

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

~~26~~

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

hen

en und
ischen

Grundlagen

Von

Dr.-Ing. Martin Krause

Mit 71 Abbildungen



1058

3917465

Maschinenbau

aus der Sammlung Göschel
Jeder Band in Leinwand geb. RM. 1.62

Bei gleichzeitiger Abnahme gleicher oder inhaltlich zusammengehöriger
Bände treten folgende Gesamtpreise in Kraft: 10 Exemplare RM. 14.40;
25 Exemplare RM. 33.75; 50 Exemplare RM. 63.—

- Graphische Darstellung in Wissenschaft und Technik**
von Prof. Dr. M. Pirani und Dr. I. Runge. Mit 71 Abb. Nr. 728
- Das Maschinenzeichnen mit Einführung in das
Konstruieren** von Prof. Dipl.-Ing. W. Tochtermann.
I. Das Maschinenzeichnen. Mit 77 Tafeln Nr. 589
II. Die wichtigsten Maschinenteile in zeichnerischer und
konstruktiver Hinsicht. Mit 61 Tafeln Nr. 590
- Maschinenmeßkunde** von Dr. Ing. L. Zipperer. Mit 98 Abb. Nr. 880
- Die Kalkulation im Maschinenbau** von Stud.-Rat
Ing. H. Bethmann. Mit 61 Figuren Nr. 486
- Technisches Wörterbuch I: Die wichtigsten Ausdrücke
des Maschinen- und Schiffbaues** von Erich Krebs.
Erster Teil: Deutsch-Englisch Nr. 395
— II: Zweiter Teil: Englisch-Deutsch Nr. 396
— V: Dritter Teil: Deutsch-Französisch Nr. 453
— VI: Vierter Teil: Französisch-Deutsch Nr. 454
- Englisch für Techniker.** Ein Lese- und Übungsbuch von
Dir. Ing. Carl Volk. 2 Bände. Mit 44 Figuren Nr. 705, 706
- Statik. I.** Die Grundlagen der Statik starrer Körper von
Privatdoz. Dr.-Ing. Ferd. Schleicher. Mit 47 Abbild. Nr. 178
II. Angewandte Statik von Prof. Dipl.-Ing. W. Hauber. Mit
61 Figuren Nr. 179
- Graphische Statik** mit bes. Berücksicht. d. Einflußlinien
von Dipl.-Ing. Otto Henkel. 2 Bde. Mit 207 Fig. Nr. 603, 695
- Festigkeitslehre** von Prof. W. Hauber. Mit 56 Fig. u. 1 Taf. Nr. 288
- Aufgabensammlung zur Festigkeitslehre mit Lö-
sungen** von Dipl.-Ing. R. Haren. Neubearb. von Dipl.-Ing.
I. Furtmayr. Mit 43 Figuren Nr. 491
- Hydraulik** von Prof. W. Hauber. Mit 45 Figuren Nr. 397
- Kinematik** von Dipl.-Ing. Hans Polster. Mit 76 Abbild. Nr. 584
- Getriebelehre. I.** Geometrische Grundlagen von Dipl.-Ing.
P. Grodzinski und Dr.-Ing. H. Polster. Mit 128 Fig. Nr. 1061
II. Angewandte Getriebelehre von Dipl.-Ing. P. Grodzinski.
Mit zahlreichen Fig. Nr. 1062
- Dynamik** Nr. 902, 903
- Technisch** r.
- 2 Bde. M r. 953, 961
- Die Werk** l.
- 2 Bände. r. 476, 936

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297996

- Metallurgie** von Dr. August Geitz. 2 Bände. Mit 21 Fig. Nr. 313, 314
- Wärmebehandlung des Stahles**, sein Vergüten und Härten von Ing. O. G. Styrie. Mit 58 Abb. Nr. 1012
- Materialprüfungswesen** von Prof. Dipl.-Ing. K. Memmler.
- I. Metallische Werkstoffe. Mit 40 Abbild. Nr. 311
- II. Nichtmetallische Werkstoffe und wirtschaftswichtige Verbrauchsstoffe. Mit 25 Abbild. Nr. 312
- III. Hilfsmittel der Maschinentechnik — Materialprüfungsmaschinen — Meßgeräte — Überwachung und Eichung von Prüfmaschinen. Mit 70 Abbild. Nr. 1029
- Metallographie.** Von Prof. E. Heyn und Prof. O. Bauer.
- I. Die Technik der Metallographie und die Metallographie der einheitlichen Stoffe. Mit 76 Abb. und 8 Lichtbildern auf 4 Tafeln Nr. 432
- II. Die Metallographie der zusammengesetzten Stoffe, insbesondere Eisen und Kohlenstoff. Mit 42 Abbildungen und 32 Lichtbildern auf 16 Tafeln Nr. 433
- Mechanische Technologie** von Geh. Hofrat Professor A. Lüdike. 2 Bände. Mit 249 Abbildungen Nr. 340, 341
- Eisenhüttenkunde** von Prof. Dr.-Ing. M. v. Schwarz. 2 Bde. Mit 86 Abbild. und 3 Tafeln Nr. 152, 153
- Textil-Industrie.** I. Spinnerei und Zwirnerei von Prof. Max Gürtler. Mit 36 Abbildungen Nr. 184
- II. Weberei, Wirkerei, Posamentiererei, Spitzen-, Gardinen- und Filzherstellung v. Prof. Max Gürtler. Mit 50 Abbild. Nr. 185
- III. Wäscherei, Bleicherei, Färberei von Dr. W. Kind. Mit 26 Abbildungen Nr. 186
- Allgemeine chemische Technologie** v. Dr. H. Bausch Nr. 113
- Die Leuchtgasindustrie** von Dr. Arthur Fürth. Mit 50 Figuren Nr. 907
- Technische Wärmelehre (Thermodynamik)** von Dipl.-Ing. K. Walther und M. Röttlinger. Mit 54 Figuren. Nr. 242
- Die Kältemaschinen und ihre dynamischen Grundlagen** von Dr.-Ing. Martin Krause. Mit 71 Abb. . . . Nr. 1058
- Heizung und Lüftung.** Von Ingenieur Johannes Körting.
- I. Das Wesen und die Berechnung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Mit 24 Figuren Nr. 342
- II. Ausführung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Mit 172 Figuren Nr. 343
- Die Maschinenelemente** von Ober-Ing. Friedr. Barth, neubearb. von Dr.-Ing. E. vom Ende. Mit 152 Fig. Nr. 3
- Wasserkraftanlagen** von Dr.-Ing. Felix Bundschu.
- I. Allgemeines und Stauwerke. Mit 67 Abbildungen . . Nr. 655
- II. Werkwasserleitungen u. Entwurfsgrundlagen. Mit 77 Abb. Nr. 666
- Die Wasserturbinen** v. Dipl.-Ing. P. Holl u. Baurat E. Treiber.
- I. Allgemeines. Die Freisirahlturbinen. Mit 86 Abbild. Nr. 541
- II. Die Überdruckturbinen. Mit 75 Abbildungen . . . Nr. 542
- Die Dampfkessel.** Kurzgef. Lehrbuch mit Beispielen f. das Selbststudium u. den prakt. Gebrauch v. Ob.-Ing. Fr. Barth.
- I. Kesselsysteme und Feuerungen. Mit 43 Figuren . . Nr. 9
- II. Bau und Betrieb der Dampfkessel. Mit 42 Figuren. Nr. 521

- Die Dampfmaschinen.** Kurzgef. Lehrbuch mit Belsp. für d. Selbststudium u. den prakt. Gebrauch v. Ob.-Ing. Fr. Barth.
 I. Wärme- und dampftechnische Grundlagen. Mit 64 Fig. Nr. 8
 II. Bau und Betrieb der Dampfmaschinen. Mit 115 Fig. Nr. 572
- Die Dampfturbinen,** ihre Wirkungsweise, Berechnung und Konstruktion von Prof. Dipl.-Ing. C. Zietemann. 3 Bde.
 Mit 291 Abb. Nr. 274, 715, 716
- Gasmaschinen und Ölmaschinen** von Ing. A. Kirschke u. Dipl.-Ing. Ernst Oehler. 2 Bde. Mit 118 Abb. u. 4 Taf. Nr. 316, 651
- Die Hebezeuge** von Prof. Dipl.-Ing. G. Tafel.
 I. Entwurf von Winden und Kranen. Mit 251 Fig. . . . Nr. 414
 II. Fördermittel im Betrieb. Mit 150 Handskizzen . . . Nr. 417
- Die Werkzeugmaschinen für Metallbearbeitung** von Ingenieur Professor Hermann Wilda.
 I. Die Mechanismen der Werkzeugmaschinen. Die Drehbänke. Die Fräsmaschinen. Mit 339 Abbild. Nr. 561
 II. Die Bohr- und Schleifmaschinen. Die Herstellung von Zahnrädern auf Werkzeugmaschinen. Mit 128 Abb. Nr. 562
 III. Hobel-, Shaping- und Stoßmaschinen. Sägen und Scheren. Antrieb und Kraftbedarf. Mit 98 Abbild. Nr. 821
- Die Vorkalkulation von Arbeitszeiten für spanabhebende Bearbeitung.** Von Dr.-Ing. H. Freund. Mit 66 Abbildungen und 20 Zahlentafeln Nr. 1001
- Meßwerkzeuge und Meßverfahren für metallbearbeitende Betriebe** v. Prof. Dr. G. Berndt. Mit 81 Abb. Nr. 1056
- Die Werkzeugmaschinen für Holzbearbeitung** von Dr. Karl Trautvetter. Mit 99 Abbild. Nr. 582
- Das autogene Schweiß- und Schneidverfahren** von Ing. Hans Niese und H. Krökel. Mit 49 Fig. Nr. 499
- Die elektrischen Schweißverfahren** von Hch. Krökel und Ing. Hans Niese. Mit 66 Figuren Nr. 1020
- Automobile.** Personen- und Lastautomobile sowie Elektrokarren. Von Ing. R. Thebis. Mit 77 Abbild. Nr. 948
- Eisenbahnfahrzeuge** von Reg.-Baum. a. D. H. Hinnenithal.
 I. Die Dampflokomotiven. Mit 95 Abbild. und 2 Tafeln Nr. 107
 II. Die Eisenbahnwagen und Bremsen. Neu bearbeitet von Ad. Wolff. Mit 85 Abbild. Nr. 108
- Kolonial- und Kleinbahnen** von Prof. F. Baltzer. 2 Bde.
 Mit 29 Textabbild. Nr. 816, 817
- Pumpen und Druckwasseranlagen** von Prof. Dipl.-Ing. R. Vogdt. Mit 117 Fig. Nr. 290
- Pumpen-Anlagen.** Aufgaben und Lösungen. Von Städt. Baurat Dipl.-Ing. Fr. Krauß. Mit 53 Abbildungen Nr. 996
- Gießereimaschinen** von Dipl.-Ing. Emil Treiber. Mit 69 Fig. Nr. 548
- Die Preßluftwerkzeuge** von Dipl.-Ing. P. Iltis. Mit 77 Abb. Nr. 493
- Die Baumaschinen** von Ing. Joh. Körting. Mit 126 Abb. Nr. 702
- Die landwirtschaftlichen Maschinen** von Dipl.-Ing. Karl Walther. 3 Bände. Mit 258 Abbild. Nr. 407—409

Sammlung Göschen

Die Kältemaschinen und ihre thermodynamischen Grundlagen

Von

Dr.-Ing. Martin Krause
in Berlin

Mit 71 Abbildungen



Walter de Gruyter & Co.

vormals G. J. Göschen'sche Verlagshandlung · J. Guttentag, Verlags-
buchhandlung · Georg Reimer · Karl J. Trübner · Veit & Comp.

Berlin 1932 Leipzig



~~I 96~~

Alle Rechte, insbesondere das Übersetzungsrecht,
von der Verlagshandlung vorbehalten.

Archiv-Nr. 11 1058.

I 301452

Druck von Walter de Gruyter & Co., Berlin W 10.

Akc. Nr. 3980/51

BPK-B-1/2017

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Literaturverzeichnis	4
I. Wissenschaftliche Grundlagen	5
Bezeichnungen	5
Erster Hauptsatz	5
Carnotscher Kreisprozeß	6
Zweiter Hauptsatz	8
Lorenz-Prozeß	9
Berechnung der Kompressoren	10
Wärmediagramme	15
II. Kältemaschinen (Kompressionsmaschinen)	24
A. Ideal- und Vergleichsprozesse (Verlustfreie Maschinen)	
1. Kaltluftmaschinen	25
2. Kaltdampfmaschinen (Kompressionsmaschinen)	
a) Einstufige Maschinen	28
Nasser Betrieb	28
Überhitzter Betrieb	35
Überfüllte Maschine	40
Bemessung der Maschinen	42
b) Zweistufige Maschinen	43
Zweistufige Drosselung	43
Plank-Prozeß	48
Voorhees-Prozeß mit einstufiger Verdampfung	50
c) Verkettete Maschinen	55
3. Wasserdampf-Maschinen	55
B. Ausführung der Kompressionsmaschinen	58
1. Kältemittel	58
2. Bauformen normaler Maschinen	61
3. Maschinen kleinster Leistung	91
4. Wärmeschutz (Isolierung)	98
C. Prüfung und Beurteilung von Kältemaschinen	100
1. Prüfung	100
2. Beurteilung	102
III. Absorptionsmaschinen	103
1. Maschinen mit Lösungsumlauf (mit gleichbleibendem Betrieb)	105
2. Maschinen ohne Lösungsumlauf mit wechselndem Betrieb ..	116
IV. Adsorptionsmaschinen	119
V. Kälteverwendung	119
Eiszerzeugung	120
Abscheiden von Kristallen	123
Erstarren von Fetten und Schokolade	123
Kühlung von Luft	124
Kühlung von Flüssigkeiten	132
Gefrieren von Eisbahnen und Schächten	133
VI. Zahlentafeln	134
VII. Namen- und Sachregister	139

Literaturverzeichnis.

Bücher:

- M. Hirsch, Die Kältemaschine, Berlin.
Merkel-Bošnjaković, Diagramme und Tabellen zur Berechnung von Absorptionskältemaschinen, Berlin.
H. Lorenz und Heinel, Neuere Kühlmaschinen, München.
P. Ostertag, Kälteprozesse, Berlin.
Georg Gehlhoff, Lehrbuch der technischen Physik (Beitrag E. Altenkirch), Leipzig.
R. Plank, Haushaltkältemaschinen, Berlin.
Derselbe, Amerikanische Kältetechnik, Berlin.
R. Stetefeld, Die Eis- und Kältemaschinen, Stuttgart.
Derselbe, Deutsche Kühltechnik im Haushalt, Stuttgart.
J. S. Cammerer, Wärme- und Kälteschutz in der Industrie, Berlin.
P. Scholl, Die Technik des Kühlschranks, Berlin.
W. Pohlmann, Taschenbuch für Kältetechniker, Hamburg.
Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, Berlin.
Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutz-Anlagen, Berlin.
Berichte über den 4. Internationalen Kältetkongreß in London 1924, London. Desgleichen über den 5. Kongreß in Rom 1928, Rom.

Zeitschriften:

- Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, Berlin; (abgekürzt Z. g. K.).
Die Kälte-Industrie, Hamburg.
Beihefte der Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie.
Refrigerating Engineering, New-York.
Ice and Refrigeration, Chicago.
Ice and Cold Storage, London.
La Revue Générale du Froid et des Industries Frigorifiques, Paris.
Bulletin International de Renseignement Frigorifique, Paris.
-

I. Wissenschaftliche Grundlagen.

Bezeichnungen:

Es bedeuten:

- P Druck in kg/m^2 ,
 p „ „ kg/cm^2 ,
 L Arbeit in mkg (geleistet von G kg),
 l Arbeit in mkg/kg (geleistet von 1 kg),
 Q Wärmemenge bezogen auf G kg ,
 q „ „ bezogen auf 1 kg ,
 V Volumen in m^3 (von G kg),
 v spez. Volumen in m^3/kg .

Erster Hauptsatz:¹⁾

Wärme und Arbeit sind gleichwertig (äquivalent).

$$Q = AL; \quad L = \frac{Q}{A},$$

dabei bedeuten:

Q die in Arbeit umgewandelte Wärme in kcal (Kilokalorien),

A das mechanische Wärmeäquivalent $= \frac{1}{427} \frac{\text{kcal}}{\text{mkg}}$,

L die geleistete Arbeit in mkg .

Insbesondere sind $1 \text{ kWh} = 860 \text{ kcal}$,

$1 \text{ PSh} = 632 \text{ kcal}$.

Wärmegleichung (Bilanz) für eine Zustandsänderung:

$$Q = U_2 - U_1 + AL; \quad q = u_2 - u_1 + Al.$$

Die Zunahme der inneren Energie eines vollkommenen Gases ist gleich $U_2 - U_1 = Gc_v(t_2 - t_1)$. Diejenige eines nassen Dampfes $U_2 - U_1 = G(u'_2 - u'_1 + x_2 \varrho_2 - x_1 \varrho_1)$, wobei u' die innere Energie der siedenden Flüssigkeiten bei den betreffenden Verdampfungstemperaturen, x der Gehalt

¹⁾ Es wird verwiesen auf Band 242 dieser Sammlung.

an trockenem Dampf im Dampf-Flüssigkeitsgemisch und q die Verdampfungswärme bedeuten. u' ist $\int_0^t c dt$ der Flüssigkeit.

Führt ein arbeitender Körper einen Kreisprozeß aus, und werden Q_0 kcal bei höherer Temperatur zu- und Q kcal bei tieferer Temperatur abgeführt, so ist

$$Q_0 = Q + AL,$$

wobei L die während des Kreisprozesses geleistete Arbeit in mkg ist. Der thermische Wirkungsgrad des Prozesses ist:

$$\eta_{th} = \frac{AL}{Q_0} = \frac{Q_0 - Q}{Q_0} = 1 - \frac{Q}{Q_0}.$$

Wird dagegen Q_0 bei tieferer Temperatur zugeführt und Q bei höherer Temperatur abgeführt, so handelt es sich um einen Kältemaschinenprozeß, und es muß Arbeit aufgewendet werden; also

$$Q_0 = Q - AL.$$

Hier kann von einem thermischen Wirkungsgrade nicht mehr gesprochen werden. Da Q_0 irgendeinem Körper, z. B. einem Solebade, entnommen wird, Q an einen anderen, z. B. Kühlwasser, abgegeben wird, so wird Wärme von einem kälteren auf einen wärmeren übertragen.

$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL}$ heißt Leistungszahl,

$\zeta = \frac{AL}{Q_0}$ Aufwandszahl.

Carnotscher Kreisprozeß.

Er hat zur Voraussetzung das Vorhandensein eines Heiz- sowie eines Kühlkörpers von unendlicher Kapazität, denen man also Wärme entnehmen bzw. zuführen kann, ohne dadurch die Temperatur zu ändern.

Das Gas führt hintereinander 4 Zustandsänderungen aus, die sich zu einem Kreisprozeß zusammenschließen:

- a) Isothermische Ausdehnung 1—2 bei der Temperatur des Heizkörpers T_0 ($^{\circ}K$, absolute Temperatur),
 b) adiabatische Ausdehnung 2—3,
 c) isothermische Verdichtung 3—4 bei der Temperatur T des Kühlkörpers,
 d) adiabatische Verdichtung 4—1.

Es bedeuten:

G das Gewicht des arbeitenden Gases in kg,

R seine Gaskonstante in mkg/kg $^{\circ}K$,

v_1, v_2, v_3, v_4 die den Zustandspunkten entsprechenden spez. Volumen,

\ln den natürlichen Logarithmus.

Der thermische Wirkungsgrad des Carnotschen Prozesses ist:

$$\eta_c = 1 - \frac{T}{T_0} = \frac{T_0 - T}{T_0}.$$

Hieraus folgt

$$\frac{Q_0}{T_0} = \frac{Q}{T}.$$

Der Wirkungsgrad des Carnotschen Kreisprozesses ist also unabhängig von der Natur des arbeitenden Stoffes. Er ist um so größer, je höher die Temperatur des Heizkörpers, je tiefer die Temperatur des Kühlkörpers ist.

Läßt man den Kreisprozeß in umgekehrter Richtung laufen (Abb. 2) 1—2—3—4,

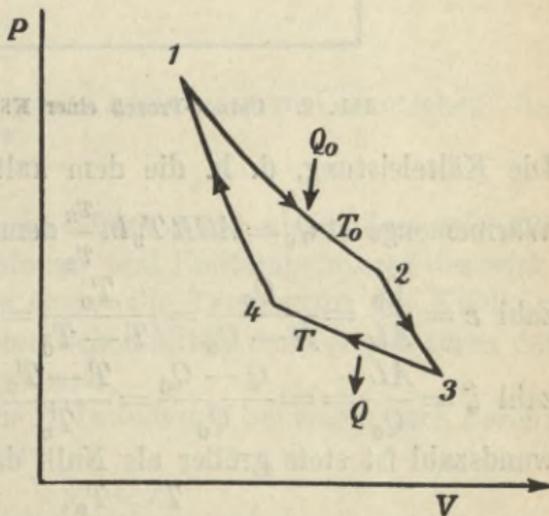


Abb. 1. Carnot-Prozeß einer Kraftmaschine.

so muß die Temperatur des Heizkörpers niedriger sein als die des Kühlkörpers. Es wird also dem kälteren Körper Wärme entzogen und auf den wärmeren übertragen. Der Betrag der aufzuwendenden Arbeit ist

$$Q - Q_0 = AGR \left(T \ln \frac{v_4}{v_1} - T_0 \ln \frac{v_3}{v_2} \right) = AGR \ln \frac{v_3}{v_2} (T - T_0).$$

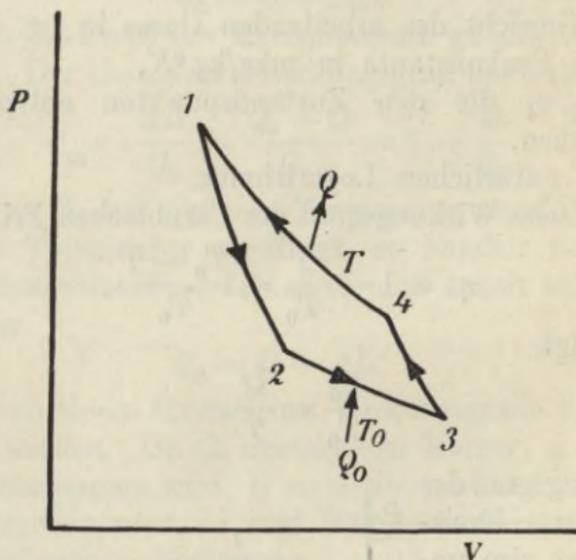


Abb. 2. Carnot-Prozeß einer Kältemaschine.

Die Kälteleistung, d. h. die dem kalten Körper entzogene Wärmemenge ist $Q_0 = AGR T_0 \ln \frac{v_3}{v_2}$ demnach ist die Leistungs-

zahl $\varepsilon = \frac{Q_0}{AL} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{T_0}{T - T_0}$ und die Aufwands-

zahl $\zeta = \frac{AL}{Q_0} = \frac{Q - Q_0}{Q_0} = \frac{T - T_0}{T_0} = \frac{T}{T_0} - 1$. Diese Auf-

wandszahl ist stets größer als Null, da

$$T > T_0, \quad \text{d. h. :}$$

Es ist nicht möglich, ohne Aufwand von Energie

Wärme von einem kalten auf einen warmen Körper zu übertragen. (Zweiter Hauptsatz.)

Dieser Energieaufwand wird um so größer, je größer T und je kleiner T_0 ist, d. h. je kälter der zu kühlende Körper und je wärmer der Kühlkörper (Kühlwasser) ist.

Lorenz-Prozeß.

Sind Heiz- und Kühlkörper von endlicher Kapazität, so sind umkehrbare isothermische Vorgänge nicht mehr möglich. Vielmehr sind nach H. Lorenz die isothermische Ausdehnung und isothermische Verdichtung durch polytropische Zustandsänderungen zu ersetzen, bei der das arbeitende Mittel stets die gleiche Temperatur hat wie der Heiz- bzw. der Kühlkörper, deren Temperaturen im Verlaufe der Zustandsänderungen ab- bzw. zunehmen. Sind T_0' und T_0'' Anfangs- und Endtemperaturen des Heizkörpers, T' und T'' Anfangs- und Endtemperaturen des Kühlkörpers, so ist der thermische Wirkungsgrad des Lorenzprozesses einer Kraftmaschine genügend genau

$$\eta_L = 1 - \frac{\frac{T' + T''}{2}}{\frac{T_0' + T_0''}{2}} \text{ also gleich einem Carnotschen, bei}$$

dem die Temperatur des Heizkörpers gleich dem arithmetischen Mittel der Anfangs- und Endtemperaturen des wirklichen Heizkörpers und ebenso die Temperatur des Kühlkörpers gleich dem arithmetischen Mittel der Temperaturen des wirklichen Kühlkörpers sind.

Entsprechend ist die Aufwandszahl bei einem nach Lorenz geführten Kälteprozeß:

$$\zeta = \frac{T' + T''}{T_0' + T_0''} - 1.$$

Der Lorenzprozeß ist den wirklichen Vorgängen besser angepaßt als der Carnotsche.

Berechnung der Kompressoren.

Ein Kompressor saugt 1 kg eines Gases oder trockenen Dampfes vom Druck P_0 an, verdichtet auf P_1 und schiebt das Verdichtete aus dem Zylinder hinaus. Erfolgt die Kompression polytropisch mit dem Exponenten m , so ist der indizierte Arbeitverbrauch bei der verlustfreien Maschine

$$l_i = \frac{m}{m-1} P_0 v_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ mkg/kg.}$$

Für G kg ist der Verbrauch

$$L_i = \frac{m}{m-1} P_0 V_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ mkg.}$$

Werden stündlich G kg verdichtet, so ist der Leistungsverbrauch

$$N_{iPS} = \frac{m}{m-1} P_0 V_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \frac{1}{3600 \cdot 75} \text{ PS}$$

bzw.

$$N_{ikW} = \frac{m}{m-1} P_0 V_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \frac{1}{3600 \cdot 102} \text{ kW.}$$

Erfolgt die Verdichtung adiabatisch, so ist $m = \kappa = \frac{c_p}{c_v}$.

Für Gase ist in diesem Fall auch $AL = Gc_p(t_2 - t_1)$, wenn t_1 die Temperatur vor, t_2 diejenige nach der Verdichtung ist. κ ist für zweiatomige ideale Gase gleich 1,4 und nimmt im allgemeinen mit wechselnder Atomzahl ab bis zu rund 1,1 für die in Kälte-Turbokompressoren verwendeten Chlor-

kohlenwasserstoffe. Angenähert kann man κ setzen bei NH_3 gleich 1,28, bei SO_2 gleich 1,26, für CO_2 gleich 1,3, für Wasserdampf gleich 1,3; streng konstant ist der Exponent der Adiabate für Dämpfe aber nicht. Daher ist es nicht nur bequemer, sondern auch genauer, den Arbeitsverbrauch aus den Wärmediagrammen, besonders dem $P-i$ -Diagramm, zu entnehmen (vgl. S. 22).

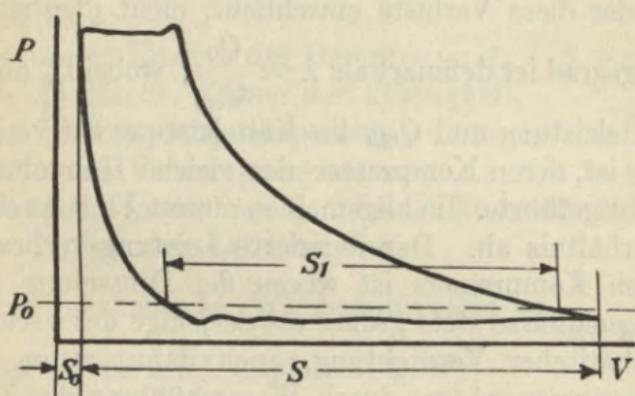


Abb. 3. Betriebs-Diagramm eines Kompressors.

Die Wärmemenge, die während der Verdichtung abzuführen ist, ist

$$Q = \frac{\kappa - m}{\kappa - 1} \cdot \frac{1}{m} AL.$$

Beim ausgeführten Kompressor (Abb. 3) bleibt nach dem Ausschleusen des Verdichteten noch ein Teil in dem schädlichen Raum s_0 zurück, der beim Rückgang des Kolbens sich erst unter den Ansaugedruck P_0 ausdehnt, ehe sich das Saugventil öffnet. Ferner wird das Gas bzw. der Dampf bei Durchströmen des Saugventils und der Leitungen gedrosselt, so daß sein Volumen vergrößert wird. Infolgedessen muß der vom Kompressorkolben durchstrichene Raum größer sein als das anzusaugende Volumen. Ist P_0 der Druck des Gases vor Eintritt in die Saugleitung und zieht man in dieser Höhe

eine Waagrechte durch das Diagramm, so schneidet diese zwischen der Rückexpansionskurve und der Kompressionslinie das Stück s_1 ab. Das Verhältnis s_1 zum Hub s heißt „volumetrischer Wirkungsgrad“. Er läßt die Minderförderung des Kompressors durch Undichtigkeiten des Kolbens sowie durch Erwärmen des angesaugten Gases im Zylinder und der Rohrleitung nicht erkennen und ist daher mit dem Lieferungsgrad λ , der diese Verluste einschließt, nicht identisch. Der Lieferungsgrad ist definiert als $\lambda = \frac{Q_0}{Q_{0th}}$, wobei Q_0 die gemessene Kälteleistung und Q_{0th} die Kälteleistung der verlustlosen Maschine ist, deren Kompressor das gleiche Hubvolumen hat, wie der ausgeführte. Im allgemeinen nimmt λ mit wachsendem Druckverhältnis ab. Der indizierte Leistungsverbrauch des wirklichen Kompressors ist wegen der Drosselung und der Wandungseinflüsse stets größer als derjenige des verlustfreien bei adiabatischer Verdichtung, auch dann, wenn ein Teil der Kompressionswärme durch Wasserkühlung des Zylinders abgeführt wird. Das Maß der Vergrößerung hängt von der Güte der Ausführung ab.

Der indizierte Wirkungsgrad einer ausgeführten Kältemaschine ist definiert als

$$\eta_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{th}},$$

wobei ε die gemessene Leistungszahl, ε_{th} diejenige der verlustfreien Maschine ist. Statt ε kann auch K , die Kälteleistung je PSh oder KWh gesetzt werden; also $\eta_i = \frac{K}{K_{th}}$. Der effektive Leistungsverbrauch schließt die Reibungsarbeit ein, und zwar ist $N_e = \frac{N_i}{\eta_m}$, wobei η_m der mechanische Wirkungsgrad ist.

Für die Bestimmung des Leistungsverbrauches eines Kaldampfkompessors sowie zur Beurteilung der Kälteprozesse

überhaupt bedient man sich mit größtem Vorteil der Wärmedigramme ($s - T$ - oder $s - i$ - oder $P - i$ -Diagramm), die für die verschiedenen Kältemittel aufgezeichnet worden sind. Man benützt dabei den Begriff der „Enthalpie“, des „Wärmeinhalt (richtiger Erzeugungswärme) bei konstantem Druck“. Diese Funktion ist definiert durch die Gleichung

$$i = u + APv,$$

worin bedeuten:

u die innere Energie des Dampfes $= ct_s + \varrho + c_v(t - t_s)$,

c die spezifische Wärme der Flüssigkeit,

t_s die Verdampfungstemperatur,

ϱ die innere Verdampfungswärme,

c_v die spez. Wärme des Dampfes bei konstantem Volumen,

t die Temperatur des Dampfes,

A das mechanische Wärmeäquivalent $= \frac{1 \text{ kcal}}{427 \text{ mkg}}$,

P den Druck des Dampfes in kg/m^2 ,

v das spezifische Volumen in m^3/kg .

Die Enthalpie hat folgende Eigenschaften:

1. Bei einer Zustandsänderung bei konstantem Druck ist die Änderung der Enthalpie gleich der zugeführten oder abgeführten Wärme, denn es ist

allgemein bei Wärmezuführung $q = u_2 - u_1 + \int_1^2 P dv$, also

bei konstantem Druck $q = u_2 - u_1 + Pv_2 - Pv_1 = i_2 - i_1$.

2. Bei einer Drosselung bleibt die Enthalpie konstant, denn vor der Drosselstelle hat der Stoff die innere Energie u_1 , ferner wird auf ihn die Verschiebearbeit $AP_1 v_1$ geleistet. Hinter der Drosselstelle hat er die innere Energie u_2 und leistet die Verschiebearbeit $AP_2 v_2$. Da der Vorgang adiabatisch ist, ist $u_1 + AP_1 v_1 = u_2 + AP_2 v_2$, also $i_1 = i_2$.

3. Wird in einem Kompressor Dampf adiabatisch verdichtet, so ist die Differenz der Wärme-

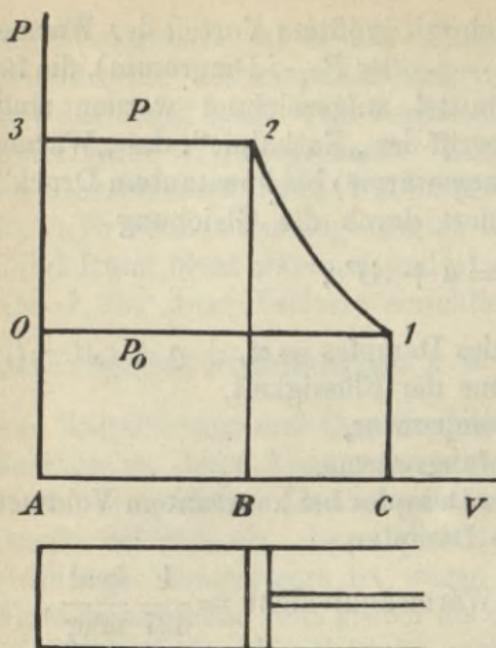


Abb. 4. Ideales Kompressor-Diagramm.

inhalte nach und vor der Verdichtung gleich dem Wärmewert der auf dem Kompressor geleisteten Arbeit.

Der Arbeitsaufwand setzt sich zusammen (Abb. 4) aus: Ausschubarbeit 32 B A + Verdichtungsarbeit 21 C B - Ansaugarbeit 01 C A , von welchen die letztere vom Außendruck P_0 geleistet wird.

Es ist also

$$Al = APv_2 + Al' - P_0v_1,$$

wobei l den Arbeitsverbrauch des Kompressors und l' die zur adiabatischen Verdichtung des Gases von P_0 auf P erforderliche Arbeit bedeuten.

Diese aufgewandte Verdichtungsarbeit dient zur Erhöhung der inneren Energie, also $l' = u_2 - u_1$.

Demnach ist

$$Al = APv_2 + u_2 - u_1 - P_0v_1 = i_2 - i_1.$$

Ferner ist zu beachten, daß bei nassem Dampf $i = i' + x r$,

ferner $s = s' + \frac{xr}{T}$. Bei überhitztem Dampf ist

$$i = i'' + c_{pm} (T - T_s) \text{ und } s = s'' + \int_{T_s}^T \frac{c_p}{T} dT,$$

wobei T die Temperatur des Dampfes und T_s die Sättigungstemperatur sind.

Verdichtet man nassen Dampf vom bekannten Zustand 1 adiabatisch in den Zustand 2, so ist, da die Entropie konstant bleibt,

$$s_1 = s_2 = s_2' + \frac{x_2 r_2}{T_2}.$$

Hieraus folgt

$$x_2 = (s_1 - s_2') \frac{T_2}{r_2}$$

und

$$i_2 = i_2' + r_2 x_2 = i_2' + (s_1 - s_2') T_2.$$

Der Arbeitsverbrauch der Maschine ist dann

$$Al = i_2 - i_1 = i_2' + (s_1 - s_2') T_2 - i_1.$$

Der Leistungsverbrauch des Kompressors bei Verdichtung von G kg in 1 Stunde von P_0 auf P (Abb. 4) ist daher:

$$N_{i_{cal}} = G(i_2 - i_1) \text{ kcal/h}$$

oder

$$N_{i_{PS}} = \frac{G(i_2 - i_1)}{3600 \cdot 75} \cdot 427 \text{ PS}$$

oder

$$N_{i_{KW}} = \frac{G(i_2 - i_1)}{3600 \cdot 102} \cdot 427 \text{ kW.}$$

Bei mehrstufigen Maschinen ist der Verbrauch jedes Zylinders in gleicher Weise zu bestimmen. Die Wahl der Druckstufen ist durch die besonderen Bedingungen der Aufgabe bestimmt. Hat man die Wahl frei, so ist es im allgemeinen am vorteilhaftesten, die Druckstufen gleich zu machen, also

$$\frac{P_0}{P_1} = \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_2}{P_3}.$$

Wärmediagramme.

Das $P - v$ -Diagramm, mit dem der Indikator die Vorgänge im Kompressor anschaulich wiedergibt, ist für die Darstellung von Kreisprozessen wenig geeignet, weil aus ihm

weder Temperaturen noch Wärmemengen unmittelbar zu entnehmen sind.

$T - s$ -Diagramm.

Es hat als Abszisse die Entropie, als Ordinate die absolute Temperatur (Abb. 5) (doch werden aus praktischen Gründen

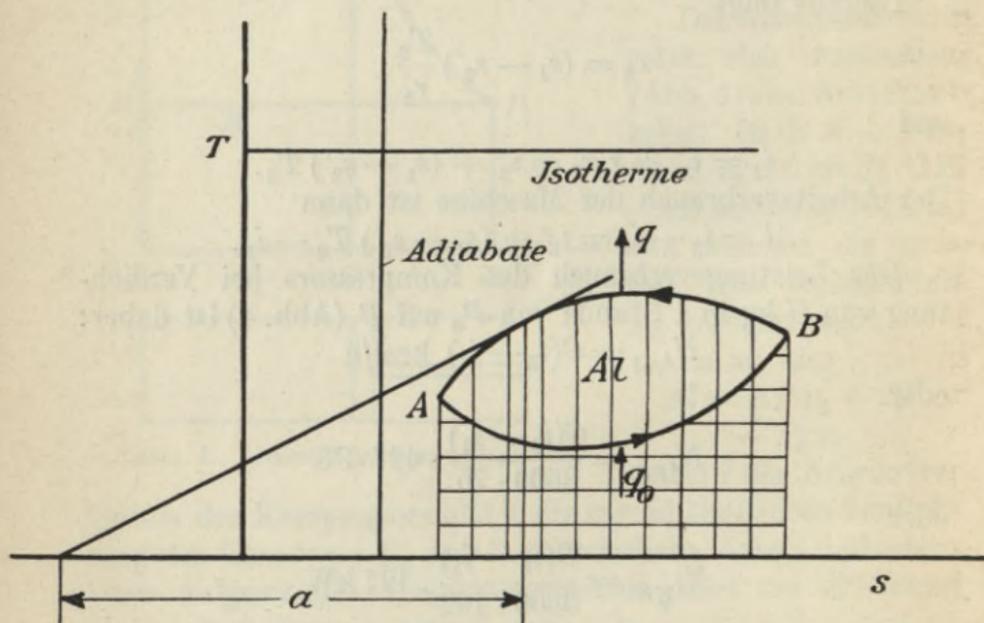


Abb. 5. $T - s$ -Diagramm.

Celsiusgrade an die Teilung geschrieben), und hat folgende Eigenschaften: Eine isothermische Zustandsänderung wird durch eine waagerechte Gerade dargestellt, eine umkehrbare adiabatische — isentrope — Zustandsänderung durch eine vertikale Gerade, die Fläche unter einer Kurve, die eine umkehrbare Zustandsänderung darstellt, gemessen bis zur s -Achse, also $T = 0$, stellt die Wärmemenge dar, die zu- oder abgeführt wird. Wird die Kurve von links nach rechts $A \rightarrow B$ durchlaufen, wächst also die Entropie, so wird Wärme zugeführt. Wird die Kurve von rechts nach links $B \rightarrow A$

durchlaufen, nimmt also die Entropie ab, so wird Wärme abgeführt. Bei einem geschlossenen, aus lauter umkehrbaren Vorgängen bestehenden Kreisprozeß, stellt der Inhalt des geschlossenen Linienzuges $AB A$ den Wärmewert der aufgewandten Arbeit dar, wenn er dem Sinne des Uhrzeigers entgegengesetzt durchlaufen wird. Die Subnormale der Tangente an die Kurve (a) stellt die spezifische Wärme des Stoffes in dem Zustand dar, der durch den Berührungspunkt gekennzeichnet ist. Eine Drosselung, also eine (nicht umkehrbare) Zustandsänderung konstanter Enthalpie, nicht stark überhitzter Dämpfe wird dargestellt durch eine nach rechts abfallende Kurve.

Ein Carnotscher Kreisprozeß (Abb. 6) wird durch das Rechteck $1-2-3-4$ dargestellt, und das Verhältnis der Strecken $1-4$ zu $1-5$ gibt den Wirkungsgrad an.

Das $T-s$ -Diagramm eines Stoffes, z. B. der Kohlensäure, enthält vor allem die Grenzlinie für siedende Flüssigkeit (links) und für trockengesättigten Dampf (rechts). Dabei liegt das kritische Gebiet oft, z. B. für Ammoniak, oberhalb des technisch wichtigen Gebietes, fehlt daher in den üblichen Tafeln, während es für Kohlensäure mit dargestellt wird. Im Sättigungsgebiet sind die Isothermen zugleich Isobaren, Linien gleichen Druckes. Die Waagrechten innerhalb der Grenzkurven, dem Gebiet des gesättigten Dampfes, sind in 10 Teile geteilt und die entsprechenden Teilpunkte sind durch „Kurven gleichen Dampfgehaltes“ miteinander

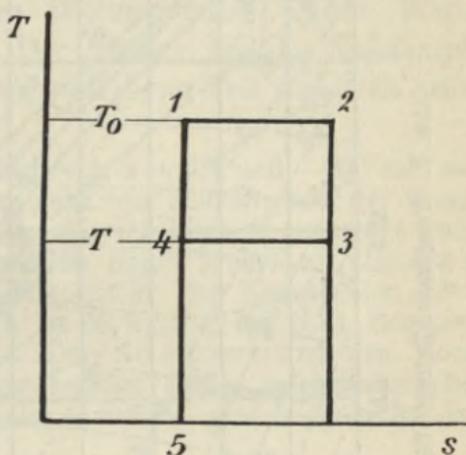


Abb. 6.
Carnot-Prozeß im $T-s$ -Diagramm.

