

Umlaufverdichter für Kältemaschinen

Von **R. Plank** VDI und **J. Kuplanoff** VDI, Karlsruhe

Am 24. März vollendet Geh.-Reg.-Rat Prof. Dr. phil. Dr.-Ing. E. h. Hans Lorenz VDI, Danzig, sein 70. Lebensjahr. Lorenz ist Ehrenmitglied des Westpreußischen Bezirksvereines, langjähriges Mitglied des Wissenschaftlichen Beirates und Mitarbeiter der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure und ist durch seine Arbeiten auf vielen Gebieten der angewandten Mechanik bekannt geworden. An der Entwicklung der deutschen Kältetechnik ist er in hervorragendem Maße beteiligt gewesen. Den Deutschen Kälte-Verein, der seit dem 1. Januar 1935 dem VDI korporativ beigetreten ist, leitete er als Vorsitzender in den Jahren 1921 bis 1930 und gehört ihm heute als derzeit einziges Ehrenmitglied an. Der folgende Aufsatz, dessen erstgenannter Verfasser Schüler von Lorenz war, ist ihm zu seinem 70. Geburtstag gewidmet. Eine eingehende Würdigung der Verdienste von Lorenz um die Entwicklung der Kältetechnik hat dieser Verfasser an anderer Stelle gegeben¹⁾.

Die Umlaufverdichter sind in den letzten Jahren in der Druckluft- und in der Kältemaschinenindustrie vermehrt in Aufnahme gekommen, nachdem es gelungen ist, die bei diesen Maschinen zur Erzielung hoher Wirkungsgrade erforderlichen geringen Toleranzen werkstattechnisch zu beherrschen. Im folgenden wird eine planmäßige Übersicht über die Entwicklung und die wichtigsten neuzeitlichen Bauarten der ein- und mehrzelligen Umlaufverdichter, deren kinematische und konstruktive Grundlagen und über Versuchsergebnisse gegeben.

Vorzüge und Merkmale der Umlaufverdichter

Für die Verdichtung von Gasen und Dämpfen und für die Förderung von Flüssigkeiten werden neben den Maschinen mit hin- und hergehenden Kolben und den Kreisradmaschinen auch noch solche mit umlaufenden Kolben verwendet. Die Entwicklung von Umlaufverdichtern entspringt dem Wunsch, das schwere und viel Platz beanspruchende Kurbelgetriebe zu vermeiden und die hin- und hergehenden Massen auf ein Mindestmaß zu verringern, dabei aber die sonstigen Eigenschaften und Kennlinien der Kolbenverdichter beizubehalten. Dadurch läßt sich gegenüber den Maschinen mit hin- und hergehenden Kolben die Drehzahl so weitgehend steigern, daß eine unmittelbare Kupplung mit antreibenden elektrischen Maschinen möglich wird. Als Vorteile der Umlaufverdichter sind ferner hervorzuheben: der Fortfall der Saugventile und gegebenenfalls auch der Druckventile, sowie eine Verringerung der schädlichen Wandungswirkungen, weil der Arbeitsstoff stets in der gleichen Richtung durch die Maschine strömt. Gegenüber den Kreisradmaschinen haben die Umlaufverdichter den Vorteil, daß sie auch noch für kleine und mittlere Leistungen mit gutem Wirkungsgrad gebaut werden können und daß sie ein höheres Druckverhältnis in einer Stufe zu bewältigen gestatten.

Verwendung

Umlaufverdichter finden in neuerer Zeit sowohl in der Druckluftindustrie, wie auch im Kältemaschinenbau und in der Hauswasserversorgung erhöhte Verwendung. Im Schrifttum haben sie dagegen bisher noch nicht die ihnen zukommende Beachtung gefunden [1]²⁾, so daß es dem Außenstehenden nicht leicht fällt, sich eine richtige Vorstellung zu bilden und die teils zustimmenden, teils ablehnenden Urteile gegeneinander abzuwägen. Es ist nicht zu leugnen, daß mehrere Maschinenfabriken, die den Bau von Umlaufverdichtern mit großen Hoffnungen

aufgenommen haben, später enttäuscht wieder davon abgekommen sind, weil die erzielten Wirkungsgrade die Erwartungen nicht erfüllten und der Verschleiß recht groß war. Insbesondere wurden bei höheren Druckverhältnissen erhebliche Undichtheitsverluste und hohe Reibungsverluste festgestellt. Dies hängt damit zusammen, daß die Herstellung von Umlaufverdichtern eine viel genauere Werkstattarbeit erfordert, als man es bei Verdichtern mit hin- und hergehenden Kolben gewöhnt ist. Die Erfahrung hat gelehrt, daß Umlaufverdichter von hohem Wirkungsgrad und langer Lebensdauer auch für höhere Druckverhältnisse und größere Leistungen nur dann hergestellt werden können, wenn die Werkstatttoleranzen in viel engeren Grenzen gehalten werden, als es im Kolbenmaschinenbau notwendig ist.

Unterteilung in kennzeichnende Gruppen

Nach *Reuleaux* [2] lassen sich die Umlaufmaschinen in zwei Hauptgruppen einteilen: Kurbelkapselwerke und Räderkapselwerke. Die Kurbelkapselwerke, mit denen allein wir uns hier befassen wollen, besitzen nur eine Welle und stellen kinematische Umkehrungen des Kurbeltriebes dar. Sie bestehen aus einem zylindrischen Gehäuse, das wir kurz als „Zylinder“ bezeichnen, und einer darin exzentrisch angeordneten Walze, die wir den „Kolben“ nennen wollen; dazu treten ein oder mehrere Schieber, die entweder im Kolben oder im Zylinder angeordnet sein können und die die Räume mit verschiedenem Druck voneinander trennen. Praktisch kann man die Umlaufverdichter zweckmäßig in Rollkolben-Verdichter (in unserer Systematik mit I bezeichnet) und in Drehkolben-Verdichter (II) einteilen. Bei den Rollkolben-Verdichtern läuft die geometrische Achse des einen Elements relativ um die geometrische Achse des anderen Elements herum, wobei das eine Element im wesentlichen auf dem anderen hypozykloidal abrollt. Bei den Drehkolben-Verdichtern stehen die geometrischen Achsen beider Elemente im Raume fest, wobei sich das eine oder andere Element nur um die eigene Achse drehen kann. In beiden Fällen kann man noch unterscheiden, ob (α) der Kolben oder (β) der Zylinder

¹⁾ R. Plank, Hans Lorenz zum 70. Geburtstag, Z. ges. Kälte-Ind. Bd. 42 (1935) erscheint in Nr. 3.

²⁾ Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Schrifttumverzeichniss am Ende dieses Aufsatzes.

Zahlentafel 1. Dampfdrücke einiger Kältemittel.

Kältemittel	NH ₃	CF ₂ Cl ₂	CH ₂ Cl	SO ₂	C ₂ F ₂ Cl ₂	C ₂ H ₂ Cl	HCOOCH ₃	CH ₂ Cl ₂
Dampfdruck } bei -10°	2,966	2,236	1,78	1,03	0,59	0,40	0,161	0,114
in kg/cm ² } bei +25°	10,225	6,644	5,80	3,97	2,18	1,62	0,794	0,577

angetrieben wird. Je nach der Anzahl der verwendeten Schieber, die auch als Zungen, Messer, Blätter oder Flügel bezeichnet werden, kann man ferner Einzellen-, Zweizellen- und Vielzellenverdichter unterscheiden. Als Pioniere auf dem Gebiet der Umlaufverdichter haben die Brüder *Emil* und *Karl Wittig*, *Carl Hoffmann* [3] und *Max Güttner* in Deutschland und *Walter S. E. Rolaff* [4] in den Vereinigten Staaten zu gelten.

Im Kältemaschinenbau macht man von Umlaufverdichtern erst seit etwa 15 Jahren Gebrauch, doch ist neuerdings eine rasch zunehmende Verwendung zu beobachten [5].

Kältemittel

Um die Undichtheitsverluste herabzusetzen, hat man vielfach von Kältemitteln mit niedrigen Dampfdrücken Gebrauch gemacht, wie schweflige Säure (SO₂), Tetrafluordichloräthan (C₂F₄Cl₂), Äthylchlorid (C₂H₅Cl), Methylformiat (HCOOCH₃), Methylchlorid (CH₃Cl) u. a.⁵⁾ Wenn man dagegen an den üblichen Kältemitteln mit höher liegenden Dampfdrücken festhält [Ammoniak (NH₃), Methylchlorid (CH₃Cl), Difluordichlormethan (CF₂Cl₂)], dann lassen sich die Lässigkeitsverluste am besten durch weitgehende Vergrößerung der Zellenzahl (bis 30) bekämpfen. Die Dampfdrücke der wichtigsten Kältemittel bei -10° im Verdampfer und +25° im Kondensator sind in Zahlentafel 1 enthalten.

Niederdruck-Kältemittel eignen sich für Verdichter mit hin- und hergehenden Kolben weniger gut, weil bei diesen der Druckabfall in den Saugventilen bei den unterhalb 1 at abs liegenden Saugspannungen sehr schwer ins Gewicht fällt. Umlaufverdichter besitzen an Stelle der Saugventile breite, vom Kolben gesteuerte Schlitze.

Es sollen hier die wichtigsten Bauarten kurz beschrieben und durch einige theoretische Überlegungen erläutert werden.

