Seine Antwort war: Alle 3 Phasen wurden von einem Fachmann geprüft und im übrigen würde eine Solepumpe, die an den gleichen Phasen angeschlossen sei, ja auch laufen. Darauf wurde ihm erklärt, daß der Motor einer Zentrifugalpumpe auch mit nur 2 Phasen anliefe, weil keine Belastung beim Anlauf stattfindet, wie dies bei Kompressoren nicht der Fall sei. Nun wurde er hellhörig. Er beorderte einen anderen Elektro-Installateur, um nach dieser Anlage zu sehen und dann stellte sich folgendes heraus: Im Sicherungskasten waren 2 abgehende Drähte an nur einer Klemme angeschlossen, so, wie es die Handskizze zeigt. Ist so etwas möglich? werden Sie fragen. Ja, so etwas ist möglich, denn es ist vorgekommen.



Ein anderer Fall: Eine Motorwicklung eines halbhermetischen Kompressors brannte durch. Nach der Auswechslung verbrannte auch die Wicklung des zweiten Motors. Der Kunde war erbost und verlangte von uns, daß wir in diesem besonderen Fall nach dieser Anlage sehen sollten. Ein Ingenieur von uns und ein Meister der Motorwickerei wurden dorthin beordert. Es stellte sich heraus, daß zu schwache Sicherungen verwendet wurden, so daß beim Einschalten des Kompressors jeweils eine Sicherung durchbrannte. Der Überstromauslöser im Schütz schaltete den Motor ab. Das muß einigmal geschehen sein, worauf vermutet wurde, daß der Überstromauslöser zu niedrig eingestellt sei, worauf dieser wiederholt höher eingestellt wurde. Schließlich war die Einstellung des Überstromauslösers so hoch, daß er nicht mehr abschaltete und dadurch die Wicklung verbrannte. Der Monteur vermutete, daß zuerst der Überstromauslöser abschaltete und dann eine Sicherung durchbrannte. Hätte er gerade umgekehrt vermutet, so wäre nichts geschehen und der Motor lief heute noch. Beim Öffnen des Schützes wurde dann festgestellt, daß die Schaltkontakte teilweise abgebrannt und teilweise verschmort waren, was nicht verwunderlich ist bei diesen Manipulationen. Nach dem Einbau von stärkeren Sicherungen und einem neuen Schütz läuft nun diese Anlage einwandfrei.

Ein ähnlicher Fall, jedoch ohne großen Schaden, kam vor, als genügend starke, jedoch „flinke“ Sicherungen verwendet wurden. Grundsätzlich dürfen zur Absicherung von Kompressormotor-Leitungen nur träge Sicherungen verwendet werden. Und bedenken Sie immer, daß Sicherungen nicht für den Motor, sondern für die Motor-Leistung gedacht sind, Sicherungen müssen so stark sein, daß sie dem Anlaufstrom, der 4 bis 5 mal höher ist als der Nennstrom, standhalten.

Ein Abnehmer rief an, es sei eine Motorwicklung verbrannt, obwohl der Überstromauslöser im Schütz auf die gemessene Ampère-Zahl eingestellt worden sei. Bei der Überprüfung zeigte sich, daß die Eichung des Überstromauslösers nicht stimmte. Er war wohl auf die richtige Ampère-Zahl eingestellt, löste aber nach dem Heraus-schrauben einer Sicherung nicht aus. Diese Prüfung (Heraus-schrauben der Sicherung) hat der Monteur leider nicht vorgenommen, sonst wäre er stutzig geworden und die Motorwicklung wäre heute noch intakt. Auf das kleine Einstellrädchen für den Überstromauslöser kann man sich nicht verlassen. Ferner sind gewisse Differenzen in den drei Bimetalauslösern, weshalb nicht nur eine Sicherung, sondern in Abständen von ca. 15 Minuten abwechselnd, alle 3 Sicherungen herausgeschraubt werden sollten, um zu sehen, ob der Motor nach ca. 30 Sekunden abgeschaltet wird.

Ein ganz krasser Fall endete mit einer Verurteilung des Elektrotechnikers vor Gericht. 2 Motorwicklungen verbrannten im Abstand von einigen Wochen. Unser Motorfachmann stellte fest, daß der Überstromauslöser im Schütz überhaupt nicht angeschlossen war, weil die Drähte an den falschen Klemmen angeschlossen waren. Der Monteur hat dies nicht bemerkt.

In einem Störungsfall waren 3 Verdampfer-Ventilatoren am Motorschutzschalter angeschlossen, womit der Überstromauslöser auf eine viel höhere Ampèrezahl eingestellt werden mußte als für den Kompressor-Motor notwendig gewesen wäre. Daß dann kein Schutz für den Kompressor-Motor gewährleistet war ist einleuchtend. Leider werden immer wieder derartige Fälle angetroffen.

Wenn beim Einschalten eines Motors nur 2 Phasen Strom führen, so läuft der Motor nicht an und die Wicklung verbrennt in ca. 15 Sekunden, weil sie in diesem Zustand als Heizwiderstand dient, wie jeder elektrische Heizofen. Löst nun der Überstromauslöser, infolge zu hoher Einstellung, vor dieser Zeit nicht aus, so gibt es keine Rettung für die Wicklung. Ist aber der Überstromauslöser auf die richtige Ampèrezahl eingestellt, so unterbricht er den Strom in 5 bis 6 Sekunden, also 10 Sekunden früher, was den Schutz der Wicklung garantiert. Mißt man also die Ampèrezahl während des Betriebs, auch wenn sie bei warmem Kühlraum oder höherer Verdampfungs-Temperatur anfangs höher ist und stellt den Überstromauslöser auf diese Ampèrezahl ein, besteht überhaupt keine Gefahr für die Wicklung. Prüft man dann noch, durch Lösen einer Sicherung, ob der Überstromauslöser beim Einschalten mit nur 2 Phasen innerhalb 5 bis 6 Sekunden der Strom unterbricht, so kann man die Anlage mit gutem Gewissen verlassen. Und wenn dann beispielsweise die Einstellschraube (Rädchen) des Überstromauslösers mit Siegelack arretiert und mit einem Siegel versehen würde, wäre ein Vollschutz für die Motorwicklung gegeben. Es ist dann derselbe Schutz, wie ein nicht verstellbarer, fest eingebauter, Motorschutz im Klemmenkasten eines halbhermetischen Kompressors. Tragisch ist also, daß nur ca. 10 Sekunden entscheiden, ob die Wicklung verbrennt oder nicht verbrennt.

Vor einiger Zeit war man der Meinung, daß in die Motorwicklung eingebettete Temperatur-Schalter einen absoluten Schutz gegen die Verbrennung einer Motorwicklung gewähren. Das ist leider nicht der Fall. Diese Schalter reagieren nicht so schnell auf eine Temperatursteigerung, wie sie beispielsweise auftritt, wenn ein halbhermetischer Kompressor mit nur 2 Phasen eingeschaltet wird. Wenn ein Kompressor stillsteht und nur 2 Phasen Strom führen, wird der Motor beim Einschalten nicht anlaufen. Er ist sozusagen blockiert. In diesem Fall erwärmt sich die Wicklung in wenigen Sekunden so stark, daß ein Durchbrennen unausbleiblich ist, wenn der Überstromauslöser im Schütz nicht abschalten würde. Die Temperaturschalter in der Motorwicklung kommen dieser schnellen Erwärmung nicht nach. Dies ist im Grunde genommen auch nicht notwendig, denn in dieser Situation muß ein richtig eingestellter Motorschutzschalter in Sekundenschnelle den Strom unterbrechen, was auch tatsächlich der Fall ist. Sie werden nun die Frage stellen: Für was sind dann diese Wicklungsschalter vorhanden? Nachstehend unsere Antwort:

1. Beispiel: Ein Regulierventil ist eingefroren oder öffnet nicht mehr, weil der Fühler leer ist. In diesen Fällen wird bei einem sauggasgekühlten Motor die Wicklung nicht mehr gekühlt, weil kein Kältemittelgas über die Motorwicklung geführt wird. Trotz relativ geringer Stromaufnahme erfolgt eine langsame und stetige Erwärmung der Wicklung. Der Überstromauslöser im Schütz spricht nicht an, weil die eingestellte Ampère-Zahl nicht erreicht wird, ja sogar niedriger ist. In einem solchen Fall schützen die Wicklungsschalter die Wicklung vollkommen.

2. Beispiel: Während des Betriebs fällt eine Phase aus. Der Motor ist verhältnismäßig gering belastet, weil die Verdampfungs-Temperatur beispielsweise -15° beträgt, während der Überstromauslöser für eine Ampère-Zahl eingestellt ist, die sich bei -5° ergibt. Die Stromaufnahme ist in diesem Fall im 2-Phasenlauf nicht höher als bei -5° , weshalb der Überstromauslöser im Schütz nicht anspricht. Auch hier erfolgt eine langsame aber stetige Erwärmung der Motorwicklung und bevor sie durchbrennt, schalten die Wicklungsschalter über den Schütz den Motor ab.

3. Beispiel: Der Motor eines halbhermetischen Kompressors wurde versehentlich falsch angeschlossen. Die Betriebsspannung betrug 380 Volt, wurde jedoch am Klemmbrett für 660 Volt angeklemt. Der Motor war für 380/660 Volt entwickelt. Die Wicklung hatte also eine Unterspannung. Weil der Motor für R-22 ausgelegt ist, jedoch für eine R-12-Anlage verwendet wurde, lief er trotzdem an, weil der Kondensatordruck noch niedrig war (das luftgekühlte Aggregat stand in einem kalten Raum), blieb aber nach einigen Minuten stehen und brummte. Die Wicklung wurde dadurch stark erwärmt und die Wicklungsschalter schalteten den Strom über den Schütz aus und verhinderten ein Durchbrennen der Wicklung.

Zuletzt noch etwas über Motorwicklungen. Manchmal wird behauptet, daß die Wicklungen sehr verschiedene Ampère-Aufnahmen aufweisen, wenn mit dem Ampèremeter während des Betriebs gemessen wird. Hier ist zu sagen, daß die Wicklungen nur eine Differenz von 1 bis 2% aufweisen. Beim Messen kann zum Beispiel die erste Phase 10,2, die zweite 9,8 und die dritte 10,0 Ampère anzeigen. Eine größere Differenz ist in jedem Fall auf eine Spannungs-Differenz zurückzuführen, was mit einem Voltmeter während des Betriebs gemessen werden muß. Hier ein typischer Fall aus der Praxis: Es wurde reklamiert, daß der Motor eines halbhermetischen Kompressors auf einer Phase wesentlich mehr Ampère aufnimmt als in den unteren

Phasen. Bei der Prüfung wurde festgestellt, daß 2 Phasen 380 Volt, die dritte Phase jedoch nur 340 Volt anzeigte. An der Phase mit zu niedriger Spannung war auch die Schutzspule angeschlossen, die für 220 Volt bestimmt, jedoch nur 196 Volt erhielt. Die Folge davon war, daß die Schutzspule nicht mehr die Kraft hatte die Kontakte einwandfrei anzudrücken, wodurch die Kontakte verschmorten und der Schutz ausfiel. Der Elektro-Installateur kann nicht beliebig viele Wechselstrom-Geräte an nur eine Phase anklemmen. Er muß diese Geräte auf alle 3 Phasen gleichmäßig verteilen. Wenn also große Unterschiede bei der Ampère-Aufnahme eines Motors festgestellt werden, so ist die Ursache nicht bei der Motorwicklung zu suchen.