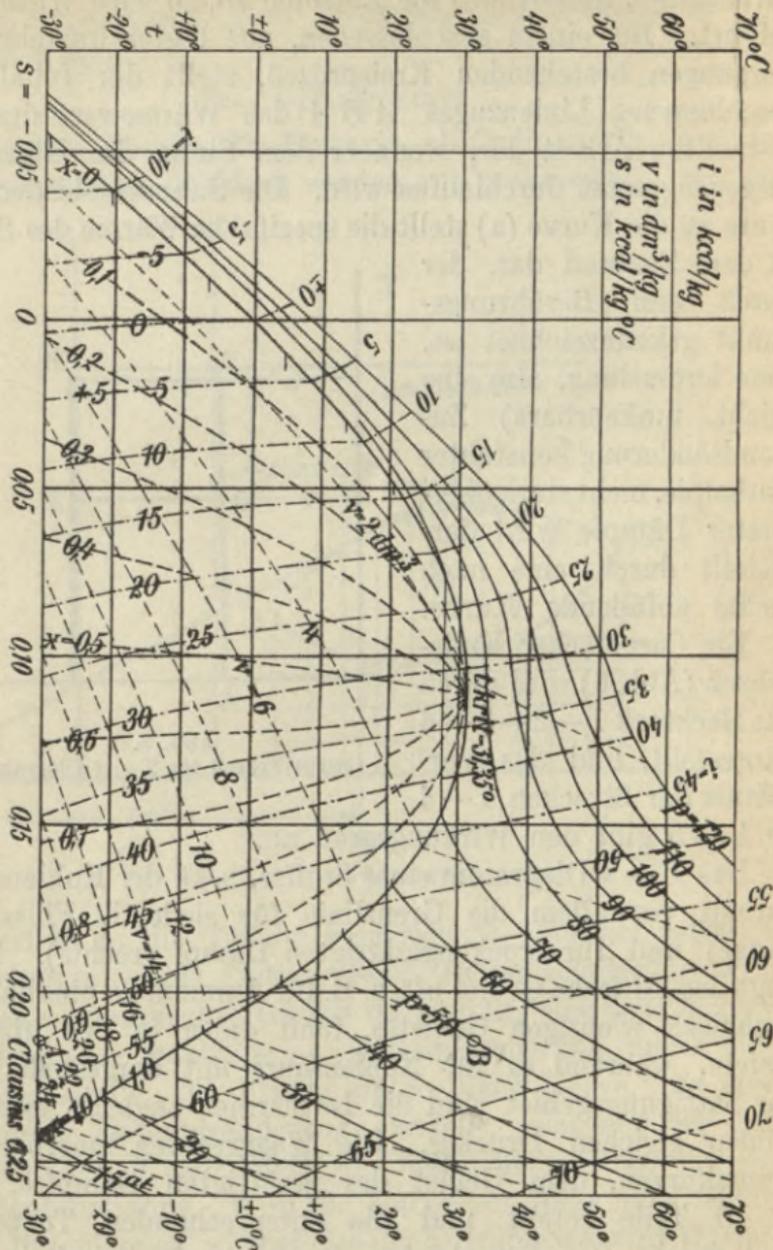


Abb. 7. Temperatur-Entropie-Diagramm für CO₂.

verbunden. Die Dampfgehalte sind an die einzelnen Kurven angeschrieben, z. B. bedeutet $x = 0,9$, daß in 1 kg nassem Dampf 0,9 kg trockener Dampf und 0,1 kg Flüssigkeit enthalten sind. Rechts von der rechten Grenzkurve liegt das Gebiet der überhitzten Dämpfe, in dem Isothermen und Isobaren nicht mehr zusammenfallen. Beide Linienscharen sind eingetragen, ebenso Linien gleichen Druckes und Linien gleicher Enthalpie (gleichen Wärmeinhaltes). Alle Werte gelten für 1 kg des Stoffes. Der mittlere Teil des Naßdampfgebietes wird oft weggelassen, weil dieser Teil praktisch nicht gebraucht wird.

Beispiel: Kohlendioxid von $x = 0,9$ und -30° soll auf 50 ata verdichtet werden. Man geht vom Schnittpunkt der Waagrechtens -30° (Abb. 7) mit der $x = 0,9$ -Linie A senkrecht nach oben bis zum Schnittpunkt mit der Kurve $p = 50$ at, also bis B und stellt fest, daß die Endtemperatur der Kompression 33° C beträgt. Die Enthalpie bei A ist 52 kcal/kg bei B 61, demnach ist $\Delta i = 61 - 52 = 9$ kcal/kg. Der Arbeitsverbrauch des Kompressors für 1 kg Kohlendioxid beträgt daher bei adiabatischer Verdichtung $427 \cdot 9 = 3843$ mkg. Ferner wird festgestellt, daß das spez. Volumen des angesaugten Dampfes $24 \text{ dm}^3/\text{kg}$ und dasjenige des Dampfes nach der Verdichtung $8,5 \text{ dm}^3/\text{kg}$ beträgt.

Man setzt die Entropie einer Flüssigkeit von $0^\circ \text{ C} = 273^\circ \text{ K}$ im allgemeinen gleich Null.

Dann stellt in Abb. 8 Punkt 1 auf der linken

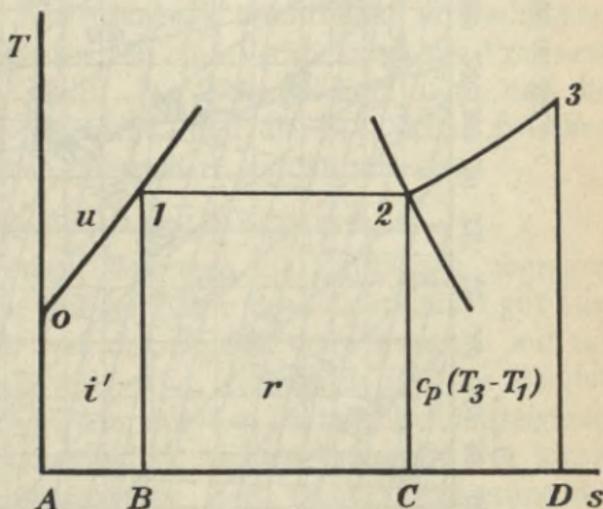


Abb. 8. $T - s$ -Diagramm.

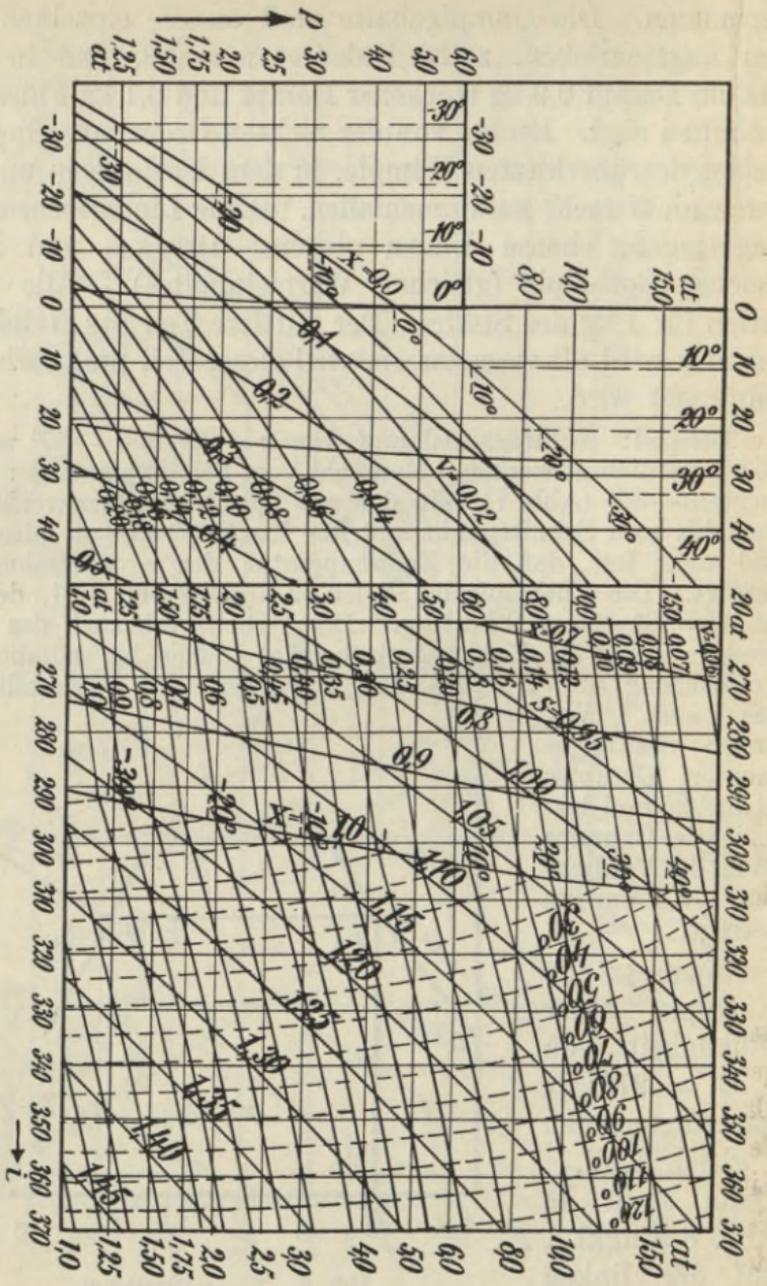


Abb. 9. $\log p - t$ -Diagramm für NH_3 .

Grenzkurve siedende Flüssigkeit von der Temperatur T_1 dar. Ist der Druck, der auf der Flüssigkeit lastet, höher als der Siededruck bei T_1 , ist also die Flüssigkeit unterkühlt, so wird ihr Zustand durch einen links von der linken Grenzkurve in der Höhe T_1 liegenden Punkt dargestellt. Der waagrechte Abstand von der linken Grenzkurve ist aber bei den meisten Stoffen vernachlässigbar klein und man zeichnet den Zustand der Unterkühlung daher praktisch auf der Grenzkurve ein (Abb. 8 Punkt u). Nur in der Nähe des kritischen Punktes ist die Abweichung erheblich. Die Fläche unter $O 1$ (Abb. 8), also $O 1 BA$, ist die Enthalpie der Flüssigkeit i' . Die Waagrechte 12 zwischen den Grenzkurven stellt den Verdampfungsvorgang dar, die Fläche $B 1 2 C$ ist die Verdampfungswärme r . Die Überhitzung des Dampfes von T_1 auf T_3 wird durch die Kurve konstanten Druckes durch 2 bis 3 dargestellt. Die Fläche $C 2 3 D$ stellt die Überhitzungswärme $c_p (T_3 - T_1)$ dar.

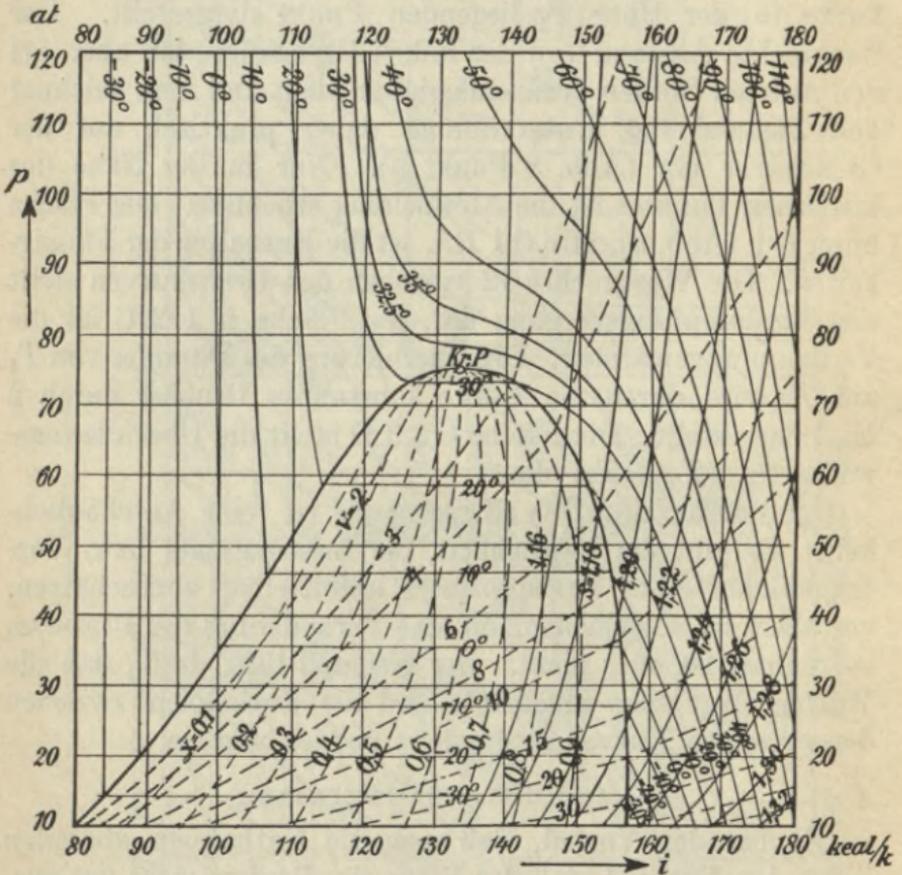
Der Vorzug des $T - s$ -Diagramms ist seine Anschaulichkeit. Es gibt die Möglichkeit, die Leistungszahl bzw. Verbrauchszahl eines Kreisprozesses unmittelbar abzuschätzen, vor allem zu entscheiden, ob eine Veränderung des Prozesses vorteilhaft ist oder nicht. Der Nachteil liegt darin, daß die Wärme als Fläche erscheint, und die Enthalpien zwischen den einzelnen Kurven interpoliert werden müssen.

$i - s$ -(Mollier-)Diagramm.

Es hat den Vorteil, daß man die Enthalpien abgreifen kann, den Nachteil, daß der Raum des Papiers nicht gut ausgenutzt wird, wenn man den Bereich der Flüssigkeit mit zur Darstellung bringen will. Die Isothermen sind im Bereich des nassen Dampfes gerade, mit dem Dampfgehalt ansteigende Linien, im Überhitzungsgebiet leicht gekrümmt. Für ideale Gase würden sie Waagrechte sein. Zur Verbesserung der Raumausnutzung verwendet man oft schiefwinklige Koordinaten.

$P - i$ -Diagramm (Mollier).

Die bei Kältemaschinen besonders wichtigen Zustandsänderungen bei konstantem Druck und der Drosselung sind

Abb. 10. $P - i$ -Diagramm für CO_2 .

gerade Linien, die Änderungen des Wärmeinhaltes kann man abgreifen. Die Ausnutzung des Raumes ist ziemlich gut, besonders dann, wenn für den Druck logarithmische Teilung vorgesehen wird. Für die zahlenmäßige Auswertung bei praktischen Aufgaben ist dieses Diagramm besonders nützlich.

Isothermen (außerhalb der Grenzkurven) und Adiabaten sind krumme Linien.

Beispiele (Abb. 11): Flüssige Kohlensäure von 65,6 at und $+10^{\circ}$ C wird so gedrosselt, daß der Siedepunkt auf -10° C. sinkt. Man geht vom Punkte A senkrecht herunter bis zum Punkte B auf der mit -10° bezeichneten Waagrechten. Der Druck sinkt da-

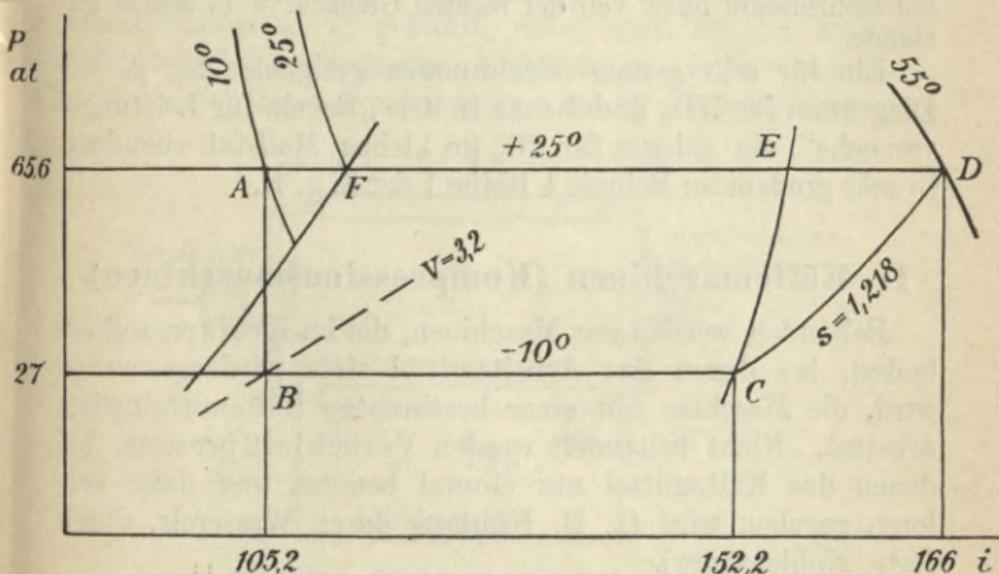


Abb. 11. Zustandsänderungen im $P-i$ -Diagramm.

bei auf 27 at. Nach dem Drosseln ist der Dampfgehalt 0,17, das spezifische Volumen 3,2 dm³/kg. Die Enthalpie bleibt während der Drosselung konstant 105,2 kcal/kg. Will man bei konstantem Druck die restlichen 83% verdampfen lassen, geht man auf der Waagrechten von B nach rechts bis C auf der rechten Grenzkurve, so findet man $i_c = 152,2$ kcal/kg. Demnach sind zum Verdampfen der 0,83 kg CO₂ $152,2 - 105,2 = 47$ kcal zuzuführen.

Will man trockengesättigten Dampf von -10° C. (Punkt C), also von 27 at auf 65,6 at adiabatisch verdichten, so muß man durch C eine Adiabate (Isentrope $s = 1,218$) legen und auf ihr bis zum Punkte D, der auf der Waagrechten $p = 65,6$ liegt, hinaufgehen. Da $i_D = 166$ ist, so verbraucht der Kompressor zur Verdichtung von 1 kg Kohlensäure $166 - 152,2 = 10,5$ kcal = $10,5 \cdot 427 = 4500$ mkg. Die Endtemperatur des Dampfes beträgt dabei

etwa 55° . Kühlt man den Dampf bei konstantem Druck ab, so muß man auf der Waagrechten nach links gehen. Bei E ist der Dampf trocken gesättigt, bei F vollständig verflüssigt, bei A auf $+10^{\circ}\text{C}$ unterkühlt. Die Verflüssigung findet bei etwa 25°C statt. Die Strecke DE mißt die Überhitzungswärme, EF die Verflüssigungswärme und FA die Unterkühlungswärme.

Im untersten Teil des Diagramms, unterhalb $p = 5,28 \text{ at}$, ist die Kohlensäure links von der rechten Grenzkurve in festem Zustande.

Ein für sehr genaue Rechnungen geeignetes $\log p - i$ -Diagramm für NH_3 findet man in den „Regeln für Leistungsversuche“, ein solches für CO_2 im kleinen Maßstab ebendort, in sehr großem im Beiheft 1 Reihe 1 der Z. g. K.

II. Kältemaschinen (Kompressionsmaschinen).

Behandelt werden nur Maschinen, die im Kreisprozeß arbeiten, bei denen das Arbeitsmittel stets wiedergewonnen wird, die Maschine mit einer bestimmten Kältemittelmenge arbeitet. Nicht behandelt werden Verschleißprozesse, bei denen das Kältemittel nur einmal benutzt und dann verloren gegeben wird (z. B. Kühlung durch Wassereis, durch feste Kohlensäure).

Alle wirklich ausführbaren Prozesse weichen von den Idealprozessen in wesentlichen Punkten ab, enthalten also nicht umkehrbare Vorgänge. Demgemäß werden zur Beurteilung der wirklichen Maschinen nicht in erster Linie die Idealprozesse herangezogen, sondern Vergleichsprozesse, die den wirklichen Vorgängen besser angepaßt sind, also die charakteristischen Nichtumkehrbarkeiten enthalten. Von der Berücksichtigung der Reibung wie des Einflusses der Wandungen des Kompressors auf das Kältemittel wird aber auch hier abgesehen. Die Abweichungen des wirklichen Prozesses von diesem „theoretischen“ Vergleichsprozeß werden durch Kenngrößen wie: indizierter Wirkungsgrad, Lieferungsgrad u. dgl. gemessen.

A. Ideal- und Vergleichsprozesse (Verlustfreie Maschinen).

1. Kaltluftmaschinen.

Ein Kompressor saugt Luft von der Temperatur T_0 an, verdichtet sie so, daß am Ende der Verdichtung die Temperatur T erreicht wird, die über der Temperatur des Kühlwassers liegt. Im Kühler wird die Luft nahezu auf die Kühlwassertemperatur T' gekühlt, dann wird sie der wie eine Dampfmaschine arbeitenden Expansionsmaschine zugeführt, in der sie sich unter Arbeitsleistung auf T_0' ausdehnt. Die kalte

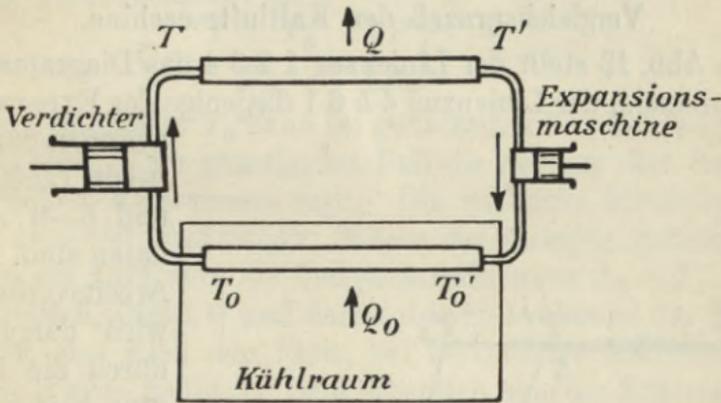


Abb. 12. Schema einer Kaltluftmaschine.

Luft wird entweder in den Kühlraum ausgepufft und mischt sich mit der Raumluft, und der Kompressor saugt die Mischluft des Raumes an; dann heißt die Maschine offen. Oder die Luft strömt durch ein im Kühlraum befindliches geschlossenes Röhrensystem von der Expansionsmaschine zum Kompressor und nimmt auf diesem Wege Wärme aus dem Kühlraum auf; dann heißt die Maschine geschlossen. Der Vorteil der Kaltluftmaschinen ist die Kostenlosigkeit und Ungiftigkeit des Kältemittels, ihr Nachteil der große Raumbedarf, die großen Anschaffungskosten sowie der überaus große Energieverbrauch. Der besondere Nachteil der offenen Kaltluftmaschine ist das Ausfallen der in der angesaugten Luft enthal-

tenen Feuchtigkeit in Form von Schnee, der Verstopfungen verursachen kann, die Gefahr des Mitreißen von Schmieröl in den Kühlraum, das sich auf das Kühlgut niederschlagen kann. Diese Nachteile fallen bei geschlossenen Maschinen, in denen immer die gleiche von Wasserdampf befreite Luftmenge umläuft, fort. Dafür aber sind wegen der Anordnung von Kühlschlangen im Raum die Anlagekosten höher, desgleichen die Betriebskosten, weil wegen des Wärmedurchgangs tiefere Temperaturen in dem Kühlrohr erzeugt werden müssen.

Vergleichsprozess der Kaltluftmaschine.

In Abb. 13 stellt der Linienzug 1 2 3 4 das Diagramm des Kompressors, der Linienzug 4 5 6 1 dasjenige des Expansionszylinders dar, wobei die Linie 2—3 und 5—6 Adiabaten sind. Der Arbeitsverbrauch wird dargestellt durch die Differenz beider Flächen, also durch die Fläche 2—3—5—6. Der

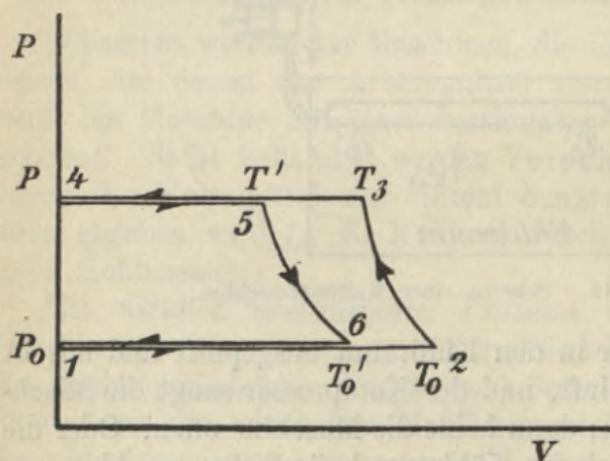


Abb. 13. Ideales Diagramm der Kaltluftmaschine.

Leistungsverbrauch ist daher bei einer stündlich umlaufenden

Luftmenge von G kg:

$$AL = Gc_p (T - T_0) - Gc_p (T' - T_0) = Gc_p (T - T_0 - T' + T_0) \text{ kcal/h,}$$

die stündliche Kälteleistung ist: $Q_0 = Gc_p (T_0 - T_0') \text{ kcal/h,}$

$$\text{die Leistungszahl } \varepsilon = \frac{Q_0}{AL} = \frac{T_0 - T_0'}{T - T_0 - T' + T_0'}$$

Wegen

$$\left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \frac{T_0'}{T'} = \frac{T_0}{T} \quad \text{wird} \quad \varepsilon = \frac{T_0}{T-T_0} = \frac{T_0'}{T'-T_0'}$$

oder auch

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{x-1}{x}} - 1}$$

Die Verbrauchszahl ist

$$\zeta = \frac{T - T_0}{T_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{x-1} - 1.$$

Die Temperatur T_0 kann im günstigsten Fall diejenige des Kühlraumes, T im günstigsten Fall die des aus dem Kühler ablaufenden Kühlwassers sein. Die wirkliche Maschine arbeitet sehr viel ungünstiger: Wegen der geringen spezifischen Wärme der Luft muß die Temperaturdifferenz $T_0 - T_0'$ sehr groß werden, damit G und damit das Hubvolumen des Kompressors, also auch sein Preis, bei bestimmter Kälteleistung erträglich klein bleibt. T muß erheblich über der Kühlwasserablauftemperatur liegen, damit man mit erträglichen Abmessungen der Kühlfläche des Kühlers auskommt. Ferner stellt sich der Arbeitsverbrauch der Maschine als Differenz zwischen demjenigen des Kompressors und der Arbeitsleistung des Ausdehnungszyinders dar, woraus sich auch bei gutem mechanischen Wirkungsgrad der Einzelteile ein sehr schlechter Gesamtwirkungsgrad ergibt.¹⁾ Die Reibungsarbeit im Ausdehnungszyinder verwandelt sich in Wärme, die die Kälte im Entstehen zum Teil wieder vernichtet. Schließlich beeinflussen die Wände der beiden Arbeitszyinder, die der wärmeren Luft Wärme entziehen und an die kalte Luft abgeben, den Vorgang ungünstig. Weder Kompression noch Expansion erfolgt adiabatisch. Die Nachteile kann man zum Teil

¹⁾ Lorenz, Z. g. K. 1911, Heft 5.

dadurch beseitigen, daß man die geschlossene Maschine mit hohem Drucke arbeiten läßt, da es nur auf das Druckverhältnis ankommt, und man so in kleinem Raum ein verhältnismäßig großes Luftgewicht unterbringen kann. Wegen der hohen Anlage- und Betriebskosten kommen Kaltluftmaschinen nur in besonderen Fällen (Unterseebooten) zur Anwendung. 1930 wurde wegen der Notwendigkeit, besondere Kältemittel zu vermeiden, eine sehr große, offene Kaltluftmaschine von Brown, Boveri & Cie. mit Turbokompressor und Luftturbine zur Kühlung der Luft in einem Bergwerk aufgestellt ¹⁾.

2. Kaltdampfmaschinen (Kompressionsmaschinen).

Die wichtigsten Kältemittel sind: Ammoniak NH_3 , Kohlendioxyd (Kohlensäure) CO_2 , Schwefeldioxyd (schweflige Säure) SO_2 , Methylchlorid $\text{CH}_3 \text{Cl}$. Gekürzte Dampftafeln befinden sich am Ende des Buches. Ausführliche Dampftafeln und $P - i$ -Diagramme, die von -50° bis $+50^\circ$ reichen, findet man in: „Regeln für Leistungsversuche an Kompressionskältemaschinen und Kühlanlagen“, Verlag Gesellschaft für Kältewesen, Berlin, 1929. Für die Durchrechnung der Beispiele sind diese Tafeln bzw. Diagramme benutzt worden. Über die besonderen Eigenschaften der Kältemittel siehe S. 58.

Die Wasserdampfkältemaschinen weichen in ihrer Bauart wesentlich von den übrigen Kompressionsmaschinen ab und werden gesondert behandelt.

a) Einstufige Maschinen.

Nasser Betrieb.

Die Verwendung verdampfender Flüssigkeiten gibt die Möglichkeit, einen Carnotschen Kreisprozeß durchzuführen,

¹⁾ Baumann, Z. g. K. 1931, Heft 7.

weil Verflüssigung und Verdampfung bei konstanten Temperaturen erfolgen.

Der ideale Vorgang ist folgender:

Der Kompressor K (Abb. 14) saugt die Dämpfe an, verdichtet sie adiabatisch und drückt sie nach dem Verflüssiger F , dessen Flächen unbegrenzte Mengen Kühlwasser bespülen. Dieses Wasser von z. B. $t = 25^{\circ} \text{C}$ entzieht dem Dampf Wärme und verflüssigt ihn, und zwar bei dem Druck, der der Wassertemperatur entspricht.

Da im Verdampfer eine tiefere Temperatur als im Verflüssiger, z. B. $t_0 = -10^{\circ} \text{C}$, herrschen soll, muß auch der Druck in ihm tiefer sein. Das Druckgefälle wird in der Expansionsmaschine E ausgenutzt, in der sich die Flüssigkeit unter teilweiser Verdampfung adiabatisch unter Arbeitsleistung ausdehnt.

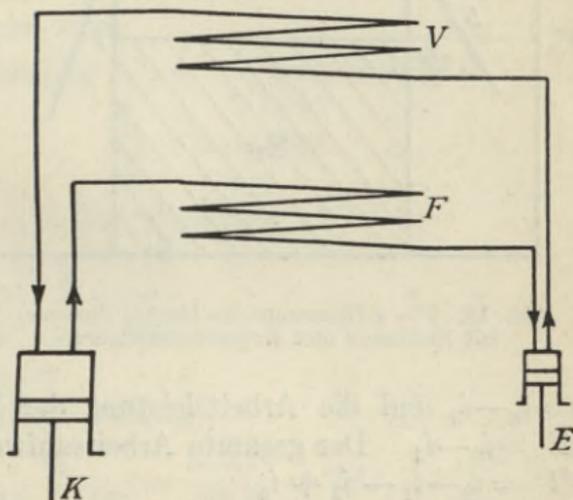
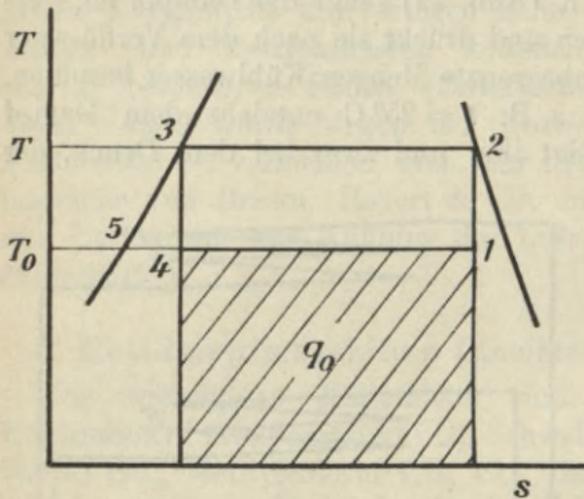


Abb. 14. Schema einer Kaldampfmaschine mit Expansionszylinder.

Das Dampf-Flüssigkeitgemisch wird in den Verdampfer ausgeschoben, der von einer unbegrenzten Solemenge umgeben ist, und verdampft hier vollständig unter Aufnahme von Wärme, die der Sole entzogen wird. Die Dämpfe werden vom Kompressor wieder angesaugt.

Im $T - s$ -Diagramm (Abb. 15) wird der Kreisprozeß durch den Linienzug 1 2 3 4 dargestellt. Im Verdampfer darf nicht alle Flüssigkeit verdampfen, sondern nur soviel, daß die Ver-

tikale durch den Punkt 1, der den Endpunkt der Verdampfung kennzeichnet, die Horizontale in der Höhe $T = 273 + 25^{\circ}$ in einem Punkte, der links von der rechten Grenzkurve oder



[Abb. 15. $T-s$ -Diagramm des idealen Prozesses mit Naßdampf und Expansionszylinder.

höchstens auf ihr liegt, schneidet (2), weil rechts davon die Isotherme keine Isobare mehr ist. Die Kälteleistung eines kg des Kältemittels ist $q_0 = i_1 - i_4$, die Fläche unter der Strecke 41; der Arbeitsaufwand zur Verdichtung $Al' = i_2 - i_1$; die vom Kühlwasser abzuführende Wärmemenge

$q = i_2 - i_3$ und die Arbeitsleistung der Expansionsmaschine $Al'' = i_3 - i_4$. Der gesamte Arbeitsaufwand ist $Al = Al' - Al'' = i_2 - i_1 - i_3 + i_4$.

Mithin

$$\varepsilon = \frac{q_0}{Al} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1 - i_3 + i_4} = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{263}{35} = 7,51.$$

Aus einem $P-i$ -Diagramm kann man die Beträge Al' und Al'' ohne weiteres abgreifen.

Man kann die Kälteleistung und Arbeitsbeträge auch aus den Zustandsgrößen der Grenzkurven (also Tabellenwerten) ermitteln. Die Zustandsgrößen in 2 und 3 sind, da die Punkte auf den Grenzkurven liegen, bekannt. Dann ist, da

$$\begin{aligned} s_2 &= s_1 = s'' , \\ s_3 &= s_4 = s' , \\ i_1 &= i_0' + (s'' - s_0') T_0 , \end{aligned}$$

$$i_2 = i'' ,$$

$$i_3 = i' ,$$

$$i_4 = i_0' + (s' - s_0') T_0 ,$$

$$q_0 = i_1 - i_4 = (s'' - s') T_0 ,$$

$$Al' = i_2 - i_1 = i'' - i_0' - (s'' - s_0') T_0$$

und

$$Al'' = i_3 - i_4 = i' - i_0' - (s' - s_0') T_0 .$$

Im $T - s$ -Diagramm (Abb. 15) wird dargestellt Al' durch die Fläche 1 2 3 5 4 und Al'' durch die Fläche 3 4 5.

In unserem Beispiel sind

$$i'' = 306,75 \text{ kcal/kg} \quad s'' = 1,0324 \text{ kcal/kg}^0 \text{ C}$$

$$i' = 28,09 \quad ,, \quad s' = 0,0976 \quad ,,$$

$$i_0' = -10,97 \quad ,, \quad s_0' = -0,0407 \quad ,,$$

Demnach sind

$$i_1 = 271,26 \text{ kcal/kg}$$

$$i_4 = 25,40 \quad ,,$$

$$Al' = 35,49 \quad ,,$$

$$Al'' = 2,69 \quad ,,$$

Die Kälteleistung ist

$$q_0 = i_1 - i_4 = 245,86 \text{ kcal/kg}$$

$$\varepsilon = \frac{q_0}{Al' - Al''} = \frac{245,86}{32,8} = 7,5.$$

Man erkennt, daß Al'' sehr klein gegen Al' ist. Bei ausgeführten Maschinen bewirken die nicht umkehrbaren Vorgänge, wie Reibung und Einfluß der Zylinderwandungen, eine Verkleinerung von Al'' und eine Vergrößerung von Al' . Es ist daher berechtigt und allgemein üblich, den Expansionszylinder fortzulassen und durch ein Drosselungsventil zu ersetzen (Abb. 16). Die normale Kältemaschine besteht also nur aus Kompressor K , Verflüssiger F , Regelventil R , Verdampfer V . Der Vergleichsprozess wird im $s - T$ -Diagramm (Abb. 17) dargestellt durch die Isothermen 41, die Adiabate 12, die Isotherme 23 und die Isenthalpe (Drosselkurve) 34.

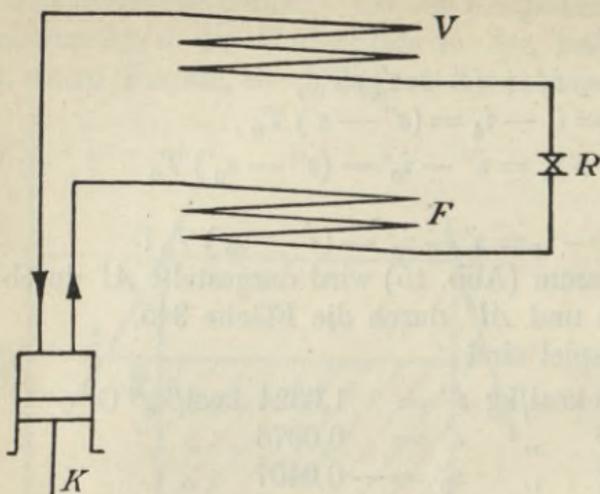
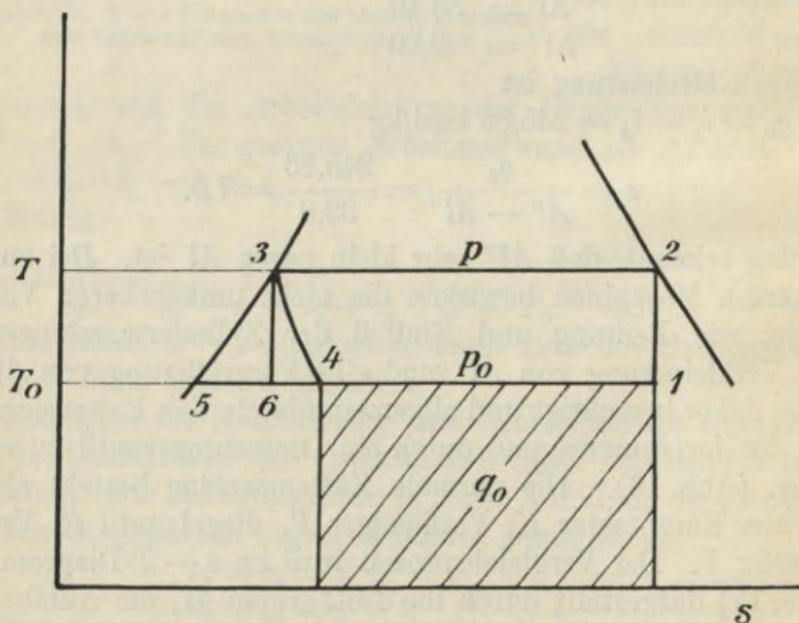


Abb. 16. Schema der normalen Kaldampfmaschine.

41 also kürzer wird. Die durch Drosselung vernichtete kine-

(Abb. 18 zeigt den Prozeß im $P-i$

Diagramm). Die Kälteleistung, die Fläche unter der Strecke 41, ist bei dieser Anordnung etwas geringer als bei der nach Abb. 15, da die Drosselkurve in Abb. 17 nach rechts abbiegt, Strecke

Abb. 17. $T-s$ -Diagramm der Maschine mit Naßdampf und Drosselventil.

tische Energie der Flüssigkeit verwandelt sich in Wärme.
 $i_3 = i_4$. Die Kälteleistung

$$q_0 = i_1 - i_4 = i_1 - i_3 = i'_0 + (s'' - s'_0) \cdot T_0 - i'.$$

Die Minder-Kälteleistung gegenüber der Maschine mit Expansionszylinder ist $i' - i'_0 - (s' - s'_0) T_0$, gleich der Fläche unter der Strecke 64 in Abb. 17, also gleich Al'' .

Der Arbeitsverbrauch des Kompressors ist im Wärmemaß $Al = i_2 - i_1$ oder auch der Inhalt der Fläche 12351 (Abb. 17),

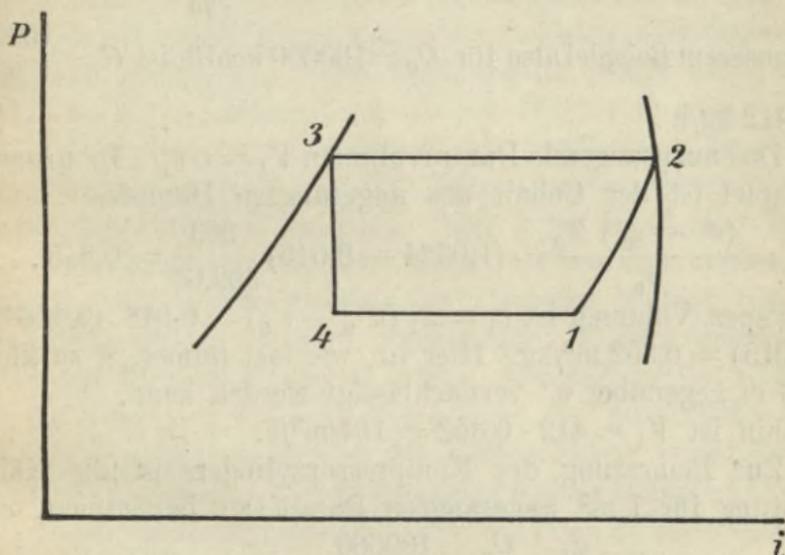


Abb. 18. $P - i$ -Diagramm der Maschine mit Naßdampf und Drosselventil.

er ist der gleiche wie bei dem Kreisprozeß¹ 12351, der in umkehrbarer Weise erfolgen kann, unter Zuhilfenahme eines Hilfskühlkörpers während des Vorganges 35, der bei konstantem Volumen, also ohne Arbeitsleistung, vor sich geht.

Demnach ist die Leistungszahl $\varepsilon = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}$. In unserem Bei-

spiel ist $\varepsilon = \frac{243,17}{34,49} = 7,03$, also nur wenig kleiner als beim

Carnotprozeß. Der Wirkungsgrad gegen den Carnotprozeß ist

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_C} = \frac{7,03}{7,5} = 0,935.$$

Da die Kältemaschine eine bestimmte stündliche Leistung aufweisen soll, so sind zur Festsetzung der Abmessungen usw. noch einige Größen zu berechnen:

Wenn stündlich Q_0 kcal zu leisten sind und 1 kg Ammoniak q_0 kcal leistet, so müssen stündlich $G = \frac{Q_0}{q_0}$ kg umlaufen.

In unserem Beispiel also für $Q_0 = 100000$ kcal/h ist $G = \frac{100000}{243,17} = 412$ kg/h.

Das anzusaugende Dampfvolumen $V_1 = Gv_1$. In unserem Beispiel ist der Gehalt des angesaugten Dampfes

$$x_1 = \frac{(s'' - s_0') T_0}{r_0} = (1,0324 - 0,040) \frac{263}{309,64} = 0,845.$$

Das spez. Volumen ist $v_1 = x_1 (v''_0 - v'_0) = 0,548 (0,4184 - 0,0015) = 0,352$ m³/kg. Hier ist, wie fast immer, v' so klein, daß es gegenüber v'' vernachlässigt werden kann.

Mithin ist $V_1 = 412 \cdot 0,352 = 154$ m³/h.