Einzellen-Verdichter

Geschichtliche Vorbilder

Der kinematische Zusammenhang zwischen einem Umlaufverdichter und einem Kurbelgetriebe ist am deutlichsten an der 1857 in England patentierten *Pattison-Pumpe* [6], Abb. 1, zu erkennen. Sie ist im Sinne unserer Einteilung eine einzellige Rollkolben-Maschine mit Antrieb des Kolbens (I a). Im Zylinder a ist der Rollkolben b exzentrisch gelagert und vom Exzentering c umgeben, dessen Stange d im kleinen Kreuzkopf e drehbar gelagert ist. Der Exzentering rollt auf der Innenfläche des Zylinders im wesentlichen hypozykloidal ab, doch tritt daneben ein um so stärkeres Gleiten auf, je mehr der Durchmesser d = 2r des Kolbens vom Zylinderdurchmesser D = 2R abweicht. Die Exzentrizität

$$\epsilon = \frac{D-d}{D} = \frac{R-r}{R}$$

ist zugleich ein Maß für das spezifische Gleiten des Kolbens auf dem Zylinderumfang je Umdrehung. Da aber bei vorgeschriebenem stündlichen Hubraum V und gegebenen Zylinderabmessungen mit sinkender Exzentrizität die Drehzahl entsprechend erhöht werden muß, so kann dieses spezifische Gleiten durch die Wahl kleiner Exzentrizitäten nur unwesentlich verringert werden. Die Durchrechnung [1 b] ergibt für die Größe der Gleitfläche g den Wert

$$g = \frac{2V}{R+r} = \frac{V}{R} \left(1 - \frac{\epsilon}{2}\right)$$

⁵⁾ Neuerdings wird von der *Crosley Radio Corporation* in Cincinnati/Ohio auch Monofluordichlormethan verwendet (CHFCl₂), dessen normaler Siedepunkt bei etwa +14° liegt. Dieses Kältemittel, das unfärbig, nicht brennbar und geruchlos ist und die Baustoffe nicht angreift, führt den Handelsnamen „Thermox“.

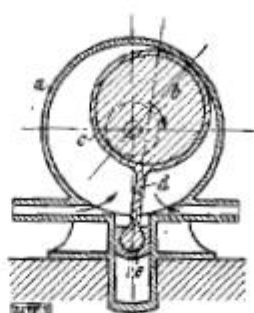


Abb. 1. Pattison-Pumpe (1857).

Der kinematische Zusammenhang mit dem zentralen Schubkurbelgetriebe ist deutlich erkennbar.

a Zylinder b Rollkolben c Exzentering d Schieber e Kreuzkopf

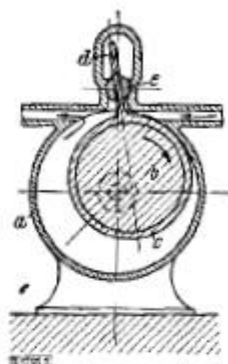


Abb. 2. Knott-Pumpe (1863).

Sie entspricht kinematisch einer schwingenden Kurbelschleife.

a Zylinder b Rollkolben c Exzentering d Schieber e Nuß

Für die Beibehaltung kleiner Exzentrizitäten sprechen aber auch noch andere Gründe, insbesondere die Verringerung der Gleitwege des Kolbens an den Stirnflächen und des Schiebers in seiner Gleitbahn; auch erhält man bei kleiner Exzentrizität eine bessere Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum.

Während die *Pattison-Pumpe* kinematisch einem zentralen Schubkurbelgetriebe entspricht, läßt sich die in Abb. 2 dargestellte *Knott-Pumpe* [7] auf eine schwingende Kurbelschleife zurückführen. Eine ähnliche Bauart wurde 1868 von *Wedding* entwickelt und in Preußen patentiert. Nach dem Vorbilde der *Knott-Pumpe* wurde 1921 von *M. Güttner* und der Maschinenfabrik *Sylbe & Pondorf*, Schmöln/Thüringen, ein neuzeitlicher schnellaufender Hochdruck-Umlaufverdichter entwickelt, dessen Betriebseigenschaften und Wirkungsgrade beim Betrieb mit Luft, Ammoniak und Methylchlorid recht günstig waren. Indessen soll hier auf diese Bauart nicht näher eingegangen werden, da sie im Schrifttum schon mehrfach behandelt wurde [1] [5] [8]. Auch die Firma *Knorrbrumse, A.-G.*, Berlin, baut eine ähnliche Maschine als Luftverdichter [1 c].

Neuzeitliche Bauformen

Norge-Verdichter

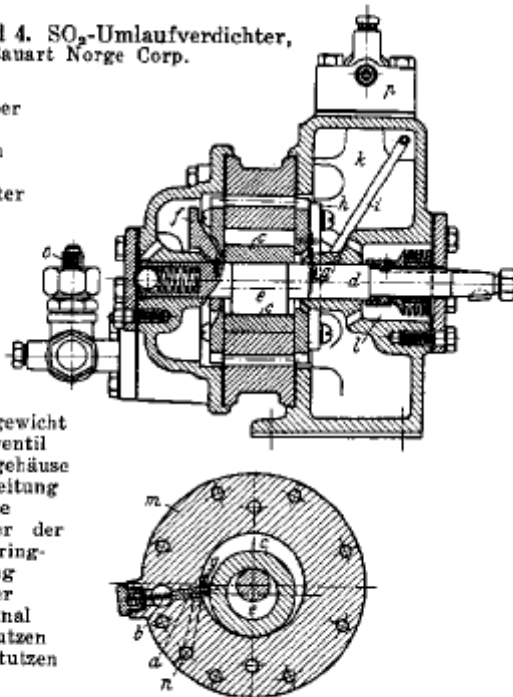
Der „Rollator“-Verdichter (für SO₂) der *Norge-Corporation* in Detroit/Michigan [5], dessen ursprüngliche Bauart von *W. S. E. Rolaff* geschaffen wurde, unterscheidet sich von der *Knott-Pumpe* und dem *Güttner-Verdichter* dadurch, daß der Schieber d, Abb. 2, nicht mehr mit dem Kolben fest verbunden ist, sondern durch einen in der Zylinderwand geführten Flachschieber a, Abb. 3 und 4⁶⁾, ersetzt ist, der durch eine Schraubenfeder b an den Kolben c dichtend gepreßt wird und den Saugraum vom Druckraum trennt. Je schwächer der Flachschieber auf den Kolben angepreßt wird, um so mehr wird das Gleiten des Kolbens auf dem Zylinderumfang durch sein Gleiten am Schieberende ersetzt. Durch das Gleiten wird an die Liniendichtungen Schmieröl zugeführt, das die Reibung verringert und die Abdichtung bewirkt. Der Fortfall einer festen Verbindung zwischen Schieber und Kolben hat eine Begrenzung der höchstens zulässigen Drehzahl zur Folge, da sich der Schieber in-

⁶⁾ Die Abbildungen 3 und 4, 5 und 6, 11 und 12, 19, 27 und 28 sind dem Buch *R. Plank u. J. Kappasoff*, Haushaltskältemaschinen, 2. Aufl. Berlin 1934, mit Genehmigung des Verlages J. Springer entnommen.

folge seiner Trägheit bei zu hoher Drehzahl vom Kolben ablösen kann. Eine unmittelbare Kupplung dieser Verdichter mit schnellaufenden Elektromotoren bereitet daher Schwierigkeiten; die Norge-Corporation begnügt sich mit Drehzahlen von 550 bis 585 U/min und sieht einen Riemenantrieb vor. Der Verdichter wird nur für sehr kleine Kälteleistungen mit Motoren von $\frac{1}{8}$ bis 1 PS gebaut. Wie aus Abb. 3 und 4 zu ersehen ist, wird der Kolben *c* von der Welle *d* durch das Exzenter *e* angetrieben, das durch das Gegengewicht *f* ausgewuchtet ist. Das Druckventil *g* ist in der Stirnwand des Zylinders in einem kleinen Gehäuse *h* angeordnet und als Blattfeder ausgebildet. Der verdichtete Dampf tritt durch das Rohr *i* in den oberen Teil des Gehäuses *k*, der als Ölabscheider wirkt; das Gehäuse ist bis zu $\frac{2}{3}$ mit Öl gefüllt, so daß alle bewegten Teile in Öl laufen. Die Herstellung dieses Verdichters erfordert eine sehr genaue Werkstattarbeit, da eine Nachstellung der Stirnwände nicht vorgesehen ist. Die Toleranz in der Kolbenbreite beträgt z. B. nur 0,013 mm.

Abb. 3 und 4. SO₂-Umlaufverdichter, Bauart Norge Corp.

- a Schieber
- b Feder
- c Kolben
- d Welle
- e Exzenter
- f Gegengewicht
- g Druckventil
- h Ventilgehäuse
- i Druckleitung
- k Gehäuse
- l Kammer der Schleifringdichtung
- m Zylinder
- n Saugkanal
- o Saugstutzen
- p Druckstutzen



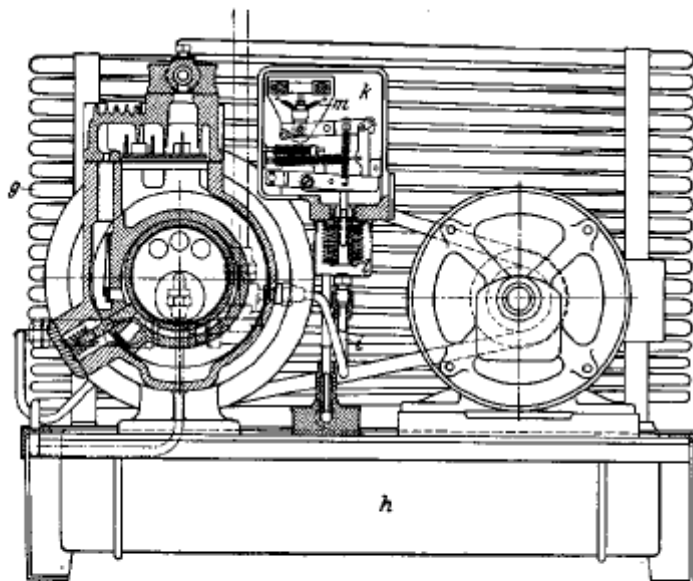
Die Umlaufverdichter kommen ohne Saugventil aus und könnten auch das Druckventil entbehren. Ohne Druckventil wird aber bei Einzellen-Verdichtern der angesaugte Dampf im Zylinder am Ende des Saughubes durch Rückströmung aus der Druckleitung plötzlich auf den Verflüssigerdruck verdichtet, so daß man Volldruckdiagramme erhält und einen vermehrten Energieverbrauch in Kauf nehmen muß. Falls der Saugschlitz in diesem Zeitpunkt noch geöffnet ist, pflanzt sich die Rückströmung sogar bis in die Saugleitung fort und verringert den Lieferungsgrad.