Man könnte noch mehrere Fälle schildern, die zu Kompressor- oder Motorstörungen führen. Doch die geschilderten Fälle sind gravierend genug, um zu zeigen, wieviele Fehler gemacht werden, die nicht gemacht werden brauchen, wenn mehr gelesen würde und mehr Lust zur Weiterbildung vorhanden wäre. Dann hätten beide Partner weniger Sorgen, weniger finanzielle Verluste und die Endabnehmer bessere Anlagen und weniger Reparatur-Rechnungen.

Ein anderer Fall: Ein Abnehmer ruft an und behauptet unsere Motoren der Halbhermetik-Kompressoren seien zu schwach. Er hätte schon den zweiten Kompressor aufgebaut und auch dieser würde nur bei einer bestimmten Verdampfungstemperatur laufen und wenn diese höher würde, bliebe der Motor stehen. Man sagte ihm, daß dies nicht möglich sei und daß er deshalb die Ursache an der elektrischen Zuführung suchen müsse. Es sei alles geprüft worden, behauptete er und der Fehler müsse an unseren Motoren liegen. Es gab ein langes Hin- und Her am Telefon und keiner wollte von seinem Standpunkt abweichen. Tags darauf wieder ein Anruf: Man hätte jetzt den Fehler gefunden. Die Spannung betrage statt 380 Volt nur 310 Volt. Das Aggregat sei an einem entfernten kleinen Ort installiert und dort kämen nur 310 Volt an. Was er nun machen soll. Es wurde ihm geraten, einen offenen Kompressor zu verwenden und dazu einen entsprechend starken Motor, damit schnell Abhilfe geschaffen würde, denn die Lieferzeit für einen Hermetik-Kompressor mit 310 Volt-Motor wäre zu lang. lang.

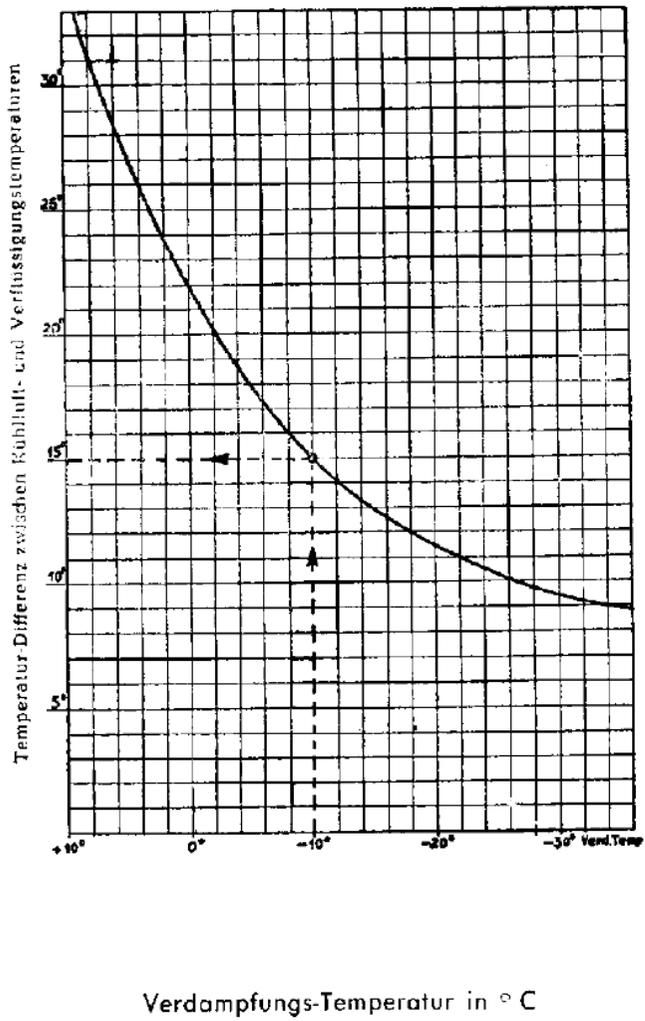
Ein Fall im eigenen Versuchsraum: Für einen halbhermetischen Kompressor mit 30-PS-Motor, der Tag und Nacht läuft, kauften wir einen neuen großen Motorschutzschalter um den Motor einwandfrei zu schützen. Nach dem Einbau wurde die Ampère-Aufnahme während des Betriebs gemessen und das Rädchen des Überstrom-Auslösers eingestellt. Durch wesentliche Erhöhung der Verdampfungs-Temperatur und deshalb wesentlich höherer Strom-Aufnahme sollte nun der Motor zum Ausschalten gebracht werden. Es erfolgte aber keine Abschaltung, auch nicht als eine Sicherung entfernt wurde und der Motor mit nur 2 Phasen stehen blieb. Der Überstrom-Auslöser funktionierte nicht. Wenn man sich nun vorstellt, daß sich ein Monteur auf die Funktion eines Überstrom-Auslösers verläßt, wäre in einem derartigen Fall die Katastrophe unausbleiblich. Man ersieht daraus wie wichtig eine einwandfreie Messung und Prüfung ist. Und außerdem ist schon oft festgestellt worden, daß man sich auf die mit dem Rädchen eingestellte Ampèrezahl nicht verlassen kann, denn diese Eichung ist sehr grob, weshalb eine Ausschaltprüfung durch Überlastung und 2-Phasen-Betrieb unumgänglich ist. Wird eine Sicherung entfernt, muß der Überstrom-Auslöser in spätestens 6 Sekunden ansprechen, wenn er auf die gemessene Ampère-Zahl

während des Betriebs eingestellt wurde. Dann kann niemals eine Motorwicklung durchbrennen, und das ist auch der Grund, weshalb kein Fabrikant der Erde eine Garantie auf verbrannte Wicklungen gewährt.

Wenn mehr Flüssigkeits-Abscheider für die Saugleitungen verwendet würden, wären die Kompressoren vor Flüssigkeits- und Ölschlägen geschützt und zerstörte Kompressoren zu einer Seltenheit geworden. Nicht umsonst gaben die Amerikaner dem Flüssigkeits-Abscheider den Namen „Wachhund“, denn seit seiner Einführung sind die Beanstandungen an Kompressoren auf einen Bruchteil zurückgegangen. Fragt man jemand, warum er keinen „Wachhund“ eingebaut hat, so antwortet er, weil er sparen muß, damit die Anlage nicht zu teuer wird. Man spart also einen kleinen Betrag ein, um einen großen Betrag auszugeben, wenn der Kompressor ersetzt werden muß.

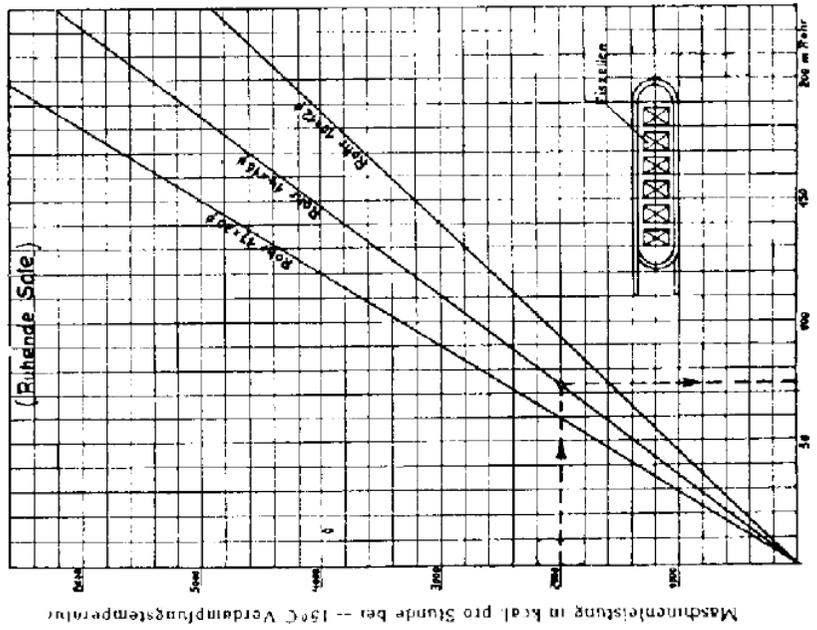
Eine Beschreibung dieses „Wachhundes“ finden Sie auf Seite 122.

Tafeln und Tabellen



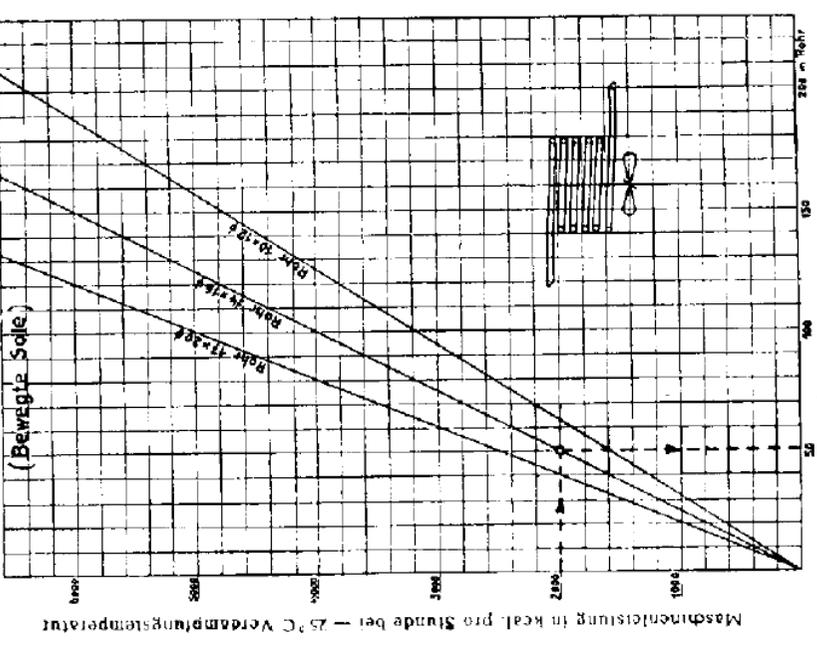
Tafel 1 Veränderung der Temperatur-Differenz zwischen Kühlluft- und Verflüssigungstemperatur bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen

Tafel 2 Schlangenlänge der Soleverdampfer für Speiseeisconserv. und kleine Rohreiserzeuger bei -15°C Verdampf.-Temp. und -10°C Sole-Temp.