Zur Bemessung des Kompressorzylinders ist die Kälteleistung für 1 m³ angesaugten Dampf zu bestimmen, also

$$q_0' = \frac{q_0}{v_1} = \frac{Q_0}{V_1} = \frac{100000}{154} = 650 \text{ kcal/m}^3.$$

Der Leistungsverbrauch ist:

$$N_i = \frac{Gl}{3600 \cdot 75} \text{ PS} = \frac{412 \cdot 35,49 \cdot 427}{3600 \cdot 75} = 22,5 \text{ PS}$$

oder

$$\frac{Gl}{3600 \cdot 102} = 16,6 \text{ kW}.$$

Schließlich ist es üblich, statt der Leistungszahl die „spezi-fische“ Kälteleistung $K = \frac{Q_0}{N_i}$ anzugeben, wobei $K = 632\varepsilon$,

wenn die Leistung in PS, und $K = 860 \text{ ε}$, wenn sie in kW angegeben wird, also im Beispiel $K = \frac{100000}{22,5} = 4450 = 632 \cdot 7,03 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}$.

Überhitzter Betrieb.

Die Vorgänge in der ausgeführten Maschine weichen von denen des oben dargestellten Vergleichsprozesses ab und verlaufen wegen verschiedener ungewollter Nichtumkehrbarkeiten erheblich ungünstiger. Die Kompression erfolgt nicht nach einer „nassen“ Adiabate, wie sie das Diagramm zeigt. Vielmehr wird der Dampf während der Verdichtung überhitzt, trotz der Anwesenheit von Flüssigkeitstropfen, deren Temperatur viel langsamer ansteigt. Erst beim Durchgang durch das Druckventil verdampfen diese Tropfen und kühlen den Dampf. Diese Überhitzung des Dampfes bedingt eine im $P - v$ -Diagramm steiler verlaufende Verdichtungskurve, also einen Mehrverbrauch an Arbeit. Die Reibung des Kolbens im Zylinder und der Kolbenstange in der Stopfbüchse verbraucht Arbeit, die sich in die Kälte Wirkung vermindernde Wärme verwandelt. Die angesaugten kalten Dämpfe kommen mit den durch die Kompression angewärmten Zylinderwandungen in Berührung und es findet ein lebhafter Wärmeübergang von der Wand an den Dampf statt, der äußerst schädlich ist. Denn die Abkühlung der Wand bedeutet eine Kälteleistung, die nutzlos ist, für die aber Arbeit aufgewandt werden muß, und die Erwärmung des Dampfes vergrößert sein Volumen, so daß der Kompressor ein geringeres Dampfgewicht fördert, als es sonst der Fall gewesen wäre. Einen besonderen Verlust bringt beim „nassen Kompressorgang“ der „schädliche Raum“ (zwischen Kolben in der Totlage und Zylinderdeckel), da sich hier flüssiges Kältemittel ansammeln kann, das bei Rückgang des Kolbens verdampft und damit das nutzbare

angesaugte Volumen verkleinert. Es hat sich gezeigt, daß die schädlichen Einflüsse wesentlich kleiner werden, wenn die Dämpfe trocken gesättigt oder etwas überhitzt angesaugt werden. Sie werden dann bei der Verdichtung stark überhitzt, so daß die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Kühlwasser erheblich größer wird. Trotzdem also hier ein neuer nicht umkehrbarer Vorgang eingeschaltet wird, ist die Verminderung der schädlichen Vorgänge so groß, daß man heute allgemein die Maschinen mit „trockenem Kompressor-

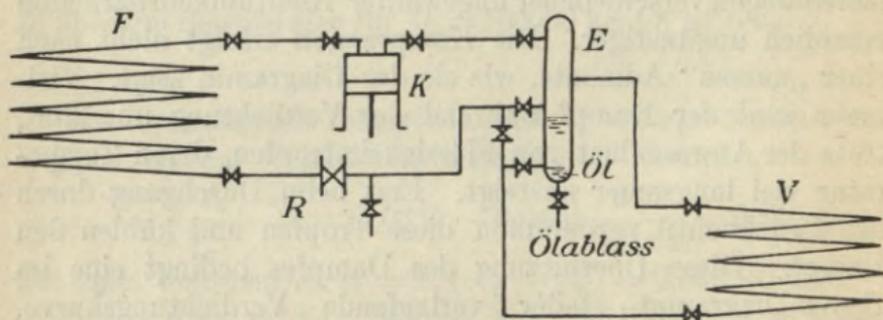


Abb. 19. Maschine mit trockenem Kompressorgang.

gang“ in „überhitztem Betrieb“ arbeiten läßt. Man ordnet die Apparate im allgemeinen nach Abb. 19 an. Es bedeuten: *K* den Verdichter, *F* den Verflüssiger, *R* das Regelventil, *V* den Verdampfer, *E* den Flüssigkeitsabscheider. In *E* sinkt das von der Saugleitung mitgerissene flüssige Ammoniak herab, der trockene Dampf wird oben abgesaugt. Die vom Regelventil kommende Flüssigkeitsleitung gießt oberhalb des Flüssigkeitsspiegels in *E* aus, wobei die bei der Drosselung gebildeten Dämpfe hochsteigen und abgesaugt werden, ohne daß sie in den Verdampfer gelangen. Das vom Dampf mitgerissene Öl sinkt unter das flüssige Ammoniak in *E* und kann von Zeit zu Zeit unten abgelassen werden. Der Abscheider darf nicht zu klein sein, weil er gelegentlich einen Teil der Kältemittelfüllung aufnehmen muß. Denn das

Flüssigkeitsgewicht, das z. B. im Verdampfer enthalten ist, wechselt mit der Belastung, weil bei starker Belastung ein verhältnismäßig großer Teil des Verdampfers mit Dampfblasen gefüllt ist, die Flüssigkeit verdrängen.

Der Vergleichsprozess, der dem wirklichen Verhalten der Dämpfe am besten entspricht, ist in Abb. 20 im $T - s$ -Diagramm dargestellt.

Es wird trockengesättigter Dampf von der Temperatur t_0 und dem Druck p_0 angesaugt (Punkt 1),

adiabatisch verdichtet bis auf den

Verflüssigungsdruck p , wobei er auf die Temperatur t_2 überhitzt wird (Punkt 2). Im Verflüssiger wird er zunächst von der Überhitzungswärme befreit (2'),

dann verflüssigt (3) und noch unter die Verflüssigungstemperatur auf t_u unterkühlt (3').

Beim Durchgang durch das Regelventil sinkt der Druck nach einer Kurve konstanter Enthalpie auf p_0 (4), die Temperatur auf t_0 unter teilweiser Verdampfung der Flüssigkeit, die im Verdampfer vollständig verdampft (1). Die Dampfmenge hinter dem Regelventil ist wegen

$$i_u = i_4 = i'_0 + x r_0, \text{ also } x = \frac{i_u - i'_0}{r_0}.$$

Die Kälteleistung wird dargestellt durch die Fläche unter 41. Der Arbeitsverbrauch

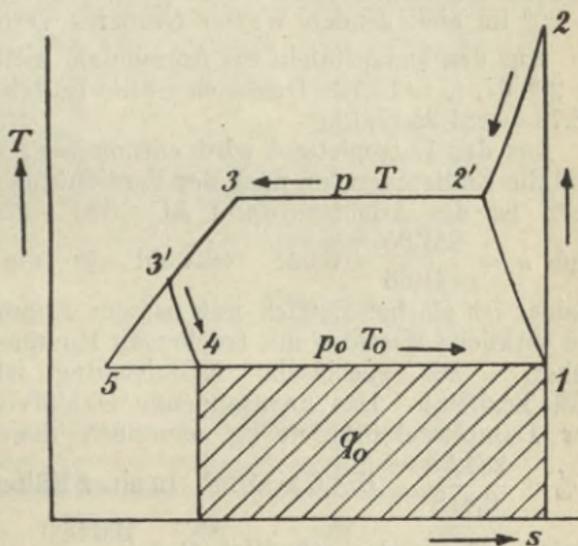


Abb. 20. Normaler Prozeß mit Unterkühlung und trockenem Ansaugen.

des Kompressors im Wärmemaß ist $Al = i_2 - i_1$ oder die Fläche 122'351. Die Leistungszahl ist demnach

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_3'}{i_2 - i_1} = \frac{i''_0 - i_u}{i_2 - i''_0}.$$

Beispiel: Als Normaltemperaturen gelten nach den „Regeln für Leistungsversuche“: Verdampfungstemperatur $t_0 = -10^\circ \text{C}$, Verflüssigungstemperatur $t = +25^\circ \text{C}$ und die Unterkühlungstemperatur im Punkte 3' $t_u = 15^\circ \text{C}$ (inneres Verhalten). Diesen Temperaturen entsprechen etwa: -5° im Solebad, $+10^\circ$ im zufließenden $+20^\circ$ im abfließenden Wasser (Äußeres Verhalten).

Aus den Dampf tafeln für Ammoniak wird entnommen $i_1 = i'_0 = 298,67$, $i_u = 16,72$. Demnach ist die Kälteleistung $q_0 = 298,67 - 16,72 = 281,95 \text{ kcal/kg}$.

Aus der Entropietafel wird entnommen, daß $i_2 = 340 \text{ kcal/kg}$ und die Endtemperatur nach der Verdichtung etwa 76° sind. Demnach ist der Arbeitsaufwand $Al = 340 - 298,67 = 41,33 \text{ kcal/kg}$

und $\varepsilon = \frac{281,95}{41,33} = 6,84$. Obwohl also die Leistungszahl hier

kleiner ist als bei Betrieb mit nassem Kompressororgan, arbeitet die wirkliche Maschine mit trockenem Kompressororgan wirtschaftlicher. Die spezifische Kälteleistung ist $K = 6,84 \cdot 632 = 4330 \text{ kcal/PSh}$. Das anzusaugende Dampfvolumen beträgt nach der Dampf tafel $0,418 \text{ m}^3/\text{kg}$, demnach die Kälteleistung je m^3

$q'_0 = \frac{281,95}{0,418} = 674,6 \text{ kcal/m}^3$. In einer Kältemaschine für 100 000

kcal/h müssen also stündlich $G = \frac{100\,000}{281,95} = 355 \text{ kg}$ Ammoniak

umlaufen, und der Kompressor muß $V = 355 \cdot 0,418 = 148 \text{ m}^3/\text{h}$ ansaugen. Der Leistungsverbrauch der verlustfreien Maschine beträgt $100\,000 : 4330 = 23,1 \text{ PS}$. Aus Abb. 20 a entnimmt man, daß die spezifische Kälteleistung $K = 4300 \text{ kcal/PSh}$ beträgt.

In Abb. 11 (S. 23) ist der Kreisprozeß im $P - i$ -Diagramm dargestellt.

Für diesen Kreisprozeß, den Normalprozeß der einstufigen Maschine, ist am Ende des Buches eine Zahlentafel für die spezifische Kälteleistung mitgeteilt.

Die Unterkühlung des flüssigen Kältemittels ist von um so

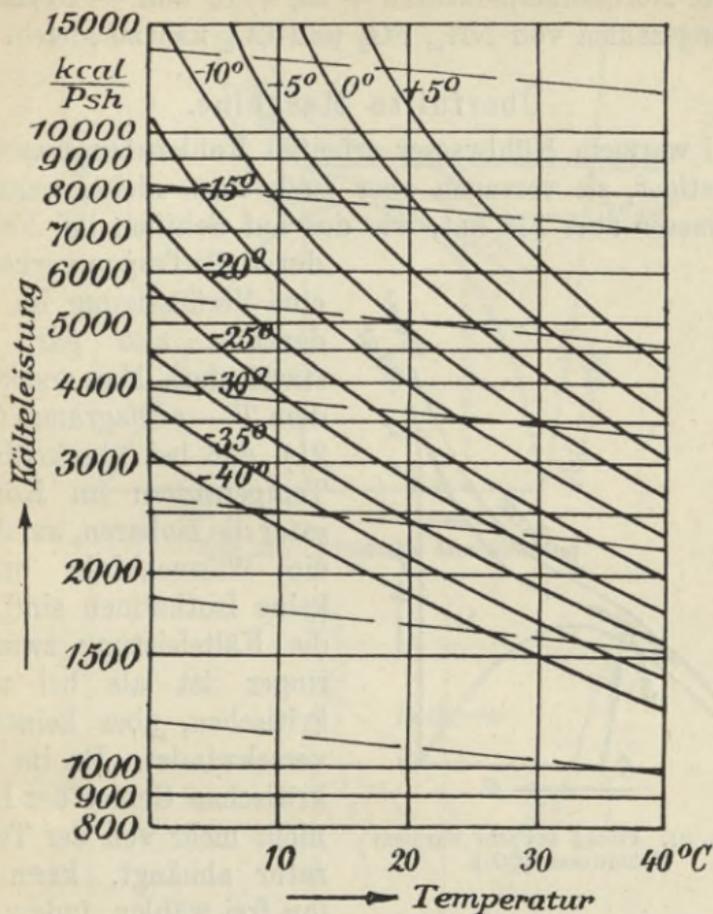


Abb. 20 a. Theoretische Kälteleistung in kcal/PSH für NH_3 (nach Altenkirch).
 Man findet die theoretische Kälteleistung, wenn man von dem durch die Verdampfungstemperatur (Kurve) und die Kondensationstemperatur (Abszisse) gegebenen Punkte in Richtung der gestrichelten Linien bis zur Temperatur der Unterkühlung (Abszisse) fortschreitet, auf der zugehörigen Ordinate.

größerem Einfluß, je größer seine spez. Wärme im Verhältnis zur Verdampfungswärme ist, d. h. je näher die Kondensationstemperatur an der kritischen Temperatur des Dampfes liegt. Darum ist sie bei Kohlensäuremaschinen besonders wichtig.

Für die Normaltemperaturen $+ 25$, $+ 15$ und $- 10^{\circ}$ sind die Leistungszahlen von NH_3 , SO_2 und CO_2 nahezu gleich.

Überfüllte Maschine.

Bei warmem Kühlwasser arbeiten Kohlensäuremaschinen ungünstiger, sie versagen aber auch dann nicht, wenn das Kühlwasser über 31° hat, wie das auf Schiffen bei Fahrten

durch die Tropen vorkommt, eine Verflüssigung im Kondensator also gar nicht stattfindet. Man ersieht aus dem $T - s$ -Diagramm (Abb. 21), daß bei überkritischen Temperaturen im Kondensator die Isobaren, auf denen die Wärmeabfuhr erfolgt, keine Isothermen sind, daß die Kälteleistung zwar geringer ist als bei unterkritischen, aber keineswegs verschwindet. Da im überkritischen Gebiet der Druck nicht mehr von der Temperatur abhängt, kann man ihn frei wählen, indem man

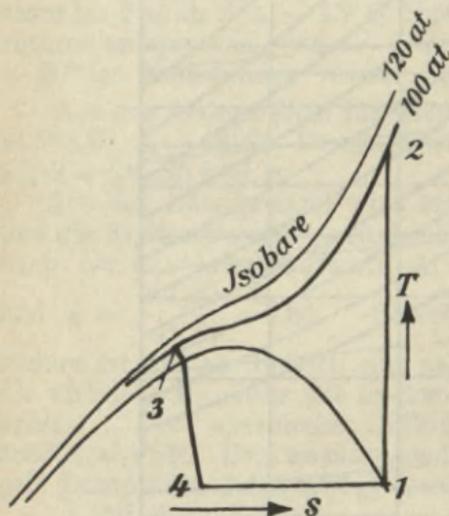


Abb. 21. Prozeß bei sehr warmem Kühlwasser (CO_2).

in die Maschinen mehr oder weniger Kohlensäure einfüllt. Aus dem $p - i$ -Diagramm (Abb. 22) geht sehr deutlich hervor, daß infolge des eigentümlichen Verlaufes der Isothermen 32 bis 40° im Gebiete zwischen 73 und 90 at die Kälteleistung eines kg Kohlensäure bei konstanter Temperatur vor dem Regelventil mit wachsendem Druck erheblich steigt. Die Leistungszahl wächst zunächst mit steigendem Druck, nimmt dann aber wieder ab.

Wenn in Abb. 23 $ABCD A$ der gesuchte günstigste Kreis-

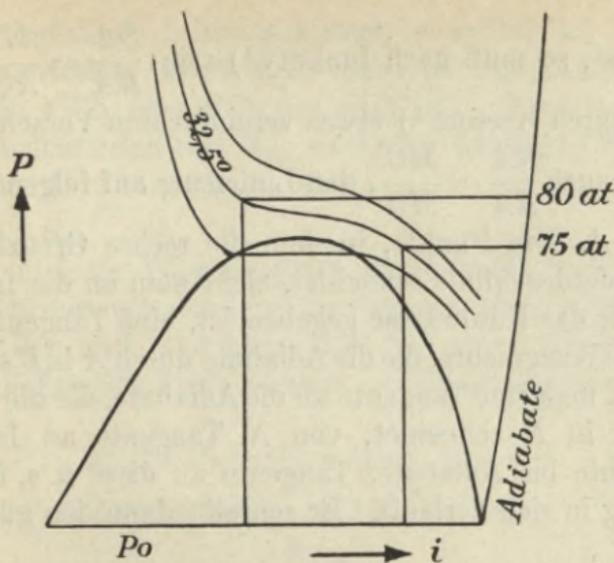


Abb. 22. Überfüllte Maschine.

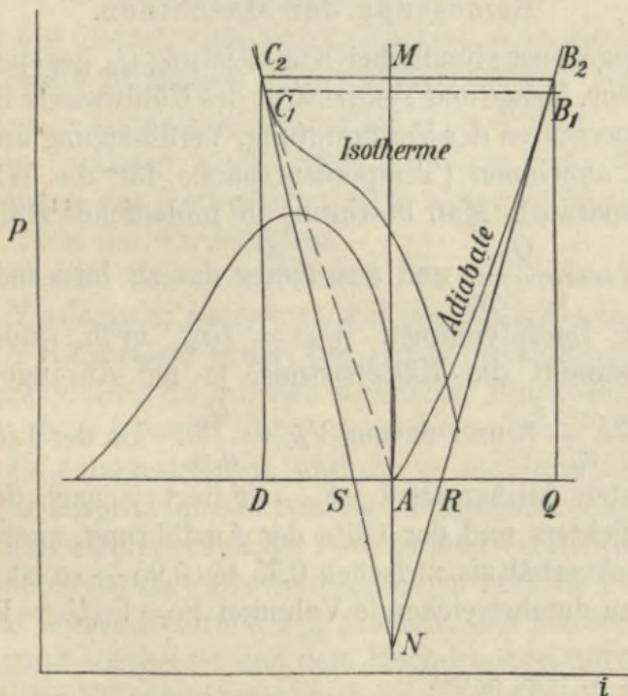


Abb. 23. Bestimmung des günstigsten Druckes.

prozeß ist, so muß nach Inokuty¹⁾ sein: $\frac{SA}{RA} = \frac{AD}{AQ}$. Nach seinem durch Keesom²⁾ etwas vereinfachten Vorschlag findet man, da auch $\frac{SA}{RA} = \frac{MC}{MB}$, den Linienzug auf folgende Weise:

Von A , dem Punkte, in dem die rechte Grenzkurve die Verdampferdrucklinie schneidet, zieht man an die Isotherme, die durch das Kühlwasser gegeben ist, eine Tangente bis C_1 , dann eine Waagrechte, die die Adiabate durch A in B schneidet, in B_1 legt man eine Tangente an die Adiabate, die die Vertikale durch A in N schneidet, von N Tangente an Isotherme, Waagrechte bis Adiabate, Tangente an diese u. s. f. bis der Linienzug in sich verläuft. Er schreibt dann den günstigsten Prozeß.

Bemessung der Maschinen.

Bei gegebener stündlicher Kälteleistung Q_0 , gegebener Soletemperatur, Menge und Temperatur des Kühlwassers kann man die Temperaturen der Verdampfung, Verflüssigung und Unterkühlung annehmen (Temperaturspanne für die Wärmeaustauschapparate). Man bestimmt die umlaufende Kältemittelmenge $G = \frac{Q_0}{i'_0 - i'_u}$ und aus dieser das zu fördernde (theoretische) Dampfvolumen $V_{th} = Gv'_0$ m³/h, oder aber man bestimmt die Kälteleistung je m³ Ansaugvolumen $q'_{0th} = \frac{i'_0 - i'_u}{v'_0}$ und daraus $V_{th} = \frac{Q_0}{q'_{0th}}$. Da der Lieferungsgrad λ stets kleiner als 1 ist — er liegt je nach der Größe des Verdichters und der Güte der Ausführung, auch je nach dem Druckverhältnis zwischen 0,75 bis 0,95 — so ist das vom Kolben zu durchstreichende Volumen $V = V_{th}/\lambda > V_{th}$. Der

¹⁾ Z. g. K. 1928, S. 180.

²⁾ Cold Storage and Produce Review 1928, S. 286.

wirkliche indizierte Leistungsbedarf ist größer als der theoretisch ermittelte. Bezeichnet man die (spezifische) Kälteleistung je kWh oder PSh der wirklichen Maschine mit K , die der verlustfreien mit K_{th} , so ist der indizierte Wirkungs-

$$\text{grad } \eta_i = \frac{K}{K_{th}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{th}}.$$

Der indizierte Wirkungsgrad ist abhängig von der Güte der Ausführung, von den Druckverlusten in den Rohrleitungen und Ventilen und muß beim Entwurf neuer Maschinen aus früherer Erfahrung bekannt sein. η_i ist günstigstenfalls 0,8.

b) Zweistufige Maschinen.

Zweistufige Drosselung.

Ist das Druckverhältnis $\frac{P}{P_0} > 4,5$, so ist zweistufige Verdichtung mit Zwischenkühlung in Erwägung zu ziehen wegen ihres erheblich geringeren Leistungsverbrauches. Der Mittel-
druck wird in erster Annäherung zu $P_{01} = \sqrt{P \cdot P_{02}}$ gewählt, wenn keine anderen Rücksichten bestehen, weil man dann dem Minimum des Verbrauches stets sehr nahe kommt. P_{02} ist der Druck des Verdampfers.

Hierbei wird der Dampf durch den Niederdruckzylinder aus dem Verdampfer angesaugt, auf den Mitteldruck verdichtet, durch Kühlwasser soweit als möglich gekühlt, durch den Hochdruckzylinder bis auf den Enddruck verdichtet, verflüssigt usw. Man gewinnt dabei die Arbeit, die in Abb 24 als Fläche $c b d f$ dargestellt ist, und die in der Regel dem Mehraufwand an Kapital für den zweiten Kompressorzylinder rechtfertigt. Man verbindet mit der zweistufigen Verdichtung regelmäßig eine zweistufige Drosselung, indem man die Flüssigkeit zuerst auf den Mitteldruck P_{01} drosselt, den hierbei entstandenen Dampf abscheidet und dem Hochdruckzylinder zuführt. Der Rest der Flüssigkeit wird auf den Niederdruck P_{02} weiter

gedrosselt. Die zweistufige Drosselung hat zwei Vorteile. Der erste Teil des sich bei der Drosselung bildenden Dampfes braucht nur um das kleine Druckverhältnis $\frac{P}{P_{01}}$ verdichtet

zu werden, es wird also Arbeit gespart. Dann aber braucht dieser Dampf auch nicht durch den Verdampfer zu wandern, in dem er einen Teil der Wärmeaustauschflächen bedecken und in ihrer Wirksamkeit beeinträchtigen würde. Man trifft

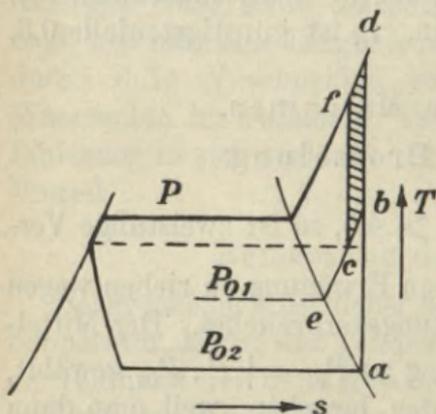


Abb. 24. Maschine mit zweistufiger Verdichtung.

aber bei Anordnung der Verbundwirkung noch eine dritte Maßnahme. Das Kühlwasser kann in der Regel den Dampf hinter dem Niederdruckzylinder nicht bis zur Sättigung abkühlen, sondern es verbleibt eine gewisse Überhitzung (Punkt *c* in Abb. 24). Die Vermischung mit der kleinen Dampfmenge, welche sich hinter dem ersten Drosselventil bildet und vom Hochdruckzylinder mit angesaugt

wird, senkt die Temperatur nur sehr wenig. Wie sich gezeigt hat, ist es vorteilhaft, die Kühlung des Dampfes hinter dem Niederdruckzylinder durch Mischen mit flüssigem Kältemittel gleichen Druckes auf die Sättigungstemperatur zu senken. Zu der allgemeinsten Anordnung kommt man dann, wenn bei dem Druck P_{01} noch Kälte geleistet werden soll. Solche Forderung nach gleichzeitiger Kälteleistung bei verschiedenen Verdampfungstemperaturen tritt z. B. auf, wenn neben der Kühlung eines Raumes auf $+2^{\circ}$ die Kühlung eines anderen auf -10° C verlangt wird. Es wäre unwirtschaftlich, auch den wärmeren Raum mit dem Kältemittel von derselben Verdampfungstemperatur zu kühlen, die man für den kälteren braucht. In

einem solchen Fall wird man für den Mitteldruck P_{01} nicht den rechnermäßig günstigsten wählen können, sondern muß den wählen, der durch den höher temperierten Kühlraum verlangt wird. Man gelangt so zur Anordnung der Abb. 25.

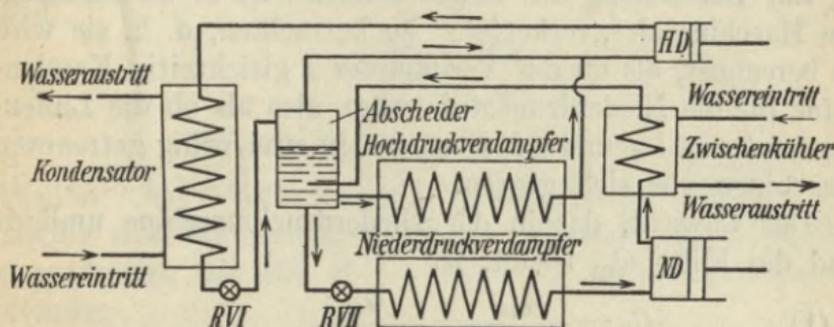


Abb. 25. Schema einer zweistufigen Maschine (vollkommene Zwischenkühlung).

Im $T - s$ -Diagramm wird der Vorgang durch Abb. 26 dargestellt:

Der Niederdruckzylinder saugt aus dem Niederdruckverdampfer II Dampf an, der adiabatisch von a bis b verdichtet und bis c durch Wasser, bis e durch verdampfendes Kältemittel vom Druck P_{01} gekühlt wird. Der Hochdruckzylinder verdichtet den vom Hochdruckverdampfer und den vom Niederdruckzylinder kommenden Dampf adiabatisch von e bis F , der Dampf wird bis F' gekühlt, bis v verflüssigt und bis g durch Wasser auf den Wärmeinhalt i_u unterkühlt. Bei der ersten Drosselung auf P_{01} bildet sich der Dampf-

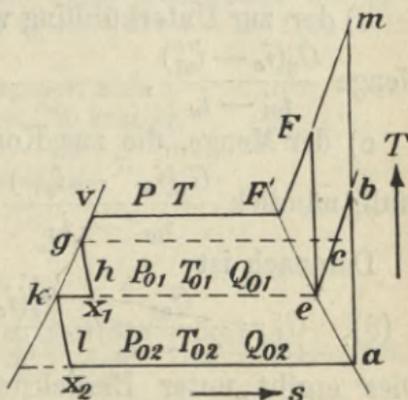


Abb. 26. Zweistufige Maschine mit Zwischenkühlung.

gehalt x_1 bei h ; von der verbleibenden Flüssigkeit verdampft ein Teil im Abscheider, ein Teil im Verdampfer I, der Rest wird in RV 2 nochmals gedrosselt und gelangt mit dem Dampfgehalt x_2 in den Niederdruckverdampfer.

Zur Berechnung des Arbeitsbedarfes ist es zweckmäßig, die Maschine als „verkettete“ zu betrachten, d. h. sie wird so berechnet, als ob der Verdampfer I gleichzeitig Kondensator für die Niederdruckstufe wäre, also als ob die Linienzüge $abcekl a$ und $eF F' v g h e$ in zwei völlig getrennten Maschinen vor sich gingen.

Das Gewicht, das in der Niederdruckmaschine umläuft und die Kälte Q_{02} leistet, ist

$$(1) \quad G_2 = \frac{Q_{02}}{i_a - i_k} = \frac{Q_{02}}{i'_{02} - i'_{01}}.$$

Der Arbeitsverbrauch der Niederdruckstufe ist

$$(2) \quad AL_2 = G_2(i_b - i_a) = Q_{02} \frac{i_b - i'_{02}}{i'_{02} - i'_{01}}.$$

Das vom Hochdruckzylinder geförderte Dampfgewicht G_1 setzt sich aus folgenden Teilen zusammen:

a) aus der bei T_{01} nutzbar verdampfenden Menge $\frac{Q_{01}}{i'_{01} - i_u}$,

b) der zur Unterkühlung von G_2 von c auf e erforderlichen Menge $\frac{G_2(i_c - i'_{01})}{i'_{01} - i_u}$,

c) der Menge, die zur Kondensation von G_2 verdampfen muß, nämlich $\frac{G_2(i'_{01} - i'_{01}')}{i'_{01} - i_u}$.

Demnach ist

$$(3) \quad G_1 = \frac{Q_{01}}{i'_{01} - i_u} + \frac{G_2(i_c - i'_{01})}{i'_{01} - i_u} + \frac{G_2(i'_{01} - i'_{01}')}{i'_{01} - i_u}.$$

Dies ergibt unter Berücksichtigung von (1)

$$(4) \quad G_1 = \frac{Q_{01}(i'_{02} - i'_{01}') + Q_{02}(i_c - i'_{01}')}{(i'_{02} - i'_{01}') (i'_{01} - i_u)}.$$

Demnach ist

$$(5) \quad AL_1 = G_1(i_f - i_e) \\ = \frac{Q_{01}(i''_{02} - i'_{01}) + Q_{02}(i_c - i'_{01})}{(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i_u)} \cdot (i_f - i'_{01})$$

und

$$(6) \quad \varepsilon = \frac{Q_{01} + Q_{02}}{AL_1 + AL_2} = \\ \frac{(Q_{01} + Q_{02})(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i_u)}{[Q_{01}(i''_{02} - i'_{01}) + Q_{02}(i_c - i'_{01})](i_f - i'_{01}) + Q_{02}(i_b - i'_{02})(i'_{01} - i_u)}$$

Damit sind die gesuchten Werte vollständig durch Größen ausgedrückt, die dem $P-i$ -Diagramm entnommen werden können.

Man verzichtet meist auf die Kühlung des vom Niederdruckzylinder kommenden Dampfes durch Wasser und dann wird $i_c = i_b$.

Wird schließlich $Q_{01} = 0$, d. h. wird bei T_{01} keine Nutzkälte geleistet, so wird mit $i_c = i_b$

$$(7) \quad \varepsilon = \frac{(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i_u)}{(i_b - i'_{01})(i_f - i'_{01}) + (i_b - i'_{02})(i'_{01} - i_u)}$$

Beispiel: Ammoniakmaschine, $Q_{02} = 10000$ kcal/h bei $t_{02} = -20^\circ \text{C}$; $Q_{01} = 50000$ kcal/h bei $t_{01} = -5^\circ$; $t = 25^\circ \text{C}$, $t_u = 15^\circ$.
 $i_c = i_b$.

Aus dem $P-i$ -Diagramm ergeben sich

$$\begin{aligned} t_b &= 20^\circ \text{C} & i_b &= 315 \text{ kcal/kg} \\ t_f &= 67^\circ & i_f &= 334 \text{ " } \\ i''_{02} &= 295,5 \text{ kcal/kg} \\ i'_{01} &= 300,1 \text{ " } \\ i_{01} &= -5,5 \text{ " } \\ i_u &= 16,7 \text{ " } \end{aligned}$$

Demnach wird

$$AL_1 = \frac{50000(295,5 + 5,5) + 10000(315 + 5,5)}{(295,5 + 5,5)(300,1 - 16,7)} (334 - 300,1) \\ = 7240 \text{ kcal/h}$$

$$AL_2 = 10000 \frac{315 - 295,5}{295,5 + 5,5} = 649 \text{ kcal/h.}$$

Demnach ist

$$\varepsilon = \frac{60000}{7890} = 7,61.$$

Wäre $Q_{01} = 0$, so würden sein

$$AL_1 = \frac{10\,000 \cdot 320,5 \cdot 33,9}{301 \cdot 283,4} = 1270 \text{ kcal/h,}$$

$$AL_2 = 649 \text{ kcal/h und}$$

$$\varepsilon = \frac{10000}{1919} = 5,21.$$

Sollte Q_{02} mit einstufiger Maschine geleistet werden, so würde am Ende der Kompression (Punkt m der Abb. 26) $i_2 = 353,5 \text{ kcal/kg}$ und

$$\varepsilon = \frac{i_{02}'' - i_u}{i_2 - i_{02}''} = \frac{295,5 - 16,7}{353,5 - 295,5} = 4,81 \text{ sein.}$$

Plank-Prozeß.

Um die Kälteleistung von CO_2 Maschinen bei warmem Kühlwasser zu verbessern, hat *R. Plank*¹⁾ vorgeschlagen, bei normal gefüllter Maschine die verdichtete und gekühlte Kohlensäure nachzupressen und wieder auf Wassertemperatur zu kühlen, also einen zweiten kleinen Zylinder anzufügen. Im $T-s$ -Diagramm (Abb. 27) wird der Prozeß durch den Linienzug $abcd ef a$ dargestellt. Ohne den Preßzylinder würde die Maschine den Prozeß $abcg$ durchlaufen. Man erkennt, daß die mittlere Höhe der oberen Temperatur (Linie ed) des Zusatzprozesses $gdef$ niedriger ist als die des einstufigen, daß also die Bedarfszahl des Zusatzprozesses kleiner ist als die des Hauptprozesses. Die Kälteleistung wird gegenüber dem einstufigen Prozeß im Verhältnis $af : ag$ gesteigert. Um die gleiche Kälteleistung zu erzielen, müßte die nicht überfüllte Maschine den Prozeß $ah ef a$ durchlaufen, wobei die Fläche $bhd c$ den Arbeitsbetrag darstellt, der durch Anordnung des zweiten Zylinders gespart wird. Liegt die Kühlwassertemperatur unterhalb der kritischen, so wird in diesem Flüssigkeit gepreßt. Wie gering sein Arbeitsverbrauch

¹⁾ Z. g. K. 1913, Heft 10.

$i_d - i_c$ ist, geht aus dem $P - i$ -Diagramm (Abb. 28) hervor. Die Anordnung nach Plank nutzt die Tatsache aus, daß die Enthalpie längs einer Isotherme im kritischen Bereich stark mit zunehmendem Druck sinkt. Der Arbeitsverbrauch der Maschine ist $Al = i_b - i_a + i_d - i_c$. Die Leistungszahl

$$\varepsilon = \frac{i_a - i_e}{i_b - i_a + i_d - i_c}.$$

Wie Inokuty¹⁾ gezeigt hat, gehört zu jeder Kühlwassertemperatur ein bestimmter günstigster Mitteldruck P_c .

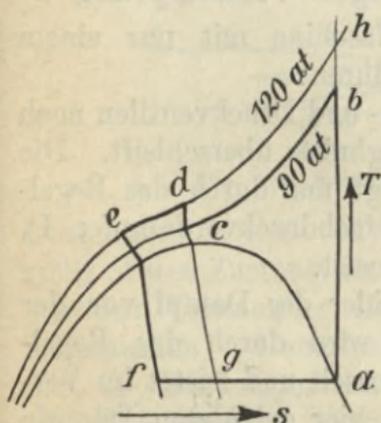


Abb. 27. Plank-Prozeß.

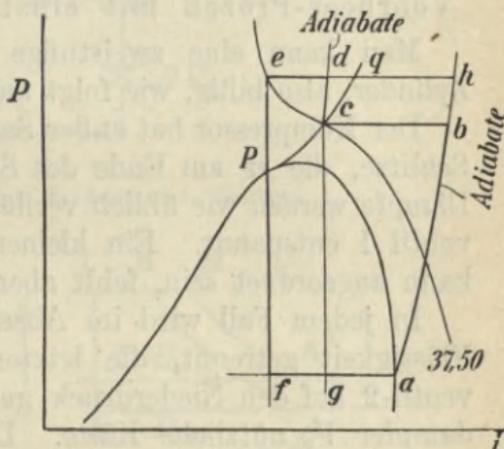


Abb. 28. Plank-Prozeß.

Der Punkt e ergibt sich als Schnittpunkt der Kühlwasserisotherme mit der von Inokuty ermittelten Linie $p - q$, die in Abb. 28 eingetragen ist. Ist das Wasser kälter als $31,5^\circ$, so liegt c auf der linken Grenzkurve. Beispiel:

$t_c = 37,5^\circ C$; $t_0 = -20^\circ C$; $i_a = 56,5 \text{ kcal/kg}$; $p_b = 90 \text{ at}$;
 $i_b = 72 \text{ kcal/kg}$; $i_e = 32 \text{ kcal/kg}$; $p_a = 120 \text{ at}$; $i_d = 33,5$
 kcal/kg ; $i_e = 21 \text{ kcal/kg}$.

$q_0 = i_a - i_e = 56,5 - 21 = 35,5 \text{ kcal/kg}$; $Al = i_b - i_a + i_d$
 $- i_c = 17 \text{ kcal/kg}$.

¹⁾ Z. g. Kälte 1928, Heft 2.

$\varepsilon = \frac{35,5}{17} = 2,09$. Bei Wegfall des Preßzylinders wäre
 $q_0 = i_a - i_c = 56,5 - 32 = 24,5$ kcal/kg, $Al = i_b - i_a = 15,5$
 kcal/kg und $\varepsilon = \frac{24,5}{15,5} = 1,58$. Bei einstufiger Maschine mit
 120 at Enddruck wäre die Kälteleistung wieder $q_0 = 35,5$
 kcal/kg, aber $Al = 77 - 56,5 = 20,5$; also $\varepsilon = \frac{35,5}{20,5} = 1,73$.

Voorhees-Prozeß mit einstufiger Verdampfung¹⁾.

Man kann eine zweistufige Maschine mit nur einem Zylinder, also billig, wie folgt ausführen:

Der Kompressor hat außer Saug- und Druckventilen noch Schlitze, die er am Ende des Saughubes überschleift. Die Dämpfe werden wie üblich verflüssigt und durch das Regelventil 1 entspannt. Ein kleiner Hochdruckverdampfer V_1 kann angeordnet sein, fehlt aber meist.

In jedem Fall wird im Abscheider der Dampf von der Flüssigkeit getrennt, die letztere wird durch das Regelventil 2 auf den Niederdruck gedrosselt und leistet im Verdampfer V_2 nützliche Kälte. Die hier gebildeten Dämpfe werden durch das Ventil vom Kompressor angesaugt. Hat der Kolben beim Saughub die Schlitze am Ende des Hubes freigegeben, so strömen die höher gespannten Dämpfe aus dem Abscheider in den Zylinder mit Stoß ein, steigern den Druck im günstigsten Fall auf den Mitteldruck, und schließen das Saugventil. Beim Rückgang schiebt der Kolben beide Dämpfe in den Verflüssiger. Im $P-v$ -Diagramm (Abb. 30) wird der verlustfreie Vorgang im Kompressor durch den Linienzug DA (Ansaugen aus V_2), AA' (Einströmen des Dampfes aus dem Abscheider), $A'B'$ (Verdichtung), $B'C$ (Ausschieben in den Kondensator) wiedergegeben. Im $P-i$ -

¹⁾ Allgemeine Theorie: H. Inokuty. Z. g. Kälte 1928, Heft 2.

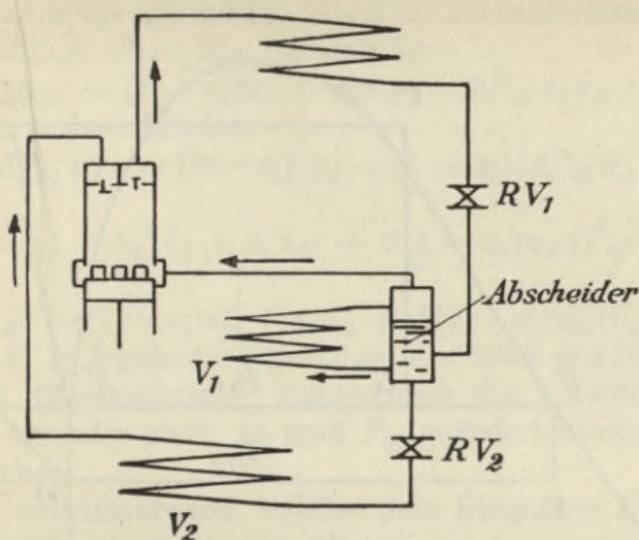


Abb. 29. Schema der Maschine nach Voorhees.

Diagramm (Abb. 31) stellt A den Zustand des aus dem Verdampfer II angesaugten Dampfes dar, A' denjenigen des Dampfes hinter dem ersten Regelventil. Nach der Mischung hat der Dampf den Zustand A'' .

A'' liegt auf der P_{01} — Waagrechten. Der Mischdampf wird adiabatisch bis B'' verdichtet, bis C kondensiert bzw. gekühlt, wenn der Druck über dem kritischen liegt, und bis G gedrosselt. Der sich bildende Dampf hat den Zustand A' , die abgeschiedene Flüssigkeit den Zustand E . Nach der zweiten Drosselung stellt F den Zustand der Mischung dar, die nach dem Durchströmen des Verdampfers in den Zustand A gelangt. Die Enthalpie $i_{A''}$ ergibt sich aus folgender Überlegung:

Nach der ersten Drosselung entstehen aus 1 kg Flüssig-

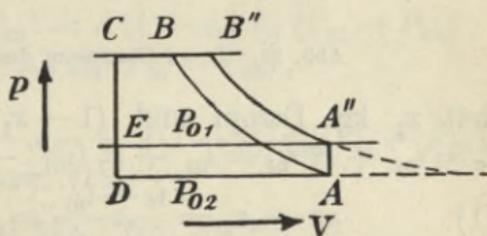
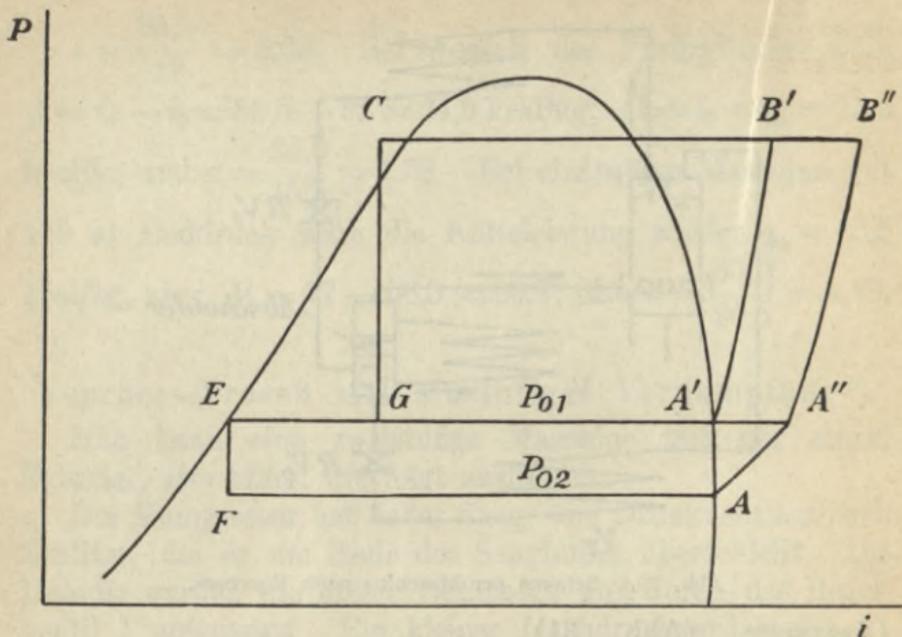


Abb. 30. $P-v$ -Diagramm der Voorhees-Maschine.