DKW-Verdichter

Der DKW-Verdichter der Deutschen Kühl- und Kraftmaschinen G. m. b. H., Scharfenstein/Sachsen [5], der ebenfalls mit SO₂ betrieben wird, ist in Anlehnung an die Norge-Bauart entwickelt worden, Abb. 5 und 6. Auch hier wird der Saugraum vom Druckraum durch einen unter Federdruck stehenden Schieber getrennt, der dauernd an den Kolben gepreßt wird. Die seitliche Abdichtung erfolgt einerseits zwischen der Stirnwand des Zylinders und dem Flansch des Kolbens *a*, andererseits zwischen dem Boden des Zylinders und der Stirnwand des Kolbens. Der Kolben wird in axialer Richtung durch eine Feder und Büchse an die Dichtungsflächen gepreßt; im gleichen Sinn wirkt auch der im Gehäuse herrschende Verflüssigerdruck. Entgegen der Bauart Norge, Abb. 3 und 4, ist also hier für eine Nachstellbarkeit der sich abnutzenden Teile gesorgt, so daß die seitliche Abdichtung auch bei weniger sorgfältiger Herstellung auf die Dauer gewährleistet ist. In der Saugleitung *e* des Verdichters ist ein Plattenventil angeordnet, das als Rückschlagventil wirkt, während auf der Druckseite unmittelbar am Schieber ein Blattfederventil vorgesehen ist. Der obere Teil des Gehäuses ist als Ölabscheider ausgebildet, wobei das abgeschiedene Öl durch kleine Öffnungen in das Gehäuse zurückfließt. Eine kleine Umlaufpumpe, deren Arbeitsweise der des Verdichters vollkommen entspricht, ist am Wellenende aufgesetzt und drückt das erwärmte Öl in eine Kühlschlange, von der es wieder der Schleifringdichtung *b* zugeführt wird. In Abb. 5 und 6 ist der Zusammenbau des Verdichters mit dem Verflüssiger, der Automatik und dem Schalter dargestellt. Diese Verdichter laufen mit 350 bis 1050 U/min und werden von Elektromotoren von $\frac{1}{8}$ bis 1 $\frac{1}{2}$ PS angetrieben.

Frigidaire-Verdichter

Die Frigidaire Corporation, Dayton/Ohio, hat eine vollständig gekapselte Kleinkältemaschine für Kühl-schränke von 110 bis 160 l Nutzinhalt auf den Markt gebracht. Der Umlaufverdichter, Abb. 7 und 8, und der



- a Kolben
- b Schleifringdichtung
- c Schwungrad
- d Druckleitung
- e Saugleitung
- f Flüssigkeitsleitung

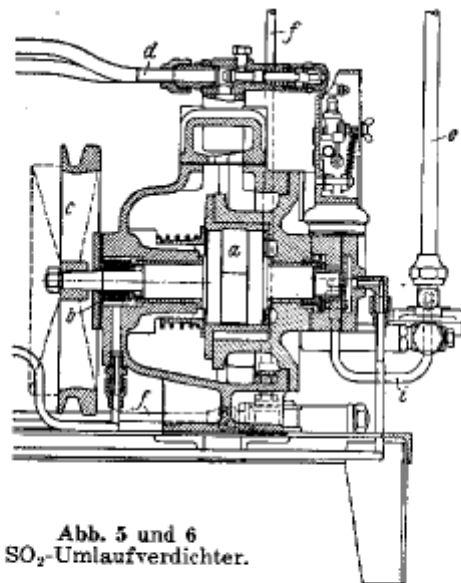
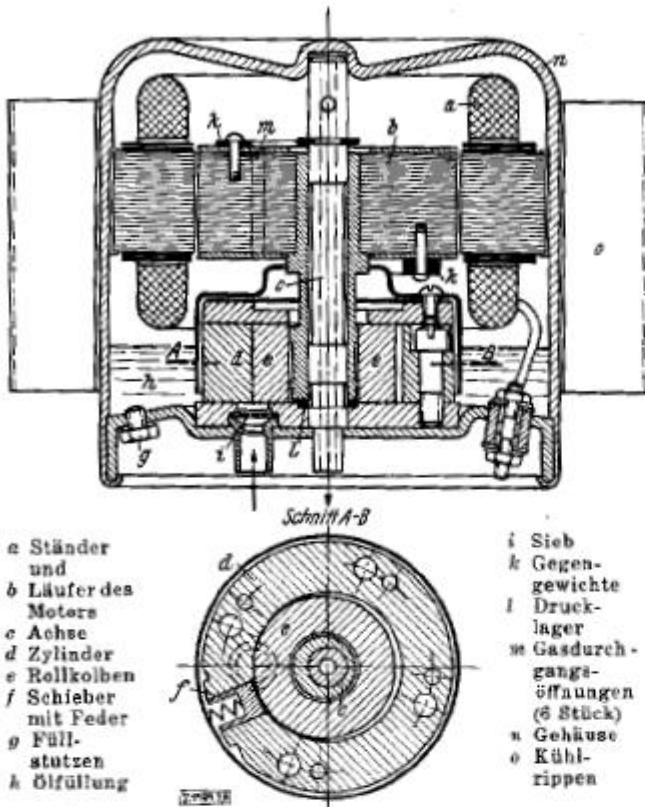


Abb. 5 und 6 SO₂-Umlaufverdichter.

- g Kondensator
- A Flüssigkeitssammler
- i Reglerleitung
- k Pressostat
- l Metallball
- m Schalter



- a Ständer und Läufer des Motors
- b Läufer des Motors
- c Achse
- d Zylinder
- e Rollkolben
- f Schieber mit Feder
- g Füllstützen
- h Ölfüllung

- i Sieb
- k Gegengewichte
- l Drucklager
- m Gasdurchgangsoffnungen (6 Stück)
- n Gehäuse
- o Kühlrippen

Abb. 7 und 8. Umlaufverdichter für Tetrafluordichloräthan, Bauart Frigidaire Corp.

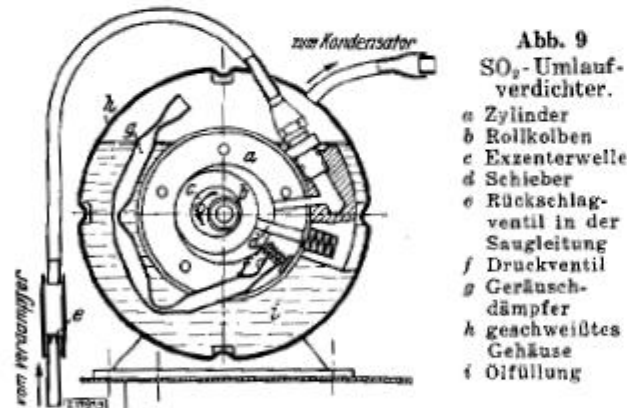


Abb. 9 SO₂-Umlaufverdichter.

- a Zylinder
- b Rollkolben
- c Exzenterwelle
- d Schieber
- e Rückschlagventil in der Saugleitung
- f Druckventil
- g Geräuschdämpfer
- h geschweißtes Gehäuse
- i Ölfüllung

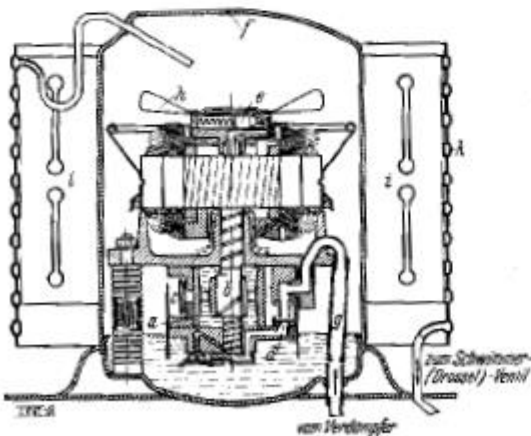


Abb. 10. Umlaufverdichter für Methylformiat.