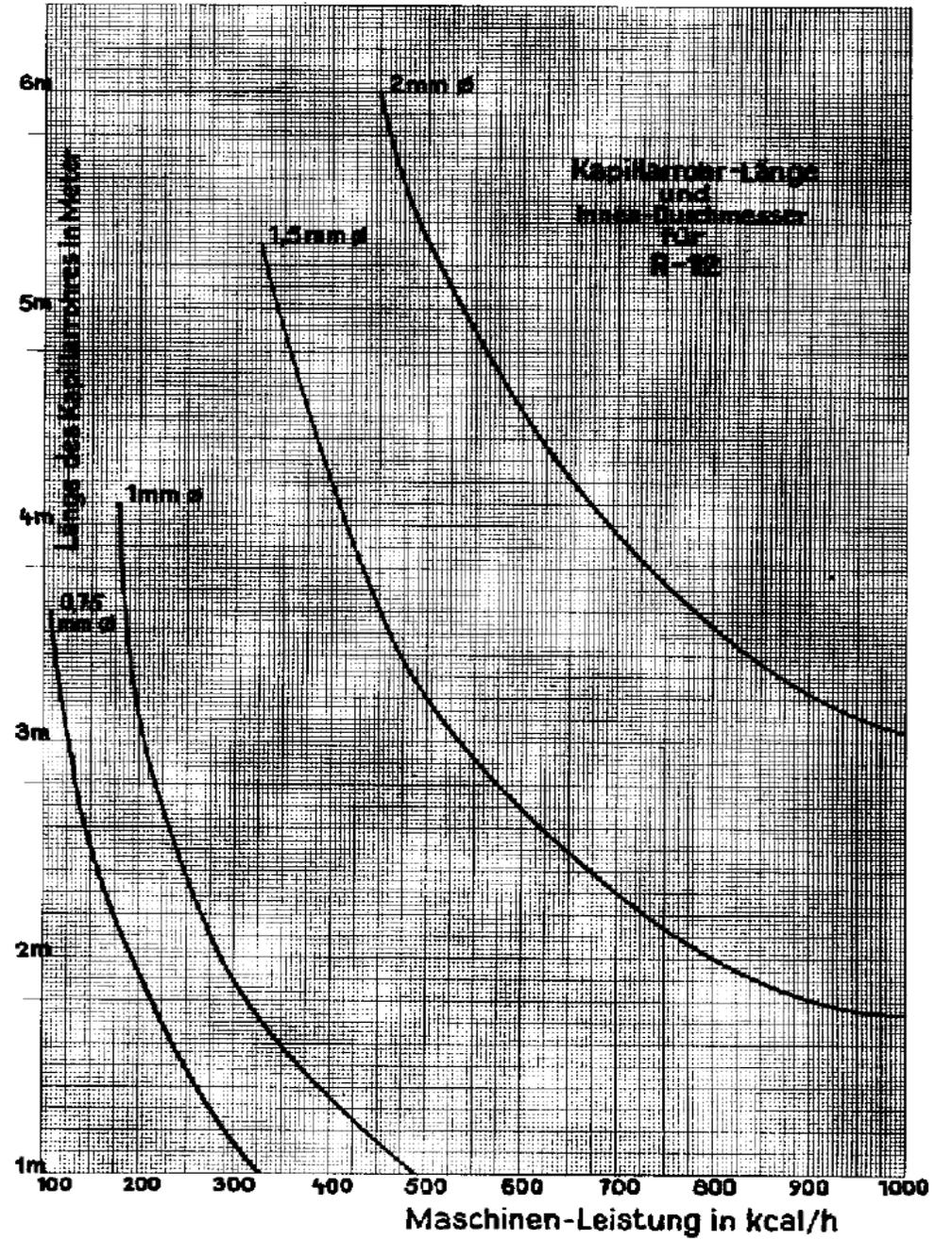
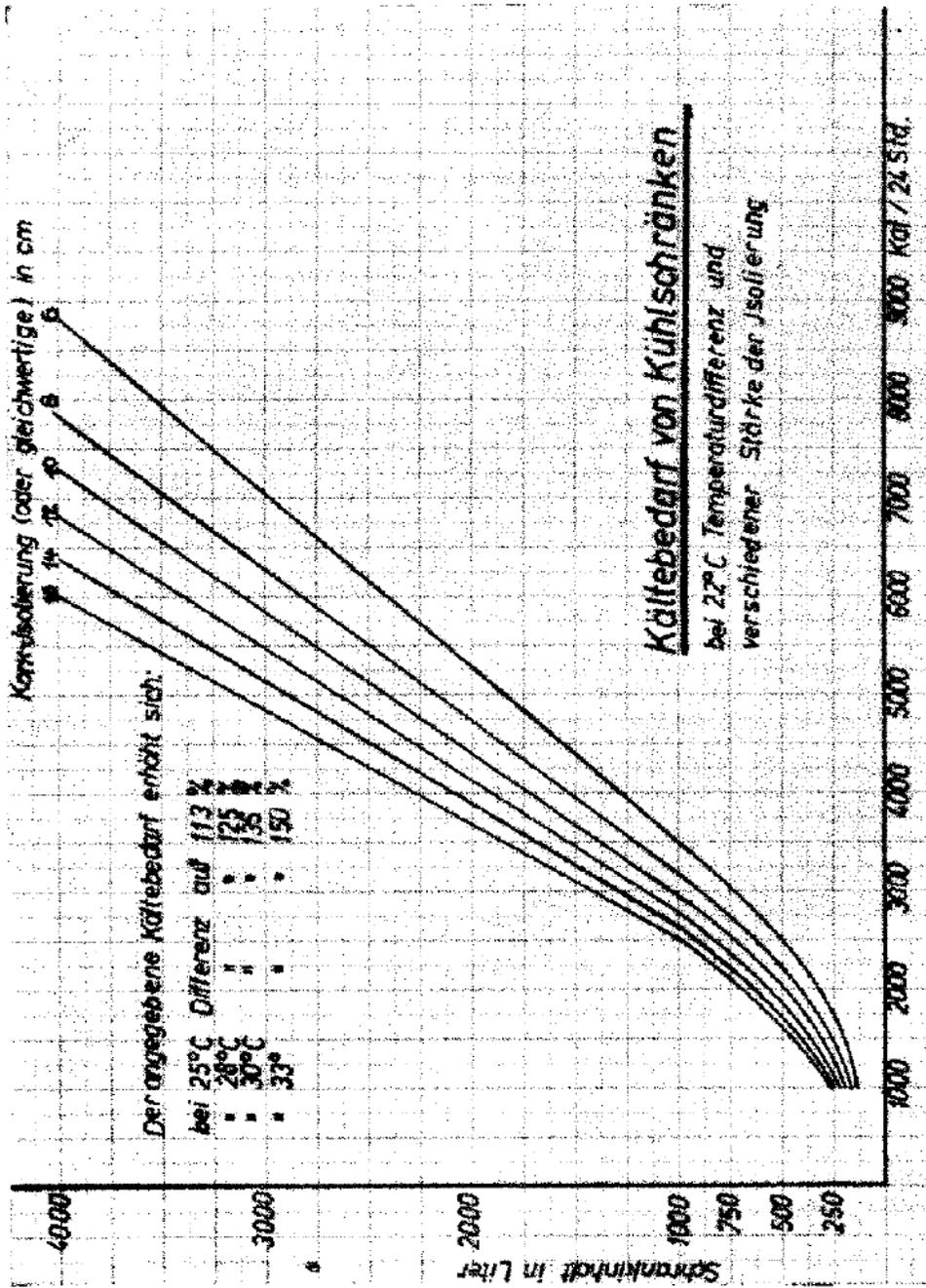


K-Wert = 100—120 kcal/h. $^{\circ}\text{C}$

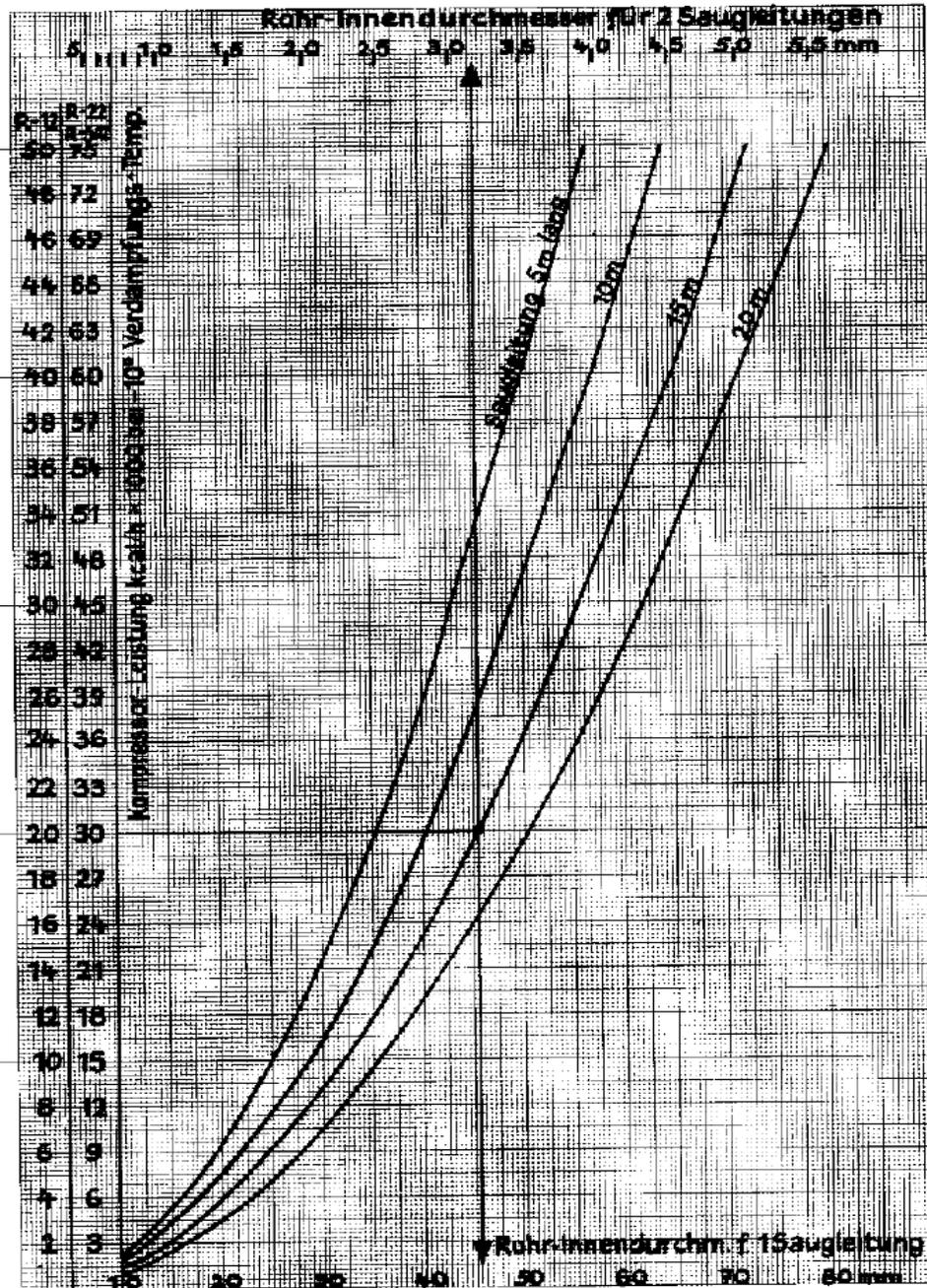
Tafel 3 Schlangenlänge der Speiseeiserzeuger bei -25°C Verdampf.-Temperatur und -20°C Sole-Temperatur