Abb. 31. $P - i$ -Diagramm des Voorhees-Prozesses.

keit x_1 kg Dampf und $(1 - x_1)$ kg Flüssigkeit; wegen $i_c = i_{01}' + x_1 r_{01} = i_{01}' + x_1 (i_{01}'' - i_{01}')$ ist

$$(1) \quad x_1 = \frac{i_c - i_{01}'}{i_{01}'' - i_{01}'} = \frac{i_c - i_{01}'}{r_{01}}$$

und

$$(1a) \quad 1 - x_1 = \frac{i_{01}'' - i_c}{i_{01}'' - i_{01}'} = \frac{i_{01}'' - i_c}{r_{01}}.$$

Im Zylinder befinden sich am Ende des Saughubes $(1 - x_1)$ kg Dampf vom Druck P_{02} , und nach Öffnen der Schlitze treten x_1 kg Dampf vom Druck P_{01} hinzu, ohne daß das Volumen sich ändert. Im Zylinder befindet sich dann 1 kg Dampf vom Zustand A'' . Infolgedessen ist

$$(2) \quad v_{A''} = (1 - x_1) v_A = (1 - x_1) v_{02}'.$$

Der bereits im Zylinder befindliche Dampf hat die innere Energie $(1 - x_1) u_A$ kcal/kg, der einströmende Dampf bringt

davon mit $x_1 u_{A'}$ und auf ihn leistet der nachschiebende Dampf die Arbeit $A \cdot P_{01} x_1 v_{A'}$, so daß ist

$$u_{A''} = (1 - x_1) u_A + x_1 u_{A'} + A P_{01} x_1 v_{A'} ;$$

wegen $u = i - APv$ ist

$$i_{A''} - A P_{01} v_{A''} = (1 - x_1) i_A - (1 - x_1) A P_{02} v_A + x_1 i_{A'},$$

so daß

$$i_{A''} = (1 - x_1) i_A + x_1 i_{A'} + A(1 - x_1) v_A (P_{01} - P_{02})$$

oder

$$(3) \quad i_{A''} = (1 - x_1) i_{02}'' + x_1 i_{01}'' + A(1 - x_1) v_{02}'' (P_{01} - P_{02}).$$

Punkt A'' ist bestimmt durch $v_{A''}$, $i_{A''}$ sowie den Druck P_{01} , ist also überbestimmt. Entsprechen die 3 Bestimmungsgrößen einander nicht, so muß P_{01} geändert werden, bis sie entsprechen.

Der Arbeitsaufwand, welcher dem Diagramm $E A'' B'' C$ in Abb. 30 entspricht, ist $Al' = i_{B''} - i_{A''}$ und derjenige, der der Fläche $D A A'' E$ entspricht, ist:

$$\begin{aligned} Al'' &= A v_{A''} (P_{01} - P_{02}) = A(1 - x_1) v_A (P_{01} - P_{02}) \\ &= A(1 - x_1) v_{02}'' (P_{01} - P_{02}), \end{aligned}$$

so daß

$$Al = Al' + Al'' = i_{B''} - i_{A''} + A(1 - x_1) v_{02}'' (P_{01} - P_{02})$$

und wegen (3) und (1) bzw. (1a)

$$(4) \quad Al = i_{B''} - i_{02}'' \frac{i_{01}'' - i_c}{r_{01}} - i_{01}'' \frac{i_c - i_{01}'}{r_{01}}.$$

Von 1 kg Flüssigkeit, das durch das erste Regelventil strömt, bleibt der Teil $(1 - x_1)$ flüssig, nach Durchgang durch das zweite Regelventil nur $(1 - x_1)(1 - x_2)$ kg, wobei

$$(5) \quad 1 - x_2 = \frac{i_{02}'' - i_{01}'}{r_{02}}.$$

Demnach ist die Kälteleistung für 1 kg durch die Maschine laufendes Kältemittel

$$(6) \quad q_0 = (1 - x_1) (1 - x_2) r_{02} = \frac{i_{01}'' - i_c}{r_{01}} \cdot (i_{02}'' - i_{01}').$$

Demnach wird

$$(7) \quad \varepsilon = \frac{q_0}{Al} = \frac{(i''_{01} - i_c)(i''_{02} - i'_{01})}{i_{B''} r_{01} - i''_{02}(i'_{01} - i_c) - i'_{01}(i_c - i'_{01})}$$

Der Voorhees-Prozeß kommt insbesondere für Kohlen-säuremaschinen bei warmem Kühlwasser und tiefer Verdampfungstemperatur in Betracht.

Beispiel: Kohlen-säure $t_{02} = -20^{\circ}$; $t = 25^{\circ}$; ohne Unter-kühlung also $t_c = 25^{\circ}$.

$$i''_{02} = 156,8 \text{ kcal/kg} \quad v''_{02} = 19,5 \text{ dcm}^3/\text{kg}$$

$$i_c = 118,8 \quad p_{02} = 20,1 \text{ at}$$

Angenommen $t_{01} = -5^{\circ} \text{C}$

$$i''_{01} = 156,4 \text{ kcal/kg} \quad p_{01} = 31,1 \text{ at}$$

$$i'_{01} = 96,9 \quad \text{,,} \quad \text{g}$$

$$\text{Nach (1) ist: } x_1 = \frac{118,8 - 96,9}{156,4 - 96,9} = 0,369$$

$$1 - x_1 = 0,631$$

Nach (3) ist dann:

$$i_{A''} = 0,631 \cdot 156,8 + 0,369 \cdot 156,4 + \frac{1}{427} \cdot 0,631 \cdot \frac{19,5}{1000} \cdot 11 \cdot 10000$$

$$= 159,9 \text{ kcal/kg}$$

Nach (2) ist:

$$v_{A''} = 0,631 \cdot 19,5 = 12,3 \text{ dcm}^3/\text{kg}$$

Der durch $i = 159,9$ und $v = 12,3$ bestimmte Punkt liegt bei einem Druck, der einer Verdampfungstemperatur von etwa -1°C entspricht.

Wählt man $t_{01} = -2,5^{\circ}$, so passen die 3 Größen zusammen.

Es wird $i_{A''} = 160,4 \text{ kcal/kg}$, $v_{A''} = 12,5 \text{ dcm}^3/\text{kg}$

$$i''_{01} = 156,3 \text{ kcal/kg} \quad p_{01} = 33,2 \text{ at}$$

$$i'_{01} = 98,4 \quad \text{,,}$$

$$r_{01} = 57,9 \quad \text{,,}$$

Es wird dabei $i_{B''} = 167,8 \text{ kcal/kg}$ so daß nach (7) wird

$$\varepsilon = \frac{(156,3 - 118,8)(156,3 - 98,4)}{167,8 \cdot 57,9 - 156,3(156,3 - 118,8) - 156,3(118,8 - 98,4)} = 3,45.$$

Bei zweistufiger Drosselung und zweistufiger Verdichtung mit Zwischenkühlung durch das Kältemittel würde bei gleichen Druckverhältnissen die Kompression der Niederdruckstufe bei $i_b = 162$ und diejenige der Hochdruckstufe bei $i_f = 163$ enden, so daß nach Gl. (7) auf S. 47 ist

$$\varepsilon = \frac{(156,8 - 98,4)(156,3 - 118,8)}{(162 - 98,4)(163 - 156,3) + (162 - 156,8)(156,3 - 118,8)} = 3,57.$$

Diese Leistungszahl ist nur wenig größer als die des Vorhees-Prozesses. Der hauptsächlichste Vorteil der Verbundwirkung mit Zwischenkühlung liegt darin, daß man den Mitteldruck P_{01} frei wählen kann. Und der günstigste Mitteldruck liegt bei 36,2 ata, d. h. bei etwa 0° C. Dabei wird $\varepsilon = 4,3$.

c) Verkettete Maschinen.

Wird Kälteleistung bei so tiefen Temperaturen (-80°) verlangt, daß die üblichen Kältemittel versagen, z. B. weil

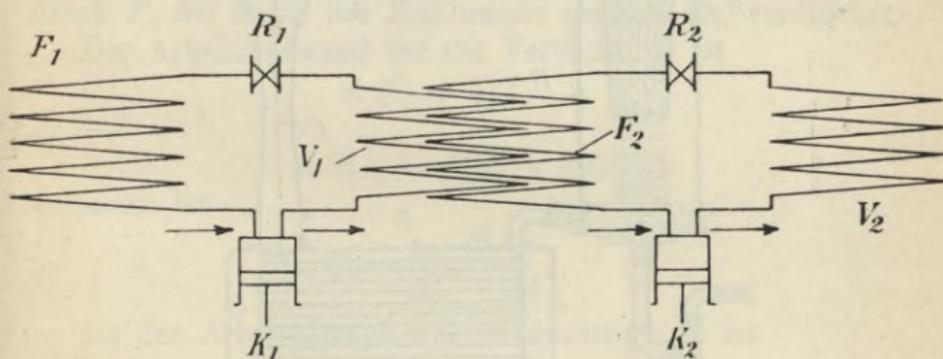


Abb. 32. Verkettete Maschine.

sie bei diesen Temperaturen fest sind, so kann man für die Tieftemperaturstufe ein anderes Kältemittel, z. B. Aethylen verwenden, dessen Verflüssiger (F_2) durch das verdampfende normale Kältemittel (V_1), z. B. Ammoniak (-40°) der Hochtemperaturstufe gekühlt wird; der Hochdruckkompressor (K_1) arbeitet mehrstufig. Im Verdampfer-Kondensator kann die Wärme entweder unmittelbar von einem Kältemittel auf das andre übergehen, oder es werden die Kondensatorschlange und Verdampferschlange in ein gemeinsames Solebad getaucht.

3. Wasserdampf-Maschinen.

Die besondere Bauart (Abb. 33) ist bedingt durch das

große spez. Volumen des Dampfes bei tiefen Temperaturen (bei $+0^{\circ}$ ist $v'' = 206 \text{ m}^3/\text{kg}$). Die Verwendbarkeit beschränkt sich auf Verdampfungstemperaturen nahe 0° . Die vom Kühlraum kommende Sole tritt bei G als Regen (H) in den Verdampfer B ein, wo sie zum Teil verdampft. Die Dämpfe werden durch

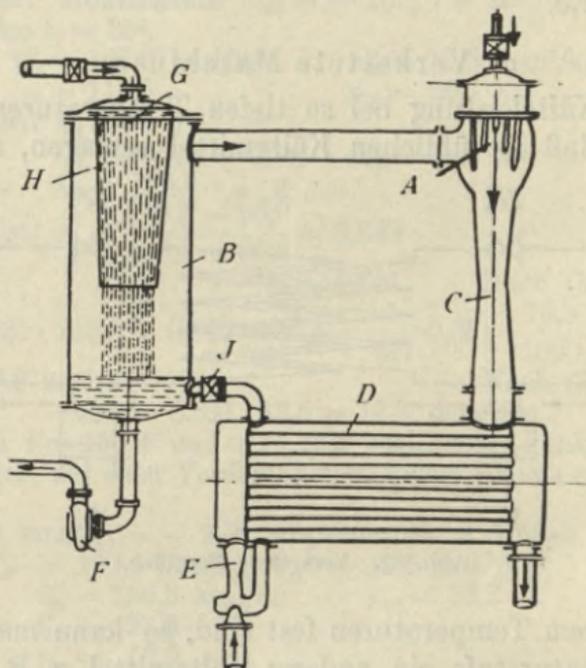


Abb. 33. Wasserdampf-Strahl-Kältemaschine.

den aus dem Düsenapparat mit sehr geringem Druck und hoher Geschwindigkeit kommenden Arbeitsdampf angesaugt, mit dem Arbeitsdampf zusammen im Diffusor C auf Kondensatordruck verdichtet und im Kondensator D verflüssigt. Die nicht verdampfte Sole sammelt sich im unteren Teil von B , von wo sie durch eine Pumpe F dem Kühlraum zugeführt wird. Das Kondensat wird durch den Strahlapparat E abgesaugt und mit dem Kühlwasser zusammen entfernt. Die in B verdampfte Wassermenge wird durch vom Konden-

sator kommendes Kühlwasser, das durch Ventil J gedrosselt wird, ersetzt.

Bezeichnet der Index o den Zustand im Verdampfer, 1 denjenigen des zuströmenden Arbeitsdampfes und 2 denjenigen des Kühlwassers, so ist bei der verlustlosen Maschine die Kälteleistung je kg Kaltdampf

$$q_0 = i_0'' - i_2'.$$

Zum Absaugen von 1 kg Kaltdampf sind G_1 kg Frischdampf nötig, die von P_1 auf P entspannt werden, dabei die Arbeit $A G_1 l_1$ leisten und dadurch $(G_1 + 1)$ kg Dampf auf den Enddruck P , der durch das Kühlwasser gegeben ist, verdichten.

Der Arbeitsaufwand für die Verdichtung ist

$$A (G_1 + 1) l,$$

so daß

$$A G_1 l_1 = A (G_1 + 1) l;$$

demnach ist

$$G_1 = \frac{Al}{Al_1 - Al}.$$

Ist der Arbeitsdampf trocken gesättigt, so ist

$$Al_1 = i_1'' - i_0' - (s_1'' - s_0') T_0;$$

und wenn trockengesättigter Dampf abgesaugt wird, ist

$Al = i'' - i_0' - (s'' - s_0') T_0$, so daß

$$G_1 = \frac{i'' - i_0' - (s'' - s_0') T_0}{i'' - i_1'' - (s'' - s_1') T_0},$$

das Wärmeverhältnis ist $y = \frac{q_0}{G_1 Al_1}$.

Bei wirklichen Maschinen ist das Wärmeverhältnis nur etwa $\frac{1}{3}$ der verlustfreien, wegen des Stoßes in der Düse und des schlechten Wirkungsgrades des Diffusors. Dazu kommt, daß die im Wasser gelöste Luft aus dem Verdampfer abgesaugt werden muß, wodurch die Kompressorarbeit etwa um 50% vergrößert wird.

Demnach ist in Wirklichkeit

$$G_1 = \frac{1,5 \text{ Al}}{\frac{1}{3} \text{ Al}_1 - \text{Al}} \quad ^1)$$

Der Dampfverbrauch beträgt bei 0° Verdampfungstemperatur und Frischdampf von etwa 4 ata etwa 3 kg je kg Kaldampf und bei Verwendung von Abdampf etwa 4 kg/kg.

Das Kühlwasser muß nicht nur den Kaldampf, sondern auch den Arbeitsdampf niederschlagen, der Verbrauch ist demnach vier bis fünfmal größer als bei anderen Kältemaschinen. Allerdings ist bei der Wasserdampfkältemaschine der Verbrauch (Dampf und Wasser) der Betriebsdampfmaschine (Diffusor) mit enthalten.

Mehrstufige Verdampfung²⁾ bringt gegenüber der einstufigen eine Ersparnis an Dampf und Kühlwasser von etwa 50 Prozent.

Für sehr kleine Leistungen kann man die Düsen mit Quecksilberdampf betreiben, der zur Kondensation wegen seiner hohen Temperatur nur sehr kleine Kühlflächen braucht.

Die Wasserdampfkältemaschinen haben eine größere wirtschaftliche Bedeutung bisher nicht erlangt.

B. Ausführung der Kompressionsmaschinen.

1. Kältemittel.

Ein ideales Kältemittel müßte folgende Eigenschaften haben: es soll billig, überall leicht zu beschaffen, ungiftig, nicht brennbar sein, es soll einen starken Eigengeruch haben, so daß man das Ausströmen aus Undichtigkeiten leicht bemerken kann; es soll kein Öl lösen und in flüssigem Zustande sich nicht mischen und schwerer oder leichter als Öl sein, so daß es sich leicht entfernen läßt. Der Druck soll so niedrig sein, daß an die Festigkeit der Röhren keine zu großen Ansprüche gestellt werden und sich die Stopfbüchsen leicht dicht halten lassen. Er soll aber auch nicht kleiner als 1 At-

¹⁾ Genauere Theorie bei E. Altenkirch (Gehlhoff).

²⁾ R. Follain, Z. g. K. 1928, S. 228.

mosphäre sein, damit durch die Stopfbüchsen keine Luft und mit ihr Feuchtigkeit in die Maschine eindringen können, wodurch die Druck- und Wärmeübergangsverhältnisse ungünstig beeinflußt würden. Das Mittel soll die Baustoffe nicht angreifen. Die spezifische Wärme der Flüssigkeit soll klein sein, damit sie möglichst wenig Wärme in den Verdampfer mitbringt. Für Maschinen mittlerer bis großer Leistung, die mit Kolbenverdichtern arbeiten, soll die Verdampfungswärme recht groß sein, damit die stündlich umlaufende Kältemittelmenge und das Zylindervolumen klein gehalten werden kann. Maschinen kleinster Leistung brauchen dagegen ein Kältemittel mit kleiner Verdampfungswärme, damit die Abmessungen nicht unausführbar klein werden. Auch für Maschinen mit Turbokompressoren soll die Verdampfungswärme klein sein, weil die Ausführbarkeit der Schaufeln der letzten Druckstufe an ein bestimmtes Fördervolumen gebunden ist.

Es ist natürlich unmöglich, daß ein einziges Kältemittel diese zum Teil einander widersprechenden Anforderungen erfüllt.

Für Kältemaschinen kleiner bis großer Leistung mit Kolbenkompressoren hat sich Ammoniak (NH_3) seit 50 Jahren aufs beste bewährt und die größte Verbreitung gefunden. Der Druck liegt zwischen 0,5 ata (-50°) und 21 ata ($+50^\circ$), ist also leicht zu beherrschen. Eisen wird nicht angegriffen, dagegen Kupfer und seine Legierungen bei Anwesenheit von Feuchtigkeit. Es müssen daher alle Armaturen aus Eisen und Stahl gemacht werden. Ammoniak ist giftig und in einer Atmosphäre, die 4 mg Ammoniak in 1 Liter Luft enthält, ist ein Aufenthalt von $\frac{1}{2}$ bis 1 Stunde bereits gefährlich. Namentlich die Schleimhäute und die Augen werden schwer gereizt. Luft mit 16,5 bis 26,8 Volumenprozenten Ammoniak ist explosibel, aber dieser Gehalt ist so groß, daß praktisch keine Gefahr besteht; jedenfalls ist keiner

der aufgetretenen Unglücksfälle auf Explosion eines Ammoniak-Luft-Gemisches zurückzuführen, sondern stets auf andre Ursachen, wie Explosionen von Leuchtgas, Öldämpfen u. dgl. Der starke Geruch des Ammoniaks macht be-

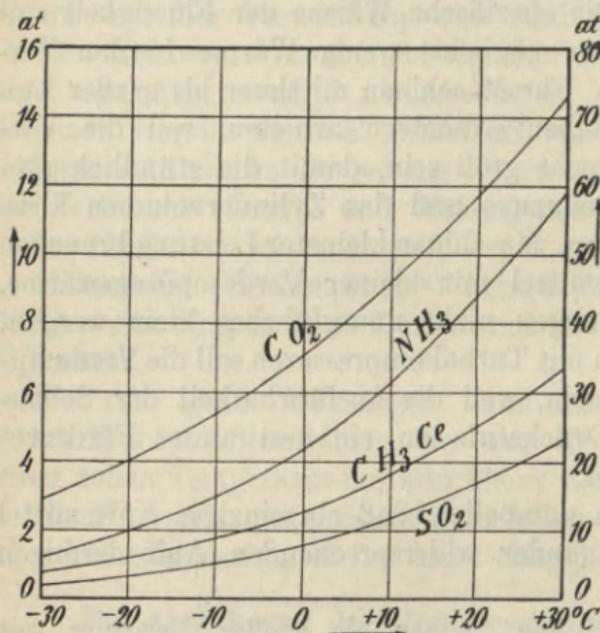


Abb. 34. Dampfspannungskurven (rechte Ordinate nur für CO_2).

reits auf geringfügige Undichtigkeiten aufmerksam, die durch Absuchen mit einem Salzsäurefläschchen oder einem brennenden Schwefelfaden leicht gefunden werden können, da sich bei Anwesenheit von NH_3 weiße Wolken bilden. Kohlendioxyd (CO_2) wird dort verwandt, wo

der Geruch bei Ausströmungen lästig wird, also bei Aufstellung der Maschinen in Verkaufsräumen, in Schiffen — obwohl sich auch hier Ammoniakmaschinen einführen — u. dgl. Störend ist der hohe Druck (80 at), ferner die Geruchlosigkeit des Gases, das bei einem Gehalt von 100 mg in 1 Liter Luft gefährlich wird. Der kritische Punkt liegt bei $+31,5^{\circ}$ sehr niedrig, und dadurch ist die Unwirtschaftlichkeit der Kohlendioxydmaschinen bei warmem Kühlwasser bedingt.

Schwefeldioxyd (schweflige Säure, SO_2) kommt wegen seines geringen Druckes und dementsprechend großen Volumens für kleine und kleinste Maschinen, besonders für den

Haushalt, in Betracht. Es hat einen stechenden Geruch, greift die Atmungsorgane an und ist bei Anwesenheit von 1,7 mg in 1 Liter Luft gefährlich. Da der normale Siedepunkt bei -10° C liegt, besteht bei tieferen Verdampfungstemperaturen Unterdruck und damit die Gefahr des Eindringens von Luft, die Feuchtigkeit mitbringt. Es entsteht dann Schwefelsäure, die die Eisenteile angreift. Man verwendet mit Vorteil Kupferschlangen. In flüssigem Zustande ist SO_2 schlüpfrig.

Methylchlorid (CH_3Cl) wird für kleinste Maschinen verwendet. Der normale Siedepunkt liegt bei -24° C. Es ist chemisch indifferent, narkotisierend, brennbar. In neuester Zeit wird Difluordichlormethan (CF_2Cl_2) — kurz F 12 genannt — empfohlen; es ist nicht brennbar, ganz ungiftig, doch bilden sich an offener Flamme Spuren des sehr giftigen Phosgens; die Drücke liegen zwischen 1,5 ata (-20°) und 7,6 ata ($+30^{\circ}$), sind also leicht zu beherrschen.

Für Turbomaschinen verwendet man Stoffe mit möglichst vielen Atomen im Molekül, da bei diesen $\frac{c_p}{c_v}$ klein und damit die Endtemperatur der adiabatischen Verdichtung niedrig wird. Man verwendet etwa Dichloräthylen ($\text{C}_2\text{H}_2\text{CCl}_2$), das ein sehr großes spez. Volumen hat. Die Drücke liegen zwischen 0,05 ata bei -20° und 0,52 bei $+30^{\circ}$, also auch auf der Hochdruckseite im Vakuum. (Z. g. K. 1932, Heft 7, 8.)

2. Bauformen normaler Maschinen.

Zu beachten: Zugänglichkeit aller Teile, Platz zum Herausheben der Verdampferschlangen, zum Herausnehmen des Kompressorkolbens, zum Reinigen der Kondensatorschlangen. Jeder Apparat soll durch zwei Absperrungen gegen die anderen abgedichtet werden können. Oder: Vollkommene Einkapselung („Autofrost“ von A. Freundlich, Düsseldorf, und Abb. 35).

Maschinen kleinster Leistung (Haushalt) stellen besondere Anforderungen und werden später behandelt. Für die Aus-

bildung der Einzelteile sind die physikalischen, chemischen und physiologischen Eigenschaften des verwandten Kältemittels maßgebend.

Bei Stoffen, deren Druck unter 1,03 at sinkt, muß das Eindringen von Luft in die Maschine verhindert werden. Etwa in die Maschine eindringende Feuchtigkeit verringert bei NH_3 die Kälteleistung, führt zur Bildung von Schwefelsäure bei SO_2 . Außerdem besteht die Gefahr der Verstopfung dünner Querschnitte durch Eispfropfen.

Kompressoren.

Größenbemessung: Ist Q_0 die verlangte Verdampferleistung, q_0 die Kälteleistung je kg Kältemittel unter den als bekannt vorauszusetzenden Bedingungen, so ist $V_0 = \frac{Q_0}{q_0} \cdot v_0''$ das anzusaugende Dampfvolumen. Für sehr große Dampfvolumen werden Turbo-Kompressoren verwendet; die untere Grenze liegt bei einem Endvolumen der Kompression von etwa 1000 m³/h. Umlaufzahlen 3000 bis 16000 min⁻¹.

Mindestkälteleistung bei 10° Verdampfung und + 25° C Verflüssigung

Ammoniak	1 700 000 kcal
Schwefeldioxyd	730 000 „
Methylbromid	440 000 „
Dichloräthylen	92 000 „
Chloräthyl.....	320 000 „

Vorteile: Geringer Raumbedarf, Abdichtung nur einer Stopfbüchse, Möglichkeit unmittelbarer Verbindung mit Elektromotor oder Dampfturbine. Freiheit des Dampfes von Öl, daher reine Flächen in Kondensator und Verdampfer und guter Wärmeübergang.

Sehr gute Abdichtung der horizontalen Teilfuge erforderlich. Der Kompressor der Abb. 35 arbeitet zweistufig mit Flüssigkeitseinspritzung hinter der Niederdruckstufe. Kondensator und Verdampfer im Gehäuse unter der Maschine.

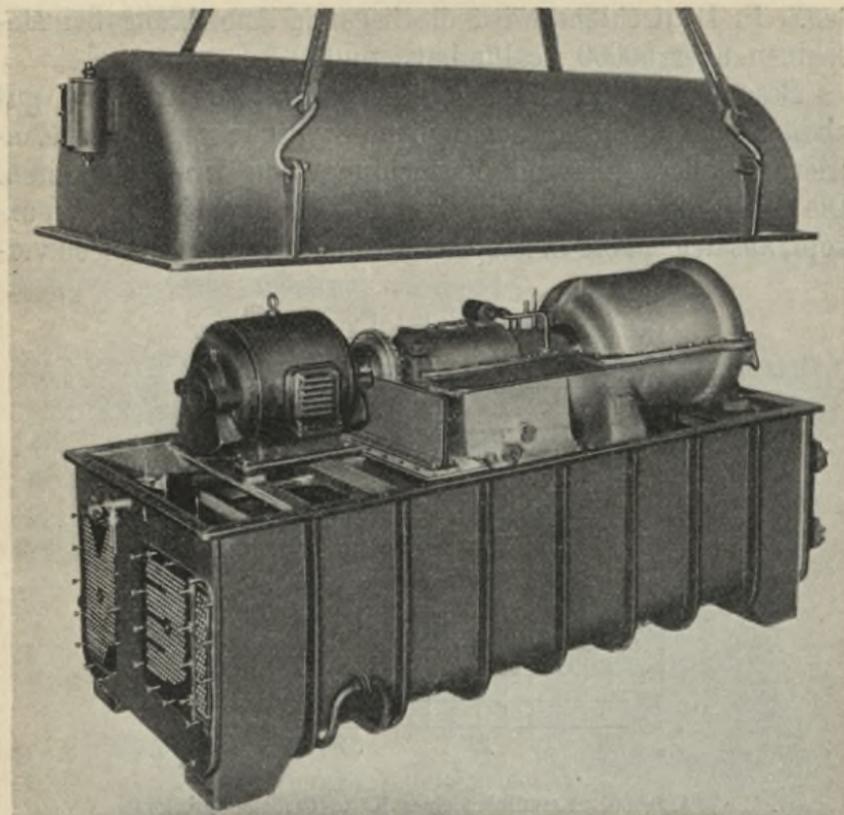


Abb. 35. Geschlossene Kältemaschine, Blocktype mit Turbokompressor, Deckel abgehoben. (Brown, Boveri & Cie., Baden, Schweiz.)

Bei doppeltwirkenden Kolbenkompressoren ist das vom Kolben durchstrichene Volumen $V = d^2 \pi s \cdot n \cdot 30 = \frac{V_0}{\lambda}$, wobei der Lieferungsgrad λ je nach Größe und Ausführung der Maschine 0,6 bis 0,9 beträgt. Mittlere Kolbengeschwindigkeit $\frac{s \cdot n}{30}$ zwischen 1,5 und 2,5 m/sek. Mit Rücksicht auf die Massenbeschleunigung soll $s \cdot n^2$ bei schnelllaufenden Maschinen 10000, bei langsam laufenden 5000 nicht überschrei-

ten. In Deutschland wird die liegende Anordnung bei Maschinen über 50000 kcal/h bevorzugt.

Besondere Anforderungen: Sehr starre Konstruktion, gut abdichtende und leicht zugängliche Stopfbüchse, genaue Zentrierung aller Teile zur Vermeidung von Undichtigkeiten. Die Teile, die zugänglich bleiben müssen, wie Kurbel, Kreuzkopf, aus denen aber Öl abspritzen kann, werden mit Blech ver-

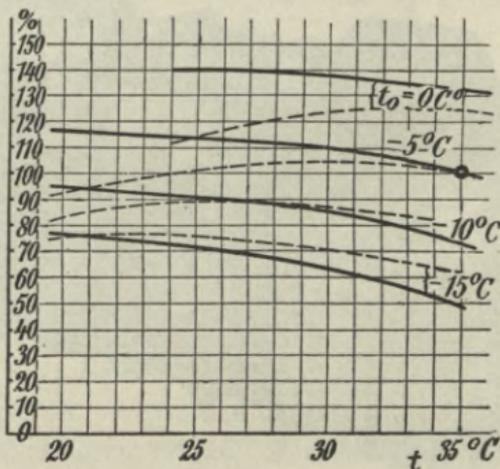


Abb. 36. Kennlinien eines Kälte-Turbokompressors bei unveränderlicher Drehzahl.

- Normalpunkt
 — Kälteleistung
 - - - Leistungsaufnahme in den Klemmen des Antriebsmotors. } in % des Normalwertes
 t_0 = Verdampfungstemperatur, °C.
 t = Verflüssigungstemperatur, °C.

kleidet. Alle gleitenden Teile werden automatisch durch eine von der Welle aus angetriebene Pumpe geschmiert. Zur Schmierung von Kolben und Stopfbüchse ist kältebeständiges Öl zu verwenden, dessen Stockpunkt unterhalb der in Betracht kommenden Verdampfungstemperatur des Kältemittels liegt, für CO_2 Zylinder wasserfreies Glyzerin oder Sonderöl. SO_2 Zylinder werden meist nicht geschmiert, nur die Kolbenstange bekommt etwas Vaseline. Die Bauweise der Zylinder ist für SO_2 und

NH_3 die gleiche (Abb. 38). Oft erhalten SO_2 - (seltener NH_3 -) Zylinder einen Kühlwassermantel (d) um Lauffläche und Stopfbüchse; es bildet sich dann an der Lauffläche ein Hauch flüssiger schwefliger Säure, die schlüpfrig ist und schmiert. Der Einfluß des Wassermantels auf den Lieferungsgrad und den Leistungsverbrauch doppelwirkender Maschinen ist nur gering und nur bei überhitztem Betrieb, mit dem SO_2 -Maschinen stets arbeiten, vorhanden.

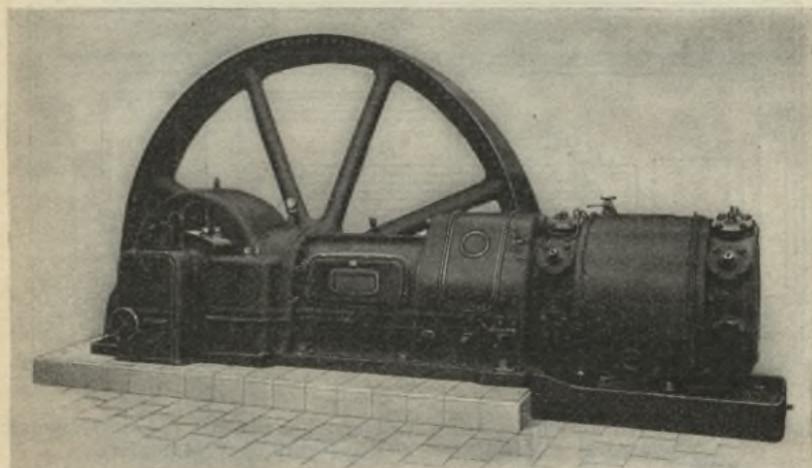


Abb. 37. Ammoniak-Verdichter. Schweres Gabelmodell. (Linde.)

Die Stopfbüchsen erhalten einen Grundring, davor meist eine Metallpackung, deren aus Segmenten bestehenden Ringe durch Federn an die Stange gedrückt werden, und zur Endabdichtung einen Gummiring. Diese und ähnliche Metallpackungen haben die mit Talg getränkten Baumwollzöpfe fast vollständig verdrängt. An einem Zwischenstück ist die Stopfbüchse mit der Saugleitung (g) (Abb. 38) verbunden, damit etwa durch den hinteren Teil hindurchgetretenes Kältemittel nicht in den Maschinenraum gelangt. Bei CO_2 -Maschinen verwendet man vielfach in Kolben und

Stopfbüchse zur Abdichtung mit Glyzerin getränkte Lederstulpen, deren Lebensdauer 500 bis 1000 Arbeitsstunden beträgt. Wegen dieser raschen Abnutzung und ihrer Empfindlichkeit gegen Überhitzung werden sie oft durch gußeiserne Ringe ersetzt. Die meist am Zylinderumfang angeordneten Ventile haben entweder leichte, mit großen Führungsflächen versehene Spindeln mit elastischer Hubbegrenzung oder Blechplatten mit kleiner Hubhöhe. CO₂ Zylinder werden zu-

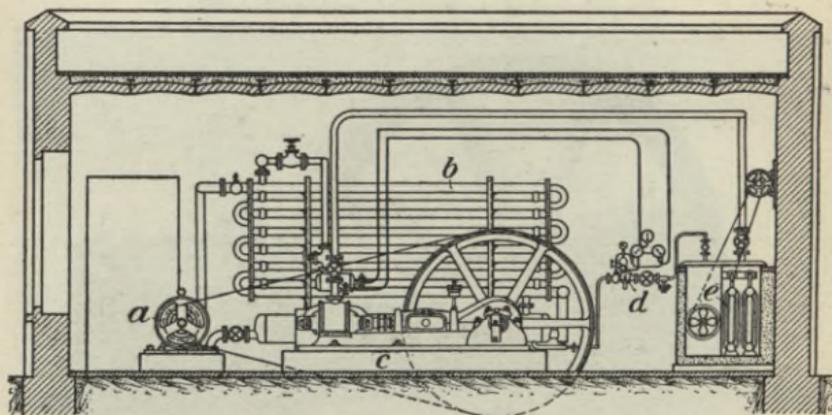


Abb. 37a. Zusammenstellung einer Kühlmaschinenanlage (a Elektromotor, b Verflüssiger, c Verdichter, d Regelventil, e Verdampfer).

weilen aus einem vollen geschmiedeten Stahlblock hergestellt; Probedruck 200 at.

Um vorübergehend, z. B. beim Anlassen, oder auch dauernd ohne Änderung der Umlaufzahl den Arbeitsbedarf zugleich mit der Kälteleistung zu vermindern, hält man ein Saugventil dauernd offen (Abb. 40 b), wodurch die Kälteleistung um die Hälfte vermindert wird. Oder man fügt einen zusätzlichen, abschaltbaren schädlichen Raum (a in Abb. 38) an, in den ein Teil des Dampfes bei Druckhub gepreßt wird, aus dem er beim Saughub wieder in den Kolbenraum zurückströmt. Zuweilen macht man den schädlichen Raum von veränderlicher Größe, wodurch man die Kälteleistung in be-

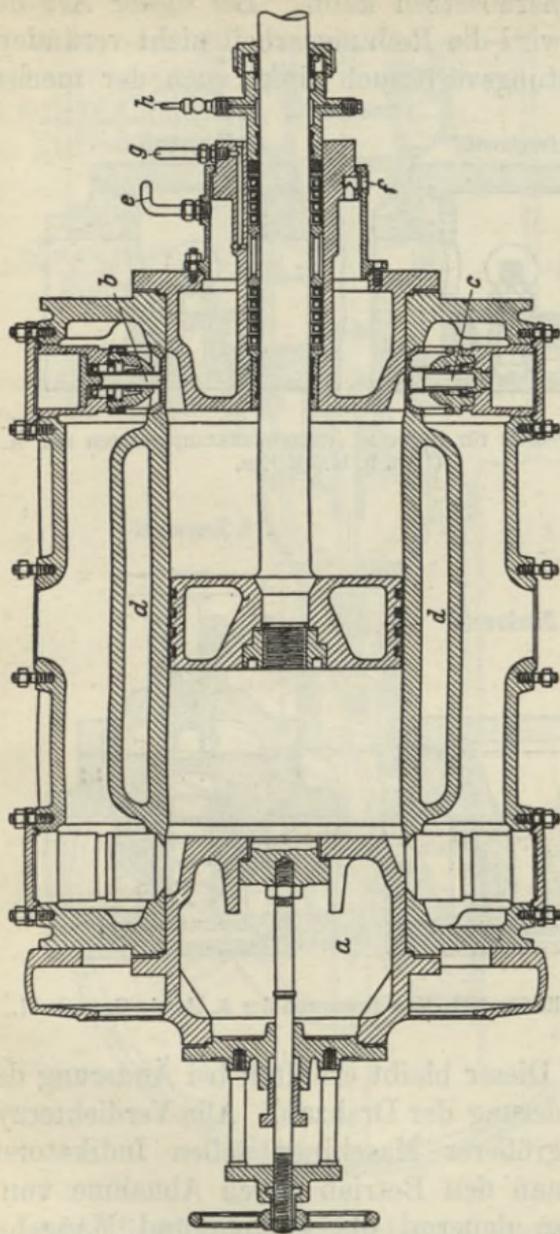


Abb. 38. Zylinder eines Schwefeldioxydverdichters der A. Borsig G. m. b. H., Berlin.

a zusätzlicher schädlicher Raum, *b* Saugventil, *c* Druckventil, *d* Wassermantel, *e* Kühlmantel, *f* Kühlwasserzufluß, *g* Verbindung zur Saugleitung, *h* Ölleitung.

liebiger Weise herabsetzen kann. Bei dieser Art der Leistungsregelung wird die Reibungsarbeit nicht verändert. Mit sinkendem Leistungsverbrauch sinkt auch der mechanische

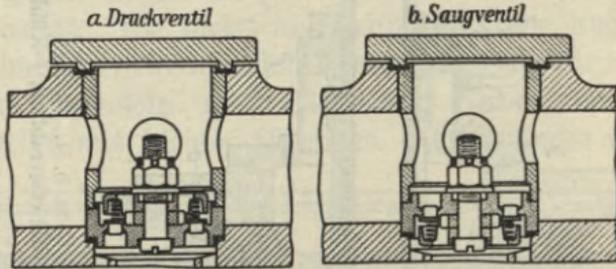


Abb. 39. Plattenventile für liegende Ammoniakkompressoren der A. Borsig G. m. b. H., Berlin.

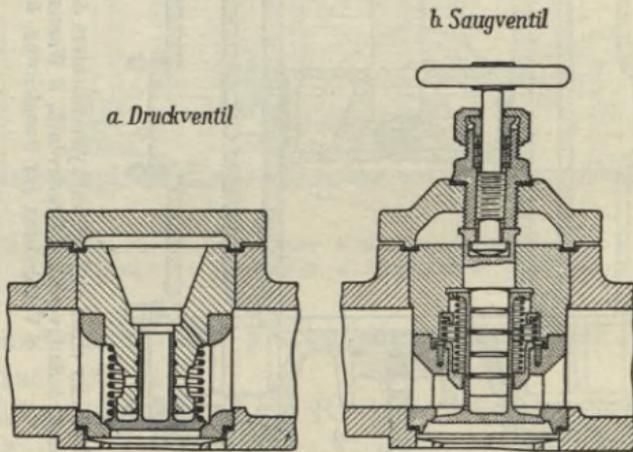


Abb. 40. Kegelventile für NH_3 -Kompressoren der A. Borsig G. m. b. H., Berlin.

Wirkungsgrad. Dieser bleibt erhalten bei Änderung der Leistung durch Änderung der Drehzahl. Alle Verdichterzylinder mittlerer und größerer Maschinen sollen Indikatorstutzen haben, damit man den Betrieb durch Abnahme von Indikatordiagrammen dauernd überwachen und Mängel rechtzeitig feststellen kann. Ferner sollen Sicherheitsventile vor-

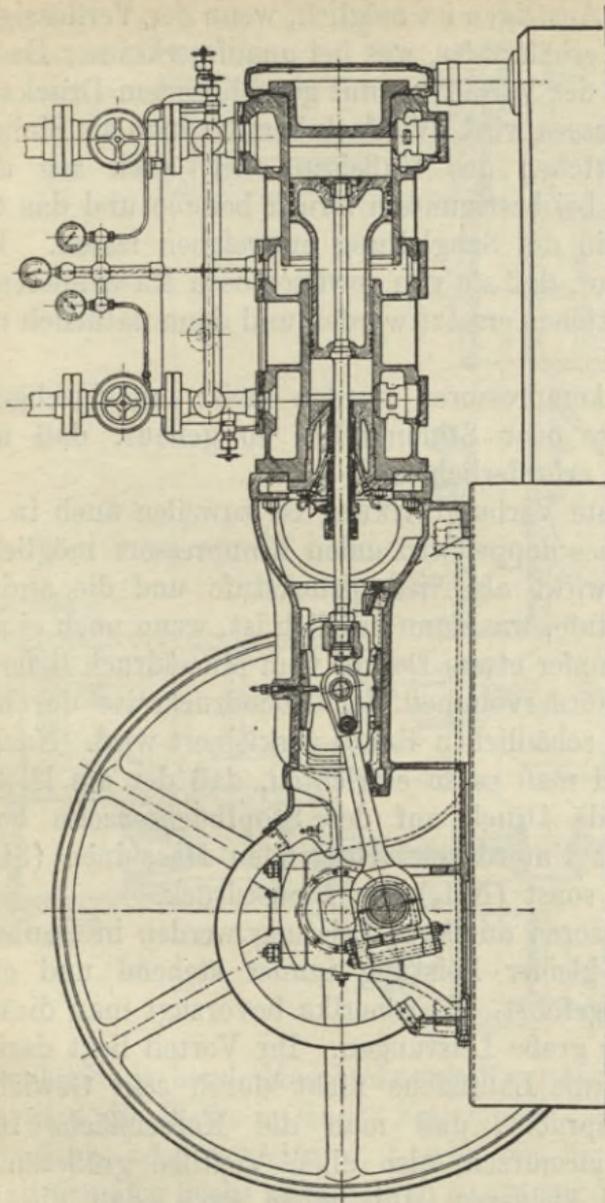


Abb. 41. Einfachwirkender zweistufiger Ammoniakkompressor (Borsig).

gesehen sein, die sich bei zu starkem Ansteigen des Druckes im Verdichter öffnen und in die Niederdruckseite ausblasen.