- a Rollkolben
- b Exzenterwelle
- c Druckventil
- d Rückschlagventil in der Saugleitung
- e Druckausgleichventil
- f Gehäuse
- g Saugleitung
- h Ventilator
- i Kühlrippen
- k Kondensator

darüber angeordnete Elektromotor von nur $\frac{1}{50}$ PS sind bei 1750 U/min unmittelbar miteinander gekuppelt und mit senkrechter Lage der feststehenden Achse *c* in ein gasdichtes, unter Verflüssigerdruck stehendes Gehäuse *n* aus Stahl mit aufgesetzten Kühlrippen *o* versenkt, so daß die Stopfbüchse fortfällt. Die Wirkungsweise des Verdichters ist die gleiche, wie bei den bisher beschriebenen Einzellen-Bauarten. Als Kältemittel dient Tetrafluordichloräthan, das im Handel die Bezeichnung F 114 führt [9]. Der Durchmesser des Kolbens *e* ist rd. 50 mm, seine Breite 25 mm, die Exzentrizität ist nur 1,8 mm. Die Höhe des Kolbens *e* ist um etwa 0,01 mm kleiner als die Höhe des Zylinders *d*, so daß an den Stirnflächen zwischen Kolben und Deckeln ein Ölfilm Platz findet. Die Saug- und Drucköffnungen sind nicht im Zylindermantel, sondern in den beiden Stirnflächen angeordnet; das Druckventil ist als Blattfeder ausgebildet. Die verdichteten Dämpfe gelangen durch Kanäle *m* im Läufer *b* zu der hohlen Achse *c* und von dort zum Verflüssiger. Die Notwendigkeit eines besonders sorgfältigen Zusammenbaus der bewegten Teile wird ausdrücklich betont; die spezifische Kälteleistung wird mit etwa 1 kcal/W bei $+30^\circ$ Verflüssigungs- und -10° Verdampfungstemperatur angegeben. Die stündliche Kälteleistung dürfte also rd. 50 kcal/h betragen, so daß die Maschine bei den angegebenen Größen des Kühlschranks im praktischen Betrieb nur mit geringen Unterbrechungen arbeiten wird. Da die thermischen Größen des Kältemittels F 114 (Molekulargewicht 171) bisher wenig bekannt sind, so sei hier erwähnt, daß sein normaler Siedepunkt bei $+3,5^\circ$ liegt und daß es bei 21°C ($=70^\circ\text{F}$) folgende Eigenschaften hat: Verdampfungswärme 30,5 kcal/kg, spez. Wärme der Flüssigkeit 0,20, des Dampfes 0,15 kcal/kg $^\circ\text{C}$, spez. Volumen der Flüssigkeit 0,68, des trocken gesättigten Dampfes 71,7 l/kg [10]. F 114 ist eine farblose, nicht brennbare und chemisch sehr beständige Flüssigkeit, deren Dämpfe in Gemischen mit Luft nicht zur Entzündung gebracht werden können und die nur sehr schwach giftig sind. Metalle werden von F 114 nicht angegriffen.

Verdichter der General Electric Co.

Die General Electric Company in Cleveland/Ohio hat zwei Bauarten von Umlaufverdichtern für Haushalt-Kühlschränke entwickelt. In der einen Bauart, Abb. 9, in der als Kältemittel schweflige Säure Verwendung findet, wird der Verdichter von einem außen liegenden Elektromotor von $\frac{1}{4}$ PS mit Keilriemen angetrieben; er ist mit einer üblichen, unter Överschuß stehenden Schleifringdichtung mit Metallbalg versehen. Der Schieber *d* wird, wie bei der Norge- und DKW-Bauart, durch eine Feder auf den Kolben *b* gepreßt. Der Verdichter hat einen Hubraum von 31,5 cm³ und läuft mit 625 U/min; er ist in einem geschweißten, mit Öl gefüllten Gehäuse *h* angeordnet, das unter Verflüssigerdruck steht. Die Dämpfe werden durch ein in der Saugleitung liegendes Rückschlagventil *e* angesaugt und nach Verdichtung durch das Plattenventil *f* und den Geräuschdämpfer *g* in den oberen Teil des Gehäuses *h* ausgestoßen, der als Ölabscheider wirkt. Bei -10° Verdampfungs- und $+50^\circ$ Verflüssigungstemperatur leistet der Verdichter 165 kcal/h, was bei dem angegebenen Hubraum immer noch einem Liefergrad von rd. 60% entspricht. Die Füllung der Maschinenanlage beträgt nur 1 kg SO₂.

In der zweiten Bauart dient als Kältemittel Methylformiat, dessen thermische Eigenschaften genügend genau bekannt sind [11]. Sein Hauptvorteil ist, daß es sich mit dem Schmieröl nicht mischt. Trockenes Methylformiat übt auf die gebräuchlichen Maschinenbaustoffe keine Korrosionswirkungen aus; in Gegenwart von Wasser spaltet es sich jedoch leicht in Methylalkohol und Ameisensäure, und diese greift die Metalle stark an. Man muß daher vollkommen wasserfreies Kältemittel und Öl verwenden. Da bei der niedrigen Lage der Dampfdruckkurve (normaler Siedepunkt $+31^\circ$) der ganze Vorgang im Unterdruckgebiet verlaufen kann, muß mit dem Eindringen von feuchter Luft in die Maschine gerechnet werden. Da außerdem Methylformiat brennbar und nicht ungiftig ist, so kann es nur in luftdicht ge-

kapselten, stopfbüchsenlosen Maschinen verwendet werden. Dieser Anforderung entspricht auch die Bauart der General Electric Company, Abb. 10. Verdichter und Elektromotor von $\frac{1}{2}$ PS sind in senkrechter Lage in einem geschweißten, unter Verflüssigerdruck stehenden Gehäuse angeordnet und laufen mit 1755 U/min. Die Bauart des Verdichters entspricht der Knott-Pumpe, Abb. 3 und 4, wobei eine auf dem Kolben radial aufgesetzte und mit ihm fest verbundene Zunge in einer hin- und hergehenden Nut auf und ab gleitet. Der hohle Kolben *a*, Abb. 10, der durch den exzentrischen Wulst *b* der Welle angetrieben wird, ist innen vollständig mit Öl gefüllt. Außer dem Druckventil *e* ist noch ein Rückschlagventil *d* in der Saugleitung und ein Druckausgleichsventil *e* oberhalb des Elektromotors vorgesehen. Beim Stillstand der Maschine wird das Ventil *e* durch eine Zugfeder offen gehalten, wobei der im Gehäuse *f* herrschende Druck sich durch die hohle Antriebswelle fort-pflanzt, die Ventilplatte *d* abhebt und die Saugleitung *g* absperrt. Auf diese Weise kann die Maschine unbelastet anlaufen, da ein Druckausgleich hergestellt ist. Bei einer bestimmten Drehzahl wird das Ventil *e* durch Fliehkraft entgegen der Federkraft geschlossen, das Plättchen *d* fällt auf den unteren Sitz und der Verdichter beginnt aus der Leitung *g* anzusaugen. Das Schmieröl wird durch die schraubenförmigen Rillen in der Welle aus dem Sumpf im Gehäuse angesaugt und allen bewegten Teilen zugeführt. Die oberhalb des Motors angeordneten Flügel *h* bewirken eine Abscheidung der mit den verdichteten Dämpfen mitgerissenen Öltröpfchen und dienen zur Kühlung des Elektromotors. Auf dem Mantel des Gehäuses *f* sind zahlreiche Kühlrippen *i* aufgesetzt, an deren äußerem Umfang die Verflüssigerwindungen *k* verlaufen. Der Verdichter hat einen Hubraum von 49 cm³ und leistet bei -10° Verdampfungs- und $+50^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur rd. 115 kcal/h. Die Füllung beträgt 1 kg Methylformiat.

Bosch-Verdichter

Der Verdichter von Robert Bosch, A.-G., Stuttgart, Abb. 11 und 12, ist für eine Kälteleistung von 75 kcal/h³⁾ bemessen und wird mit schwefliger Säure betrieben. Er

³⁾ Wenn keine besonderen Angaben gemacht sind, bezieht sich die Kälteleistung auf -10° Verdampfungs- und $+25^{\circ}$ Verflüssigungstemperatur.

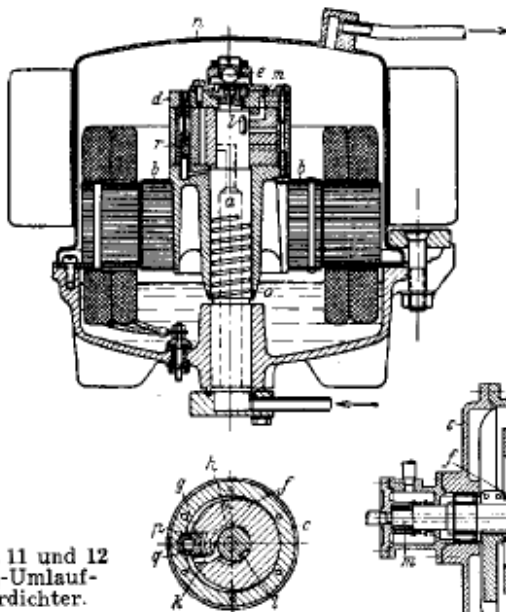


Abb. 11 und 12
SO₂-Umlauf-
verdichter.

- | | |
|---------------------|----------------------------|
| a Achse | k, m Druckkanal |
| b Läufer des Motors | l Nut |
| c Zylinder | n Gehäuse |
| d Zylinderdeckel | o Schmiernut |
| e Kugellager | p, q Öffnungen im Schieber |
| f Kolben | r Steuerkolben |
| g Schieber | |
| h Saugkanal | |

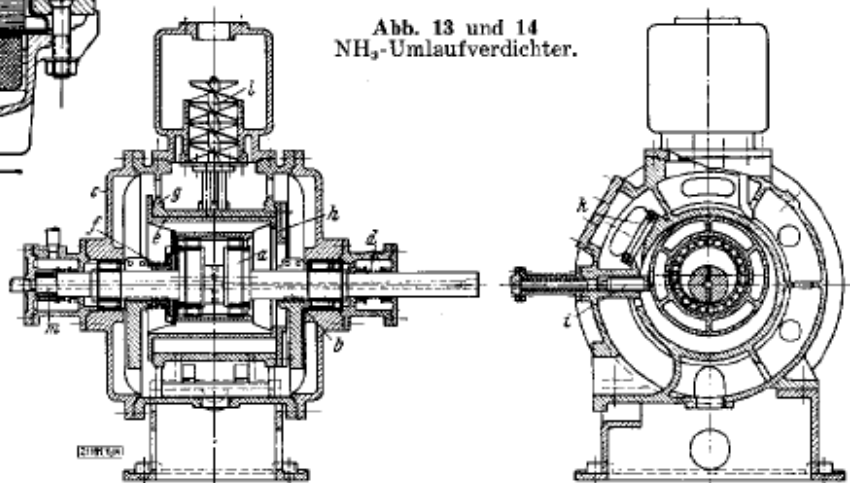
unterscheidet sich von den bisher besprochenen Bauarten dadurch, daß hier nicht der Kolben *f*, sondern der Zylinder *c* angetrieben wird. Verdichter und Elektromotor von $\frac{1}{10}$ PS sind hier wieder in einem Gehäuse *n* eingekapselt und bei 1450 U/min miteinander gekuppelt. Auf der feststehenden Achse *a* sind der Läufer *b* des Motors, der Zylinder *c* und der Deckel *d* übereinander angeordnet und fest miteinander verschraubt; dieses ganze Aggregat ist am Kugellager *e* aufgehängt. Der obere Teil der Achse *a* ist exzentrisch abgestuft und trägt den Kolben *f*, der vom angetriebenen Zylinder durch den mit diesem gelenkig verbundenen Schieber *g* mitgenommen wird. Das Kältemittel tritt durch die hohle Achse *a* bei einer bestimmten Stellung des Kolbens in den Kanal *h* und in den Saugraum; nach erfolgter Verdichtung wird es in einer anderen Stellung durch den Kanal *k*, die Nut *l* in der Achse und den Kanal *m* in das unter Verflüssigerdruck stehende Gehäuse ausgestoßen. Das Schmieröl wird durch die schraubenförmige Nut *o* in der Achse *a* aus dem Sumpf hochgepumpt [12].