K-Wert = 160—200 kcal/h. $^{\circ}\text{C}$ je nach Solebewegung



Tafel 6



Siedepunkte, Schmelz- oder Gefrierpunkte
Kritische Temperatur und Druck verschiedener Kältemittel

Tabelle 1

Kältemittel	Chemische Bezeichnung	Siedepunkt bei 760 mm Hg. in ° Celsius	Schmelz- oder Gefrierpunkte in ° Celsius	Kritische Temperatur in ° Celsius	Kritischer Druck in ata
Wasser	H ₂ O	+ 100	0	+ 365	205
Alkohol	C ₂ H ₅	+ 78	- 110	+ 238	67
Azeton	C ₃ H ₆ O	+ 56	- 94		
R-113	C ₂ Cl ₃ F ₃	+ 46	- 35	+ 214	33,7
Methylenchlorid	CH ₂ Cl ₂	+ 40			
Äther	C ₄ H ₁₀ O	+ 35	- 118	+ 192	38
R-11	CFCl ₃	+ 24	- 111	+ 198	43
Äthylchlorid	C ₂ H ₅ Cl	+ 13	- 139	+ 182,8	53,3
R-21	CHCl ₂ F	+ 10	- 135	+ 178,5	51
R-114	C ₂ Cl ₂ F ₄	+ 5	- 94	+ 145,7	32,1
Butan	C ₄ H ₁₀	- 1	- 135	+ 151	37,5
Schweflige Säure	SO ₂	- 10	- 75	+ 156	78
Isobutan	(CH ₃) ₂ CH	- 13	- 145	+ 133	36
Methylchlorid	CH ₃ Cl	- 24	- 91	+ 143	66
R-12	CCl ₂ F ₂	- 30	- 150	+ 111,5	41
Ammoniak	NH ₃	- 33	- 78	+ 132	113
R-22	CHClF ₂	- 41	- 160	+ 96	48,7
Propan	C ₃ H ₈	- 44	- 190	+ 97	44
R-502	—	- 45	—	+ 82,7	42
R-13 B 1	CF ₃ Br	- 59	- 168	+ 67,5	41,3
Schwefelwasserstoff	SH ₂	- 60	- 82	+ 100	88,7
Kohlensäure	CO ₂	- 78	- 78	+ 31,4	72,9
R-13	CF ₃ Cl	- 81	- 180	+ 28,8	39,4
R-23	CHF ₃	- 82	- 163	+ 32,3	50,5
Äthan	C ₂ H ₆	- 88	- 172	+ 35	45
Äthylen	C ₂ H ₄	- 104	- 169	+ 10	51,7
R-14	CF ₄	- 128	—	- 45,5	38,2
Methan	CH ₄	- 164	- 186	- 82,5	45,6
Sauerstoff	O ₂	- 182	- 220	- 118,8	50,8
Argon	Ar	- 187	- 189	- 121	50,6
Kohlenoxyd	CO	- 190	- 207	- 139,5	35,5
Luft	—	- 194	—	- 140	39
Stickstoff	N ₂	- 195	- 210	- 146	35
Wasserstoff	H ₂	- 252	- 259	- 240,8	14
Helium	He	- 269	- 272	- 268	2,3

*) nach dem Siedepunkt geordnet.

Dampftabelle für R-12 (CCl₂F₂)

Tabelle 2

Temperatur oder Siedepunkt in °C	Druck in ata	Rauminhalt		Spezif. Gewicht		Wärmeinhalt		Verdampfungs-Wärme in kcal pro kg
		der Flüssigkeit in Ltr. pro kg	des Dampfes in cbm pro kg	der Flüssigkeit in kg pro Ltr.	des Dampfes in kg pro cbm	der Flüssigkeit in kcal pro kg	des Dampfes in kcal pro kg	
-80	0,063	0,615	2,124	1,626	0,471	-16,60	27,60	44,20
-75	0,090	0,620	1,531	1,612	0,653	-15,58	28,20	43,78
-70	0,125	0,625	1,125	1,598	0,888	-14,58	28,80	43,38
-65	0,172	0,630	0,841	1,585	1,188	-13,56	29,40	42,96
-60	0,231	0,636	0,639	1,571	1,564	-12,55	30,00	42,55
-55	0,306	0,642	0,493	1,557	2,028	-11,54	30,58	42,12
-50	0,399	0,648	0,385	1,543	2,595	-10,52	31,18	41,70
-45	0,515	0,654	0,305	1,529	3,280	-9,50	31,80	41,30
-40	0,655	0,662	0,244	1,515	4,097	-8,45	32,35	40,80
-35	0,826	0,668	0,197	1,500	5,060	-7,45	32,95	40,40
-30	1,023	0,674	0,161	1,485	6,220	-6,41	33,49	39,90
-25	1,261	0,680	0,133	1,470	7,520	-5,41	34,09	39,50
-20	1,540	0,686	0,110	1,457	9,050	-4,33	34,67	39,00
-15	1,860	0,693	0,092	1,443	10,800	-3,32	35,18	38,50
-10	2,235	0,699	0,078	1,430	12,740	-2,19	35,81	38,00
-5	2,660	0,705	0,066	1,418	15,080	-1,10	36,40	37,50
0	3,140	0,718	0,056	1,400	17,650	0,00	37,00	37,00
+5	3,700	0,724	0,048	1,382	20,600	+1,12	37,52	36,40
+10	4,315	0,736	0,042	1,365	23,800	+2,25	38,05	35,80
+15	5,010	0,743	0,036	1,348	27,450	+3,40	38,80	35,40
+20	5,780	0,755	0,032	1,325	31,500	+4,56	39,06	34,50
+25	6,630	0,765	0,028	1,308	36,050	+5,75	39,55	33,80
+30	7,570	0,774	0,024	1,292	41,300	+6,95	40,05	33,10
+35	8,630	0,786	0,021	1,272	47,000	+8,17	40,57	32,40
+40	9,770	0,799	0,019	1,251	53,000	+9,40	40,90	31,50
+45	11,010	0,811	0,016	1,233	60,300	+10,65	41,25	30,60
+50	12,380	0,824	0,014	1,214	68,800	+11,90	41,70	29,80
+55	13,868	0,841	0,0131	1,189	76,000	—	—	28,88
+60	15,481	0,857	0,0116	1,167	85,700	—	—	27,92
+65	17,216	0,874	0,0103	1,144	96,520	—	—	26,90
+70	19,096	0,894	0,0092	1,119	108,810	—	—	25,80
+75	21,125	0,915	0,0081	1,093	122,850	—	—	24,62
+80	23,290	0,940	0,0072	1,064	138,310	—	—	23,33
+85	25,620	0,968	0,0064	1,033	156,490	—	—	21,90

Dampftabelle für R-22 (CHClF₂)

Tabelle 3

Temperatur oder Siedepunkt in °C	Druck in ata	Rauminhalt		Spezif. Gewicht		Wärmeinhalt		Verdampfungs-Wärme in kcal pro kg
		der Flüssigkeit in Ltr. pro kg	des Dampfes in cbm pro kg	der Flüssigkeit in kg pro Ltr.	des Dampfes in kg pro cbm	der Flüssigkeit in kcal pro kg	des Dampfes in kcal pro kg	
-100	0,0210	0,6409	8,340	1,560	0,120	-25,88	37,92	63,80
-95	0,0320	0,6460	5,437	1,550	0,184	-24,62	38,50	63,12
-90	0,0489	0,6510	3,634	1,538	0,276	-23,36	39,10	62,46
-85	0,0725	0,6560	2,519	1,525	0,397	-22,10	39,71	61,81
-80	0,1050	0,6612	1,775	1,512	0,565	-20,86	40,29	61,15
-75	0,1502	0,6660	1,285	1,500	0,780	-19,61	40,89	60,50
-70	0,2088	0,6714	0,940	1,490	1,065	-18,36	41,49	59,85
-65	0,2850	0,6760	0,703	1,479	1,420	-17,10	42,09	59,19
-60	0,382	0,6824	0,535	1,468	1,870	-15,85	42,68	58,53
-55	0,506	0,6880	0,413	1,454	2,420	-14,58	43,29	57,87
-50	0,660	0,6950	0,323	1,440	3,100	-13,30	43,90	57,20
-45	0,850	0,7017	0,255	1,427	3,925	-12,01	44,52	56,53
-40	1,076	0,7086	0,205	1,415	4,880	-10,73	45,12	55,85
-35	1,355	0,7155	0,165	1,400	6,060	-9,41	45,63	55,04
-30	1,679	0,7235	0,135	1,385	7,42	-8,10	46,25	54,35
-25	2,059	0,7322	0,112	1,367	8,95	-6,75	46,86	53,61
-20	2,510	0,7405	0,0929	1,350	10,78	-5,42	47,35	52,77
-15	3,03	0,7490	0,0780	1,336	12,80	-4,08	47,92	52,00
-10	3,63	0,7582	0,0654	1,322	15,32	-2,75	48,45	51,20
-5	4,31	0,7680	0,0554	1,303	18,10	-1,41	48,93	50,34
0	5,10	0,7785	0,0471	1,285	21,25	0,00	49,43	49,43
+5	6,00	0,7890	0,0403	1,267	24,75	+1,47	49,92	48,45
+10	6,99	0,8004	0,0346	1,250	29,00	+3,00	50,36	47,36
+15	8,10	0,8120	0,0298	1,232	33,60	+4,56	50,80	46,24
+20	9,35	0,8244	0,0258	1,215	38,75	+6,13	51,13	45,00
+25	10,75	0,8370	0,0223	1,196	44,80	+7,76	51,46	43,70
+30	12,26	0,8501	0,0194	1,178	51,50	+9,44	51,78	42,34
+35	13,95	0,8660	0,0170	1,156	58,90	+11,10	52,00	40,90
+40	15,79	0,8830	0,0148	1,135	67,50	+12,77	52,12	39,35
+45	17,80	0,9010	0,0129	1,110	77,60	+14,50	52,22	37,77
+50	20,03	0,9225	0,0113	1,085	88,50	+16,23	52,33	36,10
+55	22,35	—	—	—	—	—	—	—
+60	24,97	0,968	0,0088	—	—	—	—	32,51
+65	27,80	—	—	—	—	—	—	—
+70	30,97	1,029	0,0067	—	—	—	—	28,37