Ein solches Ansteigen ist möglich, wenn der Verflüssiger kein Kühlwasser erhält oder, was bei unaufmerksamer Bedienung möglich ist, der Verdichter mit geschlossenem Druckabsperrentil angelassen wird. Vielfach benutzt man als Sicherheitsventile Plättchen aus Gußeisen oder auch aus dünnem Kupfer, die bei bestimmtem Druck bersten und das Gas ins Freie oder in die Saugleitung entweichen lassen. Freilich kommt es vor, daß sie von gewissenlosen Maschinisten durch zu feste Plättchen ersetzt werden und dann natürlich unwirksam sind.

Verbundkompressoren werden meist mit durchgehender Kolbenstange oder Stufenkolben so gebaut, daß nur ein Kurbeltrieb erforderlich ist.

Eine echte Verbundwirkung ist zuweilen auch in einem Zylinder eines doppeltwirkenden Kompressors möglich. Die eine Seite wirkt als Niederdruckstufe und die andere als Hochdruckstufe, was dann möglich ist, wenn noch ein Hochdruckverdampfer etwas Dampf vom Mitteldruck liefert, oder wenn das Fördervolumen der Hochdruckseite durch einen zusätzlichen schädlichen Raum verkleinert wird. Nach Möglichkeit wird man es so einrichten, daß der am leichtesten abzudichtende Druck auf der Stopfbüchenseite herrscht, also bei mit Unterdruck arbeitenden Maschinen (SO_2) der Hochdruck, sonst (NH_3) der Niederdruck.

Kompressoren mittlerer Leistung werden in Deutschland oft, solche kleiner Leistung immer stehend und einfachwirkend ausgeführt. In Amerika bevorzugt man diese Bauart auch für große Leistungen. Ihr Vorteil liegt darin, daß der Kolben die Lauffläche nicht durch sein Gewicht einseitig beansprucht, daß man die Kolbenfläche für das Saugventil ausnützen, also allen Ventilen größeren Querschnitt und kleineren Hub geben kann, daß die Kreuzkopfführung wegfällt und das Kurbelgehäuse geschlossen werden kann. Doch findet man auch bei großen Leistungen

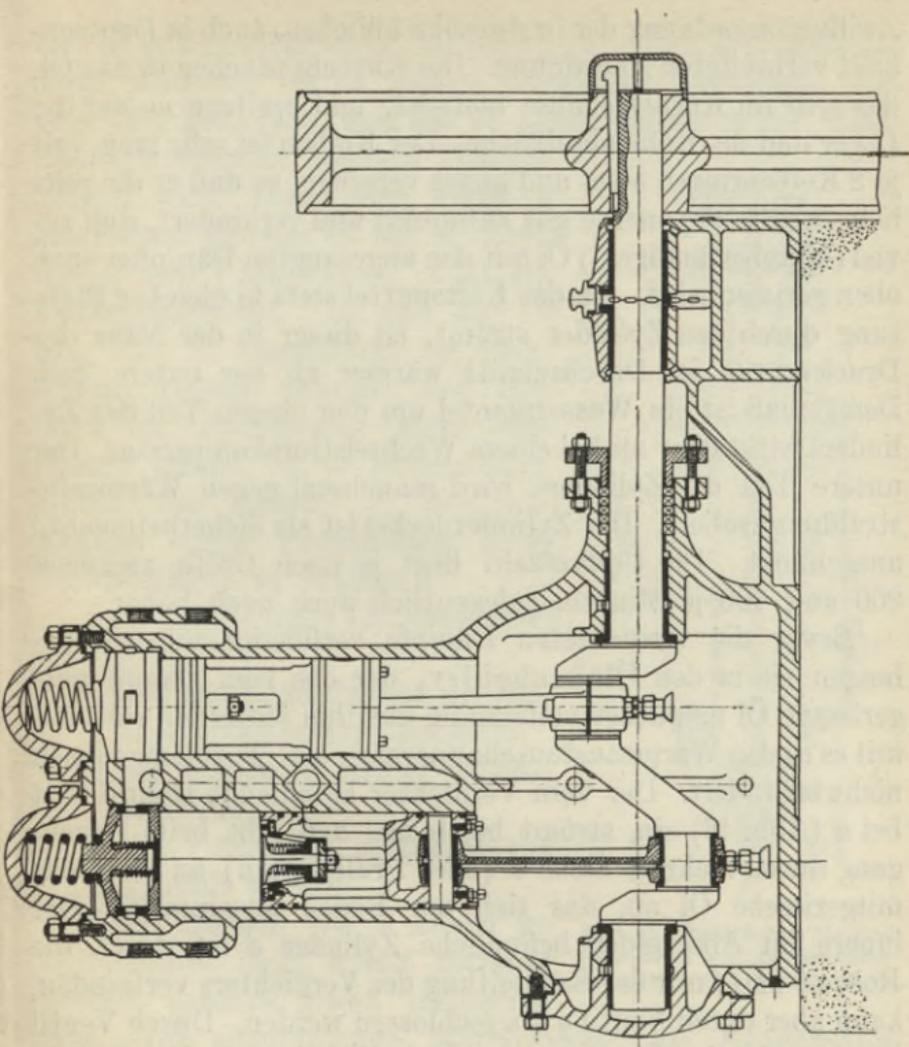


Abb. 42. Ammoniakverdichter amerikanischer Bauart.

doppeltwirkende stehende Maschinen mit Kreuzkopf. Aus dem Gehäuse wird die Welle in einer „rotierenden“ Stopfbüchse (Weichpackung oder Schleifring, s. Abb. 56) herausgeführt, die verhältnismäßig leicht abzudichten ist, zumal das Gehäuse an die Niederdruckseite (bei Vakuummaschinen an die Hochdruckseite) angeschlossen wird, besonders, wenn man die Stopfbüchse unter Ölverschluß setzt. Abb. 42 zeigt eine Maschine in

Zwillingsanordnung der in Amerika üblichen, auch in Deutschland verbreiteten Anordnung. Die Kurbeln tauchen in das Öl, das sich im Kurbelgehäuse befindet, und spritzen es auf die Lager und die Kolbenlauffläche. Der Kolben ist sehr lang, mit je 2 Kolbenringen oben und unten versehen, so daß er die seitliche Kraftkomponente gut aufnimmt und verhindert, daß zuviel (kältebeständiges!) Öl mit den angesaugten Dämpfen nach oben gerissen wird. Da das Kältemittel stets in gleicher Richtung durch den Zylinder strömt, ist dieser in der Nähe des Druckventils im Durchschnitt wärmer als der untere Teil. Demgemäß ist ein Wassermantel um den oberen Teil des Zylinders wirksamer als bei einem Wechselstromkompressor. Der untere Teil des Zylinders wird manchmal gegen Wärmeeinstrahlung isoliert. Der Zylinderdeckel ist als Sicherheitsventil ausgebildet. Die Umlaufzahl liegt je nach Größe zwischen 200 und 400 je Minute, gelegentlich auch noch höher.

Bevor die verdichteten Dämpfe verflüssigt werden, gelangen sie in den Ölabscheider, der das vom Dampf mitgerissene Öl möglichst vollständig aus ihm entfernen soll, damit es in den Wärmeaustauschapparaten den Wärmeaustausch nicht behindert. Der vom Verdichter kommende Dampf tritt bei *a* (Abb. 43) ein, strömt bei *b* aus und gibt beim Durchgang durch mehrere Siebe *c* (oder Prallplatten) an diese das mitgerissene Öl ab, das sich am Boden ansammelt. Der innere im Abscheider befindliche Zylinder *d* ist durch die Rohre *e* und *f* mit der Saugleitung des Verdichters verbunden, kann aber durch Ventil *g* abgeschlossen werden. Durch Ventil *h* kann man den Ringraum des Ölabscheiders mit dem Innern des Zylinders *d* verbinden, durch Ventil *i* dieses mit dem Außenraum. Ist im Ringraum das Öl bis zum Schauglas *k* gestiegen, dann wird Ventil *g* auf kurze Zeit geöffnet, geschlossen und dann *h* geöffnet. Da nun in *d* der Druck der Saugseite herrscht, tritt das Öl aus dem Ringraum nach *d* über. Hat sich dieser Vorgang mehrfach wiederholt, so daß

viel Öl in d gesammelt ist, so wird g für einige Zeit geöffnet; dabei wird das im Öl gelöste Ammoniak abgesaugt, und zwar sehr gründlich, weil das Öl durch die durch den Ringraum strömenden warmen Dämpfe beheizt wird. Dann wird Ventil g geschlossen und das Öl bei m durch Öffnen von i abgelassen. l ist ein Rückschlagventil. Da sich das Öl zum Teil in Dampfform im überhitzten Dampf befindet und sich dann im Ölabscheider nicht vom Dampf trennt, ist es zweckmäßig, diesen vor Eintritt in den Abscheider durch Vorschaltung eines Dampfkühlers zu enthitzen.

Im Verflüssiger (Kondensator) soll

1. der überhitzte Dampf auf Sättigungstemperatur gebracht,
2. der gesättigte Dampf verflüssigt und
3. die Flüssigkeit möglichst tief gekühlt werden.

Dabei können die 3 Zonen im Kondensator nicht scharf getrennt werden, sondern gehen ineinander über. Die abzuführende Wärmemenge, die Kondensatorleistung, ist $Q = Q_0 + AL$.

Zur Wärmeentziehung verwendet man, mit Ausnahme der Maschinen kleinster Leistung für den Haushalt (mit Kühlung durch Luft), stets Wasser. Grundsätzlich lassen sich 2 Bauweisen unterscheiden:

- a) Im Tauchverflüssiger (Durchflußverflüssiger) dient die abgegebene Wärme ausschließlich zur Erwärmung des Kühlwassers,

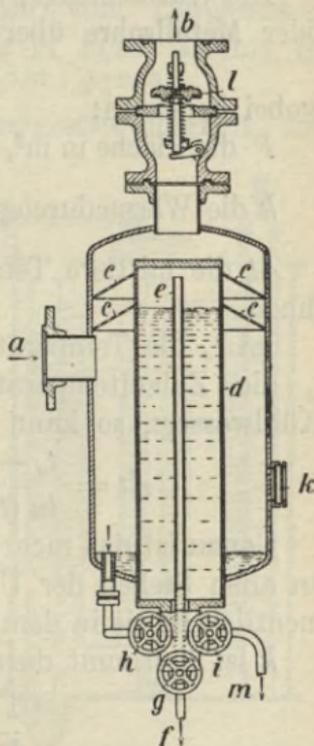


Abb. 43. Ölabscheider für große Ammoniak - Kältemaschinen - Anlagen von A. Borsig, Berlin.

b) im Verdunstungs- oder Berieselungsverflüssiger dient sie außerdem dazu, einen Teil des Kühlwassers zu verdunsten.

Die Wärmemenge, die stündlich durch eine ebene Fläche oder Metallrohre übertragen wird, ist

$$Q = F k \cdot \Delta t,$$

wobei bedeuten:

F die Fläche in m^2 ,

k die Wärmedurchgangszahl in $\frac{\text{kcal}}{m^2 \text{°C h}}$,

Δt die mittlere Temperaturdifferenz zwischen außen und innen.

Ist t_c die Temperatur des kondensierenden Kältemittels, t_z die Zulauftemperatur, t_a die Austrittstemperatur des Kühlwassers, so kann man

$$\Delta t = \frac{t_a - t_z}{\ln(t_c - t_z) - \ln(t_c - t_a)} \text{ setzen.}$$

Genau ist das nicht, weil die Wärmedurchgangszahl nicht an allen Stellen der Übertragungsfläche gleich groß ist; namentlich ist sie in dem mit Flüssigkeit gefüllten Teil kleiner.

k ist bestimmt durch die Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda},$$

wobei bedeuten:

α_1 und α_2 die Wärmeübergangszahlen auf beiden Seiten,

δ die Dicke der Wand in m,

λ die Wärmeleitzahl des Baustoffes.

Bei der geringen Wandstärke der Rohre und der guten Wärmeleitung der Metalle kann der Summand $\frac{\delta}{\lambda}$ vernachlässigt werden.

Die Wärmeübergangszahlen des kondensierenden Kältemittels sind bei nicht mit Kondensat oder Öl bedeckten Flächen; für NH_3 etwa 10000, für SO_2 etwa

7000, für CO_2 etwa $4000 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}$.

Die Wärmeübergangszahl von Wasser von der mittleren Temperatur t_m , das durch ein Rohr vom Durchmesser d in m mit der Geschwindigkeit w in m/sek strömt, ist

$$\alpha = 1755 (1 + 0,015 t_m) \cdot w^{0,87} \cdot d^{-0,13},$$

hängt also wesentlich von der Wassergeschwindigkeit und etwas vom Rohrdurchmesser ab.

Bei der Bemessung der Flächen ist aber zu beachten, daß das Kondensat nicht immer sofort abgeführt wird, daß Verschmutzen der Flächen durch Öl und Kesselstein den Wärmedurchgang wesentlich vermindert und man im Betriebe die Flächen nicht ganz rein halten kann, und daß ein Teil der Kühlfläche oft nur bereits verflüssigtes Kältemittel führt. Man muß also die Flächen erheblich reichlicher bemessen als vorstehende Formel ergeben würde.

Der Forderung hoher Wassergeschwindigkeit und rascher Abführung des Kondensates entspricht die alte Bauart des Tauchverflüssigers (Abb. 44) nicht. Man findet sie nur noch in alten Anlagen. Die Dämpfe treten durch ein Verteilungsstück in die schraubenförmig gewundenen Schlangen oben ein, kondensieren, die Flüssigkeit tritt unten aus. Das Kühlwasser tritt unten ein, oben aus. Dieser Gegenstrom wird durch das Rührwerk zerstört, das das Wasser in rotierende Bewegung bringt. Trotz dieser bleibt der Wärmeübergang schlecht. Man rechnet etwa für 1250 kcal/h Verflüssiger-

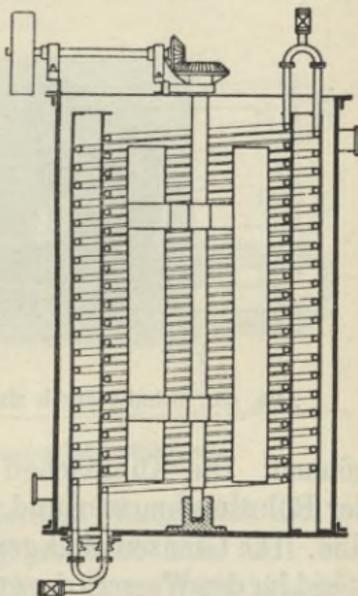


Abb. 44. Tauchverflüssiger.

leistung 1 m² äußere Kühlfläche (Rohrdurchmesser bei NH₃ 30 mm innen, 38 mm außen). Nachteile: teuer, verschmutzt bei unreinem Wasser stark, schwer zu reinigen, große Raumhöhe erforderlich zum Herausheben der Schlangen für Besichtigung und Ausbesserung.

Wesentlich günstiger arbeiten Doppelrohrverflüssiger nach Abb. 45. Das Kühlwasser läuft durch die Rohre, so daß diese nach Abnahme der Rohrkrümmer leicht gereinigt werden

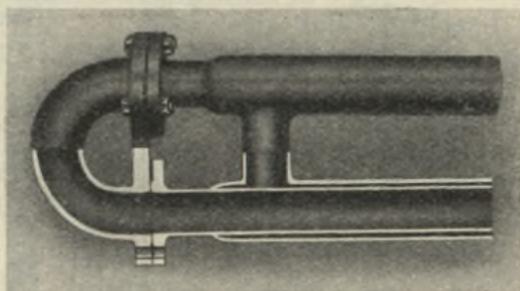


Abb. 45. Schnitt durch ein Element eines Doppelrohrverflüssigers.

können. Die Kühlflächen sind um so wirksamer, je kleiner der Rohrdurchmesser und je höher die Wassergeschwindigkeit sind. Die Grenzen sind gegeben durch den Rohrleitungswiderstand für das Wasser, der etwa mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst. w meist 0,5 bis 1 m/sek. Für größere Leistungen werden mehrere Wasserrohre parallel in ein Kältemittelrohr verlegt (Abb. 45 a). Man kommt dabei etwa mit einer

Wärmedurchgangszahl¹⁾ $k = 600$ bis $800 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{°C h}}$ bei Ammoniak

auf ausreichende Flächen. Bei ganz reinen Flächen erzielt man höhere Durchgangszahlen. Das flüssige Kältemittel wird hinter dem Kondensator in einem Behälter gesammelt, der

¹⁾ Alle hier und weiter unten angegebenen Wärmedurchgangszahlen geben lediglich die Größenordnung an und machen auf Genauigkeit keinen Anspruch.

möglichst so groß sein soll, daß er den gesamten Kältemittelvorrat der Maschine aufnehmen kann.

Man kann die Wirksamkeit eines Doppelrohrkondensators wesentlich durch Berieselung der Rohre von außen erhöhen. Das kommt besonders für große Leistungen in Betracht.

Der Verbrauch an Kühlwasser richtet sich nach der zugelassenen Erwärmung. Es ist $Q = Q_0 + AL = G_w(t_a - t_z)$, wobei G_w der stündliche Wasserverbrauch, t_z die Temperatur

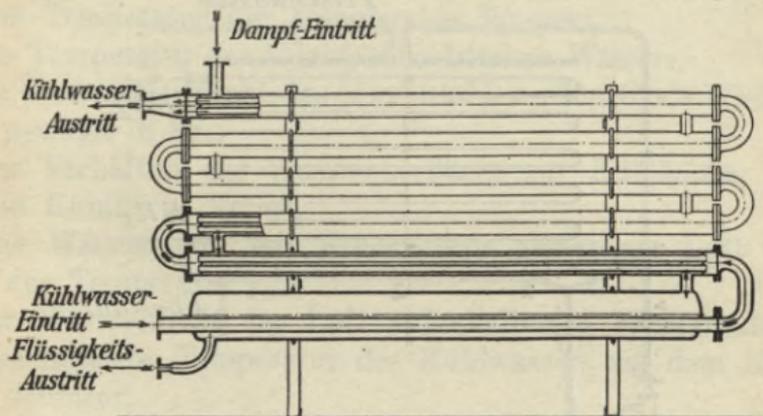


Abb. 45a. Elementen-Ammoniakverflüssiger.

des zufließenden, t_a die des abfließenden Wassers ist. Bei einer Kühlwassertemperatur von 10°C rechnet man mit einem Verbrauch von etwa $1,3\text{ m}^3/\text{h}$ für $Q_0 = 10000\text{ kcal/h}$ bei etwa -10°C Verdampfung. Dann läuft das Wasser mit etwa 20°C ab und die Verflüssigungstemperatur liegt etwa bei 25°C .

Bei großen Anlagen muß man gewöhnlich den Kühlwasserverbrauch einschränken. Man benutzt dann Berieselungsverflüssiger (Abb. 46). Die Umlaufpumpe entnimmt der Auffangschale Wasser und fördert es in ein Wasserverteilungssystem über den ebenen Verflüssigerschlangen, von dem das Wasser auf die Schlangen herabrieselt. In den Wasserkasten gießt auch die Frischwasserleitung aus. Das kalte, bereits zur Nachkühlung des Kondensats ausgenützte

Zusatzwasser mischt sich mit dem schon benutzten und drückt dessen Temperatur etwas herab. Während des Herabrieselns erwärmt sich das Wasser an den Schlangen und gibt Wärme durch Verdunstung, Leitung und Strahlung an die umgebende Luft ab, so daß es mit einer verhältnismäßig geringen Temperaturerhöhung unten ankommt. Die Menge des Zusatzwassers muß größer sein als diejenige, welche ver-

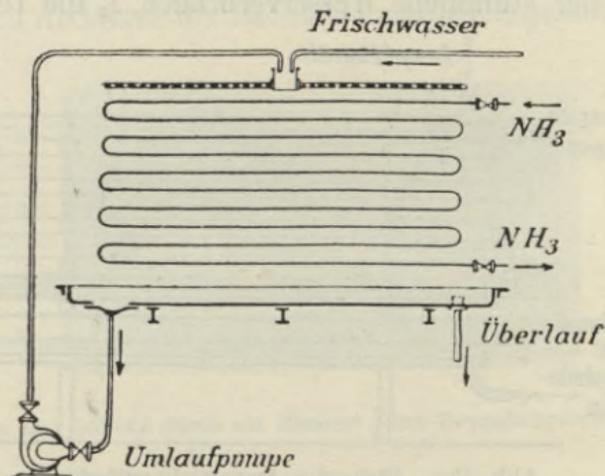


Abb. 46. Leitungsanordnung beim Berieselungskondensator.

dunstet und verspritzt. Der Überschuß läuft durch den Überlauf ab. Man rechnet im allgemeinen damit, daß man bei normaler Kühlfläche $\left(1200 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}}\right)$ mit $\frac{1}{3}$ der für den Tauchverflüssiger benötigten Wassermenge auskommt. Im äußersten Falle kann man aber die Wassermenge auf nur 7 bis 10% der für den Tauchverflüssiger erforderlichen beschränken; doch muß man dann die Kühlfläche nicht unerheblich, etwa durch Einbauten aus Holz, vergrößern oder höhere Verflüssigungstemperaturen in Kauf nehmen. Gegen Bestrahlung durch die Sonne werden die im Freien aufgestellten Verflüssiger durch luftdurchlässige Umbauten aus Holz

geschützt. Nach der Theorie des Berieselungskondensators von Merkel (Z. g. K. 1927) kann man schreiben:

$$Q = Q_l + W_z(t_a - t_z) = \sigma \beta F(i''_m - i) + W \frac{\zeta}{1 - 0,5\zeta} (t_m - t_z),$$

worin bedeuten

Q die abzuführende Wärme in kcal/h,

Q_l die an die Luft abgegebene Wärme,

W_z das Gewicht der stündlich zugesetzten Wassermenge,

t_a die Temperatur des ablaufenden Wassers,

t_z die Temperatur des zulaufenden frischen Wassers,

σ die Verdunstungszahl, das je m^2 und h verdunstende Wassergewicht in kg,

β das Verhältnis der Wasseroberfläche zur Kühlfläche,

F die Kühlfläche in m^2 ,

i''_m der Wärmeinhalt mit Feuchtigkeit gesättigter Luft von der Temperatur t_m ,

i der Wärmeinhalt der Luft außerhalb des Kondensators,

t_m die mittlere Temperatur des Kühlwassers auf dem Kondensator,

W das Gewicht der stündlich umlaufenden Wassermenge,

ζ das Verhältnis der Frischwassermenge zur umlaufenden.

Es ist $\sigma = \frac{\alpha}{c'_p} = \frac{\text{Wärmeübergangszahl von Wasser an Luft}}{\text{spez. Wärme der Luft mit ihrem Dampfgehalt}}$

Bezüglich σ und β ist man auf Annahmen angewiesen, σ ist stark von der Luftgeschwindigkeit abhängig. Bei Abwesenheit von Holzeinbauten und mäßigem Wind kann $\sigma \cdot \beta = 50$ geschätzt werden. Die Größe von t_m kann aus Abb. 47 ermittelt werden. Trägt man $i''_m - i$ für verschiedene Wärmeinhalte i der Luft über t_m auf, so erhält man eine Schar kongruenter Kurven, die aus der Kurve i''_m über t_m durch Parallelverschiebung um i nach unten hervorgehen. Trägt man in diesem Diagramm bei der Abszisse $t_m = t_z$

die Strecke $AB = \frac{Q}{\sigma \cdot \beta \cdot F}$ nach oben ab und legt durch den

Punkt B eine Gerade mit der Neigung

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{W}{\sigma \cdot \beta \cdot F} \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \zeta}, \text{ so schneidet diese die Kurven}$$

bei denjenigen Werten von t_m , die sich bei dem betreffenden Wärmehalt i der Luft als mittlere Temperatur des

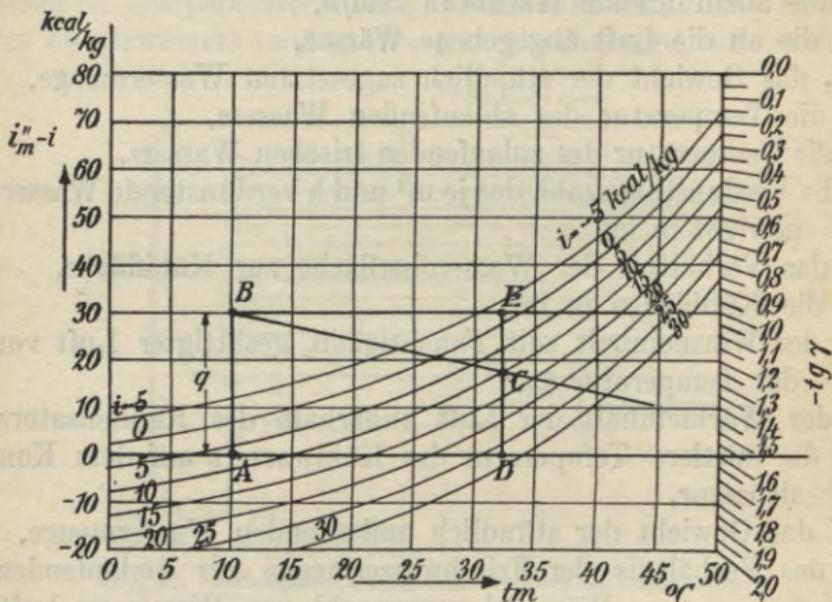


Abb. 47. Ermittlung der Rieselwassertemperatur.

Rieselwassers einstellen, z. B. in der Abb. im Punkte C , bei Annahme eines $i = 10$ kcal/kg der Luft. Also $t_m = 32,5^\circ \text{C}$.

Dann ist $CD = i'' - i$ und $CE = \frac{W}{\sigma \cdot \beta \cdot F} \cdot \frac{\zeta}{1 - 0,5 \zeta} \cdot (t_m - t_z)$.

CD ergibt die durch Verdunsten, CE die durch Erwärmung des Wassers abgeführte Wärme.

Hieraus ergeben sich die Betriebseigenschaften des Kondensators. Bei kleinem i , also kalter und trockener Luft, ebenso bei großem σ , also lebhaftem Wind, ist t_m klein, demnach der Kondensatordruck klein, der Kondensator arbeitet

gut. Bei schwüler Luft und Windstille arbeitet er schlecht. Bei steigender Belastung steigt t_m sowie die Wärmeabfuhr durch Verdunstung. Je mehr und je kälteres Wasser man zusetzt, um so tiefer ist t_m und um so kleiner der Anteil der Verdunstung. Stärke der Berieselung etwa 0,3 l/sek auf 1 m des obersten Rohres. $k = 240 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, d. h., also etwa $1200 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ bei normalen Anlagen.

Sehr vorteilhaft ist es, jedes einzelne Kältemittelrohr anzupapfen und die sich in ihm niedergeschlagene Flüssigkeit in den Sammelbehälter abzulassen. Dadurch bleiben die Kühlflächen für die Verflüssigung frei und es stellt sich ein niedriger Verflüssigungsdruck ein. Die Flüssigkeit wird im Kondensator nicht unterkühlt.

Führt man den Kältemitteldampf unten in den Kondensator ein (nach Block, ausgeführt von A. Freundlich, Düsseldorf) und zieht oben die Flüssigkeit ab, so erzielt man, wenn so viel Wasser wie beim Tauchkondensator über die Schlangen läuft, eine Übertragung von über $1000 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Gründe für dies günstige Verhalten dürften in der starken Durchwirbelung von Dampf und Flüssigkeit liegen, während beim „normalen“ Kondensator ein großer Teil der Fläche von langsam strömender Flüssigkeit bedeckt ist.

Die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen baut sehr wirksame Verflüssiger mit senkrecht stehenden in Ebenen angeordneten von außen berieselten Rohren. Berieselungsmenge bis 8 l/sek bezogen auf 1 m Rohrumfang. Der Dampf wird unten zugeführt und die Flüssigkeit unten entnommen. $k = \sim 1000 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ und darüber.

Bei den besonders in Amerika üblichen Mantel- und Röhrenkondensatoren werden die Rohre von innen berieselt. Rohrdurchmesser 2 bis $2\frac{1}{2}$ ". Rohrlänge 3 bis 5 m. $k = 685 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C h}$ bei 10 l/min für jedes Rohr und $k = 1525$ bei 30 l/Rohr. Im praktischen Betrieb werden 3500 bis $4500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ übertragen. Einheiten bis zu je 450 000 kcal/h. Vorzüge:

Geringer Platzbedarf, leichte Reinigung. Die Röhrenkon-

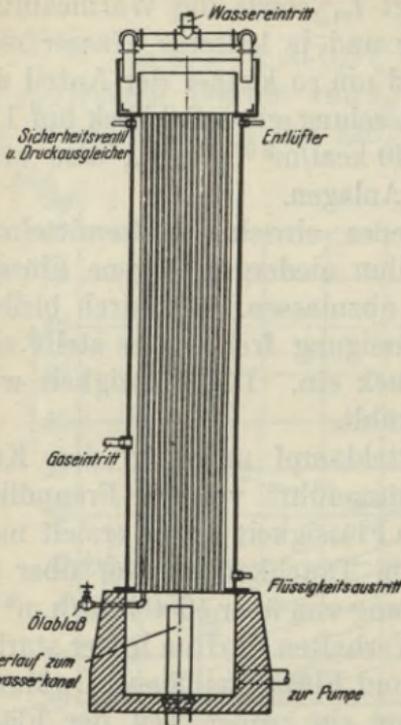


Abb. 48. Stehender Mantel- und Röhrenkondensator (Shell and Tube) mit oberem Wassereintritt.

densatoren werden auch in liegender Anordnung gebaut, wobei die Röhren in ihrem ganzen Querschnitt von Wasser durchströmt werden.

Bei allen Kondensatoren: Ölablaß am Boden des Flüssigkeitssammlers vorsehen! Am höchsten Punkt des Kondensators: Entlüftungshahn.

Mit Doppelrohrverflüssigern baulich verbunden sind die Flüssigkeitskühler, in denen das Kältemittel fast auf Kühlwasserzuflusstemperatur gekühlt wird.

Bei „normalen“ Berieselungsverflüssigern wird der Flüssigkeitskühler als besonderer Teil, und zwar meist als Doppelrohrapparat ausgeführt. Das Kühlwasser

durchströmt erst den Flüssigkeitskühler, dann den Verflüssiger. k zwischen 100 und 300 $\frac{\text{kcal}}{^{\circ}\text{Cm}^2\text{h}}$.

In jede Maschine dringt Luft ein oder es entstehen in geringem Maße nicht kondensierbare Gase durch Zersetzung. Ansammlungen davon erhöhen den Arbeitsbedarf wegen Verschlechterung des Wärmeüberganges und Erhöhung des Druckes im Kondensator durch den Partialdruck der Luft bzw. der Gase. Das die abzulassende Luft führende Rohr wird durch verdampfendes Kältemittel gekühlt, so daß sich

das in ihr enthaltene Kältemittel niederschlägt und in die Maschine zurückgeführt werden kann (Entlüftungseinrichtung).

Das Regelventil ist ein feineinstellbares Drosselventil, das von Hand oder automatisch eingestellt wird.

Die Maschine soll so bemessen sein, daß die Anlage in jedem Augenblick so gut wie irgend möglich arbeitet. Nun wird aber die Maschine im allgemeinen nicht für den durchschnittlichen stündlichen Kältebedarf eines Tages mit größter Belastung (im Hochsommer), sondern erheblich reichlicher bemessen, da die Betriebszeit selten 24 Stunden, oft nur 8 Stunden oder weniger sein darf. Die Maschine schafft im allgemeinen mehr Wärme weg als gleichzeitig zuströmt. Bei einer idealen Regelung, wie sie bei automatisch arbeitenden Maschinen angestrebt wird, müßte die Maschine dauernd arbeiten, wobei das Hubvolumen des Kompressors dem jeweiligen Kältebedarf angepaßt sein müßte (Veränderung der Umlaufzahl oder des schädlichen Raumes). Das Regelventil müßte dann so eingestellt werden, daß der gewünschte Verdampfungsdruck auftritt, d. h. es müßte je nach der verflüssigten Kältemittelmenge, die dem Kältebedarf proportional ist, eingestellt werden. Auch der Verdampfungsdruck bleibt nicht konstant, da die Verdampferfläche unveränderlich, also bei kleiner Belastung groß ist, so daß man hierbei mit höherer Verdampfungstemperatur, also höherem Druck, arbeiten kann als bei hoher Belastung. Die Bedienung des Regelventils erfordert volle Aufmerksamkeit des Maschinisten, wenn sich auch die Maschine in gewissen Grenzen selbst regelt. Wenn man die Regelung automatisch macht, so können nicht alle Umstände berücksichtigt werden.

Vielfach wird das von außen einzustellende Ventil ersetzt durch ein solches, das durch einen auf dem flüssigen Kältemittel schwimmenden Körper betätigt wird. Die Druckverminderung erfolgt auch hier durch Drosselung. Aber das

Ventil ist nur zeitweilig geöffnet, kann also größeren Durchflußquerschnitt haben. Schwimmt der meist als Kugel ausgebildete Körper auf der Flüssigkeit des Verdampfers, so öffnet er das Ventil, wenn er um einen gewissen Betrag gesunken ist. Er regelt „auf konstante Verdampferfüllung“, also auf beste Ausnützung des Verdampfers, kann aber nicht

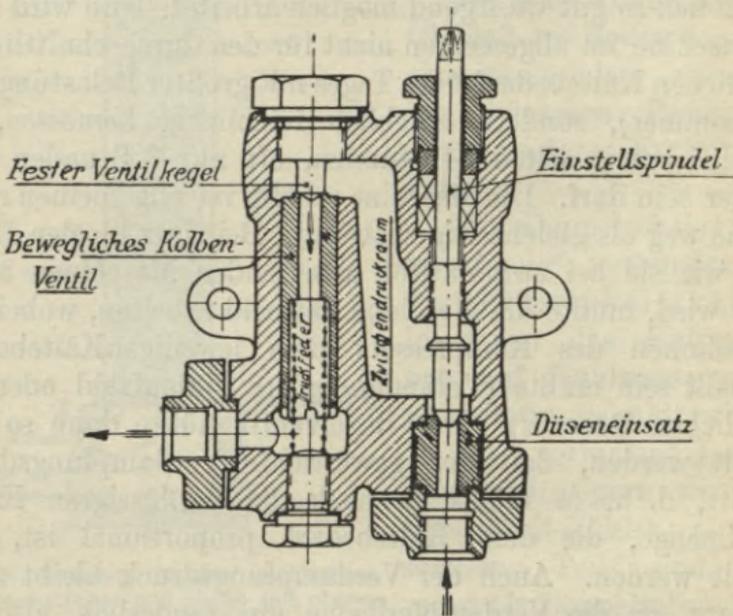


Abb. 49. Selbsttätiges Drosselventil (Kälte u. Wärme G. m. b. H.).

hindern, daß gelegentlich statt Flüssigkeit Gas (ohne Kälte zu leisten) durch das Ventil tritt, wobei der Verdichter ungünstig arbeitet.

Schwimmt die Kugel auf der Hochdruckseite auf der vom Kondensator kommenden Flüssigkeit, dann öffnet sie das Ventil, wenn sich eine gewisse Menge Flüssigkeit angesammelt hat, und es gelangt nur Flüssigkeit in das Ventil. Dafür wird gelegentlich der Verdampfer ungünstig gefüllt sein, so daß der Kompressor etwa zu hoch überhitzten Dampf

ansaugt. Man kann auch die Stellung des Regelventils von der Temperatur des vom Verdampfer kommenden Kältemittels oder auch des Kältemittels im Druckrohr des Kompressors abhängig machen, also auf konstante Überhitzung regeln. Dabei arbeitet der Kompressor günstig, aber man kann oft nicht verhindern, daß der Verdampfer ungünstig, etwa

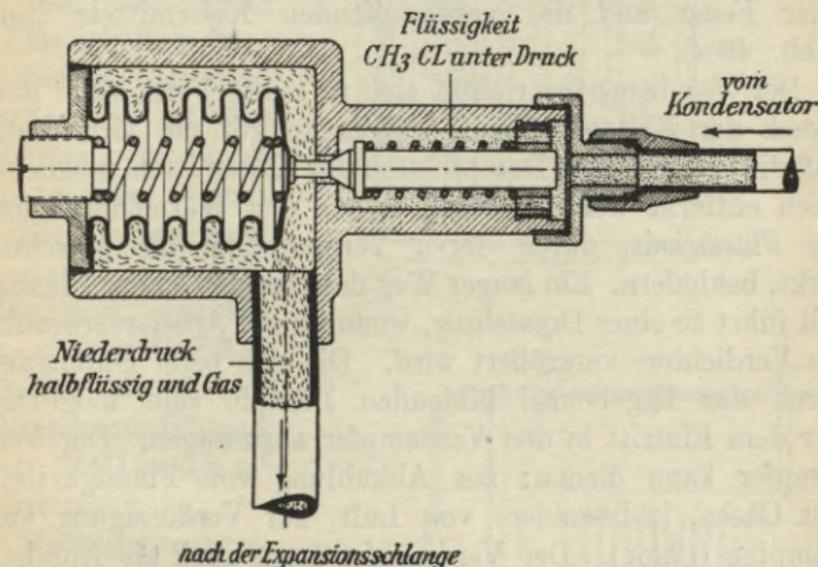


Abb. 49a. Regelventil für Kleinkältemaschinen (Ate).

mit zu geringer Füllung arbeitet, sowie, daß die Maschine in ihrem Verhalten pendelt. Beeinflußt man das Ventil durch Federn, aber auch durch den Flüssigkeits- und den Verdampferdruck, so öffnet das Ventil, wenn die Temperatur im Verdampfer um ein gewisses Maß gesunken ist. Man ist hier also an eine bestimmte Verdampfungstemperatur gebunden, bei der allein das Ventil richtig arbeitet, und die das Ventil immer wieder herzustellen bestrebt ist. Abb. 49 zeigt ein solches Ventil mit zweistufiger Drosselung. Mit der Einstellspindel wird grob eingestellt, die auf das bewegliche Kolbenventil wirkende Feder hält zusammen mit dem Verdampfer-

druck dem auf den oberen Teil des Kolbenventils wirkenden Verflüssigungsdruck das Gleichgewicht. Sinkt der Verdampfungsdruck oder steigt der — im allgemeinen konstante — Verflüssigungsdruck, so öffnet das Ventil.

Vielfach werden automatische Regelventile mit einem elastischen Balg aus Kupfer benutzt, der unter dem Druck einer Feder und des verdampfenden Kältemittels steht (Abb. 49 a).

Der Verdampfer richtet sich in seiner Form nach dem Zweck der Kältemaschine. Allgemein gilt der Grundsatz, daß die entstehenden Dampfblasen des Kältemittels möglichst rasch entfernt werden sollen, da sie den Wärmedurchgang zur Flüssigkeit, durch deren Verdampfung die Maschine wirkt, behindern. Ein langer Weg des Dampfes in der Flüssigkeit führt zu einer Drosselung, wodurch der Arbeitsverbrauch des Verdichters vergrößert wird. Die sich beim Durchgang durch das Regelventil bildenden Dämpfe sind möglichst vor dem Eintritt in den Verdampfer abzusaugen. Der Verdampfer kann dienen: zur Abkühlung von Flüssigkeiten, von Gasen, insbesondere von Luft, zur Verflüssigung von Dämpfen (Chlor). Der Verdampfer kann auch als Kondensator einer Kältemaschine dienen, die in ihrer Tieftemperaturstufe mit einem andern Kältemittel (Äthylen) arbeitet. Meist wird eine Salzlösung (Kochsalz, Chlormagnesium oder Chlorkalzium in Wasser, Reinhartin) von ausreichender, aber nicht unnötig großer Konzentration gekühlt, die wiederum die Kälte z. B. auf in Zellen gefülltes Wasser überträgt, das zu Eis erstarrt (indirekte Kühlung). Man wird als Kälteübertragungsmittel eine möglichst wenig zähe Sole wählen, weil der Wärmedurchgang mit wachsender Zähigkeit ab- und die Pumpen- bzw. Rührwerksarbeit zunimmt. Kochsalzlösung ist weniger zäh als Reinhartin, dem folgen Chlorkalzium und Chlormagnesium, bezogen auf gleiche Temperaturen und Konzentrationen, die diesen Tempe-

raturen entsprechen. Das gilt für laminare Strömungen. Bei turbulenter Strömung scheinen die Verhältnisse für Reinhart in günstiger zu sein (vgl. Wiesent in „Kälte“ 1932, Heft 2).

Bei Kühlung von Flüssigkeiten bestehen die Verdampferflächen oft aus Rohren, die, wenn sie lang, im wesentlichen waagrecht und vielfach gewunden sind, nur ein $k = 200 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$ haben, also bei 5° Temperaturdifferenz nur 1000 kcal/h m^2 übertragen.

Hochleistungsverdampfer haben stets kurze, oft geneigte oder senkrechte Rohre:

Abb. 50: die Flüssigkeit wird in das untere Verteilungsrohr eingeführt und verdampft in den senkrechten Rohren.

Der Dampf wird oben gesammelt. Vom Dampf mitgerissene Flüssigkeit wird in einem mit dem Sammelrohr verbundenen Abscheider ausgeschieden und fällt in das Verteilungsrohr zurück. k bis $600 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.