Verdichter von Vilter

Die Vilter Manufacturing Company, Milwaukee/Wisconsin, hat den Versuch unternommen, Umlaufverdichter der Bauart Rolaff für große Kälteleistungen bis 200 000 kcal/h zu entwickeln [13]. Als Kältemittel dient Ammoniak, Methylchlorid oder Difluordichlormethan (Handelsbezeichnung F 12 oder Freon). Diese Hochdruck-Kältemittel haben wir als wenig geeignet für Einzelnen-Verdichter bezeichnet, weil die Lässigkeitsverluste zu groß werden. Die Firma Vilter entwickelte ihre Umlaufverdichter aber für einen bestimmten Zweck: in vielen Fällen tritt bei bestehenden Kühlanlagen der Wunsch auf, die Verdampfungstemperatur bei unveränderter Kälteleistung erheblich zu senken; so wurden z. B. in den letzten Jahren viele Speiseeis-Fabriken in Amerika auf tiefere Temperaturen umgestellt, um durch rascheres Gefrieren und die dadurch erzielte feinkristallinische Struktur die Güte des Speiseeises zu heben. Man erreicht das durch den Einbau einer vorgeschalteten Niederdruck-Verdichterstufe, in der man einen Umlaufverdichter gut verwenden kann. Wenn z. B. eine Ammoniakanlage bei -20° im Verdampfer betrieben wurde und auf -30° umgestellt werden soll, dann arbeitet der Vorschalt-Verdichter, den man in Amerika als „Booster“ bezeichnet, zwischen 1,22 und 1,94 at abs, also in einem für Umlaufverdichter sehr günstigen Druckbereich.

Der Vilter-Verdichter ist in Abb. 13 und 14 dargestellt: Die durch Gegengewichte *a* ausgewuchtete Exzenterwelle *b* ist im Gehäuse *c* doppelt gelagert und durch eine unter Ölverschluß stehende Schleifringdichtung *d* abgedichtet. Die Exzenter tragen auf Rollenlagern

Abb. 13 und 14
NH₃-Umlaufverdichter.



- | | | | |
|-----------------|-----------------------|------------|----------------|
| a Gegengewicht | d Schleifringdichtung | g Zylinder | k Druckventil |
| b Exzenterwelle | e Rollkolben | h Deckel | l Ölabscheider |
| c Gehäuse | f Feder | i Schieber | m Pumpe |

den Kolben e , der durch eine Feder f doppeltdichtend auf die Stirnwand des Zylinders g und auf den Deckel h gedrückt wird. Die Doppeldichtung und damit auch der Liefergrad werden im Betriebe immer besser, da durch die Abnutzung eine selbsttätige Nachstellung der dichtenden Flächen stattfindet. Bei Flüssigkeitsschlägen wird der Kolben von den Dichtungsflächen abgehoben (axial verschoben), und die Flüssigkeit kann in das Gehäuse c entweichen. Die Saug- und Druckschlitz sind in unmittelbarer Nähe des Schiebers i angeordnet, der durch eine Feder und durch den Verflüssigerdruck auf den Kolben gepreßt wird. Das verdichtete Kältemittel wird durch das Druckventil k in das Gehäuse ausgeschoben und tritt dann durch die schraubenförmige Ölabscheidevorrichtung l in die Druckleitung. Eine kleine Umlauf-Ölpumpe m , die am Wellenstumpf angeordnet ist, saugt das Öl aus dem unteren Teil des Gehäuses an und drückt es in einen Ölkühler, aus dem es durch die hohle Welle b den Lagern und der Schleifringdichtung zugeführt wird.

Die Firma Vilter hat solche Umlaufverdichter auch für kleine Kälteleistungen (500 bis 9000 kcal/h) und für unmittelbare Kupplung mit Elektromotoren von $\frac{1}{2}$ bis 5 PS bei 800 bis 1750 U/min entwickelt, die beim Betrieb mit Freon vorwiegend für die Klimatisierung von Wohnräumen bestimmt sind.

Zweizellen-Verdichter

Hubvolumen

Während die Einzellen-Umlaufverdichter meistens als Rollkolben-Maschinen ausgeführt werden, zieht man bei Zwei- und besonders bei Mehrzellen-Verdichtern Drehkolben vor. Der Grund dafür ist hauptsächlich darin zu suchen, daß man bei der Rollkolben-Bauart

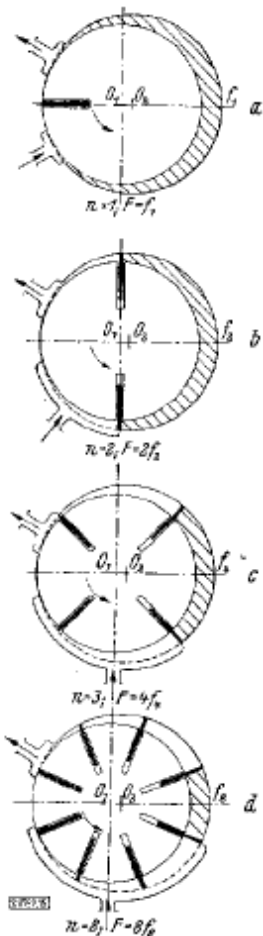


Abb. 15. Wirkungsweise von ein-, zwei-, vier- und achtzelligen Verdichtern mit radial im Drehkolben angeordneten Schiebern.

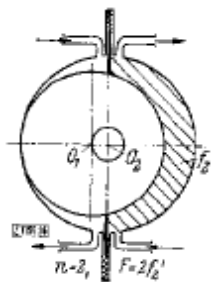


Abb. 16. Wirkungsweise des Zweizellen-Verdichters mit Rollkolben und radial im Zylinder angeordneten Schiebern.



Abb. 17. Gehäuse eines zweizelligen Rollkolbenverdichters.

ebenso viele Saug- und Druckkanäle braucht, wie Zellen vorhanden sind. Bei den Mehrzellen-Verdichtern wird der Hubraum bei gleichen Hauptabmessungen der Maschine besser ausgenutzt. Wie aus Abb. 15 a zu ersehen ist, wird bei den Einzellen-Verdichtern der Sichelraum f_1 während einer Umdrehung einmal aus der Saugleitung gefüllt. Beim Zweizellen-Verdichter dagegen wird nach Abb. 15 b der obere, viel größere Teil f_2 der Sichel bei einer Umdrehung zweimal gefüllt, der Hubraum je Längeneinheit des Kolbens oder Zylinders ist also $F_2 = 2f_2$; dieser ist um etwa 65 % größer, als bei der Einzellen-Bauart (vgl. Gl. 15). Es ist dabei nicht gleichgültig, ob die Schieber radial im Kolben oder radial im Zylinder angeordnet sind. Wie der Vergleich von Abb. 15 b und 16 zeigt, ist die Anordnung der Schieber im Kolben volumetrisch günstiger, weil der Raum f_2 , Abb. 15 b, größer ist, als der Raum f_2' , Abb. 16. Bei geringer Exzentrizität ist der Unterschied allerdings nicht groß. Abb. 15 ist dabei als Drehkolben- und Abb. 16 als Rollkolben-Maschine dargestellt. Bei Mehrzellen-Verdichtern wird die Raumaussnutzung noch günstiger, wie aus den Abb. 15 c und 15 d zu erkennen ist, doch wird der Gewinn mit wachsender Zellenzahl immer kleiner. Auf die Ermittlung der günstigsten Zellenzahl kommen wir im nächsten Abschnitt zurück.

Bauformen

Zweizellige Rollkolben-Verdichter

Der in Abb. 13 und 14 dargestellte einzellige Rollkolben-Verdichter von Vilter ist auch zweizellig ausgeführt worden. Das Gehäuse eines solchen zweizelligen Verdichters zeigt Abb. 17.

In Abb. 18 ist der zweizellige Rollkolbenverdichter von Ketterer dargestellt, der von der Maschinenfabrik Hermann Reis & Co., Essen, gebaut wird [14]. Der Zylinder a ist von einem Kühlmantel umgeben. Die Saugöffnungen werden vom Kolben c durch die Schieber d gesteuert, die mit entsprechenden Schlitz versehen sind, während auf den Druckseiten federbelastete Ventile vorgesehen sind. Diese Verdichter werden vorerst nur zur Erzeugung von Druckluft oder als Vakuumpumpen gebaut.