Dampftabelle für R-502

Tabelle 4

Temperatur t °C	Druck p kp/cm ²	Spez. Volumen der Flüssigkeit v' l/kg	Spez. Volumen des Dampfes v'' l/kg	Enthalpie der Flüssigkeit i' kcal/kg	Enthalpie des Dampfes i'' kcal/kg	Verdampfungs-wärme r kcal/kg	Entropie der Flüssigkeit s' kcal/kg °K	Entropie des Dampfes s'' kcal/kg °K
-75	0,20	0,631	752,48	80,43	126,51	46,08	0,9169	1,1493
-70	0,28	0,638	559,10	81,68	127,16	45,48	0,9231	1,1467
-65	0,38	0,643	442,30	82,93	127,81	44,88	0,9291	1,1445
-60	0,50	0,649	325,55	84,18	128,46	44,28	0,9350	1,1427
-55	0,65	0,655	245,45	85,44	129,11	43,67	0,9409	1,1410
-50	0,84	0,662	201,19	86,70	129,76	43,06	0,9466	1,1395
-45	1,06	0,668	161,47	87,98	130,41	42,43	0,9523	1,1382
-40	1,33	0,675	130,32	89,27	131,05	41,78	0,9578	1,1369
-35	1,66	0,683	106,31	90,57	131,69	41,12	0,9633	1,1359
-30	2,03	0,690	87,78	91,87	132,32	40,45	0,9687	1,1350
-25	2,47	0,698	72,84	93,19	132,94	39,75	0,9741	1,1342
-20	2,98	0,707	61,08	94,53	133,56	39,03	0,9794	1,1334
-15	3,57	0,714	51,49	95,87	134,16	38,29	0,9846	1,1328
-10	4,23	0,725	43,65	97,23	134,74	37,51	0,9898	1,1322
-5	4,98	0,734	37,28	98,60	135,31	36,71	0,9949	1,1317
0	5,83	0,744	31,88	100,00	135,86	35,86	1,0000	1,1312
+5	6,78	0,756	27,39	101,41	136,39	34,98	1,0051	1,1307
+10	7,84	0,767	23,68	102,84	136,89	34,05	1,0101	1,1302
+15	9,02	0,778	20,51	104,28	137,36	33,08	1,0151	1,1297
+20	10,33	0,791	17,81	105,73	137,81	32,08	1,0200	1,1293
+25	11,77	0,805	15,50	107,23	138,21	30,98	1,0250	1,1287
+30	13,34	0,820	13,51	108,74	138,56	29,82	1,0299	1,1281
+35	15,08	0,836	11,78	110,28	138,86	28,58	1,0348	1,1275
+40	16,97	0,854	10,27	111,83	139,10	27,27	1,0397	1,1266
+45	19,02	0,874	8,96	113,42	139,25	25,83	1,0446	1,1257
+50	21,26	0,897	7,79	115,02	139,32	24,30	1,0495	1,1245
+55	23,68	0,922	6,76	116,64	139,26	22,62	1,0543	1,1230
+60	26,29	0,953	5,85	118,25	139,05	20,80	1,0588	1,1213
+65	29,12	0,988	5,04	119,82	138,68	18,86	1,0634	1,1190
+70	32,15	1,036	4,35	121,30	138,17	16,87	1,0676	1,1166

Dampftabelle für R-13B1 (CF3B5)

Tabelle

Temperatur t °C	Druck p kp/cm ²	Spez. Volumen der Flüssigkeit v' l/kg	Spez. Volumen des Dampfes v'' l/kg	Enthalpie der Flüssigkeit i' kcal/kg	Enthalpie des Dampfes i'' kcal/kg	Verdampfungs-wärme r kcal/kg	Entropie der Flüssigkeit s' kcal/kg °K	Entropie des Dampfes s'' kcal/kg °K
-90	0,163	0,470	632,93	85,43	115,74	30,31	0,9368	1,1023
-85	0,227	0,475	464,94	86,11	116,15	30,04	0,9404	1,1000
-80	0,311	0,480	347,65	86,82	116,55	29,73	0,9441	1,0980
-75	0,418	0,484	264,20	87,53	116,96	29,43	0,9477	1,0962
-70	0,553	0,489	203,80	88,27	117,37	29,10	0,9513	1,0946
-65	0,721	0,494	159,36	89,01	117,77	28,76	0,9549	1,0931
-60	0,926	0,500	126,19	89,78	118,17	28,39	0,9585	1,0917
-55	1,175	0,505	101,06	90,56	118,57	28,01	0,9621	1,0905
-50	1,473	0,511	81,79	91,35	118,96	27,61	0,9656	1,0893
-45	1,827	0,517	66,84	92,16	119,35	27,19	0,9692	1,0884
-40	2,242	0,523	55,11	92,98	119,73	26,75	0,9727	1,0874
-35	2,727	0,530	45,80	93,81	120,11	26,30	0,9762	1,0866
-30	3,286	0,537	38,35	94,67	120,47	25,80	0,9797	1,0858
-25	3,927	0,544	32,33	95,52	120,83	25,31	0,9831	1,0851
-20	4,658	0,552	27,42	96,40	121,18	24,78	0,9866	1,0844
-15	5,485	0,560	23,38	97,28	121,51	24,23	0,9900	1,0838
-10	6,416	0,568	20,04	98,18	121,84	23,66	0,9933	1,0832
-5	7,459	0,577	17,26	99,08	122,15	23,07	0,9967	1,0828
0	8,621	0,587	14,91	100,00	122,45	22,45	1,0000	1,0822
5	9,911	0,598	12,94	100,93	122,73	21,80	1,0033	1,0817
10	11,336	0,609	11,25	101,87	122,99	21,12	1,0066	1,0811
15	12,907	0,622	9,80	102,83	123,23	20,40	1,0098	1,0806
20	14,631	0,635	8,56	103,80	123,44	19,64	1,0129	1,0801
25	16,519	0,650	7,48	104,80	123,63	18,83	1,0164	1,0795
30	18,582	0,667	6,54	105,83	123,78	17,95	1,0196	1,0789
35	20,833	0,686	5,71	106,88	123,89	17,01	1,0230	1,0782
40	23,281	0,708	4,97	107,99	123,95	15,96	1,0264	1,0774
45	25,944	0,735	4,31	109,15	123,94	14,79	1,0299	1,0764
50	28,836	0,767	3,71	110,41	123,83	13,42	1,0337	1,0752
55	31,973	0,810	3,16	111,80	123,59	11,97	1,0378	1,0737
60	35,377	0,872	2,62	113,43	123,10	9,67	1,0425	1,0715
65	39,068	1,000	2,02	115,74	121,93	6,19	1,0491	1,0674
67,1	40,452	1,32	1,32	118,87	118,87	0	1,0582	1,0582

Dampftabelle für R-13 (CF₂Cl)

Tabelle 6

Temperatur oder Siedepunkt in °C	Druck in ata	Rauminhalt		Spezif. Gewicht		Wärmeinhalt		Verdampfungs- Wärme in kcal pro kg
		der Flüssigkeit in Ltr. pro kg	des Dampfes in cbm pro kg	der Flüssigkeit in kg pro Ltr.	des Dampfes in kg pro cbm	der Flüssigkeit in kcal pro kg	des Dampfes in kcal pro kg	
-140	0,008	0,576	12,378	1,760	0,081	-31,54	9,90	41,44
-135	0,015	0,581	7,112	1,730	0,141	-30,67	10,37	41,04
-130	0,027	0,587	4,273	1,700	0,234	-29,76	10,86	40,62
-125	0,045	0,593	2,673	1,680	0,376	-28,85	11,34	40,19
-120	0,071	0,599	1,732	1,665	0,575	-27,91	11,84	39,75
-115	0,110	0,605	1,158	1,650	0,870	-26,96	12,34	39,30
-110	0,164	0,612	0,798	1,635	1,250	-25,99	12,84	38,83
-105	0,239	0,619	0,563	1,620	1,780	-25,01	13,34	38,35
-100	0,339	0,626	0,407	1,600	2,500	-24,00	13,85	37,85
-95	0,470	0,634	0,300	1,575	3,330	-22,97	14,36	37,33
-90	0,640	0,642	0,226	1,550	4,450	-21,92	14,86	36,78
-85	0,854	0,649	0,173	1,530	5,750	-20,87	15,36	36,23
-80	1,120	0,658	0,134	1,513	7,430	-19,79	15,86	35,65
-75	1,446	0,666	0,106	1,495	9,400	-18,70	16,35	35,05
-70	1,841	0,675	0,084	1,480	11,850	-17,60	16,84	34,44
-65	2,313	0,685	0,068	1,460	14,700	-16,48	17,32	33,80
-60	2,873	0,695	0,0554	1,440	18,100	-15,33	17,78	33,11
-55	3,528	0,706	0,0455	1,420	22,000	-14,16	18,23	32,39
-50	4,287	0,717	0,0377	1,400	26,500	-12,97	18,66	31,63
-45	5,164	0,728	0,0314	1,375	31,900	-11,75	19,08	30,83
-40	6,170	0,741	0,0264	1,350	38,000	-10,51	19,48	29,99
-35	7,310	0,754	0,0223	1,325	44,800	-9,26	19,85	29,11
-30	8,590	0,769	0,0190	1,300	52,600	-7,99	20,19	28,18
-25	10,040	0,785	0,0160	1,275	62,500	-6,70	20,50	27,20
-20	11,660	0,802	0,0137	1,250	73,000	-5,39	20,77	26,16
-15	13,460	0,821	0,0117	1,220	85,500	-4,06	21,02	25,08
-10	15,450	0,842	0,0101	1,180	99,500	-2,73	21,22	23,95
-5	17,660	0,866	0,0086	1,150	116,000	-1,39	21,37	22,76
0	20,090	0,894	0,0074	1,110	135,000	0,00	21,42	21,48
+5	22,760	0,923	0,0064	1,075	156,000	+1,44	21,51	20,07
+10	25,690	0,962	0,0054	1,040	185,000	+2,99	21,42	18,43
+15	28,910	1,011	0,0046	0,990	217,000	+4,74	21,16	16,42
+20	32,410	1,079	0,0038	0,920	263,000	+6,75	20,59	13,84
+25	36,240	1,173	0,0030	0,840	333,000	+9,29	19,33	10,04
+28,8	39,360	1,721	0,0017	0,580	580,000	-13,94	13,94	0,00