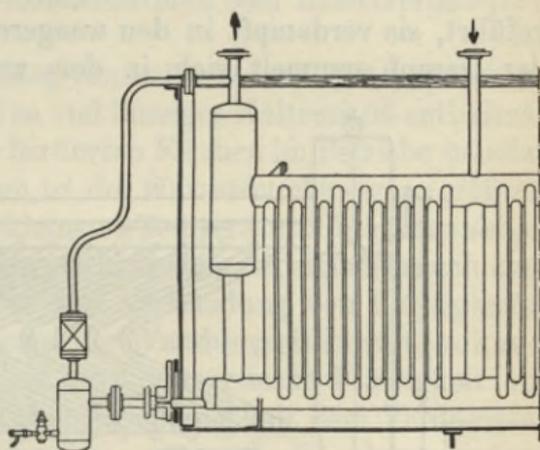
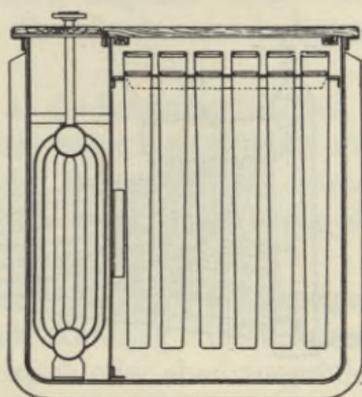


Abb. 50. Steilrohr-Verdampfer (Linde).

Abb. 51: die Flüssigkeit wird unten in den senkrechten Teil des starken Rohres, das als Verteilungsstück dient, ein-

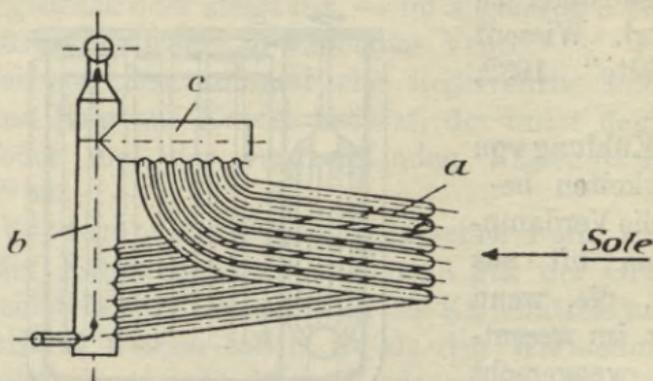


Abb. 51. Hochleistungsverdampfer (Freundlich).

geführt, sie verdampft in den waagerechten engen Rohren *a*, der Dampf sammelt sich in dem waagerechten Teil *c* des

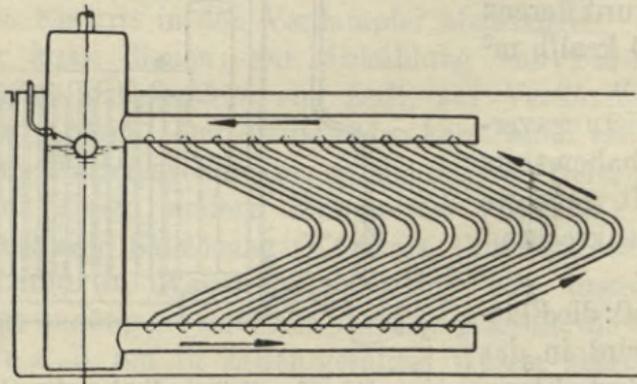


Abb. 52. Heringsgräten-Verdampfer (York).

starken Rohres. Mitgerissene Flüssigkeit scheidet sich im Sammelrohr *b* ab und fließt wieder nach unten. k bis 600 kcal/m² °C h.

Abb. 52: „Heringsgräten“-Verdampfer, amerikanische

Bauart. Das Flüssigkeitszuleitungsrohr wird durch ein Schwimmerventil geschlossen. k bis $600 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C h}$.

In Amerika sind vielfach liegende Mantel-Röhren-Verdampfer üblich, bei denen die Sole durch die Röhren strömt. k bis $350 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C h}$.

Bei allen Verdampfern ist die Leistungsfähigkeit wesentlich von der Solegeschwindigkeit sowie der Reinheit der Flächen abhängig, aber auch von der Belastung. Sie wächst mit der Füllung mit Flüssigkeit, diese aber nimmt wegen der Blasenbildung mit wachsender Belastung ab.

Für kleinere Leistungen verwendet man gelegentlich Berieselungskühler, z. B. zur Kühlung von Milch oder Bierwürze, die entweder zylindrisch oder eben ausgeführt werden.

Zur Verflüssigung von Dämpfen werden Apparate von der Bauart der Doppelrohr-Kondensatoren oder Kesselverdampfer verwendet.

Verdampfer zur Kühlung von Luft werden S. 124 besprochen.

Der Verdampfer soll so viel flüssiges Kältemittel enthalten, daß alle außen von Sole berührten Flächen im Betriebe benetzt sind (Überflutung). Dann ist der Wärmedurchgang am größten und man kommt mit der kleinsten Temperaturdifferenz zwischen Sole und Kältemittel, also mit kleinstem Arbeitsverbrauch aus. Da aber der Kompressor zur Vermeidung von Flüssigkeitsschlägen und Verminderung der Wandungseinflüsse trockene Dämpfe ansaugen soll, so muß mitgerissene Flüssigkeit abgeschieden werden. Ist der Abscheider mit dem Verdampfer nicht konstruktiv verbunden, so muß die abgeschiedene Flüssigkeit, wenn nötig, durch eine Pumpe wieder in die Flüssigkeitsleitung zurückbefördert werden.

Eine wirksame Vorrichtung zur Überwachung des Betriebszustandes mittlerer und großer Kältemaschinen sind Leistungsmesser, das sind Vorrichtungen zur Messung der Kältemittelmenge, die durch die Leitung zwischen Verflüssiger und Regler fließt. Da die Kälteleistung der Maschine

im wesentlichen der stündlich umlaufenden Kältemittelmenge proportional ist, kann man die Ablesevorrichtung in kcal/h eichen. Man mißt entweder den Druckabfall beim Durchströmen einer in die geschlossene Leitung eingebauten Düse (Ges. f. Lindes Eismaschinen, Wiesbaden). Dabei ist die

Durchflußmenge $V = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}$, wobei μ eine Konstante, f den Querschnitt der Düse in m^2 , g die Erdbeschleunigung,

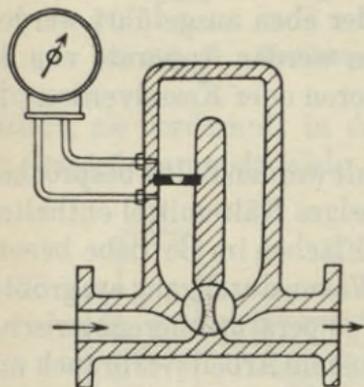


Abb. 53. Schema des Lindeschen Leistungsprüfers.

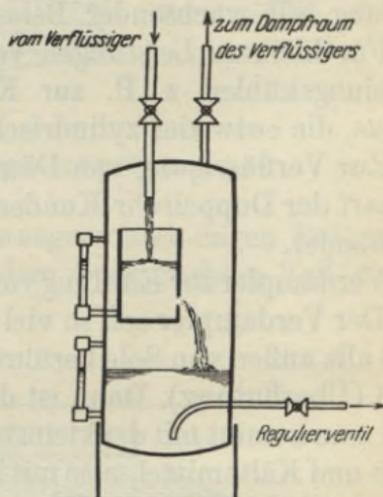


Abb. 54. Schema des Leistungskontrollers Glässel-Stein.

γ das spezifische Gewicht des flüssigen Kältemittels und ΔP den Druckabfall bedeuten. Oder die Stauhöhe bei Durchfließen eines Gefäßes mit Ponceletöffnung am Boden wird gemessen, wobei sich ein freier Flüssigkeitsspiegel einstellt (Bauart Glässel der Maschinenfabrik Stein, Cannstatt). Es ist $V = \mu \cdot f \sqrt{2gh}$ m^3/sek . Oder man läßt die Flüssigkeit in Gefäße laufen, die nach Aufnahme einer bestimmten Menge umkippen und zählt die Kippungen (Sümak, Zuffenhausen).

3. Maschinen kleinster Leistung

für Kühlschränke (50 bis 500 kcal/h) erfordern besondere Bauformen und weitgehende Selbstregelung (Automatisierung).

Bedingungen: Ausschaltung jeder Gefahr, weitgehende Betriebssicherheit, einfachste Bedienung, Geräuschlosigkeit, ge-

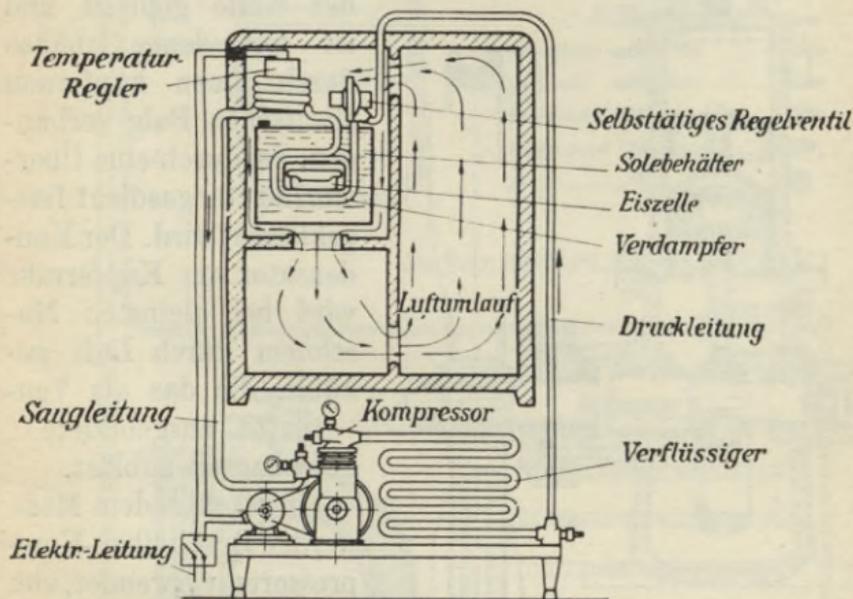


Abb. 55. Schematischer Schnitt durch einen Haushalt-Kühlschrank „Kelvinator“.

ringer Raumbedarf, Billigkeit in der Anschaffung. Gewünschte Schranktemperatur $+4$ bis $+6^{\circ}\text{C}$ mit möglichst geringen räumlichen und zeitlichen Schwankungen. Erforderlich ist ein gut isolierter, dichtschließender, leicht sauber zu haltender Schrank; Kältemittel meist schwefelige Säure oder Chlormethyl.

Bei der offenen Bauart (Frigidaire, A. Teves, Kelvinator u. a.) sind alle Teile der Kältemaschine übersichtlich und leichtzugänglich angeordnet (Abb. 55). Kompressor und Kondensator stehen meist unter dem Schrank oder neben ihm. Der Verdampfer ist im Schrank oben angeordnet, so

daß ein lebhafter Luftumlauf möglich ist. Die Welle des stets gekapselten Kompressors wird meist durch einen Ring abgedichtet, etwa nach Abb. 56. Ein Ring aus Graphit-Bronze wird durch eine Feder gegen den Bund der Welle gepreßt und ist mit dem Gehäuse durch einen kupfernen elastischen Balg verbunden, der durch eine Überwurfmutter gasdicht festgeklemmt wird. Der Kondensator aus Kupferrohr wird bei kleinsten Maschinen durch Luft gekühlt, die das als Ventilator ausgebildete Schwungrad zubläst.

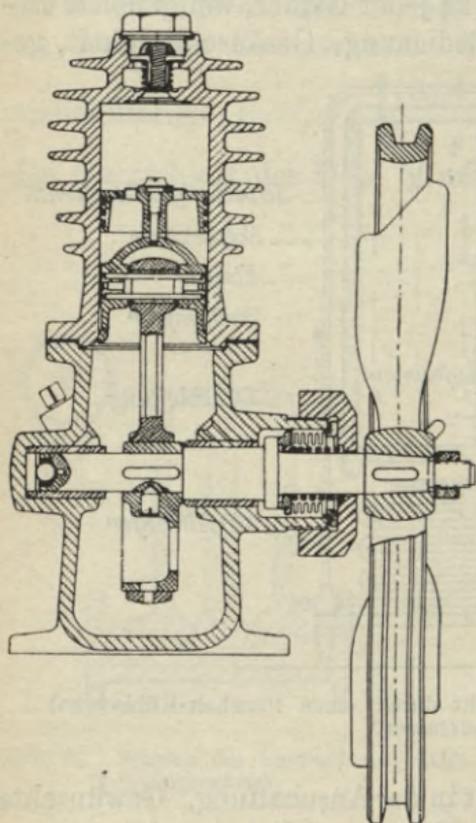


Abb. 56. Kompressor einer Maschine kleinster Leistung.

In wachsendem Maße werden Drehkolben-Kompressoren verwendet, von denen es sehr viele Bauarten gibt. Der Kolben (Abb. 57) sitzt exzentrisch auf der Welle und berührt die Zylinderwand in einer Linie, die mit dem Kolben im Kreise wandert. Ein radial gestellter Schieber teilt den sichelförmigen Raum in zwei Teile, von denen der untere Saugraum bei linksdrehendem Kolben immer größer, der oberliegende Druckraum immer kleiner wird, bis die Berührungslinie den Schieber überschleift. In diesem Augenblick stehen Saug- und Druckleitung miteinander in Verbindung, im nächsten

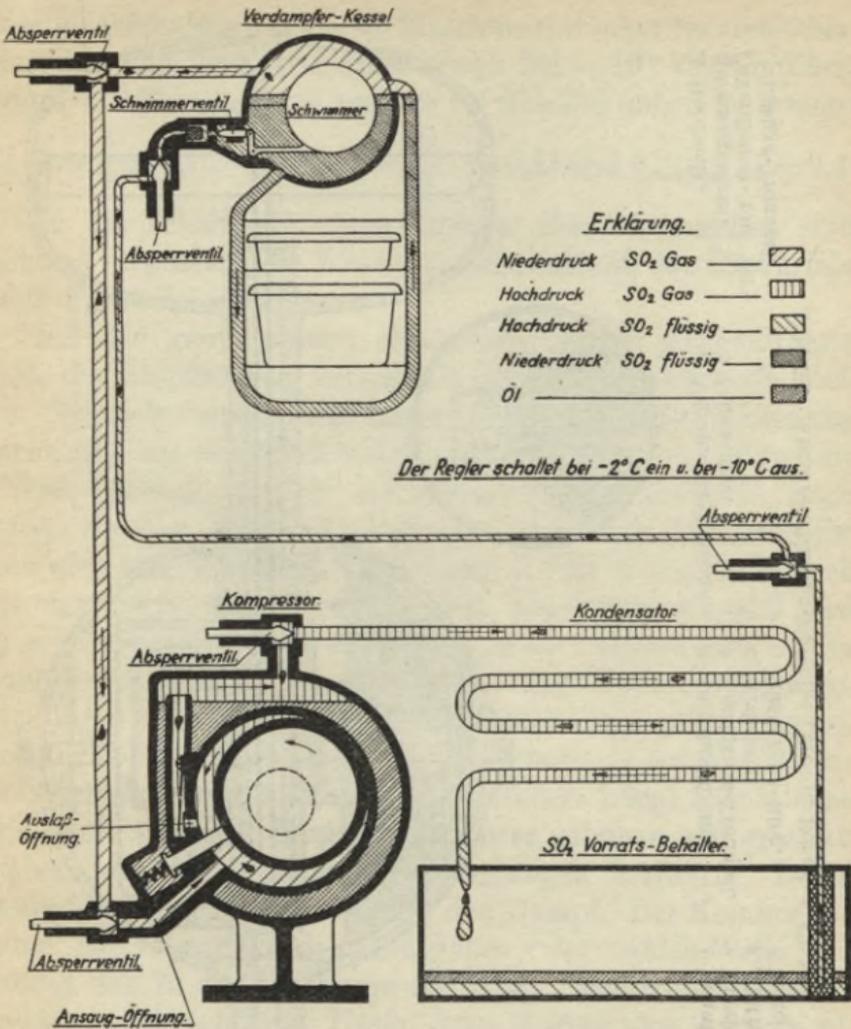


Abb. 57. Klein-Kältemaschine mit Kapselkompressor (DKW).

ist im Zylinder der Saugraum gleich Null und der Druckraum die volle Sichel. Es ist nur ein einfaches Rückschlagventil auf der Druckseite nötig, das sich im Augenblick des Überschleifens schließt. Die Linie, in der Zylinder und Kolben sich berühren, hält dicht, weil die Spitzen der Sichel das Öl

A Hohlwelle.
 J Gegengewicht.
 C Verdichter- und Ver-
 flüssiger-Trommel.

R Verdampfer-Sammler.
 S Schwimmer.

a Ausgangsöffnung.
 b Flüssigkeits-Trommel.
 c Verdichter.
 Flüssigkeits-Ring.

k Schwimmerkammer.
 r Ubertaurohr.
 s Abstreicher.
 v Regelventil.

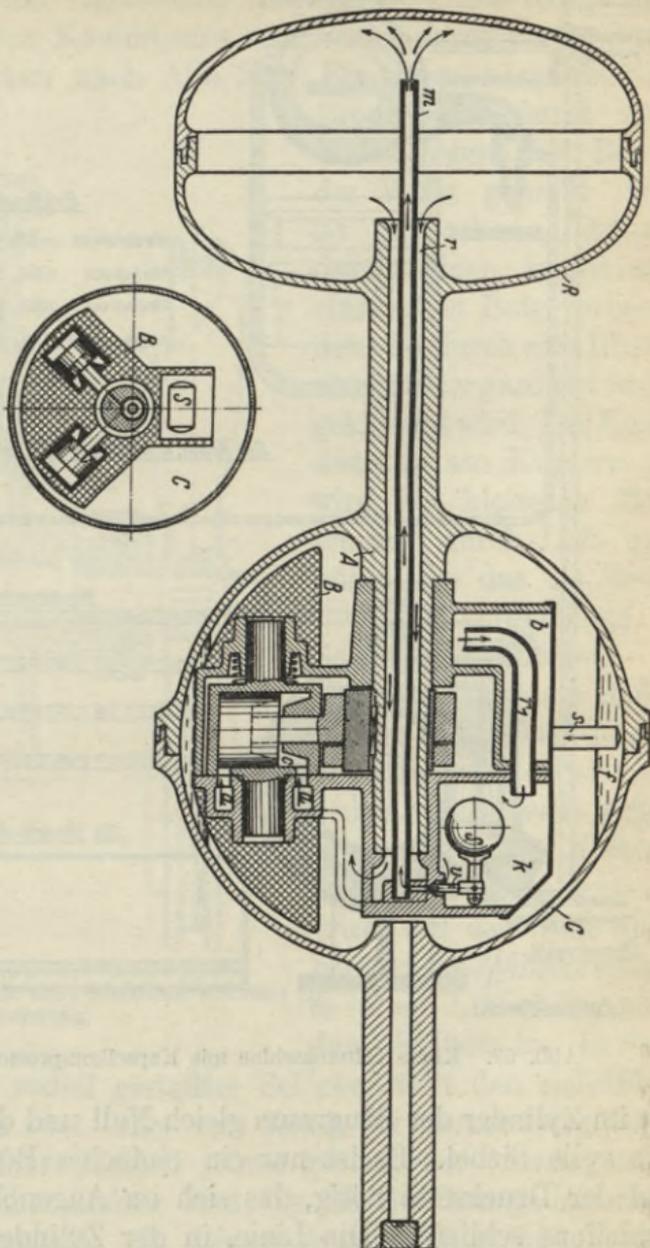


Abb. 58. Aufdiffer-Singrün-Maschine (Brown, Boveri & Cie.).

kapillar festhalten. Bei einer Maschine mit einer theoretischen Kälteleistung von rund 1000 kcal/h bei -10° Verdampfung und $+20^{\circ}$ Verflüssigung wurden bei $n=775 \text{ min}^{-1}$ gemessen:

Lieferungsgrad $\lambda=76\%$, $\eta_i = \frac{Q_0}{Q_{0th}} = 0,84$ und $\eta_{mechanisch} = 0,4$.

In die schleifenförmigen Röhren des Verdampfers sind Schalen eingesetzt, die Wasser zur Herstellung von Eiswürfeln oder Speiseeis aufnehmen.

Bei den geschlossenen Maschinen ist der empfindlichste Teil, die Stopfbüchse, vermieden, und alles andere, oft auch der Antriebsmotor, eingekapselt, so daß eine Bedienung nicht möglich, aber auch nicht nötig ist. Die älteste Maschine dieser Gattung, Bauart Audiffren-Singrün, erscheint nach außen als eine Welle in 2 Lagern mit Antriebsriemenscheibe und zwei kugelförmigen Verdickungen, von denen bei Betrieb die eine warm, die andere kalt wird. Die warme Kugel C wird in ein Kühlwasserbad, die kalte R in ein Solebad gelegt. Im Innern der warmen Kugel hängt an der Welle ein Gehäuse, das durch ein Gewicht B in senkrechter Lage gehalten wird. In ihm befinden sich zwei um eine horizontale Achse drehbare SO_2 -Zylinder. Der Kolben jedes Zylinders hängt ebenfalls an der Welle und wird durch ein Exzenter gehoben und gesenkt, wobei der Zylinder kleine Schwingungen ausführt. Dabei steuert er Einlaß und Auslaß für den Dampf. Der Kompressor saugt den Dampf aus dem Ringraum r der hohlen Welle und drückt ihn in den Hohlraum der Kugel, an deren Oberfläche er sich niederschlägt. Unter dem Einfluß der Zentrifugalkraft bilden sich an dieser Ringschichten f aus flüssiger, schwefeliger Säure und Öl, in welche ein am Kompressorgehäuse befestigter Löffel (s) hineinfäßt, das Gemisch herunterholt und in den Raum b des Gehäuses einfüllt. Dort trennen sich die beiden Flüssigkeiten, das leichte Öl gelangt durch einen Überlauf zum Triebwerk, die schwere flüssige schweflige Säure durch Überlauf r_1 in die Kammer k und durch das

vom Schwimmer *S* betätigte Regelventil in das innere Rohr *m* der Hohlwelle und in den Verdampfer. Die Kühlflächen in Verdampfer und Verflüssiger sind wegen der großen Umfangsgeschwindigkeit sehr wirksam. Der Verbrauch an Kühlwasser kann dadurch vermindert werden, daß ein Ventilator einen kräftigen Luftstrom über die aus dem Wasser herausragende Kugelhälfte bläst, wodurch das die Kugel benetzende Wasser verdunstet. Wird das Wasser zu warm, z. B. weil kein Frischwasser zugesetzt wird, so wird infolge des hohen Kondensatordruckes der Kolben verhindert, den ganzen Hub zu durchlaufen, das Ge-

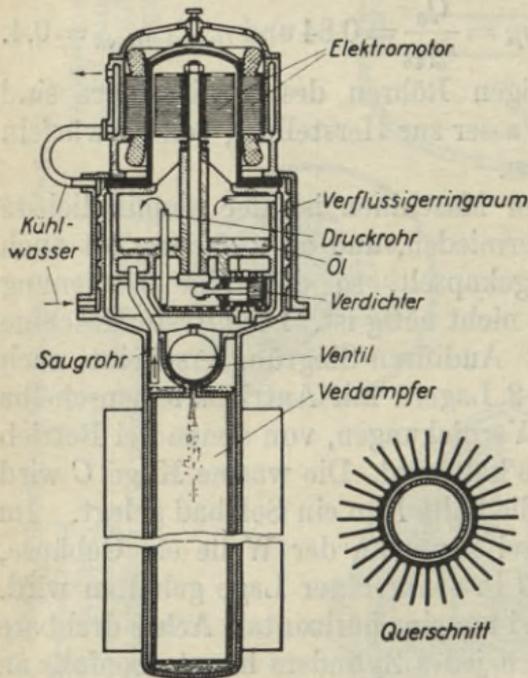


Abb. 59. Autofrigor-Kältemaschine von Escher, Wyß & Cie., Zürich.

wicht, das den Zylinder unten halten soll, wird für diese Aufgabe zu klein und das ganze innere Gehäuse dreht sich mit der Kugel mit, ohne daß der Kompressor Dampf fördert. Durch ihren unruhigen Gang macht die Maschine darauf aufmerksam, daß etwas nicht in Ordnung ist. In dieser Selbstausschaltung liegt eine Sicherung gegen gefährliches Anwachsen des Druckes. Der Stromverbrauch beträgt für einen gutisolierten Schrank von 600 Litern Inhalt bei Kühlung des Kondensators mit Luft (Deutschland) und etwa 4° im Innern etwa 1 kWh je Tag.

geschwindigkeit sehr wirksam. Der Verbrauch an Kühlwasser kann dadurch vermindert werden, daß ein Ventilator einen kräftigen Luftstrom über die aus dem Wasser herausragende Kugelhälfte bläst, wodurch das die Kugel benetzende Wasser verdunstet. Wird das Wasser zu warm, z. B. weil kein Frischwasser zugesetzt wird, so wird infolge des hohen Kondensatordruckes der Kolben verhindert, den ganzen Hub zu durchlaufen, das Ge-

Die Bauart „Autofrigor“ von Escher Wyß, Zürich, schließt auch noch den Motor in das Gehäuse ein, so daß nunmehr die ganze Anlage als ein bewegungsloses Ganzes erscheint. Um die Stopfbüchse zu vermeiden, ist der Rotor des Wechselstrommotors durch ein dünnes Metallgehäuse mit in den gaserfüllten Raum einbezogen. Auch hier steuert der schwingende Zylinder die Aus- und Einlaßschlitze. Das Kühlwasser geht durch schraubenförmige Rillen am zylindrischen Mantel hoch, auf dessen Innenseite sich das Kältemittel niederschlägt. Das flüssige Chlormethyl wird oben in die Mitte des doppelwandigen langgestreckten Verdampfers eingespritzt und verdampft in dem dünnen Ringraum. Die Maschine wird so in den Schrank eingesetzt, daß der Verdampfer hineinragt, das Kondensator und Motor enthaltende Gehäuse aber oben aufsitzt. Bei Kühlung mit Wasser von $+8^{\circ}$ und -10° Verdampfungstemperatur wurde bei einer Maschine von 3300 kcal/h Verdampferleistung ein $\varepsilon = 6,35$, d. h. 3850 kcal/PSi gemessen. In etwas anderer Weise ist der gleiche Gedanke der vollständigen Geschlossenheit in der „Autopolar“-Maschine der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen durchgeführt (Abb. 60), die äußerlich die gleiche Form hat. Auch diese Maschine arbeitet mit Wasserkühlung und Kolbenkompressoren. Die Kolben werden durch Zentrifugalkraft nach außen gedrückt und durch einen exzentrischen Führungsring nach innen geführt. Saug- und Druckleitung liegen in der vertikalen Welle, die auch die Steuerschlitze enthält. Bei der Santo-Maschine der General-Electric Co. (in Deutschland A. E. G.), die mit Kühlung durch Luft auskommt, sitzt auch der Stator innerhalb des Gehäuses. Die mit Kühlwasser arbeitenden Maschinen müssen sich automatisch gegen Inbetriebnahme ohne Wasserzufuhr schützen. Meist wird die Einrichtung so getroffen, daß der Antriebsmotor erst eingeschaltet werden kann, wenn genügend Kühlwasser zufließt.

Die Temperatur im Innern des Kühlschranks oder Kühlraumes kann in verschiedener Weise automatisch geregelt werden.

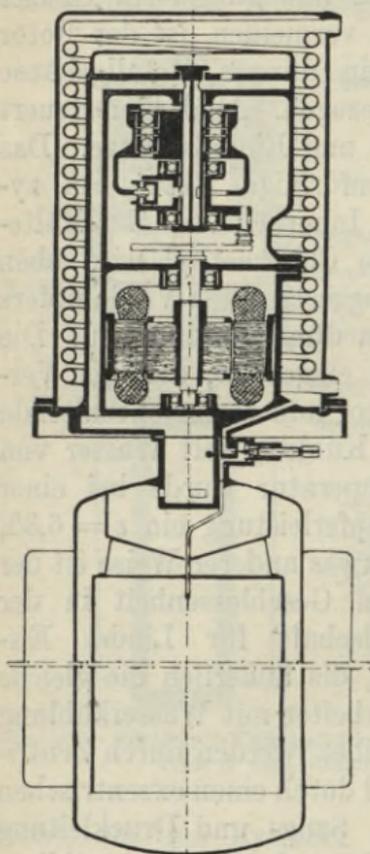


Abb. 60. Autopolar (Linde).

Arbeitet die Maschine mit direkter Verdampfung, so kann man durch „Pressostaten“ die Maschine abstellen, wenn eine gewisse Verdampfungstemperatur, also ein entsprechender Druck, unterschritten wird. Diese Anordnung ist konstruktiv leicht durchführbar und verhindert das unwirtschaftliche Arbeiten mit zu tiefer Temperatur. Die Raumtemperatur schwankt etwas mit der Außentemperatur. Ist der Verdampfer von einem Solespeicher umgeben, so wird die Maschine stillgesetzt, wenn die Soletemperatur zu tief geworden ist. Oder aber die Maschine wird durch einen Thermostaten gesteuert, der abschaltet, wenn der Raum zu kalt ist, und einschaltet, wenn er sich um einen bestimmten Betrag erwärmt hat. In diesem Fall

muß der Thermostat recht empfindlich sein.

Besondere Vorrichtungen machen den Betrieb unmöglich, wenn kein oder zu wenig Kühlwasser zufließt.

4. Wärmeschutz (Isolierung).

Alle kalten Teile, Verdampfer, Verbindungsleitungen, aber auch die Wände gekühlter Räume müssen gegen das

Eindringen von Wärme geschützt werden, damit die Kälte an der Stelle, wo sie nützlich ist, ungeschmälert zur Verfügung steht. Außerdem sind alle kalten Teile zu schützen, an denen sich Tauwasser niederschlagen kann. Als Schutzstoff kommt in allererster Reihe Korkstein in Betracht, der meist aus mit geruchlosem Pech, Goudron, überzogenem Korkschrot besteht und in Form von Platten und Formstücken in den Handel gebracht wird. Besonders hochwertig ist „expandierter“ Kork, dessen luftgefüllte Zellen durch Erhitzen künstlich vergrößert worden sind. Die Wärmeleitfähigkeit soll möglichst gering sein; sie nimmt mit dem spezifischen Gewicht des Korksteines ab, doch darf das Gewicht nicht durch Hohlräume zwischen den Korkstücken vermindert sein. Feuchtigkeit, die in den Kork eindringt, setzt den Wärmeschutz ganz wesentlich herab und veranlaßt oft Bildung von Schimmel und muffigen Geruch. Dieser tritt besonders in der Isolierung von Kühlräumen auf, deren Wände innen mit Fliesen bedeckt sind. Die Baufeuchtigkeit zieht sich nach der kältesten Stelle, d. h. nach dem Kork unter den Fliesen, die das Abdunsten verhindern. Die Wärmeleitfähigkeit des fertigverlegten Materials kann unter Berücksichtigung der durch die Montage entstehenden Schwächungen durch die Gleichung $\lambda = 0,032 + 0,084 \gamma$ ausgedrückt werden, wobei das Raumgewicht γ in t/m^3 einzusetzen und λ in $\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}}$ gefunden wird. Der Materialwert selbst ist 20% kleiner. Die Stärke der Isolierung richtet sich nach der Güte des Korkes und der Temperaturdifferenz. Die übliche Stärke liegt bei Kühlraumwänden zwischen 8 und 14 cm, bei Rohrleitungen zwischen 5 und 8 cm Stärke, bei Verdampfern zwischen 8 und 14 cm. Die Stärke ist nach dem Gesichtspunkt der größten Wirtschaftlichkeit zu bestimmen, stets aber mindestens so, daß sich auf der Isolierung keine Feuchtigkeit niederschlägt.

C. Prüfung und Beurteilung von Kältemaschinen.

1. Prüfung: Maßgebend sind die „Regeln für Leistungsversuche“ (Verlag der Gesellschaft für Kältewesen, Berlin, W 9, Köthener Str. 34).

Man unterscheidet zwischen dem äußeren Verhalten, d. h. Leistung in der Sole, Verbrauch an der Kompressorwelle und am Wassermesser gemessen, und dem inneren Verhalten, d. h. Leistung im Kältemittel und Verbrauch im Kompressorzylinder gemessen. Ersteres ist für den Kälteverbraucher, beide sind für den Konstrukteur wichtig.

Messung der Kälteleistung.

a) Durch Messung der umlaufenden Solemenge, die durch die Kühlräume oder ein Soleerheizungsgefäß (Erhitzung meist durch kondensierenden Wasserdampf, nur bei kleinen Leistungen elektrisch) läuft. Die Sole wird durch Auffüllen ausgemessener Gefäße oder Durchströmen durch ein Ponceletgefäß gemessen.

Die Nettokälteleistung ist

$$Q_0 = G_s \cdot c_s (t_{se} - t_{sa}) \text{ kcal/h,}$$

wobei G_s das stündlich geförderte Solegewicht,

c_s die spez. Wärme der Sole,

$t_{se} - t_{sa}$, die Temperaturerhöhung der Sole bedeuten.

Zur Kontrolle dient die der Sole zugeführte Wärme, falls diese gemessen werden kann.

b) Durch Erwärmung der Sole im Verdampfer, falls außerhalb nicht möglich. In die Sole des Verdampfers wird eine Rohrschlange getaucht, der überhitzter Dampf zugeführt wird. Das Kondensat soll mit mindestens $+10^\circ$ und höchstens 60° ablaufen. Ist G das Gewicht der stündlich kondensierten Dampfmenge, i_1 die Enthalpie vor Eintritt in die Schlange, i_2 diejenige nach Verlassen, so ist die Nettokälteleistung

$$Q_0 = G(i_1 - i_2) \text{ kcal/h.}$$

Entsprechendes gilt für Heizung durch elektrischen Strom oder warmes Wasser.

Bei Messungen nach a) und b) ist darauf zu achten, daß der Soleinhalt des Verdampfers zu Anfang und zu Ende des Versuches die gleiche Temperatur hat. Sonst ist dessen Erwärmung oder Abkühlung mit zu berücksichtigen.

- c) Durch Abkühlung des Verdampferinhaltes. Sehr einfaches, nicht sehr genaues Verfahren. Ist die Kälteleistung z. B. bei -5° garantiert, so kühlt man die Sole von 0° bis -10° ab und trägt die Soletemperatur in Abhängigkeit von der Zeit auf. Verläuft die Kurve ohne Knick, so kann man aus der Zeit, in der die Sole von $-2,5$ bis $-7,5^{\circ}$ abgekühlt wurde, die Kälteleistung ermitteln. Der Wasserwert (Gewicht mal spez. Wärme) der Sole sowie des Gefäßes ist zu ermitteln, das von der Verdampferschlange verdrängte Volumen ist abzuziehen. Ist W der Wasserwert und z die Zeit der Abkühlung um Δt° in Minuten, so ist die stündliche

$$\text{Netto-Kälteleistung } Q_0 = \frac{W \cdot \Delta t \cdot 60}{z}.$$

- d) Bei Kühlung von Räumen durch direkte Verdampfung ergibt sich bei Vorhandensein eines Tauchkondensators (oder Berieselungskondensators ohne Verdunstungswirkung) die Kondensatorleistung $Q = G_w(t_{wa} - t_{wz})$, wenn G_w das stündlich durchfließende Wassergewicht, t_{wa} und t_{wz} die Temperaturen des abfließenden und des einströmenden Wassers sind. Hinzuzufügen ist noch die von der Druckleitung abgestrahlte Wärme

$$Q_d = G_k(i_1 - i_2), \quad \text{wobei } G_k$$

das stündlich umlaufende Kältemittelgewicht, i_1 die Enthalpie hinter dem Druckventil des Zylinders, i_2 diejenige vor dem Kondensator sind. Ferner ist zuzufügen die Wärmemenge Q' , die etwa im Kühlmantel des Zylinders an das Wasser abgegeben wird und aus dessen Menge und seiner Erwärmung zu ermitteln ist. Ist Q_s die Wärmemenge, die

stündlich in den Verdampfer, die Flüssigkeitsleitung und in die Saugleitung einstrahlt und die rechnerisch zu ermitteln ist, und N_i die indizierte Kompressorleistung in kW, so ergibt sich die Netto-Kälteleistung Q_0 aus der Gleichung

$$Q_0 + Q_s = Q + Q' + Q_d + 860 N_i.$$

- e) Dient die Maschine zur Kühlung von Luft, die von einem Ventilator durch den Kühler gedrückt wird, so ist die Kälteleistung

$$Q_0 = V_l \left[0,31 \cdot \frac{273}{T_m} \cdot \frac{p_m}{760} + 0,6 (W_e - W_a) \right] + 860 N_v,$$

wobei bedeuten:

V_l das geförderte Luftvolumen in $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$,

T_m die absolute mittlere Temperatur der Luft im Luftkühler,

p_m der mittlere Druck der Luft im Kühler in mm Q—S,

W_e und W_a den Dampfgehalt der Luft in g/m^3 beim Eintritt und Austritt in den Luftkühler,

N_v die Ventilatorleistung in kW.

- f) Bei Anlagen mit unmittelbarer Verdampfung und Verdunstungskondensator ist die Bestimmung der Kälteleistung nur durch Messung des umlaufenden Kältemittels durch einen Leistungsprüfer (S 90) möglich.

2. Beurteilung. Zur Beurteilung einer Kältemaschine dient der Vergleich mit dem Ideal- oder dem Vergleichsprozeß. Man geht dabei im allgemeinen auf den verlustfreien Vergleichsprozeß zurück, also etwa bei einer einstufigen normalen Kältemaschine auf denjenigen mit Unterkühlung auf die Zuflußtemperatur des Kühlwassers, mit Ansaugen trockenen Dampfes von der Temperatur der Sole und einer Verflüssigungstemperatur von der mittleren Temperatur des Kühlwassers. Ist ε die Leistungszahl der wirklichen Maschine, ε_{th}

die des Vergleichsprozesses, so ist der indizierte Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{th}}$. Damit ist das „äußere Verhalten“ gekennzeichnet. Das „innere Verhalten“ kennzeichnet den Kompressor und die Leitungen. Dabei führt man in den Vergleichsprozess den wirklichen Verflüssigungsdruck und den wirklichen Verdampfungsdruck ein. Der sich hier ergebende indizierte Wirkungsgrad ist ein Maß für die nicht umkehrbaren Vorgänge innerhalb des vom Kältemittel durchströmten Raumes. Wichtig ist auch noch der Lieferungsgrad $\lambda = \frac{q'_0}{q'_{0th}}$, wobei q'_0 und q'_{0th} die wirkliche bzw. theoretische Kälteleistung bezogen auf 1 m^3 des vom Kompressorkolben durchstrichenen Raumes angibt.

Auf den Carnotschen bzw. Lorenzschen Kreisprozeß geht man zurück, wenn es sich um Absorptionsmaschinen handelt, bei Kompressionsmaschinen nur, wenn zwei nach verschiedenen Systemen arbeitende Maschinen verglichen werden sollen.

III. Absorptionsmaschinen

arbeiten mit binären Gemischen, meist mit Ammoniak und Wasser. Zur Erzeugung von Kälte wird nur sehr wenig, bei einzelnen Typen gar keine mechanische Arbeit verbraucht; die Energie wird als Wärme (Abwärmeverwertung!) zugeführt. Die Anlage enthält also die Antriebs-Dampfmaschine in sich, was beim wirtschaftlichen Vergleich mit Kompressionsmaschinen zu beachten ist. Das Arbeiten mit einem Gemisch bringt es mit sich, daß die Temperaturen, mit denen gearbeitet werden kann, in gewissen Grenzen wählbar sind, daß sie an den einzelnen Stellen der Apparate (z. B. des Verdampfers) etwas verschieden sind. Daraus ergibt sich eine große Anpassungsfähigkeit an äußere Bedingungen. Die Vorschläge von E. Altenkirch (Z. g. K. 1913, 1914) lassen

noch eine wesentliche Entwicklung dieser Maschinengattung

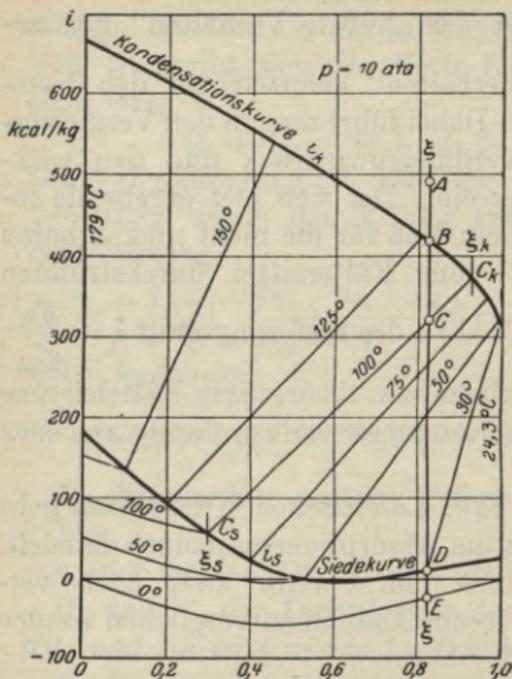


Abb. 61. $i - \xi$ -Diagramm nach Merkel.

erwarten. Zur Zeit ist die wirtschaftliche Bedeutung noch nicht sehr groß, aber dauernd im Wachsen.

ξ sei der Gehalt an Ammoniak, d. h. in 1 kg Lösung sind ξ kg Ammoniak enthalten. In Abb. 61 gibt jeder Punkt der unteren Kurve die Enthalpie i_s siedender Flüssigkeit vom Gehalt ξ_s an, jeder Punkt der oberen Kurve gibt die Enthalpie i_k kondensierenden Dampfes vom Gehalt ξ_k an. Die Flüssigkeit vom Zustand C_s (100° C) ist

im Gleichgewicht mit Dampf vom Zustand C_k (ebenfalls 100°). Der aus der Flüssigkeit aufsteigende Dampf hat also einen größeren Gehalt als die Flüssigkeit. Die Gerade $C_s C_k$ ist eine Isotherme, das Gebiet unter der Siedekurve stellt Flüssigkeit, das über der Kondensationskurve überhitzten Dampf, das zwischenliegende Gebiet nassen Dampf dar. Wird 1 kg überhitzter Dampf vom Zustand A abgekühlt, so daß also ξ konstant bleibt, so ist er bei B trockengesättigt bei nicht ganz 125° , bei C naß bei 100° , bei D verflüssigt bei 30° , bei E unterkühlt auf 0° C. Der Wärmeinhalt des Gemisches ist bei 0° negativ, weil bei Mischung von Wasser von 0° und Ammoniak von 0° Wärme frei wird, die abgeführt werden muß, wenn das Gemisch 0° behalten soll.