Zweizellige Drehkolben-Verdichter

Der Drehkolben-Verdichter von Fr. Stamp, Bergedorf, Abb. 19, wird für Kälteleistungen von 1000 kcal/h und darüber gebaut und mit 500 U/min betrieben. Als Kältemittel dient Äthylchlorid. Der Zylinder a ist auf der Druckseite mit einem Wassermantel b umgeben. Der im kreisförmigen Zylinder exzentrisch gelagerte Kolben c führt eine reine Drehbewegung aus und trägt einen auf seinem Durchmesser geführten zweiteiligen Schieber d , dessen Hälften durch eine dazwischen angeordnete Feder e auf den Zylinderumfang gepreßt werden. Die Saugöffnung f ist hier so weit heruntergezogen, daß die Verbindung des Zylinders mit dem Saugraum gerade bei waagerechter Lage des Schiebers unterbrochen wird; dadurch ist die größtmögliche Fördermenge gewährleistet. Die verdichteten Dämpfe werden durch das Plattenventil g in den Druckraum h ausgeschoben. Im Gegensatz zu den oben beschriebenen zweizelligen Rollkolben-Verdichtern kommt man also hier, wie bei allen

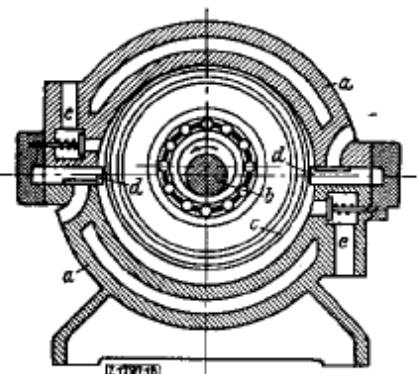


Abb. 18. Zweizelliger Rollkolbenverdichter
a Zylinder
b Exzenterwelle
c Kolben
d Schieber mit Saugschlitz
e Druckstutzen

zwei- und vielzelligen Drehkolben-Verdichtern, mit nur je einer Saug- und Drucköffnung aus. Die Trennung des Schmiermittels vom Kältemittel erfolgt teilweise im Druckraum *h*, teilweise jedoch nach Ablenkung des Dampfstroms am Prallblech *i* im eigentlichen Ölabscheider *k*; das abgeschiedene Öl wird durch den Verflüssigerdruck in den Zylinder zurückgeführt [5].

Kardioiden-Verdichter

Bei der eben beschriebenen Bauart mit kreisförmigem Zylinder muß die Länge des Schiebers veränderlich sein. In senkrechter Stellung ist sie $2R$, also gleich dem Zylinderdurchmesser, in waagerechter Stellung ist sie aber wegen der exzentrischen Lage des Kolbens etwas kleiner. Daher war zwischen beiden Schieberhälften ein elastisches Glied notwendig, Abb. 19, das periodisch zusammengedrückt wird. Will man einen starren Schieber von unveränderlicher Länge verwenden, dann muß das Profil des Zylinders von der Kreisform abweichen. Wird der Schieber zwangsläufig geführt, dann ist das Zylinderprofil eindeutig bestimmt. Einen solchen zweizelligen Drehkolbenverdichter mit zwangsläufig geführtem Schieber hat die Standard Kältemaschinenfabrik, Hamburg, unter der Bezeichnung „Kardioiden-Kompressor“ entwickelt, Abb. 20. Er wird für Kälteleistungen von 500 bis 30 000 kcal/h gebaut und mit Äthylehlorid betrieben.

Der starre Schieber *a* trägt die zu seiner Ebene \overline{AA} senkrecht angeordnete und mit ihm fest verbundene Kulisse *b*, deren Achse \overline{BB} genau durch die Mittellinie des Schiebers hindurchgeht. Diese Kulisse gleitet um einen Stein *c*, der mit einer zur Tafelenebene der Abb. 20 senkrechten Welle *d* fest verbunden ist, die ihrerseits im ruhenden Zylindergehäuse *e* gelagert ist (Achse O_2). Bei der Drehung des Kolbens um seine Achse O_1 wird der Schieber *a* mitgenommen, wobei die Kulisse *b* um den Stein *c* gleitet, der sich natürlich nur mit der Welle *d* um O_2 drehen kann. Im Querschnitt der Abb. 20 beschreibt der Mittelpunkt des Schiebers einen Kreis vom Durchmesser $\overline{O_1O_2}$ (Leitkreis). Die Achse \overline{AA} des Schiebers geht in jeder Stellung durch den Punkt O_1 und die dazu senkrechte Achse \overline{BB} der Kulisse — durch den Punkt O_2 .

Konchoiden-Verdichter

Die Bewegung des Schiebers besteht in einer Drehung um den Kolbenmittelpunkt O_1 , verbunden mit einer Verschiebung im Kolbenschlitz. In Abb. 21 sind Zylinder und Kolben gegenüber Abb. 20 um 90° gedreht, um die kinematische Betrachtung in der üblichen Lage der Koordinatenachsen durchzuführen. Der Mittelpunkt *M* des Schiebers von der festen Länge $2R$ befindet sich in waagerechter Lage im Punkt O_2 . Dieser Mittelpunkt *M* soll nun zwangsläufig auf einem Kreis um *C* mit dem Durchmesser $\overline{O_1O_2} = 2a = R - r$ so geführt werden, daß der Schieber dabei stets durch den Mittelpunkt O_1 des Kolbens vom Halbmesser *r* hindurchgeht. Der Punkt *M* bewegt sich dabei auf dem Kreis vom Durchmesser $(R - r)$ mit einer gleichförmigen Winkelgeschwindigkeit, die genau doppelt so groß ist wie die gleichförmige Winkelgeschwindigkeit der Kolbendrehung; wenn sich der Kolben um 90° gedreht hat, hat der Punkt *M* einen Halbkreis durchlaufen. Für eine beliebige Lage $\overline{O_1M}$ des Schiebers werden dann zwei Punkte *P* und *P'* der Zylinderberandung dadurch gefunden, daß man vom Punkt *M* die Strecke *R* nach beiden Seiten aufträgt. Den geometrischen Ort des Punktes *P*, also die Gleichung der Zylinderberandung findet man am einfachsten, wenn man den Koordinatenanfangspunkt nach O_1 legt und den Leitstrahl $\varrho = \overline{O_1P}$ als Funktion der Abweichung φ darstellt. Es wird

$$\varrho = \overline{O_1M} + \overline{MP} = 2a \cos \varphi + R \dots (1).$$

Die durch Gl. (1) dargestellte Kurve ist eine verallgemeinerte Konchoide. Die gewöhnliche Konchoide des *Nikomedes* (Muschellinie) entsteht bekanntlich dadurch [15], daß man auf den vom Pol ausgehenden Strahlen von ihren Schnittpunkten mit einer zur Y-Achse parallelen Leitgeraden (Basis) in beiden Richtungen die

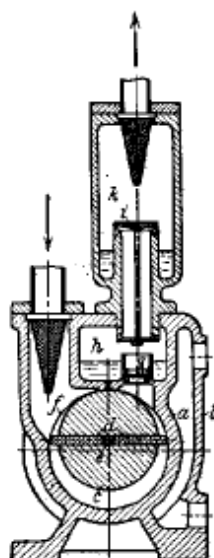


Abb. 19. Zweizelliger Drehkolbenverdichter für Äthylehlorid.

- a Zylinder
- b Wassermantel
- c Kolben
- d Schieber
- e Feder
- f Saugschlitz
- g Druckventil
- h Druckraum
- i Prallblech
- k Ölabscheider

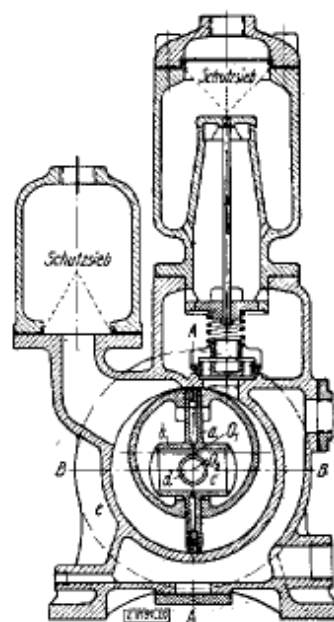


Abb. 20. Zweizelliger Drehkolbenverdichter für Äthylehlorid.

- a Schieber
- b Kulisse
- c Stein
- d Welle
- e Zylindergehäuse

festen Strecke *R* abträgt. Die Kurve nach Gl. (1) unterscheidet sich von der gewöhnlichen Konchoide nur dadurch, daß die Leitgerade durch einen Leitkreis vom Durchmesser $2a = R - r$ ersetzt ist, der durch den Pol O_1 hindurchgeht. Solche Kreiskonchoiden wurden erstmalig von *Stephan Pascal*, dem Vater *Blaise Pascals*, untersucht; man nennt sie daher auch *Pascalsche Schnecken* [16]. In rechtwinkligen Koordinaten lautet Gl. (1)

$$(x^2 + y^2 - 2ax)^2 = R^2(x^2 + y^2) \dots (2),$$

es handelt sich also um eine Kurve vierter Ordnung. Je nach der Größe des Parameters $\epsilon = 2a/R$, der der Exzentrizität des Drehkolbenverdichters entspricht, zeigt die Kurve einen verschiedenen Verlauf, Abb. 22^a). Mit $2a/R > 1$ hat sie eine Schleife, und O_1' ist ein Knotenpunkt (Kurve 1); mit $2a/R = 1$ ist O_1' eine Spitze (Kurve 2), mit $2a/R < 1$ ist O_1' ein isolierter Punkt, und die Kurve hat zwei Wendepunkte (Kurve 3). In all diesen Fällen besitzt die Kurve eine senkrechte Doppeltangente mit der Gleichung $x + \frac{R^2}{8a} = 0$ und die Koordinaten der Berührungspunkte sind $y = \pm \frac{R\sqrt{16a^2 - R^2}}{8a}$. Man erkennt daraus, daß erst für $2a/R < 0,5$ die Berührungspunkte mit der Doppeltangente imaginär werden; zugleich entfallen die Wendepunkte (Kurve 4). Die Kurven nähern sich mit sinkendem Wert von $2a/R$ immer mehr der Kreisbahn $x^2 + y^2 = R^2$ (mit Einschluß ihres Mittelpunktes O_2), in die sie nach Gl. (1) und (2) für $a = 0$ übergehen. Allen Kurven nach Gl. (2) sind die beiden Punkte O_1' bzw. *L* mit den Koordinaten $x = -r$, $y = 0$ bzw. $x = 2R - r$, $y = 0$ gemeinsam.