Dampftabelle für R-14 (CF₄)

Tabelle 7

Temperatur °C	Druck p kp/cm ²	Spez. Volumen der Flüssigkeit v' l/kg	Spez. Volumen des Dampfes v'' l/kg	Enthalpie der Flüssigkeit i' kcal/kg	Enthalpie des Dampfes i'' kcal/kg	Verdampfungs- wärme r kcal/kg	Entropie der Flüssigkeit s' kcal/kg °K	Entropie des Dampfes s'' kcal/kg °K
-160	0,049	0,565	2120	64,60	100,33	35,73	0,8066	1,1223
-155	0,089	0,571	1230	65,45	100,84	35,39	0,8098	1,1093
-150	0,153	0,578	754	66,35	101,35	35,00	0,8153	1,0995
-145	0,252	0,586	490	67,30	101,83	34,53	0,8235	1,0929
-140	0,396	0,595	325	68,30	102,33	34,03	0,8320	1,0874
-135	0,600	0,603	219	69,32	102,81	33,49	0,8406	1,0830
-130	0,938	0,612	148	70,45	103,30	32,85	0,8491	1,0786
-125	1,265	0,621	96,0	71,68	103,76	32,08	0,8583	1,0748
-120	1,739	0,631	70,8	72,90	104,23	31,33	0,8656	1,0708
-115	2,360	0,642	55,0	74,26	104,68	30,42	0,8749	1,0672
-110	3,130	0,654	44,2	75,56	105,13	29,57	0,8824	1,0636
-105	4,078	0,666	36,0	76,86	105,56	28,70	0,8898	1,0605
-100	5,214	0,680	29,2	78,15	105,98	27,83	0,8971	1,0578
-95	6,584	0,694	23,8	79,45	106,38	26,93	0,9037	1,0549
-90	8,180	0,710	19,2	80,74	106,78	26,04	0,9101	1,0523
-85	10,06	0,728	15,4	82,03	107,18	25,15	0,9163	1,0500
-80	12,24	0,750	12,3	83,28	107,56	24,28	0,9221	1,0478
-75	14,77	0,774	10,0	84,63	107,78	23,15	0,9282	1,0451
-70	17,63	0,800	8,3	86,16	107,83	21,67	0,9356	1,0423
-65	20,82	0,830	6,7	87,72	107,74	20,02	0,9426	1,0388
-60	24,55	0,870	5,4	89,50	107,50	18,00	0,9504	1,0348
-55	28,70	0,922	4,2	91,36	107,00	15,64	0,9580	1,0297
-50	33,38	1,015	3,0	93,65	105,72	12,07	0,9687	1,0228
-45,5	38,20	1,578	1,58	100,00	100,00	0,00	1,0000	1,0000

Dampftabelle für R-114 (C₂Cl₂F₄)

Tabelle 8

Temperatur oder Siedepunkt in °C	Druck in ata	Rauminhalt		Spezif. Gewicht		Wärmeinhalt		Verdampfungs- Wärme in kcal pro kg
		der Flüssigkeit in Ltr. pro kg	des Dampfes in cbm pro kg	der Flüssigkeit in kg pro Ltr.	des Dampfes in kg pro cbm	der Flüssigkeit in kcal pro kg	des Dampfes in kcal pro kg	
-40	0,131	0,610	0,875	1,640	1,142	- 8,88	27,72	36,6
-35	0,174	0,615	0,671	1,625	1,490	- 7,75	28,45	36,2
-30	0,227	0,620	0,522	1,610	1,920	- 6,61	29,09	35,7
-25	0,295	0,625	0,411	1,600	2,430	- 5,48	29,82	35,3
-20	0,377	0,630	0,327	1,590	3,070	- 4,33	30,57	34,9
-15	0,476	0,636	0,263	1,575	3,80	- 3,20	31,20	34,4
-10	0,595	0,642	0,214	1,560	4,66	- 2,08	31,92	34,0
- 5	0,735	0,647	0,175	1,545	5,72	- 1,03	32,67	33,7
0	0,900	0,653	0,145	1,530	6,90	0,00	33,10	33,1
+ 5	1,092	0,660	0,121	1,518	8,30	+ 1,37	34,07	32,7
+10	1,318	0,666	0,102	1,503	9,95	+ 2,57	34,77	32,2
+15	1,574	0,672	0,086	1,490	12,05	+ 3,82	35,52	31,7
+20	1,867	0,679	0,0732	1,475	13,66	+ 4,87	36,12	31,25
+25	2,20	0,686	0,0626	1,460	16,00	+ 6,12	36,87	30,75
+30	2,58	0,694	0,0539	1,445	18,55	+ 7,32	37,57	30,25
+35	3,00	0,702	0,0465	1,430	21,50	+ 8,47	38,22	29,75
+40	3,48	0,709	0,0404	1,410	24,75	+ 9,67	38,92	29,25
+45	4,01	0,718	0,0351	1,390	28,50	+10,92	39,62	28,7
+50	4,59	0,727	0,0308	1,372	32,50	+12,12	40,22	28,1
+55	5,25	0,736	0,0269	1,360	37,20	+13,42	40,92	27,5
+60	5,97	0,748	0,0237	1,340	42,25	+14,62	41,52	26,9
+65	6,80					+15,85	42,10	.
+70	7,70					+17,10	42,70	
+75	8,70					+18,35	43,30	
+80	9,80					+19,60	43,90	
+85	11,00					+20,85	44,45	

Kälteleistung in kcal von 1 cbm R-12 (CCl₂F₂)

Tabelle 9

Verdampf- Temp. in °C	Temperatur vor dem Regulierventil															
	-30	-25	-20	-15	-10	- 5	0	+ 5	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45
-70	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21					
-65	42	41	40	38	37	36	35	33	32	30	29					
-60	57	55	53	52	50	48	47	45	43	41	39	37				
-55	75	73	70	68	66	64	62	60	57	55	52	50				
-50	97	95	92	89	86	83	81	78	75	72	69	66	63			
-45	125	122	118	115	111	108	104	100	96	93	89	85	81			
-40	159	154	150	146	141	137	132	128	123	118	114	109	104	99		
-35	200	194	189	184	178	173	167	161	155	150	144	138	132	125		
-30	245	238	232	225	219	212	205	198	191	184	177	170	163	155	148	
-25		297	289	281	273	265	256	248	239	231	222	213	204	195	186	176
-20			353	343	334	324	314	304	293	283	273	262	251	240	229	217
-15				416	404	393	381	369	356	344	332	319	306	293	279	266
-10					487	473	459	435	430	416	401	382	370	355	339	323
- 5						566	550	533	515	498	481	463	445	426	408	389
0							654	634	614	594	573	552	531	509	487	465
+ 5								750	726	703	679	654	630	604	579	553
+10									853	826	798	770	741	712	683	653

Nach: A. F. Benning und R. C. Mc. Harness, Mitteilungen der Kinetic Chemicals, Inc. Wilmington, Dela 1944

Kälteleistung von 1 cbm R-22

Tabelle 10

C ₀ in Temp. d. Verdampfer	Temperatur vor dem Regulierventil °C											
	0+	5+	10+	15+	20+	25+	30+	35+	40+	45+	50+	
80	28,7	28,0	27,3	26,5	25,8	25,0	24,2	23,5	22,7	21,0	19,2	17,4
75	40,3	39,3	38,2	37,2	36,2	35,1	34,1	33,0	31,9	29,6	27,1	24,6
70	56	54	53	51	50	48	47	45	44	41	38	34
65	78	76	74	72	70	68	66	64	62	57	53	48
60	100	97	95	92	90	87	85	82	80	74	68	62
55	135	131	128	125	122	118	115	111	108	100	92	85
50	189	185	181	157	153	148	144	140	136	127	117	107
45	222	216	211	205	200	194	189	183	178	167	149	142
40	272	266	260	253	247	240	233	226	220	206	190	174
35		340	331	323	315	307	298	290	282	264	244	224
30			402	392	383	373	363	353	343	321	297	273
25				488	476	464	452	439	427	400	371	341
20					569	554	540	525	510	478	444	408
15						680	662	644	626	582	546	503
10							784	762	741	695	648	597
5								920	895	843	784	723
0									1049	990	920	849

Volumetrische Kälteleistung in kcal/cm³ R-502

Tabelle 11

Verdampf.-Temp. t ₀ °C	Temperatur t ₁ vor dem Regelventil °C												
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
70	48,6	46,1	43,5	41,0	38,4	35,7	33,0	30,2	27,4	24,6	21,7	18,8	15,9
65	62,9	59,7	56,5	53,2	49,9	46,5	43,1	39,6	36,1	32,5	28,9	25,3	21,6
60	87,4	83,1	78,7	74,3	69,8	65,2	60,6	55,8	51,1	46,2	41,3	36,3	31,4
55	118,6	112,8	107,0	101,2	95,3	89,1	83,0	76,7	70,4	63,9	57,4	50,8	44,2
50	147,9	140,9	133,6	128,4	119,4	112,0	104,5	96,8	89,1	81,2	73,2	65,2	57,2
45	188,3	179,6	170,7	161,8	152,8	143,6	134,2	127,7	115,1	105,2	95,3	85,3	75,3
40	238,2	227,4	216,5	205,4	194,3	182,8	171,2	159,4	147,5	135,3	123,0	110,6	98,2
35	298,1	284,8	271,4	257,8	244,2	230,1	215,9	201,4	186,8	171,8	156,8	141,6	126,4
30	368,2	352,1	335,8	319,4	302,9	285,8	268,6	251,1	233,4	215,3	197,1	178,6	160,3
25	452,2	432,9	413,2	393,5	373,6	353,0	332,2	311,1	289,8	268,0	246,0	223,8	201,7
20	549,4	526,4	502,9	479,4	455,6	431,1	406,4	381,1	355,8	329,7	303,5	277,0	250,7
15	663,4	636,0	608,3	580,3	552,1	523,0	493,7	463,8	433,7	402,8	371,7	340,3	309,0
10	795,9	763,3	730,8	697,6	664,6	630,2	595,6	560,4	524,8	488,4	451,8	414,7	377,8
5	947,2	909,3	871,0	832,3	793,5	753,2	712,7	671,4	629,8	587,2	544,3	500,8	457,6
0	1125,0	1080,7	1035,9	990,7	945,2	898,2	850,8	802,5	753,8	704,0	653,8	603,0	552,4
5		1277,3	1225,0	1172,5	1119,5	1064,7	1009,6	953,4	896,8	838,7	780,3	721,2	662,4
10			1437,9	1377,1	1315,9	1252,5	1188,8	1123,7	1058,3	991,1	923,6	855,2	787,2
15				1612,8	1542,1	1469,0	1393,3	1320,3	1244,7	1167,2	1089,2	1010,2	931,7
20					1801,1	1716,9	1632,1	1545,7	1458,6	1369,4	1279,5	1188,6	1098,2
25						1998,5	1901,1	1801,7	1701,7	1599,2	1495,9	1391,4	1287,6
30							2207,2	2093,3	1978,5	1860,8	1742,4	1622,5	1503,3