1. Maschinen mit Lösungsumlauf (mit gleichbleibendem Betrieb).

In dem mit Wasserdampf beheizten Kocher (Abb. 62) siedet eine reiche Ammoniaklösung bei Druck p , der sehr wasserarme Dampf strömt an kalter, reicher Lösung (im Rektifikator) vorbei in den Kondensator, wo er sich verflüssigt, durch das

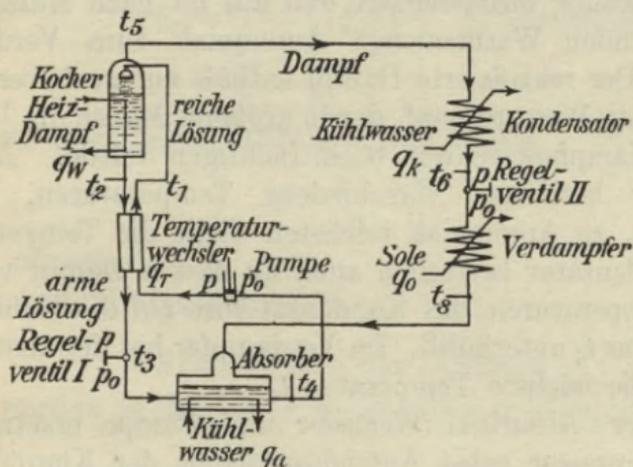


Abb. 62. Schema der Absorptionskältemaschine.

Regelventil II, verdampft im Verdampfer und gelangt in den Absorber, in dem er unter Wärmeerzeugung in der armen Lösung absorbiert wird. Die Absorptionswärme q_a wird durch Kühlwasser abgeführt. Im Verdampfer und Absorber herrscht der Druck p_0 . Eine Pumpe entnimmt dem Absorber angereicherte Lösung und drückt sie durch den Temperaturwechsler hindurch in den Kocher. Vom Kocher wird entgaste heiße Lösung durch den Druck $p > p_0$ durch den Temperaturwechsler und Regelventil I in den Absorber gedrückt. Im Kocher wird die Wärmemenge q_w zugeführt, im Wechsler wird die Wärme q_T von der heißen an die kalte Lösung abgegeben. Die Temperaturen im Kocher sind an jeder Stelle verschieden, die höchste Temperatur herrscht an der Stelle der ärmsten Lö-

sung, die spezifisch schwerer ist als die kältere, reichere. Die höchste Temperatur sei t_2 . An jeder Stelle entsteht Dampf anderer Zusammensetzung. Da der der Temperatur t_2 entsprechende Dampf zuviel Wasserdampf mit sich führt, wird das ganze Gemisch an der kälteren, reichen Lösung vorbeigeführt, wobei sich der leichter kondensierbare Wasserdampf an der Lösung niederschlägt und aus ihr nach Maßgabe der freiwerdenden Wärmemenge Ammoniak zum Verdampfen bringt. Der rektifizierte Dampf enthält nur noch verschwindend wenig Wasserdampf, der in größerer Menge die Wirkung des Verdampfers schwer beeinträchtigen würde. Auch im Absorber herrschen verschiedene Temperaturen, an der kältesten, an Ammoniak reichsten Stelle die Temperatur t_4 . Im Kondensator herrschen auch im nassen Dampf verschiedene Temperaturen, das Kondensat wird auf die Kühlwassertemperatur t_6 unterkühlt. Im Verdampfer hat der austretende Dampf die höchste Temperatur t_8 .

Kocher, Absorber, Wechsler und Pumpe ersetzen also den Kompressor nebst Antriebsmaschine der Kompressionskältemaschine. Die folgende Berechnung einer mit „normalen“ Temperaturen arbeitenden Maschine schließt sich der Darstellung in: Merkel und Bošnjaković, Diagramme und Tabellen z. Berechnung d. Absorptionskältemaschinen an (ferner Weise, Z. g. K., 1929 Heft 9 und 1931, Heft 2 u. 3). Der Arbeitsbedarf der Pumpe ist oft vernachlässigbar klein. Da im übrigen nur Zustandsänderungen bei konstantem Druck oder Drosselungen vorkommen, empfiehlt es sich, der Berechnung die Enthalpien zugrunde zu legen.

Die Rechnung wird durchgeführt für 1 kg im Kondensator verflüssigtes Ammoniakgemisch. Der Druck im Kondensator soll so groß sein, daß aller Dampf bei der gegebenen Kühlwassertemperatur kondensiert. Der Verdampferdruck soll so tief liegen, daß der Dampf an der wärmsten Stelle die zulässige Temperatur, d. h. die der Sole, erheblich unterschreitet.

Lösungsumlauf.

Der Index r bezieht sich auf reiche, a auf arme Lösung, d auf überhitzten Dampf. f ist das Gewicht der Lösung, die in den Kocher eintritt um 1 kg Ammoniak auszudampfen. Da im Beharrungszustand ebensoviel Gewicht ein- wie austritt, ist

$$(1) \quad \begin{aligned} f\xi_r &= (f-1)\xi_a + 1 \cdot \xi_d \quad (\text{Ammoniakbilanz}), \\ f &= \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}. \end{aligned}$$

Durch das Regelventil 1 tritt die Menge

$$(2) \quad f-1 = \frac{\xi_d - \xi_r}{\xi_r - \xi_a}$$

in den Absorber.

$\xi_r - \xi_a$ heißt Entgasungsbreite.

Wärmebilanz der Anlage.

Es werden an Wärme je kg kondensiertes Ammoniak zugeführt:

q_0 in der Sole,

q_w im Kocher,

q_p Wärmewert der Pumpenarbeit;

abgeführt:

q_k im Kondensator,

q_a im Absorber,

so daß

$$(3) \quad q_w + q_0 + q_p = q_k + q_a.$$

Wärmebilanz des Temperaturwechslers, des Kochers und des Absorbers.

Temperaturwechsler: $q_T = (f-1)(i_2 - i_3) = f(i_1 - i_4)$.

Bei vollkommenem Wärmeaustausch können die $(f-1)$ kg arme Lösung auf die Temperatur t_4 gekühlt werden. Daraus ergibt sich die Enthalpie der in den Kocher fließenden reichen Lösung zu

Zahlentafel für Am-
(Nach Merkel)

$p = 1 \text{ ata}$				
t °C	— 30	— 20	— 10	+ 0
ξ_s kg/kg	0,856	0,616	0,512	0,438
ξ_k „	1,000	1,000	1,000	1,000
i_s kcal/kg	48,0	— 64,6	— 63,0	— 53,4
i_k „	294	300	303,6	309,2
K	0,00042	0,00106	0,00133	0,00154
$p = 2 \text{ ata}$				
		(— 19,2°)		
ξ_s		1,000	0,701	0,566
ξ_k		1,00	1,00	0,999
i_s		— 21,0	— 45	— 49,4
i_k		295,8	302,8	307,2
K		0	0,00086	0,00121
$p = 3 \text{ ata}$				
			(— 9,7°)	
ξ_s			1,000	0,702
ξ_k			1,000	1,000
i_s			— 10,8	— 34,2
i_k			298,8	305,6
K			0	0,00088
$p = 9 \text{ ata}$				
t	+ 20,8°	+ 30°	+ 50°	+ 70
ξ_s	1,000	0,728	0,513	0,400
ξ_k	1,000	0,999	0,993	0,979
i_s	23,4	+ 1,4	0,0	+ 19,8
i_k	306,0	312,8	327,2	344
K	0	0,00087	0,00147	0,00179
$p = 10 \text{ ata}$				
ξ_s		0,824	0,540	0,420
ξ_k		0,998	0,994	0,982
i_s		+ 13,0	+ 2,0	+ 20
i_k		311,0	325,8	342,2
K		0,00058	0,00140	0,00174
$p = 12 \text{ ata}$				
ξ_s		1,000	0,594	0,455
ξ_k		1,000	0,996	0,986
i_s		+ 34,6	+ 7	+ 19,2
i_k		307,0	322,2	338,8
K		0	0,00128	0,00167

$$(4) \quad i_1 = \frac{f-1}{f} (i_2 - i_3) + i_4.$$

Da keine Arbeit nach außen abgeführt wird, ist die zugeführte Wärme gleich der Zunahme an Enthalpie.

$$q_w + i_1 \cdot f = (f-1) i_2 + i_5$$

$$q_w = i_5 + (f-1) i_2 - f i_1.$$

moniak und Wasser.
und Bošnjaković).

+ 10 0,378 0,993 -41,0 315,8 0,00172	+ 20 0,326 0,985 -27,2 323,2 0,00188	+ 30 0,275 0,970 -12,2 332,6 0,00202	+ 40° 0,228 0,943 +3,4 354,4 0,00209
0,483 0,967 -43,6 312,2 0,00144	0,419 0,993 -32,4 319,2 0,00164	0,360 0,987 -19,6 326,8 0,00180	0,314 0,976 -5,8 335,4 0,00194
0,568 0,998 -38,6 311,0 0,00123	0,487 0,995 -32,8 317,10 0,00145	0,425 0,992 -22,2 323,8 0,00164	0,372 0,985 -9,8 331,4 0,00180
+90 0,313 0,941 +45,8 367 0,00196	+110 0,236 0,853 +73,6 403,8 0,00187	+130 0,162 0,681 +103,6 463,2 0,00144	+150
0,330 0,949 +44,4 364,0 0,00194	0,253 0,871 +71,8 397,8 0,00189	0,180 0,717 +101 +451,8 0,00153	0,108 0,495 +132,2 525,5 0,00099
0,360 0,959 +42,6 +359,4 0,00189	0,282 0,896 +68,8 389,2 0,00192	0,209 0,766 +97,2 437,6 0,00164	0,138 0,566 +127,8 502,8 0,00114

Unter Berücksichtigung der Gleichung (4) wird

$$(5) \quad q_w = i_5 + (f-1) i_3 - f i_4.$$

Absorber:

$$(6) \quad q_a = (f-1) i_3 + 1 \cdot i_8 - f \cdot i_4 = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4).$$

Beim Drosseln bleibt die Enthalpie konstant.

Die Temperatur der reichen Lösung bleibt kleiner als t_2 ,

weil mehr reiche Lösung durch den Wechsler strömt als arme. Die Kälteleistung ist

$$(7) \quad q_0 = i_3 - i_6$$

und die im Kondensator abzuführende Wärme

$$(8) \quad q_k = i_5 - i_6.$$

Damit sind alle Größen bestimmt.

Das Wärmeverhältnis der Maschine ist

$$\varepsilon' = \frac{q_0}{q_w}.$$

Beispiel: Annahmen: Druck im Kocher und Verflüssiger $p = 9$ ata, Druck im Absorber und Verdampfer $p_0 = 2$ ata, höchste Temperatur im Kocher $t_2 = 110^\circ \text{C}$, tiefste Temperatur im Absorber und Verflüssiger $t_6 = t_4 = 20^\circ \text{C}$, höchste Temperatur im Verdampfer $t_3 = -10^\circ \text{C}$.

Aus den Zahlentafeln S. 108 u. 109 ergibt sich

$$\xi_r = \xi_s \text{ bei } 2 \text{ at } 20^\circ = 0,419,$$

$$\xi_a = \xi_s \text{ bei } 9 \text{ at und } 110^\circ = 0,236.$$

ξ_a ist der Gehalt des Dampfes, der bei 9 at mit einem $\xi_s = 0,419$ im Gleichgewicht ist, also gleich 0,983 (interpoliert).

Es ist also

$$f = \frac{0,983 - 0,236}{0,419 - 0,236} = 4,1.$$

Da das spez. Volumen einer Ammoniaklösung annähernd

$$v = \frac{0,001}{1 - 0,35 \xi_s \text{ kg}} \text{ m}^3/\text{kg}$$

ist, so ist die Pumpenarbeit, bezogen auf 1 kg verdampfendes Ammoniak,

$$l = 4,1 \frac{0,001 \cdot 10000 \cdot 7}{1 - 0,35 \cdot 0,419} = 335 \text{ mkg/kg.}$$

Ferner: für den im Kocher erzeugten, mit der reichen Lösung im Gleichgewicht befindlichen Dampf ist nach den umstehenden Tafeln $i_5 = 340$ kcal/kg (bei vollständig wasserfreiem Dampf wären es 306 kcal/kg).

$$i_2 = 73,6 \text{ kcal/kg,}$$

$$i_3 = -18 \quad ,, \quad (p = 2; \xi = 0,236; t = 20^0).$$

Man findet den Wert von i_3 , indem man diejenige Zahlen-tafel aufsucht, bei der zu $t = 20^0$ ein $\xi_s = 0,236$ gehört, das ist diejenige für $p = 0,45$ ata (unsere Tafeln reichen nicht aus) oder man entnimmt ihn unmittelbar der Tafel III (i über ξ) von Merkel-Bošnjaković.

$$i_4 = -32,4 \text{ kcal/kg } (p = 2, \xi_s = 0,419; t = 20^0).$$

Der aus dem Verdampfer kommende Dampf mit $t_8 = -10^0$ ist naß, da bei 2 ata und $\xi_d = 0,983$ die Gleichgewichtstemperatur bei $+35^0$ liegt.

i_8 folgt aus der Gleichung

$$\frac{i_k - i_8}{i_k - i_s} = \frac{\xi_k - \xi_d}{\xi_k - \xi_s}$$

zu

$$i_8 = i_k - \frac{(\xi_k - \xi_d)(i_k - i_s)}{\xi_k - \xi_s} = i_k - \frac{1}{K} (\xi_k - \xi_d),$$

wobei i_k und ξ_k sich auf die t_8 -Isotherme bei 2 ata beziehen, und K den Tafeln zu entnehmen ist.

Demnach ist

$$i_8 = 302,8 - \frac{1}{0,00086} (1,000 - 0,983) = 282,9 \text{ kcal/kg.}$$

i_6 kann den Tafeln nicht genau entnommen werden, da diese keine Werte für unterkühlte Flüssigkeit enthalten. Da aber ξ sehr nahe an 1 liegt, kann man i_6 der Tafel für reines Ammoniak entnehmen und $i_6 = 22,4$ setzen. Der genaue Wert 21 kann der Kurventafel III von Merkel-Bošnjaković entnommen werden.

Demnach sind:

$$q_w = 340 + 3,1 \cdot (-18) - 4,1 \cdot (-32,4) = 416 \text{ kcal/kg,}$$

$$q_a = 282,9 - (-18) + 4,1 \cdot (-18 + 32,4) = 359,9 \text{ kcal/kg,}$$

$$q_0 = i_8 - i_6 = 282,9 - 21 = 261,9 \text{ kcal/kg,}$$

$$q_k = i_5 - i_6 = 340 - 21 = 319 \text{ kcal/kg,}$$

$$q_T = 3,1 (73,6 + 18) = 284 \text{ kcal/kg.}$$

Das Wärmeverhältnis

$$\varepsilon'_{th} = \frac{q_0}{q_w} = \frac{261,9}{416} = 0,63.$$

Zur Kontrolle der Wärmebilanz der Maschine:

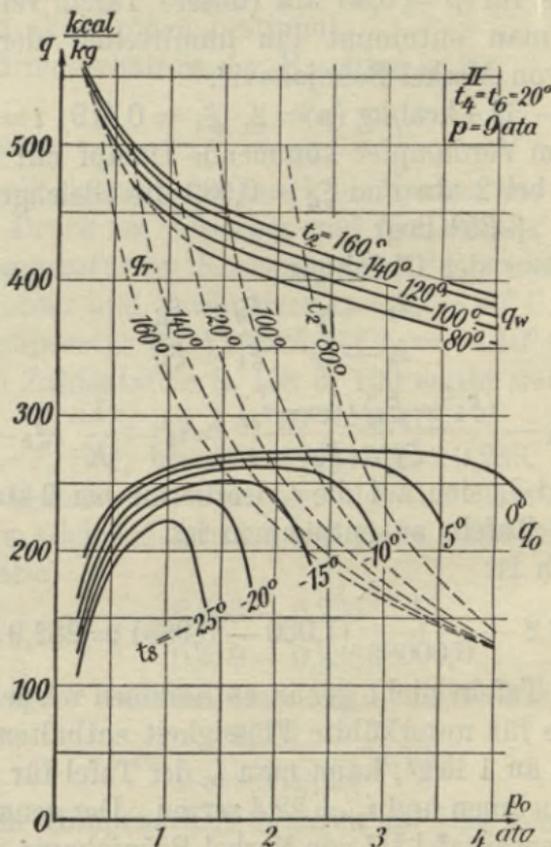


Abb. 63. Leistungsbild (Absorptionsmaschine).

$$q_w + q_0 + q_p = 416 + 261,9 + \frac{335}{427} = 678,7 \text{ kcal/kg,}$$

$$q_a + q_k = 359,9 + 319 = 678,8 \text{ kcal/kg.}$$

Für eine stündliche Kälteleistung von $Q_0 = 100000 \text{ kcal/h}$

müssen $\frac{Q_0}{q_0} = \frac{100000}{261,9} = 328,2 \text{ kg}$ Ammoniak verflüssigt wer-

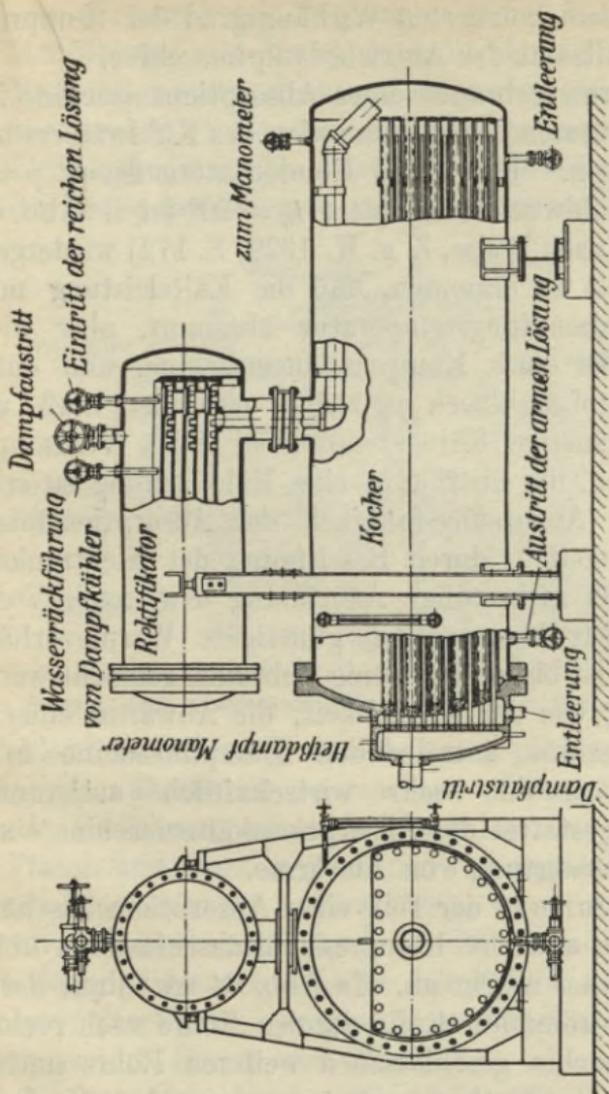


Abb. 64. Kocher und Rektifikator (York).

den, und mit dieser Zahl sind die oben ermittelten anderen Werte zu multiplizieren.

Das Wärmeverhältnis ε' einer ausgeführten Maschine ist natürlich kleiner als das der verlustfreien Maschine, und $\frac{\varepsilon'}{\varepsilon_{th}}$

entspricht dem indizierten Wirkungsgrad der Kompressionsmaschine mitsamt der Antriebsdampfmaschine.

Der Wärmeverbrauch einer Absorptionsmaschine ist von den Temperaturen des Heizdampfes, des Kühlwassers und der Sole abhängig. Für einen Kondensatordruck $p = 9$ ata und eine Kühlwassertemperatur $t_6 = 20^{\circ}$ ist in Abb. 63 ein Diagramm (nach Weise, Z. g. K. 1929, S. 172) wiedergegeben. Vor allem ist zu erkennen, daß die Kälteleistung mit sinkender Verdampfungstemperatur abnimmt, aber nicht so stark wie bei einer Kompressionsmaschine, und daß man den Verdampfungsdruck p_0 richtig einstellen muß, um die möglichst günstige Kälteleistung, bei tiefen Verdampfungstemperaturen, um überhaupt eine Kälteleistung zu erhalten.

Von der Anpassungsfähigkeit der Absorptionsmaschine, den Möglichkeiten, durch Beseitigung der Nichtumkehrbarkeiten, durch mehrstufige Anordnung usw. nach Vorschlag von Altenkirch wesentlich günstigere Wärmeverhältnisse zu erzielen, ist bisher nur wenig Gebrauch gemacht worden¹⁾, ebensowenig von der Möglichkeit, die Abwärme einer Kompressionsmaschine antreibenden Dampfmaschine in einer Absorptionsmaschine sehr wirtschaftlich auszunutzen²⁾. Überhaupt gestattet die Absorptionskältemaschine eine sehr wirksame Verwertung von Abwärme.

Die Bauformen der Teile einer Absorptionsmaschine entsprechen den auch im Kompressionsmaschinenbau üblichen. Nur der Kocher weicht ab. In Abb. 64 tritt links der Heizdampf ein, strömt durch die dünnen Rohre nach rechts und durch die rechts geschlossenen weiteren Rohre nach links zurück nach der Entleerungskammer, von der aus das Kondensat abfließt. Die Ammoniak-Wasser-Dämpfe werden in den aufgesetzten Rektifikator geleitet, wo sie in innige Berührung mit der eintretenden reichen Lösung kommen. Der

¹⁾ Vgl. jedoch Z. g. K. 1932 die Arbeit von Gompertz und Niebergall.

²⁾ Vgl. Tamm, Z. g. K. 1927. S. 41.

nun schon sehr stark mit NH_3 angereicherte Dampf gelangt bei der Ausführung von York noch zu einem Dampfkühler, einem Vorkondensator, dessen Kondensat als verhältnismäßig wasserreich wieder dem Rektifikator zugeführt wird.

Als Kleinkältemaschine hat die Absorptionsmaschine den Vorteil der Bewegungslosigkeit und damit der Geräuschlosigkeit

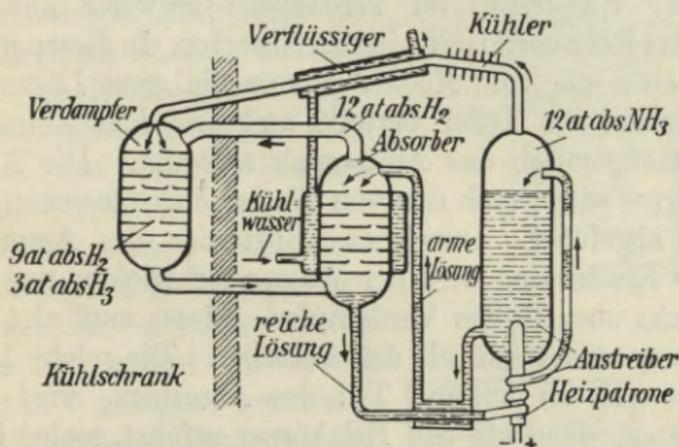


Abb. 65. Schema einer Absorptionskältemaschine von v. Platen und Munters.

sowie fehlender Abnutzung, nachdem es geglückt ist, die Ammoniakpumpe überflüssig zu machen. Dies ist geschehen:

1. durch Einführung eines indifferenten Gases (Geppert, v. Platen und Munters) und der Hebung der Flüssigkeit durch Blasenbildung (Altenkirch),
2. durch periodischen Wechsel des Betriebes.

Abb. 65 zeigt das vereinfachte Schema der von der A. B. Electrolux, Stockholm, hergestellten Maschine nach den Patenten von v. Platen und Munters.

Im Kocher, der durch eine elektrische Patrone oder auch eine Gasflamme beheizt wird, befindet sich die wässrige Ammoniaklösung. Der Dampf strömt durch den Kühler (Rektifikator) zum Verflüssiger, und das kondensierte Ammoniak gelangt in den Verdampfer, in dem es sich auf die Teller, die mit der Behälterwandung in wärmeleitenden

der Verbindung stehen, verteilt. Der Verdampfer ist mit Wasserstoffgas gefüllt, in das hinein das Ammoniak verdunstet. Der Partialdruck des Wasserstoffes ist zusammen mit dem Partialdruck des verdampfenden Ammoniaks ebenso groß wie der Druck des reinen Ammoniaks im Kondensator. Durch die Aufnahme des Ammoniaks sowie die Abkühlung wird der Wasserstoff im Verdampfer schwerer und sinkt durch das Rohr nach rechts in den Absorber. In diesen mündet rechts oben die vom Kocher kommende arme Lösung ein, die sich auf die Teller verteilt und aus dem Ammoniak-Wasserstoffgemisch das Ammoniak aufsaugt. Die Absorptionswärme wird durch den von Wasser durchflossenen Kühlmantel abgeführt. Durch das Entfernen des Ammoniaks und die Erwärmung wird der Wasserstoff leichter und steigt nach links oben in den Verdampfer. Dieser muß also etwas höher angeordnet sein als der Absorber. Die reiche Lösung sammelt sich im unteren Teil des Absorbers, wird zuerst nach unten, dann um den Heizkörper geführt, wobei bereits die Ausscheidung von Ammoniak-Dampfblasen beginnt. Diese Blasen vermindern das spezifische Gewicht des Flüssigkeits-Dampfgemisches so, daß es bis über den Flüssigkeitsspiegel im Kocher ansteigt und in diesen zurückgelangt.

Der Wärmeverbrauch dieser Maschine ist wesentlich größer als der einer Kompressionsmaschine, ist aber namentlich dann wirtschaftlich, wenn sie durch das billige Leuchtgas geheizt wird. Für einen Schrank von etwa 30 Liter Inhalt beträgt der Verbrauch etwa 2 kWh am Tage, oder 0,8 m³ Leuchtgas.

Bei

2) Maschinen ohne Lösungsumlauf mit wechselndem Betrieb

wird die Bewegungslosigkeit dadurch erreicht, daß die entgaste Lösung nach dem Kochen im Kocher verbleibt, dann gekühlt wird und wieder das Ammoniak absorbiert.

Der Kocher *b* (Abb. 66) befindet sich außerhalb des Kühlschrankes und wird durch die Patrone *g* elektrisch beheizt; der Ammoniakdampf verflüssigt sich im wassergekühlten Kondensator *e*; Nach der ersten Windung ist in die Ammoniakleitung der Abscheider *f* eingebaut, der das erste, wasserreiche Kondensat in den Kocher zurückführt.

Das verflüssigte Ammoniak gelangt durch ein dünnes Röhrchen in den im Kühlschrank eingebauten Behälter *c*. Nach einer Kochzeit von etwa 2 Stunden wird die Heizung automatisch abgeschaltet, das Kühlwasser wird durch den Kocher geleitet, der nun als Absorber wirkt. Ist die Temperatur der armen Lösung in *b* genügend gesunken, so wird zunächst das über ihr befindliche Ammoniak absorbiert, der Druck sinkt, das in *c* befindliche Ammoniak verdampft und kühlt den Schrank. Die in *c*

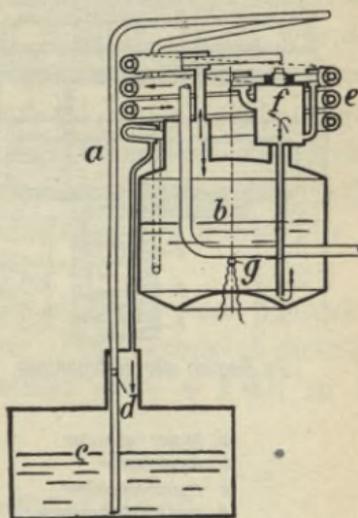


Abb. 66. Polaris-Maschine von Gebr. Bayer, Augsburg.

entwickelten Dämpfe gelangen durch das kleine Loch *d* in die Leitung *a* und werden in die arme Lösung hineingeleitet. Die Rückführung durch den Kondensator genügt nicht, da sich die Oberfläche der Lösung in *b* bald mit NH_3 sättigen und weiteres nicht mehr absorbieren würde.

Da jedesmal beim Kochen etwas Wasser nach *c* gelangt, das beim Kühlen nicht verdampft, so sammelt sich nach einiger Zeit soviel Wasser an, daß die Kühlwirkung der Maschine erheblich beeinträchtigt wird. Um dieses Wasser in den Kocher zurückzuführen, wird *c* zusätzlich geheizt. Dabei entwickelt sich soviel Ammoniakdampf, daß trotz des Loches *d* in *c* ein Überdruck entsteht, durch den die ganze Füllung von *c* nach *b* gedrückt wird.

Nachteile der Absorptionsmaschinen mit wechselndem Betrieb: Ansteigen der Temperatur im Kühlschrank während der Kochperiode (kann durch Kältespeicher in mäßigen

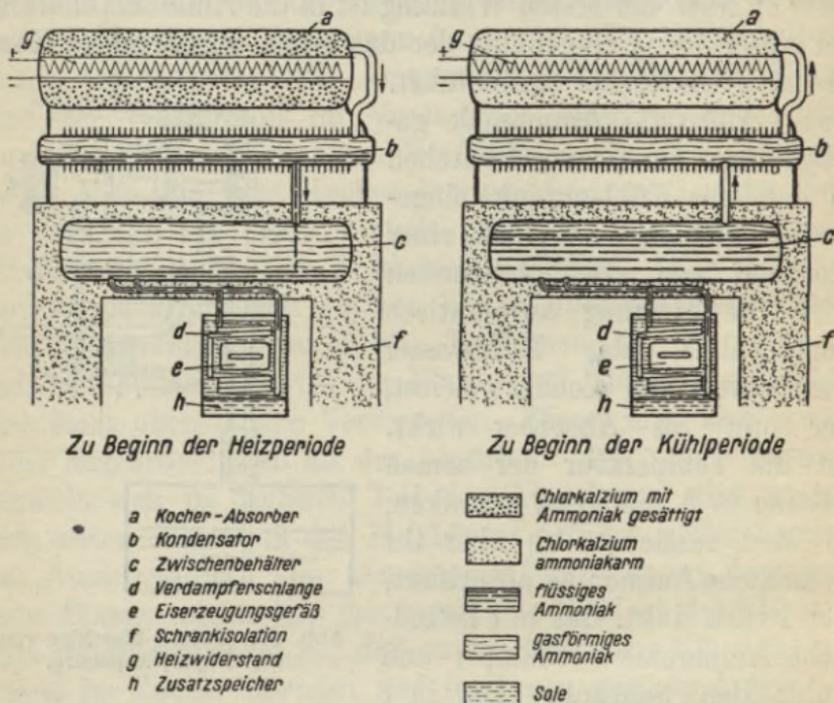


Abb. 67. Arbeitsschema des „Protos-Frigor“.

Grenzen gehalten werden), großer Wärmeverbrauch, da der Inhalt des Kochers immer wieder aufgeheizt werden muß, die Notwendigkeit der Wasserrückführung aus dem Verdampfer in den Kocher. Der Wärmeverbrauch spielt keine ausschlaggebende Rolle bei Beheizung durch Gas und bei Gewährung eines billigen Tarifes für Nachtstrom, da das Kochen auf die Nachtzeit verlegt werden kann.

Die Unannehmlichkeit der Wasserrückführung hat zum Bau trockener Absorptionsmaschinen geführt, bei denen Ammoniak durch Chlorkalzium absorbiert wird. Dabei kann

man mit wesentlich höheren Temperaturen und Drücken im Kocher arbeiten, so daß man den Kondensator während der Kochperiode und das Chlorkalzium während der Kühlperiode mit Luft kühlen kann, was in vieler Hinsicht bequem ist. Bei dem „Protos-Frigor“ ist der elektrisch beheizbare, mit Chlorkalzium gefüllte Kocher-Absorber *a* auf dem Schrank angeordnet und mit Luft gekühlt, ebenso wie der Kondensator *b*. Das verflüssigte Ammoniak sammelt sich im Behälter *c*, der mit dem Verdampfer *d* durch Rohrleitungen verbunden ist. Dadurch, daß *c* nicht innerhalb des Kühlschranks liegt, sowie durch den Solespeicher *h* betragen die Temperaturschwankungen bei belastetem Schrank nur 2 bis 3° C, bei einer Höchsttemperatur von 8°.

Der Strom wird durch eine Uhr ein- und nach vierstündigem Heizen wieder ausgeschaltet. Der Verbrauch beträgt für mittlere Verhältnisse im Sommer etwa 4 kWh in 24 Stunden.

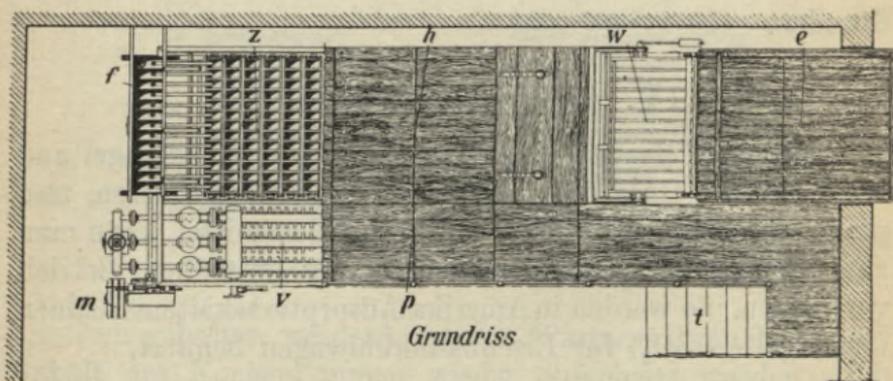
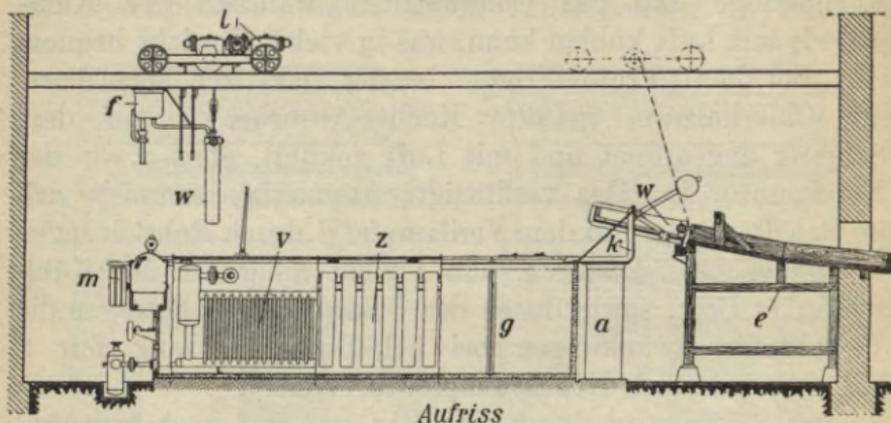
IV. Adsorptionsmaschinen.

Auch die Tatsache, daß poröse Stoffe, z. B. Silikagel und aktive Kohle, Gase unter Wärmeerzeugung adsorbieren, also praktisch ebenso wirken wie ein Absorptionsmittel, kann man zum Bau einer Kältemaschine mit wechselndem Betrieb verwenden. So werden in Amerika Adsorptionskältemaschinen (Silikagel — SO₂) für Eisenbahnkühlwagen benutzt.

V. Kälteverwendung.

Die Wärmeentziehung kann erfolgen entweder durch Berührung des zu kühlenden Körpers mit den Flächen des Verdampfers (direkte oder unmittelbare Kühlung) oder durch die Vermittlung eines Kälteträgers wie Wasser, Sole oder Luft (indirekte oder mittelbare Kühlung). Eine Berührung des zu kühlenden Körpers mit dem Kältemittel selbst kommt

nur ganz selten in Betracht, z. B. beim Gefrieren von Fleisch in flüssiger Kohlensäure nach Kuprianoff.



g Eiszeugerbehälter, *z* Zellenraum des Eiszeugers, *v* Verdampferraum des Eiszeugers mit Steirohrverdampfer, *m* Mechanische Vorschubvorrichtung, *w* Zellenwagen, *f* Füllvorrichtung, *l* Elektrischer Laufkran, *a* Auftaugefäß, *k* Kippvorrichtung, *e* Eisrutsche, *p* Laufbühne, *t* Treppe, *h* Abdeckung des Eiszeugers.

Abb. 68. Eiszeuger.

Eiszerzeugung (Abb. 68). Die gegen Rost durch Verbleien geschützten Eiszellen befinden sich im Solebad neben dem Verdampfersystem und sind durch Rahmen zusammen-

gefaßt, die mit Rollen auf Winkeleisen des Blechbehälters ruhen. Die ausgefrorenen Zellen werden am rechten Ende mit dem Kran herausgehoben, in das mit Dampf oder vom Kondensator ablaufendem Wasser erwärmte Taugefaß (*a*) getaucht, wo die äußerste Schicht des Eises aufgetaut wird und die Eisblöcke von der Zellenwand gelockert werden, auf die Kippvorrichtung *k* gesetzt und auf die hölzerne Rutsche *e* entleert. Die leeren Zellen werden nach links unter die Füllvorrichtung *f* gefahren und dort gefüllt. Inzwischen sind die Eiszellen im Erzeuger durch die Schubvorrichtung um eine Zellenbreite nach rechts geschoben worden, so daß links Platz frei wird. In diesen wird die frischgefüllte Reihe eingesetzt. Der Eiserzeuger ist durch Korkplatten an den Seiten und unten gut isoliert. Oben ist er mit kräftigen Bohlen abgedeckt. In Deutschland sind Eisblöcke von 12,5 und 25 kg Einzelgewicht üblich, in Amerika bevorzugt man Zellen von 300 Pfund.

Man unterscheidet:

1. Matteis oder Trübeis, bei dem die im Augenblick des Gefrierens ausgeschiedene Luft im rasch gefrierenden Eise verbleibt und durch totale Reflexion des Lichtes eine milchweiße Farbe erzeugt. Soletemperatur -8 bis -10° C. Gefrierdauer bei 12,5 kg Blöcken etwa 8, bei 25 kg Blöcken etwa 16 Stunden.
2. Klareis, bei dem die Luft durch Rührvorrichtung (Flossen) zum großen Teil vor dem Einfrieren entfernt wird. 25 kg Blöcke. Die Flossen sind vor dem völligen Durchfrieren zu entfernen, was umständlich ist. Der Kern des Blockes, etwa $\frac{1}{3}$ des Volumens, bleibt matt. Soletemperatur -5 bis -7° . Gefrierdauer etwa 21 Stunden.
3. Kristalleis ist bis auf einen ganz geringen Kern völlig klar. Es wird meist aus destilliertem und entlüftetem Wasser hergestellt und ist dann technisch keimfrei.

25 kg Blöcke. Soletemperatur -4 bis -6° . Gefrierdauer etwa 24 Stunden.

In neuerer Zeit wird Kristalleis aus Rohwasser hergestellt, wobei in die Eiszellen Luft eingeblasen wird, und die großen Luftblasen die kleinen mitreißen. Die Luft wird von unten in die Zellen eingeblasen und muß vorher auf 1 bis 2 atü verdichtet und -4° C abgekühlt werden, damit sie nach der Ausdehnung so trocken ist, daß die Leitungen nicht zufrieren können (Hochdruckverfahren). Bei dem mehr Bedienung erfordernden Niederdruckverfahren wird die Luft nur auf 0,25 atü verdichtet und durch Rohre, die von oben in die Zellen eingehängt sind, etwa in $\frac{1}{4}$ der Zellenhöhe über dem Boden eingeblasen. Die Rohre müssen vor dem Einfrieren herausgenommen werden, oder sie müssen nachher herausgetaut werden. Sehr salzhaltiges Wasser muß enthärtet werden, weil sich das Salz im Kern des Blockes anreichert. Wenn nötig, muß das Kernwasser vor dem Ausfrieren abgesaugt und durch neues ersetzt werden. Luftgeblasenes Eis aus enthärtetem Wasser hat eine größere Festigkeit als Matteis.

Durch Berühren mit großen Flächen aus Silber kann man das Gefrierwasser keimfrei und sogar bakterientötend machen (Katadynverfahren); ebenso durch elektrolytische Einführung von Silber in das Gefrierwasser.

Da die Gefrierdauer mit der Dicke der Blöcke erheblich zunimmt, muß man mit kälterer Sole, also unwirtschaftlicher arbeiten, als wenn man nur dünne Eisscheiben herstellen wollte; durch das Abtauen wird ein Teil des bereits gebildeten Eises wieder zerstört. Man bemüht sich, diese Mängel zu beheben. Nach dem Flak-Eis-Verfahren wird auf einer von innen mit Sole gekühlten, in Wasser langsam rotierenden Trommel aus Monelmetall eine nicht sehr starke Eisschicht gefroren, die durch mechanische Deformation der Trommel abgesprengt wird. Ähnliche Verfahren sind in der Entwicklung.

Zur Abscheidung von Kristallen aus der Mutterlauge kann man ähnliche Einrichtungen wie zur Eisерzeugung benutzen. Im Solvay-Kristallisator (Abb. 69) wird der Behälter *A* mit konzentrierter, warmer Lauge gefüllt, die rotierenden Scheiben *B* werden von kalter Sole durchströmt. An den Scheibenflächen scheiden sich außen Kristalle aus, die von den Schabern *n* abgekratzt werden, herunterfallen und durch die Schnecke nach rechts befördert werden. Dort werden die Kristalle durch die Förderscheibe *K* gehoben und

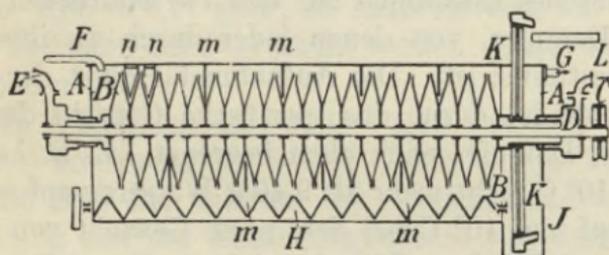


Abb. 69. Solvay-Kristallisator.

auf die Förderrinne *L* ausgeschüttet. Die konzentrierte Lauge fließt links bei *F* ein, wird durch die Wände *m* gezwungen, die Scheiben gleichmäßig zu umspülen und fließt rechts bei *G* ab.

In größtem Maßstabe werden Kältemaschinen zur Abscheidung von Glaubersalz verwendet.

Warme Fette werden auf umlaufende, von innen gekühlte Walzen gebracht und nach dem Erstarren abgeschabt. Oder sie werden in Formen gegossen, die durch eine geschlossen, luftgekühlte „Kühlbahn“ geführt werden.

Auch Schokolade wird in Schalen gefüllt, die in einen Schrank gestellt werden, und über die kalte Luft geblasen wird. Die Tafeln dürfen nicht so kalt werden, daß sie nach dem Herausnehmen durch die Feuchtigkeit der Luft beschlagen.

Bei der Kühlung von Luft, dem meist benutzten Kälte-träger zur Abkühlung fester Körper, ist vor allem der in ihr enthaltene Wasserdampf zu beachten.