Im Sonderfall $\epsilon = 2a/R = 1$ (Kurve 2) geht die Kreiskonchoide in die Kardioiden

$$\varrho = 2a(1 + \cos \varphi) \dots (3)$$

über, die andererseits den Sonderfall einer Epizykloide darstellt, bei der Grundkreis und Rollkreis den gleichen Durchmesser haben [17]. Da aber nach unseren Voraussetzungen $2a = R - r$ bedeutet, so wird für die Kar-

^a) In Abb. 22 wurde $2a$ verändert und *R* konstant gehalten.

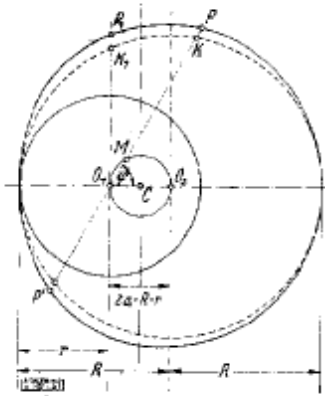


Abb. 21
Kinematische Analyse eines zweizelligen Drehkolbenverdichters mit zwangsläufig geführtem Schieber von unveränderlicher Länge.

diode $r = 0$, das heißt ein materieller Kolben wäre beim „Kardioiden-Kompressor“ gar nicht mehr vorhanden. Es ist daher zweckmäßiger, diese Maschinen als „Konchoiden-Verdichter“ zu bezeichnen [18]. Nach dem Vorhergesagten ist es klar, daß für einen praktisch ausführbaren Drehkolbenverdichter die Exzentrizität $\epsilon < 0,5$ sein muß; in Wirklichkeit wählt man sogar $\epsilon < 0,2$.

Es entsteht noch die Frage, inwieweit es bei der Herstellung zulässig ist, die Konchoidenberandung des Zylinders durch einen Kreis vom Durchmesser $2R$ um O_2 zu ersetzen, in Abb. 21 gestrichelt. Das hängt davon ab, mit welcher Toleranz man in der Werkstatt arbeitet. Die Abweichung $\overline{K\bar{P}} = \Delta e$ der Konchoide vom Kreis auf einem beliebigen Leitstrahl $\overline{O_1\bar{P}}$ ist $\Delta e = \overline{O_1\bar{P}} - \overline{O_1\bar{K}}$. Für den Kreis ist $\overline{O_1\bar{K}} = 2a \cos \varphi + \sqrt{R^2 - 4a^2 \sin^2 \varphi}$, so daß man mit Gl. (1) findet

$$\Delta e = R - \sqrt{R^2 - 4a^2 \sin^2 \varphi} \dots (4)$$

Die größte Abweichung $\Delta e_{\max} = \overline{K_1\bar{P}_1}$ erhält man also für $\varphi = 90^\circ$; es wird

$$\Delta e_{\max} = R - \sqrt{R^2 - 4a^2} = R(1 - \sqrt{1 - \epsilon^2}) \dots (5)$$

Für kleine Exzentrizitäten erhält man

$$\Delta e_{\max} \approx R \frac{\epsilon^2}{2}$$

Mit $R = 100$ mm findet man dann z. B.:

für	$\epsilon = 0,05$	0,10	0,20
Δe_{\max}	= 0,125	0,5	2,0 mm.

Da für die Herstellung von Umlaufverdichtern eine besonders große Genauigkeit verlangt wird, so übersteigen die errechneten Abweichungen schon bei einer Exzentrizität ϵ von 5% die zulässige Toleranz. Die Zylinder müssen also auf einer besonderen Werkbank bearbeitet

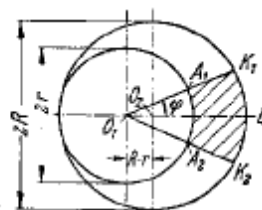
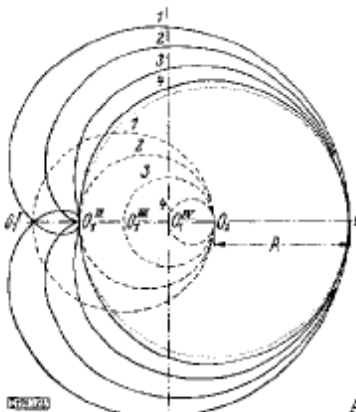


Abb. 23 (oben)
Berechnung des Hubvolumens vielzelliger Drehkolbenverdichter. Buchstabenerklärung s. Text.

Abb. 22 (links)
Kreisikonchoiden mit verschiedenen Werten des Parameters $\epsilon = 2a/R$.

Kurve 1:	$\frac{2a}{R} > 1$;	Kurve 2:	$\frac{2a}{R} = 1$;
Kurve 3:	$\frac{2a}{R} < 1$;	Kurve 4:	$\frac{2a}{R} < 0,5$.

werden, deren Konstruktion und Wirkungsweise derjenigen der Kreisikonchoiden-Verdichter genau entspricht. Nur bei sehr kleinen Verdichtern darf die Konchoide durch den Kreis ersetzt werden.

Bei gleicher Schieberhöhe $2R$ und gleichem Kolbendurchmesser $2r$ ist der Hubraum des Zylinders mit Kreisikonchoiden-Berandung größer als beim Kreiszyylinder, Abb. 21. Die bei der Kreisikonchoide durch vollständige Umdrehung des Leitstrahls $\varphi = 2a \cos \varphi + R$ erzeugte Fläche ist:

$$\int_0^\pi \varphi^2 d\varphi = \int_0^\pi (2a \cos \varphi + R)^2 d\varphi = \pi R^2 + 2\pi a^2$$

Nach Abzug der Kolbenfläche πr^2 erhält man also den Hubraum je Umdrehung und Längeneinheit für den Einzellensverdichter

$$F_1 = \pi(R^2 - r^2 + 2a^2) = \pi R^2 \epsilon \left(2 - \frac{\epsilon}{2}\right) \dots (6)$$

gegenüber

$$F'_1 = \pi(R^2 - r^2) = \pi R^2 \epsilon (2 - \epsilon) \dots (7)$$

beim einzelligen Kreisverdichter. Der Hubraum des Konchoidenverdichters ist also um

$$\Delta F = 100 \frac{F_1 - F'_1}{F'_1} = 100 \frac{\epsilon}{2(2 - \epsilon)} \%$$

größer als beim Kreiszyylinder;

für	$\epsilon = 0,05$	0,10	0,20
wird	$\Delta F = 1,28$	2,63	5,56 %

Für den zweizelligen Kreisikonchoidenverdichter ist der Hubraum je Umdrehung und Längeneinheit

$$F_2 = 2 \int_0^{\pi/2} (2a \cos \varphi + R)^2 d\varphi - \pi r^2 = \pi(R^2 - r^2 + 2a^2) + 8aR = \pi R^2 \epsilon \left(2 - \frac{\epsilon}{2}\right) + 4R^2 \epsilon \dots (8)$$

und für den zweizelligen Kreisverdichter (vgl. Gl. 13)

$$F'_2 = \pi R^2 \epsilon (2 - \epsilon) + 4R^2 \epsilon \dots (9)$$

Obwohl der Schieber von unveränderlicher Länge bei der zwangsläufigen Führung reibungslos und doch genau abdichtend an der Kreisikonchoiden-Berandung des Zylinders vorbeigleiten müßte, sieht man in der Praxis an beiden Schieberenden doch Dichtungsleisten vor, die durch ganz schwache Federn an die Gehäusewand gedrückt werden, Abb. 20. Die Federspannung wird aber bei der Drehung des Kolbens nicht periodisch verändert, wie das bei einem Kreiszyylinder der Fall wäre, so daß Federbrüche kaum vorkommen dürften.

Vielzellen-Verdichter

Hubraum und Zellenzahl

Durch Erhöhung der Zellenzahl wird der Hubraum bei gleichem Zylinder- und Kolbendurchmesser vergrößert. Der Gewinn ist am größten beim Übergang vom Einzellen- zum Zweizellen-Verdichter. Bei weiterer Erhöhung der Zellenzahl wird der Gewinn immer kleiner. Schon bei zehn Zellen werden rd. 99% des größtmöglichen Hubraums erreicht.