Volumetrische Kälteleistung in kcal/m³ R-13 B1

Tabelle 12

Verdampf.-Temp. t _v °C	Temperatur t _u vor dem Regelventil °C															
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	
-80	63	60	58	55	53	50	48	45	42	40	37	34	31	28	25	
-75	84	81	78	74	71	68	64	61	57	54	50	46	42	38	34	
-70	111	107	103	99	94	90	85	81	76	71	67	62	57	52	46	
-65	145	140	134	129	123	117	112	106	100	94	88	81	75	68	62	
-60	186	180	171	166	158	151	144	137	129	122	114	106	98	90	81	
-55	237	228	219	211	202	193	184	174	165	156	146	136	126	116	105	
-50	297	287	276	266	254	243	232	220	209	197	185	173	160	148	134	
-45	369	356	343	330	317	303	290	276	262	247	233	218	202	187	170	
-40	455	439	423	407	391	375	358	341	324	307	289	271	252	233	213	
-35	556	537	518	498	479	459	439	419	398	377	356	334	312	289	266	
-30	673	651	628	605	581	558	534	510	485	460	435	409	382	354	325	
-25		783	756	728	701	673	644	616	586	557	527	496	464	432	397	
-20			904	872	839	806	772	738	704	669	634	597	560	522	481	
-15				1036	998	959	920	880	840	799	758	715	671	626	578	
-10					1181	1136	1090	1043	996	949	900	850	799	746	691	
-5						1337	1283	1229	1175	1119	1063	1005	946	885	820	
0							1506	1443	1380	1316	1251	1184	1115	1044	970	
5								1685	1612	1538	1463	1388	1306	1225	1139	
10									1877	1792	1706	1617	1515	1432	1333	
15										2082	1983	1881	1776	1668	1555	
20											2294	2178	2057	1935	1805	
25												2517	2380	2239	2091	
30													2745	2584	2414	
35														2979	2785	
40															3211	

Kälteleistung in kcal von 1 cbm R-13 (CF₃Cl)

Tabelle 13

Verdampf.-Temp. °C	Temperatur vor dem Regelventil									
	5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
110	16	17	25	37	47	66	88	118	153	200
105	23	25	37	47	66	88	118	153	200	252
100	34	40	51	61	71	88	118	153	200	252
95	47	55	66	76	86	106	132	166	215	271
90	66	76	86	96	106	126	152	186	235	291
85	88	95	106	116	126	146	172	206	255	311
80	118	127	140	150	160	180	206	240	289	345
75	155	165	185	195	205	225	251	285	334	390
70	205	215	238	248	258	278	304	338	387	443
65	264	274	298	308	318	338	364	398	447	503
60	340	350	374	384	394	414	440	474	523	579
55	426	436	460	470	480	500	526	560	609	665
50	534	544	568	578	588	608	634	668	717	773
45	660	670	694	704	714	734	760	794	843	899

Volumetrische Kälteleistung in kcal/m³ R-14

Tabelle 14

Verdampf.-Temp. t _v °C	Temperatur t _n vor dem Regelventil °C																
	-140	-135	-130	-125	-120	-115	-110	-105	-100	-95	-90	-85	-80	-75	-70	-65	-60
-160	15	15	14	14	13	12	12	11	10	10	9	9	8	7	7	6	5
-155	26	26	25	24	23	22	21	19	18	17	16	15	14	13	12	11	9
-150	44	42	41	39	38	36	34	32	31	29	27	26	24	22	20	18	16
-145	68	66	64	62	59	56	54	51	48	46	43	40	38	35	32	29	26
-140	105	102	98	94	91	86	82	78	71	69	66	62	59	54	50	45	39
-135		153	148	142	137	130	124	118	113	107	101	95	89	83	76	69	61
-130			222	214	206	196	187	179	170	161	152	144	135	126	116	105	93
-125				334	312	307	294	280	267	253	240	226	213	199	183	167	149
-120					444	423	405	387	368	350	332	314	296	277	255	233	208
-115						553	529	506	482	461	435	412	389	365	337	308	276
-110							669	640	610	581	552	523	494	464	429	394	354
-105								797	761	725	689	654	619	581	539	495	446
-100									953	909	864	820	777	731	679	625	564
-95										1132	1077	1023	971	914	850	826	709
-90											1356	1289	1224	1154	1074	993	900
-85												1633	1562	1464	1365	1264	1148
-80													1974	1864	1740	1613	1468
-75														2315	2162	2006	1828
-70															2611	2423	2208

Kälteleistung in kcal von 1 cbm R-114

Tabelle 15

Do in dmetl. Verdampfer	Temperatur vor dem Regulierventil														
	01+	51+	02+	52+	03+	53+	04+	54+	05+	55+	06+	56+	07+	57+	08+
-30	5	48	46	44	42	39	37	35	32	30	28	25	23	20	18
-25	66	63	60	57	54	51	48	45	42	39	36	34	31	28	25
-20	86	81	77	73	69	65	61	57	53	50	47	44	40	37	33
-15	108	103	99	94	89	84	79	75	71	66	62	57	53	48	44
-10	133	128	123	118	112	106	101	95	90	84	79	73	68	62	57
-5	173	166	159	151	143	136	129	122	115	108	101	94	87	80	73
0	210	202	195	186	178	169	161	152	144	135	127	118	110	101	93
5	260	250	240	230	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120
10	320	308	295	282	270	258	246	234	222	210	198	186	174	162	150
15		385	371	357	342	327	312	297	282	267	252	237	222	207	192
20			425	409	392	376	359	342	326	309	292	275	258	241	225

Kälteleistung in kcal/h für Flüssigkeits-Leitungen

Tabelle 16

Innerer Rohr \varnothing in mm	R-12	R-22	R-13B1
	R-502 R-13		
4	2200	3000	1300
6	5500	7500	3300
8	9000	12000	5500
10	14500	19000	8500
12	21000	28000	12000
13	24000	32000	14000
14	28000	38000	17000
16	36000	48000	21000
18	46000	62000	27000
20	58000	78000	35000
22	70000	94000	42000
24	82000	110000	50000
26	96000	130000	57000
28	112000	150000	68000
30	130000	175000	78000
32	148000	200000	88000

Diese Werte gelten für eine Leitungslänge von 5 m.

Multiplikator für 10 m = 0,92
 für 15 m = 0,85
 für 20 m = 0,77
 für 25 m = 0,70

Kältebedarf für Kühlschränke und Kühlräume in kcal pro Tag bei 1 m² äußerer Oberfläche der Isolierung oder Verglasung

Tabelle 17

Differenz zwischen Innen- und Außen-Temperatur	Isolierung in cm									Verglasung		
	5	6	8	10	12	14	16	20	24	1fach	2fach	3fach
6°	96	84	68	57	50	45	41			780	360	210
8°	128	112	90	76	66	60	55			1040	480	280
10°	160	140	113	95	83	74	68			1300	600	350
12°	192	168	136	114	100	90	82			1560	720	420
14°	224	196	158	133	116	104	95			1820	840	490
16°	256	224	180	152	132	118	108			2080	960	560
18°	288	252	203	171	150	134	122			2340	1080	630
20°	320	280	226	190	166	148	136			2600	1200	700
22°	352	308	248	209	182	162	150			2860	1320	770
24°	384	336	270	228	200	176	164			3120	1440	840
26°	416	364	294	247	216	190	176			3380	1560	910
28°	448	392	316	266	234	206	190			3640	1680	980
30°	480	420	340	285	250	222	204	180	170	3900	1800	1050
32°	512	448	362	304	266	238	218	197	185	4160	1980	1120
34°	544	476	385	323	282	252	232	214	200	4420	2040	1190
36°	576	504	408	342	300	268	245	230	215	4680	2160	1260
38°	608	532	430	360	316	280	260	240	223	4940	2280	1330
40°	640	560	452	380	332	296	272	250	230	5200	2400	1400
42°	672	588	474	400	350	310	286	260	240	5460	2520	1470
44°	705	616	496	420	366	326	300	270	250	5720	2640	1540
46°	740	645	520	440	380	340	315	280	260			

Belast.	Multiplikator											
gering	1,12	1,14	1,18	1,22	1,26	1,31	1,36	1,45	1,55	1,06	1,14	1,20
normal	1,24	1,27	1,34	1,43	1,53	1,63	1,73	1,95	2,15	1,22	1,28	1,43
stark	1,35	1,40	1,50	1,65	1,80	1,95	2,10	2,40	2,70	1,32	1,39	1,55