Nach Dalton verhält sich ein Dampf, der mit einem Gas gemischt ist, genau so, wie wenn er allein den Raum erfüllte. Der zu einer bestimmten Temperatur gehörige Sättigungsdruck ist in beiden Fällen der gleiche, das in einem m^3 enthaltene Dampfgewicht ist von der Anwesenheit des Gases unabhängig. Demnach setzt sich der Gesamtdruck des Luftdampfgemisches zusammen aus den Partialdrücken der Luft und des Dampfes, von denen jeder durch die ihm eigenen Gesetze bestimmt ist. Die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdampf ist durch das spezifische Gewicht des trocken gesättigten Dampfes nach oben begrenzt. Z. B. kann 1 m^3 Luft von 10°C nicht mehr als $9,40 \text{ g}$ Wasserdampf enthalten, weil Dampf von 10°C bei dem spez. Gewicht von $9,4 \text{ g/m}^3$ trocken gesättigt ist. Man bezeichnet diesen Dampfgehalt als den maximalen. In Wirklichkeit ist die in 1 m^3 Luft enthaltene Dampfmenge, also der absolute Feuchtigkeitsgehalt fast stets geringer. Das Verhältnis des absoluten Dampfgehaltes zum maximalen bezeichnet man als den „relativen“ Feuchtigkeitsgehalt φ . Die Temperatur, auf die man Luft abkühlen muß, damit sie durch den in ihr enthaltenen Wasserdampf gesättigt ist, ist ihr „Taupunkt“. Der relative Feuchtigkeitsgehalt φ spielt bei der Kühlung, insbesondere von Lebensmitteln, eine große Rolle. Bei kleinem, relativem Feuchtigkeitsgehalt der Luft trocknen die Körper aus. Ist dagegen der Feuchtigkeitsgehalt der Luft sehr groß, so wird dadurch das Wachstum von Bakterien und Pilzen auf dem feuchten Gut begünstigt. Die Innehaltung des richtigen Feuchtigkeitsgehaltes ist daher für den Erfolg der Kältelagerung oft entscheidend.

Da es sich bei kältetechnischen Aufgaben immer um Luft von etwa 0° handelt, die Volumenänderungen durch Erwärmung

also unerheblich sind, kann man mit einer spezifischen Wärme von $0,241 \cdot 1,293 = 0,31 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\text{°C}}$ rechnen und auch den geringen

Einfluß des Dampfgehaltes auf die spezifische Wärme des Gemisches vernachlässigen. Will man die Luft durch Abkühlung trocknen, so muß man sie so weit abkühlen, daß sie nicht mehr als die zulässige Menge Wasserdampf enthält. Soll z. B. Luft von $+4^{\circ}\text{C}$ und 90% auf 75% Dampfgehalt gebracht werden, also von einem absoluten Gehalt von $0,9 \cdot 6,36 = 5,73$ ¹⁾ auf $0,75 \cdot 6,36 = 4,77 \text{ g/m}^3$, so muß sie erst auf $-0,5^{\circ}$ abgekühlt und dann auf 4° erwärmt werden. Dabei sind der Luft zu entziehen

a) zur Abkühlung $4,5 \cdot 0,31 = 1,40 \text{ kcal/m}^3$,

b) zur Trocknung $(5,73 - 4,77) 0,68 = 0,65 \text{ kcal/m}^3$.

Dabei ist 0,68 die Summe der Kondensationswärme von 0,600 kcal/g und der Erstarrungswärme von 0,08 kcal/g, da der Wasserdampf hier als Reif ausfällt. Im ganzen sind also $2,05 \text{ kcal/m}^3$ abzuführen. Bei der Aufwärmung sind der Luft $4,5 \cdot 0,31 = 1,4 \text{ kcal}$ zuzuführen. Auch der Umstand, daß durch das Ausfallen der Feuchtigkeit sich das Volumen der Luft vermindert, ist hier belanglos. Für genauere Rechnungen benutzt man das $i-x$ -Diagramm für Luft von Mollier. (Siehe auch: Hirsch.)

Man kann die Luft eines Raumes kühlen 1. durch in dem Raum angebrachte Kühlrohrsysteme (Innenkühlung), oder 2. durch besondere, außerhalb des Raumes angebrachte Kühler (Außenkühlung). Bei beiden Arten der Kühlung kann die Kälte von dem verdampfenden Kältemittel unmittelbar (durch eine Rohrwand hindurch) an die Luft abgegeben werden (direkte Verdampfung), oder es wird Sole als Zwischennittel verwendet.

Bei Innenkühlung werden die Rohre, glatte oder Rippenrohre, an der Decke oder an den Wänden so angebracht,

¹⁾ Vgl. die Dampftafel S. 137.

daß die kalte Luft herabfällt, sich am Kühlgut erwärmt, dadurch einen Auftrieb erhält und zu den Kühlrohren aufsteigt, an denen sie wieder abgekühlt wird. Bei der Berührung mit dem Kühlgut nimmt die Luft meist Feuchtigkeit auf, die sie auf die Kühlrohre als Reif niederschlägt. Die Trocknung der Luft ist um so schärfer, je größer die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kühlrohroberfläche ist.

Demnach liefern glatte Rohre bei tiefer Sole- bzw. Verdampfungstemperatur, also mit kleiner Übertragungsfläche, trockenere Luft als solche bei höherer Soletemperatur bzw. Verdampfungstemperatur, wobei größere Übertragungsflächen nötig sind.

Rippenrohre ergeben feuchtere Luft als glatte. Bei der Bemessung der Kühlflächen ist die Verminderung des Wärmedurchganges durch den anhaftenden Reif zu berücksichtigen. Von Zeit zu Zeit müssen die Rohrflächen abgetaut werden, was bei Räumen über Null Grad durch Abstellen der Kühlung erfolgen kann. Für rasches Ableiten des Tauwassers ist zu sorgen. Oft, insbesondere bei Fleischkühlung, wird die Wärmeübertragung durch lebhaftere Bewegung durch einen Ventilator vergrößert. In kleinen Kühlräumen mit unterbrochenem Betrieb, sind mit Sole gefüllte Rohre von großem Durchmesser anzuordnen, die als Kältespeicher dienen und ein zu rasches Ansteigen der Temperatur während der Betriebspausen verhindern. Man rechnet etwa mit folgenden Wärmedurchgangszahlen ¹⁾:

für glatte Rohre

10 bis 15 kcal/m² h °C bei natürlichem Luftumlauf,

20 bis 25 kcal/m² h °C bei lebhafter Luftbewegung durch Ventilator;

für Rippenrohre

4 bis 5 bzw. 6 bis 8 kcal/m² h °C.

In größeren Anlagen, Kühlhäusern für Fleisch, für Eier,

¹⁾ Vergleiche Fußnote 1 Seite 76.

überall dort, wo eine bestimmte Temperatur und ein bestimmter Feuchtigkeitsgehalt eingehalten werden soll, hat sich die Außenkühlung der Luft allgemein eingeführt.

Man unterscheidet Luftkühler mit direkter Verdampfung und solche mit Sole als Kälteträger, ferner trockene Luftkühler und Naßluftkühler.

Luftkühler mit direkter Verdampfung bestehen aus Schlangen, meist aus glatten Rohren, über die ein Ventilator einen kräftigen Luftstrom bläst. Die Feuchtigkeit der Luft

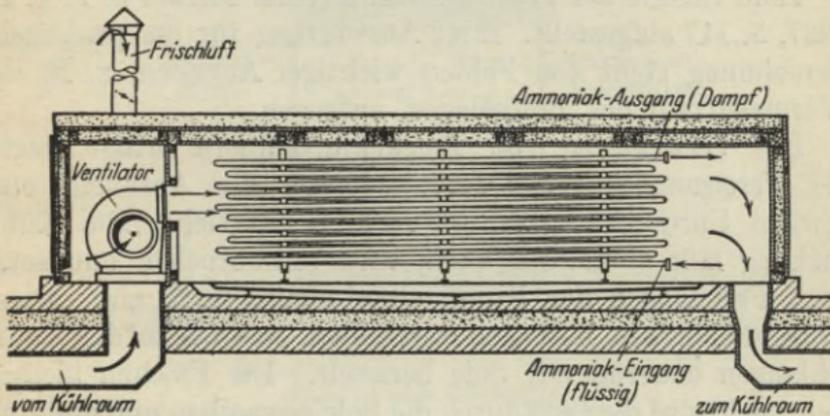


Abb. 70. Luftkühler mit unmittelbarer Verdampfung des Ammoniaks.

schlägt sich als Reif an den Schlangen nieder, der auch die in der Luft schwebenden Bakterien, den Staub und die Gerüche festhält. Da der Reif mit der Zeit anwächst und die Wärmeübertragung beeinträchtigt, müssen die Schlangen von Zeit zu Zeit abgetaut werden. Das kann dadurch geschehen, daß die Zufuhr von Kältemittel abgestellt und Wasser über die Luftkühlerschlangen gespritzt wird, das den Reif abtaut. Die Unreinigkeiten der Luft werden weggeschwemmt. Oder aber man schaltet die Leitungen für kurze Zeit so, daß der Luftkühler als Verflüssiger dient, daß also der warme Ammoniakdampf den Reif von innen her auftaut.

Diese Anordnung hat den Vorteil, daß die im Reif aufgespeicherte Kälte für die Maschine nutzbar gemacht wird. Sie hat den Nachteil, daß das angesetzte Eis zum Teil in großen Stücken zu Boden fällt und etwa durch Berieselung weggeschafft werden muß, damit der Boden und der Ablaufkanal nicht vereist. Bei Räumen, die Temperaturen über Null Grad haben, kann man auch bei abgestelltem Regelventil die Kühlraumluft weiter über den Kühler blasen und diesen so zum Abtauen bringen.

Eine Theorie der Trockenluftkühler hat Merkel in Z. g. K. 1927, S. 117 aufgestellt. Ihrer Auswertung für die praktische Berechnung steht das Fehlen wichtiger Angaben, z. B. der Wärmeleitzahl des Reifbelages, entgegen.

Die Verwendung von Trockenluftkühlern bringt wegen der Vereisung und der Notwendigkeit des Abtauens eine gewisse Unregelmäßigkeit im Betrieb mit sich. Die Kühlwirkung läßt allmählich nach, wird unterbrochen und setzt nach Freimachen der Kühlflächen wieder stark ein. Diese Unregelmäßigkeit läßt sich vermeiden, wenn man die Rohrschlangen dauernd mit Sole berieselt. Die Flächen bleiben frei, auch wird die Luft durch die Sole gewaschen und dadurch noch gründlicher von Unreinigkeiten befreit. Da aber die Sole durch die Aufnahme der aus der Luft abgeschiedenen Feuchtigkeit verdünnt wird, so ist sie einzudampfen oder unter Verlust eines Teiles durch Zusatz von Salz zu konzentrieren.

Luftkühlereinrichtungen mit unmittelbarer Verdampfung sind in Anlage und Betrieb billig, bergen in sich aber die Gefahr, daß bei Undichtigkeiten Kältemittel in den Kühlraum gelangt.

Luftkühler mit Sole als Kälte Träger können „trocken“ sein und bestehen dann aus Rohren, häufig aus Rippenrohren, die durch zeitweiliges Berieselung mit Wasser abgetaut werden müssen. Dabei erwärmt sich die Sole nicht wesent-

lich. Das Abtauen durch Erwärmung der Sole ist in Anlage und Betrieb kostspielig.

Meist verwendet man heute nasse Luftkühler (Regenkühler), bei denen die kalte Sole mit der zu kühlenden Luft

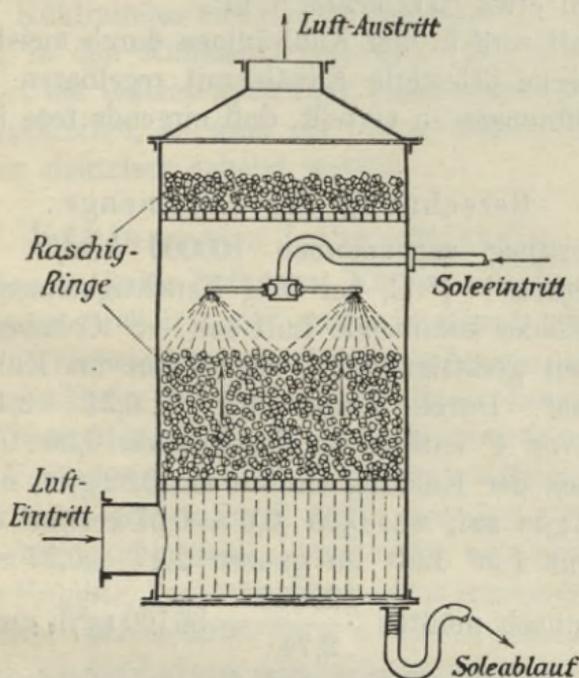


Abb. 71. Luftkühler mit Raschig-Ringen.

in innige Berührung auf großer Oberfläche gebracht wird. Ein Behälter wird etwa mit Raschig-Ringen gefüllt (Abb. 71). Das sind Ringe aus Porzellan, deren Höhe gleich dem Durchmesser ist und die sich beim Schütten ganz unregelmäßig anordnen. Über diese wird kalte Sole verteilt, die nach unten sinkt und die nach oben strömende Luft wäscht und kühlt. Damit mit der Luft keine Sole mitgerissen wird, wird in den Luftstrom eine nicht berieselte Schicht Ringe eingeschaltet. Die Sole muß von Zeit zu Zeit konzentriert werden. Da der Dampfdruck feuchter Luft über Sole geringer

ist als über Wasser gleicher Temperatur, so wird die Luft durch kalte Sole schärfer getrocknet, als durch gleichkalte Metallflächen, die durch das ausgeschiedene Wasser benetzt werden (Linge, Z. g. K. 1929). Wärmeübertragung je m³ Regenraum etwa 1500 kcal/h °C m³.

Die Luft wird in den Kühlräumen durch meist hölzerne, an der Decke befestigte Kanäle mit regelbaren Aus- bzw. Einströmöffnungen so verteilt, daß nirgends tote Ecken entstehen.

Berechnung der Luftmenge.

Kälteleistung angenommen 100000 kcal/h. Höchste Lufttemperatur +4° C, bei 75% Feuchtigkeitsgehalt. Die vom Luftkühler kommende Luft soll -3° C haben und mit Feuchtigkeit gesättigt sein. Sie nimmt im Kühlraum an Wärme auf: Durch Erwärmung $7 \cdot 0,31 = 2,17$ kcal/m³. Die Luft von 4° enthält an Feuchtigkeit $6,36 \cdot 0,75 = 4,77$ g/m³. Nach der Kühlung enthält sie 3,82 g/m, nimmt also $4,77 - 3,82$ g/m auf, was $0,95 \cdot 0,6 = 0,57$ kcal/m³ entspricht. Also nimmt 1 m³ Luft im ganzen $2,17 + 0,57 = 2,74$ kcal auf. Demnach müßten $\frac{100000}{2,74} = 36100$ m³/h umlaufen.

Durch den Ventilator wird die umlaufende Luft nach Maßgabe des Arbeitsverbrauches erwärmt. Sind die erforderliche Luftmenge L m³/h, der vom Ventilator zu überwindende Widerstand h mm Wassersäule und der Wirkungsgrad des Ventilators η , so ist die dem Arbeitsaufwand entsprechende Wärmemenge

$$W = \frac{L \cdot h}{427 \eta} \text{ kcal/h.}$$

Der Luftkühler hat also an Kälteleistung $100000 + \frac{Lh}{427 \eta}$ kcal/h zu übertragen. Ist etwa $h = 30$ mm W.-S. und $\eta = 0,4$, so ist $Q = 100000 + 6500 = 106500$ kcal/h. Da die Luft die

6500 kcal im Ventilator und in den Kanälen, also ohne Verdampfung aufnimmt, so muß sie im Luftkühler um $\frac{6400}{36800 \cdot 0,31} = 0,55^{\circ}$ mehr abgekühlt werden, als den Bedürfnissen des Kühlraumes entspricht. Sie wird im allgemeinen mit $\varphi < 1$ in den Kühlraum gelangen. Soll diese relative Feuchtigkeit der eintretenden Luft einen bestimmten Betrag nicht überschreiten, so muß sie hinter dem Kühler durch Dampf oder elektrisch geheizt werden.

Kühlung von Lebensmitteln.

Man benutzt kalte Luft zum Kühlen von Fleisch, das erst nach gewisser Zeit „reif“ und zum Genuß mürbe genug wird, um die Entwicklung von Fäulnisbakterien, von Schimmelpilzen und Hefen auf ihm zu verhindern, ebenso zur Lagerung von Eiern, Obst, Gemüsen. Denn Kälte verlangsamt jede chemische Veränderung, jede Entwicklung schädlicher Organismen. Bakterien werden durch Kälte nicht getötet, nur wird ihre Vermehrung verzögert. Aber höher organisierte Lebewesen, wie Früchte, Insekten, sterben bei entsprechend tiefen Temperaturen. Man schützt Pelze u. dgl. in Kühlräumen vor Mottenfraß, da die Larven sich nicht entwickeln können.

Um Fleisch und Fische für längere Zeit haltbar zu machen, friert man sie ein. (In neuerer Zeit geschieht dies auch mit Früchten, Fruchtsäften und Gemüse in Büchsen.) Dabei ist es wichtig, zur Erhaltung des guten Aussehens und zur Vermeidung von Saftverlusten nach dem Auftauen, die Stücke rasch zu gefrieren, da sich sonst große Eiskristalle bilden, die die Gewebezellen zerreißen. Man muß also entweder den Wärmeübergang an die Umgebung stark vergrößern oder mit sehr tiefer Verdampfungstemperatur arbeiten.

Ottesen benutzt das erste Verfahren zum Gefrieren von Fischen, indem er diese in kalte Salzsole taucht. Um das Eindringen von Salz in die Fischkörper zu verhindern, wird eine

Salzlösung von solcher Konzentration gewählt, daß sich an den Verdampferschlangen etwas Eis absetzt. Die Lösung hat dann kein Bestreben mehr, sich zu verdünnen, also Salz an den Fisch abzugeben, der osmotische Druck wird zu Null. Es kommt nur dadurch etwas Salz in den Fisch, daß dessen Temperatur im ersten Augenblick höher ist als die der Sole, so daß das thermische Gleichgewicht gestört wird. Schneidet man einen nach Ottesen gefrorenen Fisch durch, so unterscheidet er sich in seiner Struktur nicht von einem frischen.

Nach L. Hirsch, Taylor, Zarotschenzeff wird das zu gefrierende Gut mit Sole berieselt, was besonders von Vorteil ist, wenn die Stücke in Zellophan eingepackt sind.

Nach den Verfahren von Birdseye und anderen Amerikanern wird das meist in kleine, dem Bedarf des Verbrauchers angepaßte Stücke geschnittene und in Zellophan verpackte Fleisch in eine Gefrierkammer gebracht, die sehr tief gekühlt wird. Die Wärme wird durch das Metall, auf dem die Stücke liegen, und das mit kalter Sole bespritzt wird, übertragen.

Fleisch in großen Stücken (Rinderhälften, ganze Hammel) wird in Luft gefroren, weil auch bei dem Verfahren nach Ottesen die inneren Teile im dicken Fleisch nicht schnell genug frieren, und weil das rote Fleisch nach der Berührung mit Sole die Neigung hat, braun und unansehnlich zu werden. Das Verfärben kann man nach R. Heiß durch Einwirkung von Kohlenoxydgas auf das Fleisch verhindern. Rasch gekühltes Fleisch o. dgl. muß bei sehr tiefer Temperatur (-15 bis -20°) gelagert werden, wenn sich keine großen Eiskristalle im Laufe der Zeit bilden sollen.

Kühlung von Flüssigkeiten.

Die Flüssigkeiten durchlaufen einen Doppelrohrkühler, in dem das Kältemittel verdampft, oder durch den Sole fließt. Oder die Flüssigkeit (Milch, Bierwürze) rieselt über einen Verdampfer, bei dem die ringförmigen oder ebenen übereinanderliegenden Rohre einander berühren.

Die Flüssigkeit wird von oben so verteilt, daß sie in dünner Schicht, ohne zu spritzen, herabrieselt. An Stelle des verdampfenden Kältemittels tritt oft eine Flüssigkeit, bei Bier meist gekühltes Wasser.

Flüssigkeiten, die nicht bewegt werden dürfen, wie gärende Bierwürze, werden durch in die Behälter eingehängte, von kalter Flüssigkeit durchströmte Rohrschlangen gekühlt. Bei Bier verwendet man Süßwasser, um zu tiefe Kühlung zu verhindern, wobei sich Eiweißstoffe ausscheiden würden, und um der Gefahr zu entgehen, bei Rohrbrüchen das Bier durch austretendes Salzwasser zu verderben.

Benötigt man, wie in der Brauerei zur Kühlung der Würze, in kurzer Zeit große Mengen kaltes Süßwasser, so muß man die Kälte aufspeichern. Das Süßwasser wird in einem Behälter durch einen normalen Verdampfer oder auch durch Solerohre gekühlt. Das in Zeiten geringer Inanspruchnahme auf Vorrat gekühlte Wasser wird mehrmals am Tage in einen großen, hochgelegenen Behälter gepumpt, von dem aus es bei Bedarf den Würzekühlern zufließt. Das erwärmte Süßwasser sammelt sich etwa in einem tiefgelegenen dritten Behälter, von dem aus es zur Zeit geringer Belastung in den Süßwasserkühler umgepumpt wird.

Einfacher im Betrieb ist das Arbeiten mit Eisansatz. Dabei besteht die Kühleinrichtung des Süßwasserkühlers aus glatten, ziemlich weit auseinanderliegenden Rohren. Das Wasser bleibt im Kühler, auch nachdem es Null Grad erreicht hat. Bei weiterer Kühlung setzt sich Eis an den Röhren an, das einen Kältespeicher bildet, aber den Wärmedurchgang verschlechtert und zum Arbeiten mit tieferer Verdampfungstemperatur, also größerem Energieverbrauch, zwingt. Das erwärmte Süßwasser läuft in den Kühler zurück, und in dem Maße, in dem der Kälteverbrauch die Kälteleistung des Kühlers übertrifft, schmilzt das angesetzte Eis.

Bei der Herstellung künstlicher Eisbahnen werden

Solerohre auf oder in eine Betonplatte gelegt, die mit Wasser begossen wird.

Um Schächte durch wasserhaltigen Sandboden (schwimmendes Gebirge) treiben zu können, werden senkrechte Rohre auf dem Umfange eines entsprechend großen Kreises angeordnet, und zwar Doppelrohre. Durch das innere Rohr wird sehr kalte Sole nach unten geführt, durch den Ringraum zwischen dem inneren und dem äußeren Rohr, das unten geschlossen ist, steigt die Sole hoch und bringt das Wasser der Umgebung zum Gefrieren. Es bilden sich um die Rohre Eiszyylinder, die allmählich so stark werden, daß sie zusammenwachsen und eine wasserdichte Frostmauer bilden.

VI. Zahlentafeln.

Dampf tafeln.

a) Ammoniak (NH_3).

Temperatur $^{\circ}\text{C}$	Druck ata	spez. Volumen d. Dampfes v'' l/kg	Enthalpie		Verdampfungswärme r kcal/kg	Entropie	
			d. Flüssigkeit i' kcal/kg	d. Dampfes i'' kcal/kg		d. Flüssigkeit s' kcal/kg $^{\circ}\text{C}$	d. Dampfes s'' kcal/kg $^{\circ}\text{C}$
— 20	1,940	0,624	— 21,83	295,5	317,3	— 0,0826	1,171
— 15	2,410	0,509	— 16,4	297,1	313,5	— 0,0615	1,153
— 10	2,966	0,418	— 11,0	298,7	309,6	— 0,0407	1,136
— 5	3,619	0,347	— 5,50	300,1	305,6	— 0,0202	1,120
0	4,379	0,290	0,00	301,5	301,5	0,0000	1,104
+ 5	5,259	0,243	+ 5,54	302,8	297,3	+ 0,0200	1,089
+ 10	6,271	0,206	11,11	303,9	292,8	0,0397	1,074
+ 15	7,477	0,175	16,72	305,0	288,3	0,0592	1,060
+ 20	8,741	0,149	22,38	305,9	283,5	0,0785	1,046
+ 25	10,225	0,128	28,09	306,7	278,7	0,0976	1,032
+ 30	11,895	0,111	33,84	307,4	276,5	0,1165	1,019

b) Schwefeldioxyd (SO₂)

Temperatur °C	Druck ata kg/cm ²	spez. Volumen d. Dampfes v''/kg	Enthalpie		Verdampfungswärme r kcal/kg	Entropie	
			d. Flüssigkeit i' kcal/kg	d. Dampfes i'' kcal/kg		d. Flüssigkeit s' kcal kg °C	d. Dampfes s'' kcal kg °C
-20	0,648	0,513	-6,15	89,77	95,92	-0,0234	0,356
-15	0,823	0,410	-4,66	90,16	94,82	-0,0176	0,350
-10	1,033	0,330	-3,14	90,46	93,60	-0,0117	0,344
-5	1,283	0,270	-1,58	90,69	92,27	-0,0059	0,338
0	1,580	0,223	0,00	90,82	90,82	-0,0000	0,333
+5	1,93	0,184	+1,61	90,86	89,25	+0,0059	0,327
+10	2,34	0,152	+3,25	90,81	87,56	0,0117	0,321
+15	2,81	0,127	+4,92	90,68	85,76	0,0176	0,315
+20	3,35	0,107	6,62	90,47	83,85	0,0234	0,310
+25	3,97	0,090	8,35	90,17	82,82	0,0293	0,304
+30	4,67	0,076	10,11	89,78	79,67	0,0351	0,298

c) Kohlendioxyd (CO₂).

-20	20,06	19,47	88,93	156,8	67,79	0,959	1,227
-15	23,34	16,61	91,44	156,7	65,26	0,969	1,222
-10	26,99	14,19	94,09	156,6	62,51	0,979	1,216
-5	31,05	12,14	96,91	156,4	59,50	0,989	1,211
0	35,54	10,38	100,00	156,1	56,13	1,000	1,205
+5	40,50	8,85	103,1	155,4	52,35	1,010	1,198
+10	45,95	7,52	106,5	154,6	48,09	1,022	1,192
+15	51,93	6,32	110,1	153,2	43,07	1,034	1,183
+20	58,46	5,26	114,0	151,1	37,10	1,047	1,173
+25	65,59	4,17	118,8	147,3	28,53	1,063	1,158
+30	73,34	2,99	125,9	140,9	15,05	1,085	1,135

d) Chlormethyl (CH₃Cl).

-20	1,200	0,354	-0,738	94,23	101,61	-0,0282	0,373
-15	1,468	0,291	-5,55	94,92	100,49	-0,0210	0,368
-10	1,784	0,241	-3,71	95,59	99,31	-0,0138	0,364
-5	2,148	0,202	-1,86	96,27	98,13	-0,0068	0,359
0	2,571	0,168	0,00	96,92	96,92	0,0000	0,355
+5	3,062	0,142	+1,88	97,56	95,68	+0,0068	0,351
+10	3,622	0,120	3,76	98,17	94,41	0,0135	0,347
+15	4,260	0,102	5,66	98,76	93,10	0,0201	0,343
+20	4,985	0,087	7,56	99,31	91,75	0,0267	0,340
+25	5,802	0,075	9,48	99,86	90,38	0,0332	0,336
+30	6,716	0,065	11,40	100,39	88,99	0,0396	0,333

Theoretische Kälteleistung in kcal/PS_h.

Verflüssigungs- temperatur °C	Temp. v. d. Regel- ventil °C	Verdampfungstemperatur °C.				
		-20°	-15°	-10°	-5°	0°
a) NH ₃ .						
+ 15	+ 10	4030	4901	6121	7956	11019
	+ 15	3951	4805	6002	7802	10807
	+ 10	3525	4199	5102	6366	8567
+ 20	+ 15	3456	4117	5003	6243	8108
	+ 20	3386	4035	4903	6119	7948
	+ 10	3134	3675	4376	5309	6619
+ 25	+ 15	3073	3604	4291	5207	6493
	+ 20	3011	3532	4205	5104	6364
	+ 25	2948	3459	4119	4999	6235
+ 30	+ 15	2768	3207	3759	4470	5418
	+ 20	2712	3143	3684	4381	5311
	+ 25	2656	3078	3608	4292	5203
	+ 30	2599	3013	3532	4201	5094
b) SO ₂ .						
+ 15	+ 10	4114	4988	6213	8058	11139
	+ 15	4035	4892	6094	7904	11927
	+ 10	3604	4282	5186	6459	8374
+ 20	+ 15	3535	4200	5087	6336	8214
	+ 20	3464	4116	4986	6210	8052
	+ 10	3210	3753	4455	5396	6717
+ 25	+ 15	3148	3681	4370	5293	6589
	+ 20	3085	3608	4283	5188	6459
	+ 25	3020	3533	4195	5081	6326
+ 30	+ 15	2839	3280	3834	4549	5509
	+ 20	2782	3214	3757	4459	5400
	+ 25	2724	3148	3680	4367	5289
	+ 30	2665	3080	3601	4274	5176
c) CO ₂ .						
60	+ 10	2916	3444	4090	5117	6782
	+ 15	2725	3212	3814	4772	6321
	+ 20	2460	2900	3443	4306	5700
70	+ 15	2364	2721	3179	3844	4915
	+ 20	2177	2507	2927	3539	4523
	+ 25	1937	2230	2614	3146	4017
80	+ 20	1958	2233	2586	3048	3820
	+ 25	1785	2036	2357	2777	3478
	+ 30	1548	1765	2043	2405	3010
90	+ 20	1803	2045	2344	2711	3281
	+ 25	1667	1890	2168	2505	3030
	+ 30	1498	1699	1947	2249	2719
100	+ 25	1578	1767	1986	2284	2722
	+ 30	1438	1610	1809	2080	2476
	+ 35	1271	1423	1598	1837	2185

Verflüssigungstemp. °C	Temp. v. d. Regel- ventil °C	Verdampfungstemperatur °C					
		—20°	—15°	—10°	—5°	0°	
d) CH ₃ Cl.							
+ 15	}	10	4120	4980	6190	8010	11050
		15	4030	4880	6060	7850	10840
+ 20	}	10	3600	4290	5190	6450	8330
		15	3530	4200	5090	6320	8180
+ 25	}	20	3450	4110	4980	6190	7990
		10	3250	3780	4480	5410	6720
		15	3170	3700	4390	5300	6590
		20	3110	3620	4290	5190	6450
+ 30	}	25	3040	3540	4200	5080	6310
		15	2880	3310	3860	4570	5520
		20	2820	3240	3780	4470	5410
		25	2760	3170	3700	4370	5290
		30	2700	3100	3620	4280	5170

Wasserdampf in gesättigter Luft.

t °C	W_s g/m ³	t	W_s
		0	4,84
—15	1,39	+ 1	5,20
—14	1,52	2	5,56
—13	1,66	3	5,96
—12	1,80	4	6,36
—11	1,96	5	6,80
—10	2,14	6	7,26
— 9	2,33	7	7,75
— 8	2,52	8	8,28
— 7	2,75	9	8,82
— 6	2,99	10	9,40
— 5	3,25	11	10,01
— 4	3,52	12	10,67
— 3	3,82	13	11,35
— 2	4,14	14	12,08
— 1	4,48	15	12,83
0	4,84		

Spezifische Wärme für die Volumeneinheit von
NaCl-Lösungen (nach W. Koch, Z. g. K. 1924).

%	-20°	-10°	0°
0			1,005
2			0,991
4			0,979
6			0,967
8			0,958
10			0,953
12			0,948
14		0,945	0,946
16		0,944	0,945
18		0,943	0,943
20		0,942	0,941
22	0,938	0,939	0,939

Spezifische Wärme für die Volumeneinheit von
MgCl₂-Lösungen (nach Koch).

%	-20°	-10°	0°
0			1,005
2			0,990
4			0,974
6			0,960
8			0,944
10			0,928
12			0,912
14			0,898
16		0,880	0,885
18	0,862	0,868	0,873
20	0,853	0,858	0,863



VII. Namen- und Sachregister.

- Abscheidung von Kristallen 123
 Absorber 105
 Absorptionsmaschine 103
 Abtauen des Luftkühlers 127
 Adsorptionsmaschine 119
 A. E. G. 97
 Altenkirch 4, 39, 103
 Ammoniak 59
 Ate (Teves) 85, 91
 Audiffren-Singrün 94
 Aufwandszahl 6
 Ausdehnungszylinder 25, 29
 Außenkühlung 127
 Äußeres Verhalten 103
 Autofrigor 96
 Autofrost 61
 Autopolar 98
- Bayer** 117
 Bemessung der Maschinen 42
 Berieselungskühler 132
 Berieselungsverflüssiger 77
 Beurteilung der Kältemaschinen 102
 Bierkühler 132
 Birdseye 132
 Blockverflüssiger 81
 Borsig 68
 Brown, Boveri & Cie. 63, 94
Cammerer 4
 Carnotscher Kreisprozeß 6
- Dalton** 124
 Dampfkühler 73
 Dampf tafeln 134
 Diffusor 58
 Difuordichlormethan 61
 D. K. W. 93
- Doppelrohrverflüssiger 76
 Drehkolbenverdichter 93
 Drosselung 13
- Einstufige Kältemaschine** 28
 Eisbahn 133
 Eiserzeugung 120
 Elektrolux 115
 Elementenverflüssiger 77
 Energie, innere 13
 Enthalpie 13
 Entlüftungseinrichtung 83
 Entropie 16
 Erstarren von Fetten 123
 Erster Hauptsatz 5
 Escher, Wyß & Cie. 96
 Expansionsmaschine 25
 Expansionszylinder 29
- Feuchtigkeitsgehalt der Luft** 125, 137
 Fische 131
 Flak-Eis 122
 Fleisch 131
 Flüssigkeiten, Kühlung 132
 Flüssigkeitsabscheider 89
 Flüssigkeitskühler 83
 Follain 58
 Freundlich 61, 81, 88
 Frigidaire 91
- Gefrieren von Fleisch** 131
 Gehlhof 4
 Gesellschaft f. Kältewesen 100
 Gesellschaft f. Lindes Eismaschinen (siehe Linde)
- Glässel 90
 Grenzkurven 19
- Hauptsatz I** 5
- Hauptsatz II** 9
 Haushaltmaschinen 91
 Heiss 132
 Heringsgrätenverdampfer 88
 Hirsch, L. 132
 Hirsch, M. 4, 125
 Hochleistungsverdampfer 87
- Idealprozesse** 25
 Innenkühlung 125
 Inneres Verhalten 103
 Inokuty 42, 50
 i-s-Diagramm 21
 Isolierung 98
- Kaltdampfmaschinen** 28
 Kältemittel 58
 Kälte und Wärme G. m. b. H. 84
 Kälteverwendung 119
 Kaltluftmaschine 25
 Keesom 42
 Kelvinator 91
 Klareis 121
 Kleinkältemaschine 115
 Kocher 105, 113
 Kompressionsmaschinen 28
 Kompressoren (Ausführung) 65
 Kompressorenberechnung 10
 Kondensator (Verflüssiger) 73
 Kork 99
 Kristalleis 121
 Kühl schränke 91
 Kühlwasserverbrauch 77
- Lebensmittel** 131
 Leistungsmesser 89
 Leistungsprüfer 90

- Leistungsregler 66
 Leistungsverbrauch 10
 Leistungszahl 6
 Linde 87, 90, 98
 Linge 130
 Lieferungsgrad 12, 103
 Lorenz-Heinel 4
 Lorenzprozeß 9
 Lösungsumlauf 107
 Luftkühler 127
 Luftmenge (Berechnung) 130
- Mantel-Röhrenverdampfer** 89
 Mantel - Röhren - Verflüssiger 81
 Matteis 121
 Merkel 79, 104, 128
 Merkel-Bošnjakovic 4, 108
 Messung d. Kälteleistung 100
 Methylchlorid 61
 Milchkühler 89
 Mittlere Temperaturdifferenz 74
 Mollier 21, 22
- Nasser Kompressorgang** 28, 35
 Naßluftkühler 127
 Normalprozeß 38
 Normaltemperaturen 40
- Ölabscheider** 72
 Ostertag 4
 Ottesen 131
- Pelzkühlung** 131
 P-i-Diagramm 20
 Plank 4
 Plank-Prozeß 48
 v. Platen u. Munters 115
- Pohlmann 4
 Polaris 117
 Ponceletgefäß 100
 Protos-Frigor 118
 Prüfung der Kältemaschinen 100
- Raschigringe** 129
 Regelventil 83
 Regenluftkühler 129
 Reifbelag 126
 Rippenrohre 127
- Santomaschine** 97
 Schachtgefrieren 134
 Schädlicher Raum 11, 35
 Schleifring Stopfbüchse 71, 92
 Schokoladenkühlung 123
 Schöll 4
 Schweflige Säure 60
 Schwimmerventil 83
 Sicherheitsventil 68
 Silikagel 119
 Solvay-Kristallisator 23
 Stein, Maschinenfabrik 90
 Stetefeld 4
 Stopfbüchse 65
 Sümak 90
 Süßwasserkühler 133
- Tafeln für Ammoniak u. Wasser** 109
 Tauchverflüssiger 74
 Taylor 132
 Temperaturwechsler 107
 Teves 85, 91
 Trockener Kompressorgang 36
 Trockenluftkühler 128
 T-s-Diagramm 16
 Turbokompressor 62
- Überflutung** 89
- Überfüllte Maschine (CO₂) 40
 Überhitzter Betrieb (Vergleichsprozeß) 3, 5
 Unterkühlung 39
- Verbundkompressor** 70
 Verdampfer (Ausführung) 86
 Verdunstungsverflüssiger 78
 Verflüssiger 73
 Vergleichsprozesse 25
 Verkettete Maschine 55
 Volumetrischer Wirkungsgrad 12
 Voorhees-Prozeß 50
- Wärmeäquivalent** 5
 Wärmediagramm 15
 Wärme Gleichung 5
 Wärmeinhalte 13
 Wärmeschutz 98
 Wärmeübergangszahl 74
 Wasserdampfmaschine 55
 Weise 106
 Wiesent 87
 Wirklicher Vorgang im Kompressor 35
 Wirkungsgrad, indizierter 12, 103
 Wirkungsgrad, volumetrischer 12
- Zähigkeit d. Sole** 86
 Zarotschenezff 132
 Zweistufige Drosselung 43
 Zweistufige Maschinen 43
 Zweistufige Verdampfung 45
 Zweistufige Verdichtung 43
 Zweistufiger Kompressor 69
 Zwischenkühlung 45

Vollständige Eis- und Kälteanlagen in jeder Größe, für alle Zwecke, baue ich auf Grund meiner über 44-jährigen Erfahrung

Sämtliche Einzelteile wie:

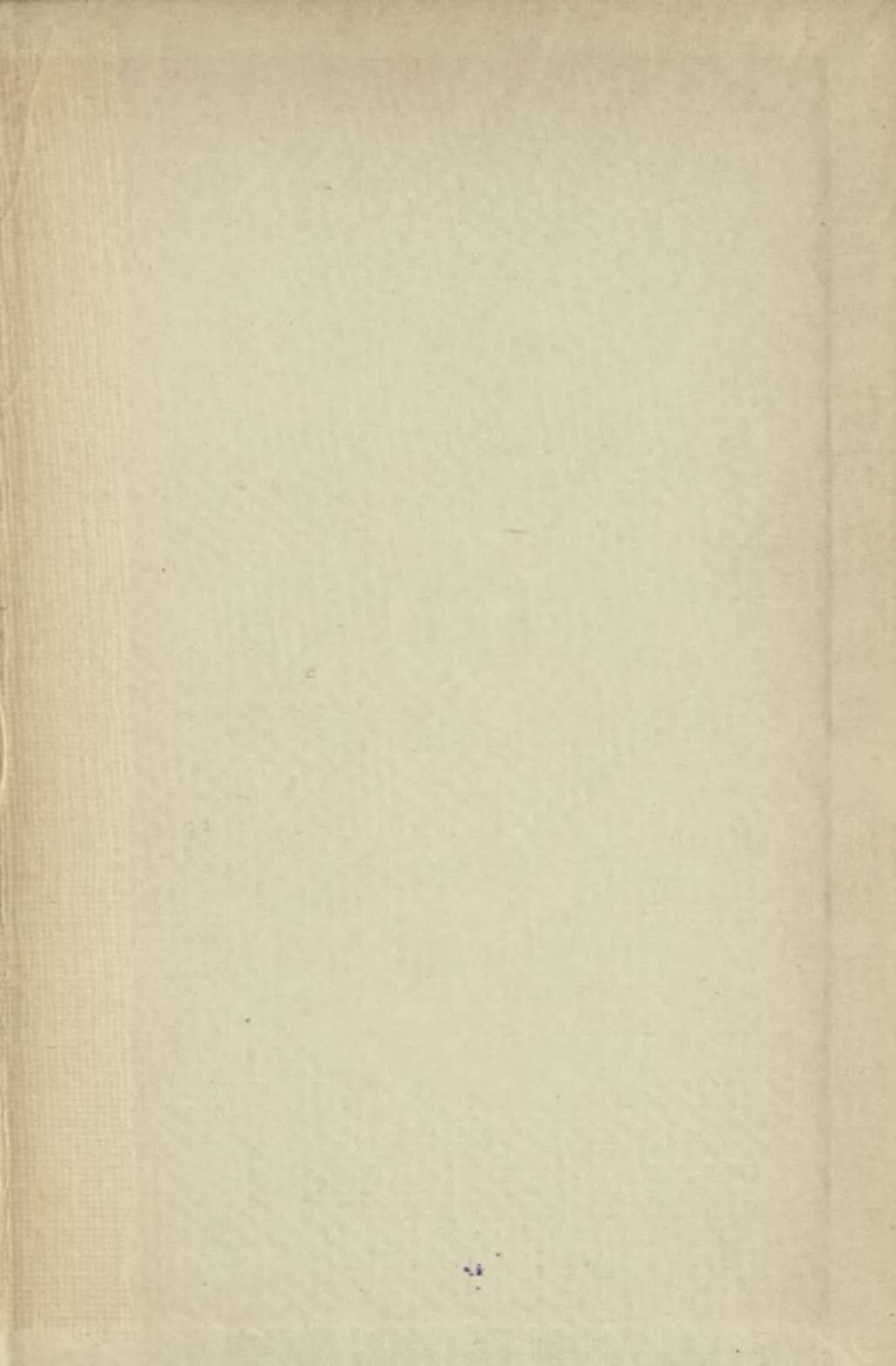
Kompressoren, stehende und liegende, von 2500 bis 1 200 000 Kalorien Stundenleistung / **Gegenstrom - Berieselungs - Kondensatoren** „Block“ vereinigen als einzige die Vorteile von Gegenstrom und Berieselung / „**Spitzbogen-Rapid**“-**Verdampfer** mit dem ausserordentlich guten Wärmeübergang / **Eiserzeuger** für Matteis und für Klareis / „**Protektor**“-**Eiszellen**, aussergewöhnlich haltbar, ohne aufgesetzte Teile / **Klein-Kältemaschinen**, stopfbüchsenlose Kleinkältemaschine „Autofrost“ und riemengetriebene Kleinkältemaschine, Typ R; auch halb- und vollautomatisch / Anlagen zur Erzeugung, Verflüssigung und Erstarrung von **Kohlensäure**, sogenanntem **Trockeneis**.

A. FREUNDLICH-DÜSSELDORF

Eis- und Kühlmaschinenfabrik.

Gegründet 1888.

S-96



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



I-301452



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297996