Temperatur-Vergleichstabelle

Tabelle 18

Celsius	Fahrenheit	Celsius	Fahrenheit	Celsius	Fahrenheit	Celsius	Fahrenheit
-120	-184,0	-24	-11,2	+18	+64,4	+60	+140,0
-110	-166,0	-23	-9,4	+19	+66,2	+61	+141,8
-100	-148,0	-22	-7,6	+20	+68,0	+62	+143,6
-90	-130,0	-21	-5,8	+21	+69,8	+63	+145,4
-80	-112,0	-20	-4,0	+22	+71,6	+64	+147,2
-70	-94,0	-19	-2,2	+23	+73,4	+65	+149,0
-60	-76,0	-18	-0,4	+24	+75,2	+66	+150,8
-59	-74,2	-17	+1,4	+25	+77,0	+67	+152,6
-58	-72,4	-16	+3,2	+26	+78,8	+68	+154,4
-57	-70,6	-15	+5,0	+27	+80,6	+69	+156,2
-56	-68,8	-14	+6,8	+28	+82,4	+70	+158,0
-55	-67,0	-13	+8,6	+29	+84,2	+71	+159,8
-54	-65,2	-12	+10,4	+30	+86,0	+72	+161,6
-53	-63,4	-11	+12,2	+31	+87,8	+73	+163,4
-52	-61,6	-10	+14,0	+32	+89,6	+74	+165,2
-51	-59,8	-9	+15,8	+33	+91,4	+75	+167,0
-50	-58,0	-8	+17,6	+34	+93,2	+76	+168,8
-49	-56,2	-7	+19,4	+35	+95,0	+77	+170,6
-48	-54,4	-6	+21,2	+36	+96,8	+78	+172,4
-47	-52,6	-5	+23,0	+37	+98,6	+79	+174,2
-46	-50,8	-4	+24,8	+38	+100,4	+80	+176,0
-45	-49,0	-3	+26,6	+39	+102,2	+81	+177,8
-44	-47,2	-2	+28,4	+40	+104,0	+82	+179,6
-43	-45,4	-1	+30,2	+41	+105,8	+83	+181,4
-42	-43,6	0	+32,0	+42	+107,6	+84	+183,2
-41	-41,8	+1	+33,8	+43	+109,4	+85	+185,0
-40	-40,0	+2	+35,6	+44	+111,2	+86	+186,8
-39	-38,2	+3	+37,4	+45	+113,0	+87	+188,6
-38	-36,4	+4	+39,2	+46	+114,8	+88	+190,4
-37	-34,6	+5	+41,0	+47	+116,6	+89	+192,2
-36	-32,8	+6	+42,8	+48	+118,4	+90	+194,0
-35	-31,0	+7	+44,6	+49	+120,2	+91	+195,8
-34	-29,2	+8	+46,4	+50	+122,0	+92	+197,6
-33	-27,4	+9	+48,2	+51	+123,8	+93	+199,4
-32	-25,6	+10	+50,0	+52	+125,6	+94	+201,2
-31	-23,8	+11	+51,8	+53	+127,4	+95	+203,0
-30	-22,0	+12	+53,6	+54	+129,2	+96	+204,8
-29	-20,2	+13	+55,4	+55	+131,0	+97	+206,6
-28	-18,4	+14	+57,2	+56	+132,8	+98	+208,4
-27	-16,6	+15	+59,0	+57	+134,6	+99	+210,2
-26	-14,8	+16	+60,8	+58	+136,4	+100	+212,0
-25	-13,0	+17	+62,6	+59	+138,2		

Druck-Vergleichstabelle

Tabelle 19

Zoll Quecksilber- säule	Vakuum in	Druck in		Druck in	
	atm	Pfund pro Quadratoll	atm	Pfund pro Quadratoll	atm
30	1,000				
29	0,966	1	0,070	58	4,07
28	0,933	2	0,14	60	4,22
27	0,900	3	0,21	62	4,36
26	0,866	4	0,28	64	4,50
25	0,833	5	0,35	66	4,64
24	0,800	6	0,42	68	4,78
23	0,766	7	0,49	70	4,92
22	0,733	8	0,56	72	5,06
21	0,700	9	0,63	74	5,20
20	0,666	10	0,70	76	5,34
19	0,633	12	0,84	78	5,48
18	0,600	14	0,98	80	5,62
17	0,566	16	1,12	82	5,76
16	0,533	18	1,26	84	5,90
15	0,500	20	1,40	86	6,04
14	0,466	22	1,54	88	6,18
13	0,433	24	1,68	90	6,32
12	0,400	26	1,82	92	6,46
11	0,366	28	1,96	94	6,60
10	0,333	30	2,11	96	6,74
9	0,300	32	2,25	98	6,90
8	0,266	34	2,39	100	7,03
7	0,233	36	2,53	105	7,38
6	0,200	38	2,67	110	7,73
5	0,166	40	2,81	115	8,08
4	0,133	42	2,95	120	8,43
3	0,100	44	3,09	125	8,78
2	0,066	46	3,23	130	9,14
1	0,033	48	3,37	135	9,49
0	0,000	50	3,51	140	9,84
		52	3,65	145	10,19
		54	3,79	150	10,54
		56	3,93	155	10,89

Temperaturen verschiedener Kühlräume

Tabelle 20

Kühlgut	Temperatur in °C		Relative Luftfeuchtigkeit %		Spezifische Wärme kcal/kg		Erstarrungs-Wärme kcal/kg
	von	bis	von	bis	vor dem Erstarren	nach dem Erstarren	
Fleisch im Vorkühlraum	+ 4	+ 6	75	80	0,77	—	—
Fleisch im Hauptkühlraum	0	+ 2	75	80	0,77	—	—
Fleisch im Päckelraum	+ 6	+ 8	85	90	0,77	—	—
Fleisch im Gefrierraum	- 10	- 12	85	90	0,77	0,42	56
Wurstwaren	+ 3	+ 6	70	75	0,70	0,40	60
Wurstdärme	—	- 7	75	80	—	—	—
Fische (frisch) auf Eis	- 1	- 2	—	100	0,82	0,43	61
Fische im Gefrierraum	—	- 20	90	95	0,82	0,43	61
Fische getrocknet	+ 2	+ 4	—	—	0,54	0,34	36
Fische geräuchert	- 6	8	75	85	0,76	—	—
Wild im Gefrierraum	—	- 10	85	90	0,80	0,40	59
Wild im Lagerraum	- 4	- 6	85	90	0,80	—	—
Geflügel im Gefrierraum	—	- 10	85	90	0,80	0,42	59
Geflügel im Lagerraum	- 4	- 6	85	90	0,80	—	—
Bier im Lagerkeller	+ 1	+ 2	—	—	0,90	0,45	72
Bier im Gärkeller	+ 4	+ 6	—	—	0,90	—	—
Bier im Ausschank	+ 6	+ 8	—	—	0,90	—	—
Butter im Kühlraum	+ 2	+ 4	75	80	0,60	—	—
Butter im Gefrierraum	- 4	- 10	80	85	0,60	0,30	47
Milch im Kühlraum	+ 2	+ 6	—	—	0,90	0,47	70
Käse im Lagerraum	+ 5	+ 8	75	80	0,64	0,40	42
Weichkäse im Lagerraum	- 1	- 3	80	85	0,60	0,30	37
Eier im Kühlraum	0	+ 1	75	85	0,76	—	—
Eier ohne Schale einfrieren	—	- 20	—	—	0,76	0,40	56

Temperaturen verschiedener Kühlräume

Tabelle 20 (Fortsetzung)

Kühlgut	Temperatur in °C		Relative Luftfeuchtigkeit %		Spezifische Wärme kcal/kg		Erstarrungs-Wärme kcal/kg
	von	bis	von	bis	vor dem Erstarren	nach dem Erstarren	
Margarine und Schmalz	+ 2	+ 4	75	80	0,65	0,35	33
Gemüse	0	+ 1	85	90	0,92	0,48	75
Kartoffeln	+ 2	+ 4	85	90	0,80	0,42	58
Konserven	+ 2	+ 4	—	—	—	—	—
Früchte und Beeren	0	+ 2	85	90	0,92	0,42	70
Blumen	- 1	- 3	85	90	0,90	—	—
Pelz- und Wollwaren	0	+ 2	80	90	—	—	—
Brot und Teigwaren	+ 8	+ 10	80	85	0,60	0,35	32
Mehl	+ 2	+ 4	75	80	0,45	—	—
Schokolade	+ 4	+ 6	—	—	0,76	—	30
Weißwein	+ 6	+ 8	—	—	0,90	—	—
Rotwein	+ 10	+ 14	—	—	0,90	—	—
Apfelsaft	0	+ 1	—	—	0,90	0,45	72
Traubensaft	0	+ 1	—	—	0,90	0,45	72
Restaurations-Kühlraum	+ 2	+ 4	75	80	—	—	—
Restaurations-Kühlschrank	- 4	+ 6	75	80	—	—	—
Speiseeis gefrieren	- 16	- 20	—	—	0,78	0,45	52
Speiseeis-Konservator	- 8	- 10	—	—	0,78	0,45	52
Eiscreme-Lagerraum	—	- 15	—	—	0,78	0,45	52
Eiscreme-Härteraum	- 25	- 30	—	—	0,78	0,45	52
Kunsteis-Lagerraum	- 4	- 6	—	—	1,00	0,50	80
Leichen-Pritschenraum	—	- 5	—	—	0,77	—	—
Leichen-Gefrierzelle	—	- 20	—	—	0,77	0,42	56
Leichen-Schauzelle	0	- 5	—	—	0,77	—	—

Tabelle 21

Ungefähre Aufbewahrungsmöglichkeit für gefrorene Lebensmittel
bei verschiedenen Temperaturen

Lebensmittel	-12° C 10° F Monate	-18° C 0° F Monate	-23° C -10° F Monate
Huhn, Inneres	1	3—5	8—10
Brathuhn	4	8—10	12—15
Schweinswurst	2	4—6	8—10
Schweinsbraten	4	8—10	12—15
Rinderbraten	6—8	16—18	18—24
Lamm	5—7	14—16	16—18
Hummer	3—4	8—10	10—12
Gek. Shrimps (Krabben)	3—4	8—10	10—12
Rohe Shrimps	6	12	16—18
Fette Fische	4	6—8	10—12
Magere Fische	6	10—12	14—16
Pilze	3—4	8—10	12—14
Maiskolben	4—6	8—10	12—14
Spargel	4—6	8—12	16—18
Bohnen	4—6	8—12	16—18
Rosenkohl	4—6	8—12	16—18
Erbsen, Blumenkohl, Broccoli, Spinat, Limabohnen	6—8	14—16	24 u. m.
Rüben, Kürbis, Mais, Karotten	12	24	36 u. m.
Pfirsiche in Pappkarton	3—4	8—10	12—14
Aprikosen in Pappkarton	3—4	8—10	12—14
Pfirsiche bei Zusatz von Ascorbinsäure	6—8	18—24	24
Aprikosen bei Zusatz von Ascorbinsäure	6—8	18—24	24
Himbeeren, rein	6—8	12	24
Himbeeren, mit Zucker oder Sirup	8—10	18	24
Geschnittene Erdbeeren	8—10	18	24

Unsere Schwesterfirma



Kältezubehör GmbH

Stuttgart-Vaihingen, Industriestraße 52

Telefon 732285

liefert alle in diesem Handbuch
geschilderten Zubehöerteile, wie überhaupt alles

KÄLTE-ZUBEHÖR

und

WERKZEUGE

Verkaufshäuser in Essen, München und Nürnberg