Ohne Berücksichtigung der Schieberdicke

Nach Abb. 15 a bis d kann der größte Hubraum (je Längeneinheit) f_n einer Zelle für einen n_z -zelligen Verdichter leicht berechnet werden. Der Gesamthubraum je Umdrehung ist dann $F_n = n_z f_n$. Die Berechnung gestaltet sich am einfachsten, wenn man den Koordinatenanfangspunkt in den Kolbenmittelpunkt O_1 legt, Abb. 23. Die Gleichung des Kreises vom Durchmesser $2R$ lautet dann

$$\varphi = (R - r) \cos \varphi + \sqrt{R^2 - (R - r)^2 \sin^2 \varphi} = R \epsilon \cos \varphi + R \sqrt{1 - \epsilon^2 \sin^2 \varphi} \dots (10)$$

Setzt man, was stets zulässig ist, angenähert

$$\sqrt{1 - \epsilon^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{\epsilon^2}{2} \sin^2 \varphi,$$

dann wird

$$\varrho = R(1 + \varepsilon \cos \varphi - \frac{\varepsilon^2}{2} \sin^2 \varphi)$$

und

$$\varrho^2 = R^2(1 + 2\varepsilon \cos \varphi + \varepsilon^2 \cos 2\varphi) \dots (11)$$

unter Vernachlässigung sehr kleiner Glieder mit ε^3 und ε^4 . Der Zelleninhalt $f_n = A_1 K_1 K_2 A_2$, Abb. 23, ist dann

$$f_n = \int_0^\varphi \varrho^2 d\varphi - r^2 \varphi = \int_0^\varphi \varrho^2 d\varphi - R^2(1 - \varepsilon)^2 \varphi.$$

Die Integration ergibt

$$f_n = R^2 \varepsilon \left[(2 - \varepsilon) \varphi + 2 \sin \varphi + \frac{\varepsilon}{2} \sin 2\varphi \right] \dots (12)$$

Aus Gl. (12) findet man dann für den:

Einzellen-Verdichter ($\varphi = \pi$) : $F_1 = f_1 = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon)$

Zweizellen- „ ($\varphi = \pi/2$) : $F_2 = 2 f_2 = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon) + 4 R^2 \varepsilon$

Vierzellen- „ ($\varphi = \pi/4$) : $F_4 = 4 f_4 = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon) + 4 \sqrt{2} R^2 \varepsilon + 2 R^2 \varepsilon^2$

Sechszellen- „ ($\varphi = \pi/6$) : $F_6 = 6 f_6 = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon) + 6 R^2 \varepsilon + \frac{3\sqrt{3}}{2} R^2 \varepsilon^2$

Achtzellen- „ ($\varphi = \pi/8$) : $F_8 = 8 f_8 = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon) + 6,123 R^2 \varepsilon + 2 \sqrt{2} R^2 \varepsilon^2$

n_z -zelligen „ ($\varphi = \pi/n_z$) : $F_n = n_z f_n = \pi R^2 \varepsilon (2 - \varepsilon) + 2 n_z \sin \frac{\pi}{n_z} R^2 \varepsilon + \frac{n_z}{2} \sin \frac{2\pi}{n_z} R^2 \varepsilon^2$

Mit wachsender Zellenzahl wird für

$$n_z \rightarrow \infty, \quad n_z \sin \frac{\pi}{n_z} \rightarrow \pi \quad \text{und} \quad n_z \sin \frac{2\pi}{n_z} \rightarrow 2\pi,$$

so daß sich der Hubraum nach der letzten Gleichung dem Grenzwert nähert:

$$F_\infty = 4 \pi R^2 \varepsilon = \pi (2R - r)^2 - \pi r^2 \dots (14)$$

Das ist aber der Inhalt des ringförmigen Raumes zwischen einem Zylinder mit dem Halbmesser $2R - r = \overline{O_1L}$ und dem Kolben, Abb. 23. Wären die Schieber, wie in Abb. 16, nicht radial im Kolben, sondern radial im Zylinder angeordnet und nach O_2 gerichtet, dann wäre der Grenzhubraum

$$F'_\infty = \pi R^2 - \pi (2r - R)^2 = 4 \pi r R \varepsilon.$$

Aus Gl. (13) findet man

$$\frac{F_1}{F_\infty} = \frac{2 - \varepsilon}{4}$$

Der Hubraum des Einzellen-Verdichters ist also bestenfalls (bei sehr kleinen Exzentrizitäten) nur halb so groß wie bei unendlich vielen Zellen.

Man erhält ferner

$$\frac{F_2}{F_1} = 1 + \frac{4}{\pi(2 - \varepsilon)} \dots (15)$$

und ersieht daraus, daß der Hubraum des Zweizellen-Verdichters bei kleinen Exzentrizitäten schon um rd. 2% größer ist als beim Einzellen-Verdichter. Bei größerer Zellenzahl erhält man z. B. für $R = 50$ mm und $\varepsilon = 0,05$ nach Gl. (13) die in Zahlentafel 2 für F_n enthaltenen Werte.

Günstigster Hubraum bei endlicher Schieberdicke

Bei den bisherigen Berechnungen wurden die Schieber unendlich dünn angenommen. Bei endlicher Dicke δ des Schiebers wird der Zelleninhalt f_n um den Betrag $\delta(\varrho - r)$ kleiner. Es ist nach Gl. (11)

$$\delta(\varrho - r) = \delta R \varepsilon (1 + \cos \varphi - \frac{\varepsilon}{2} \sin^2 \varphi) \dots (16)$$

Der Einfluß dieses Abzuges wächst mit sinkendem f_n also mit wachsender Zellenzahl; es ist daher zu erwarten, daß es jetzt eine endliche Zellenzahl $n_{z, \text{opt}}$ geben wird, für die der Hubraum einen Größtwert erreicht. Für große Zellenzahlen n_z und dementsprechend kleine Winkel $\varphi = \pi/n_z$ kann man in Gl. (12) $\sin \varphi \approx \varphi - \varphi^3/6$ setzen. Es wird dann

$$f_n = R^2 \varepsilon \left[4 \varphi - \frac{1}{3} \varphi^3 (1 + \varepsilon) \right] \dots (12a)$$

Unter den gleichen Voraussetzungen genügt für das Berichtigungsglied (16) mit $\cos \varphi = 1$ die Annäherung

$$\delta(\varrho - r) = 2 \delta R \varepsilon \dots (17)$$

Für den gesamten Hubraum je Umdrehung bei endlicher Schieberdicke erhält man also

$$[F_n] = n_z f_n - 2 n_z \delta R \varepsilon = n_z R^2 \varepsilon \left[4 \frac{\pi}{n_z} - \frac{1}{3} \frac{\pi^3}{n_z^3} (1 + \varepsilon) \right] - 2 n_z \delta R \varepsilon \dots (18)$$

Die günstigste Zellenzahl $n_{z, \text{opt}}$ erhält man nun aus der Bedingung $\frac{d[F_n]}{dn_z} = 0$.

Es wird

$$n_{z, \text{opt}} = \pi \sqrt[3]{\frac{1}{3} \frac{R}{\delta} (1 + \varepsilon)^2}$$

Für $R = 50$ mm, $\delta = 1,5$ mm und $\varepsilon = 0,05$ wird z. B. $n_{z, \text{opt}} = 7,2$, also 7 bis 8 Zellen.

Vorzüge großer Zellenzahl

Wie aus der vierten Zahlenreihe von Zahlentafel 2 ersichtlich ist, verläuft der Höchstwert von $[F_n]$ sehr flach ($[F_{n_{\text{opt}}}] = 14,9 \text{ cm}^3$), so daß man sich nicht genau an die berechnete Zellenzahl zu halten braucht. Praktisch geht man mit der Zellenzahl oft weit über $n_{z, \text{opt}}$ hinaus, weil mit wachsender Zellenzahl der Druckunterschied zweier benachbarter Zellen und damit auch der Lässigkeitsverlust immer kleiner wird. Eine große Zellenzahl ist daher zur Überwindung großer Druckunterschiede zwischen Saug- und Druckraum, die bei Anwendung von Hochdruck-Kältemitteln (NH_3) auftreten, empfehlenswert. Die Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, baut ihre Ammoniak-Drehkolbenverdichter z. B. mit $n_z = 20$ bis 30 Zellen und nimmt dabei schon rd. 7% Verlust an Hubraum in Kauf; dieser Verlust wird aber durch geringeres Überströmen von Zelle zu Zelle in einen Gewinn verwandelt.

Bei sehr großer Zellenzahl (etwa $n_z > 20$) wird nach Gl. (12 a) genügend genau

$$f_n = 4 R^2 \varepsilon \varphi = \frac{4 \pi R^2 \varepsilon}{n_z}$$

Diejenige Zellenzahl n_{z_0} , für die der Hubraum bei endlicher Schieberdicke gleich null wird, findet man also mit Gl. (17) aus der Beziehung

$$\frac{4 \pi R^2 \varepsilon}{n_{z_0}} = 2 \delta R \varepsilon$$

zu $n_{z_0} = 2 \pi R/\delta$, für unser Beispiel also erst bei $n_{z_0} = 209$ Zellen.

Zahlentafel 2.

Hubraum (Zelleninhalt) F_n , abhängig von der Zellenzahl. Kolbendurchmesser 50 mm; Exzentrizität $\varepsilon = 0,05$.

Zellenzahl n_z	1	2	4	6	8	12	24	∞
Zelleninhalt F_n in cm^3 bei unendlich dünnem Schieber	7,66	12,66	14,85	15,32	15,49	15,62	15,68	15,70
F_n/F_∞	0,488	0,806	0,946	0,976	0,986	0,995	0,999	1,000
Zelleninhalt $[F_n]$ in cm^3 bei endlicher Schieberdicke ($\delta = 1,5$ mm)	7,59	12,51	14,55	14,87	14,89	14,72	13,88	—
$[F_n]/F_\infty$	0,483	0,796	0,927	0,947	0,948	0,937	0,884	—
$[F_n]/[F_{n_{\text{opt}}}]$	0,510	0,840	0,976	0,998	0,999	0,988	0,932	—

Verlauf der Verdichtung

Es soll nun verfolgt werden, wie der Inhalt einer Zelle abnimmt, wenn der Drehwinkel φ des Kolbens ausgehend von null zunimmt. Wir bezeichnen nunmehr den halben Öffnungswinkel der Zelle mit $\theta = \pi/n_z$ und rechnen den Laufwinkel φ bis zur Winkelhalbierenden O_1P in der jeweiligen Lage der Zelle, Abb. 24. Die Abszissenachse ist die Symmetrieachse der Abbildung und fällt mit der Winkelhalbierenden der Zelle in der Stellung des größten Zelleninhaltes zusammen.

Den Inhalt der Zelle f_φ kann man dann leicht als Funktion von φ mit θ (oder n_z) und ε als Parametern darstellen. Es ist nach Gl. (11) und (12):

$$f_\varphi = \frac{1}{2} \int_{\varphi-\theta}^{\varphi+\theta} \varrho^2 d\varphi - r^2 \theta = R^2 \varepsilon \left\{ (2-\varepsilon) \theta + [\sin(\varphi+\theta) - \sin(\varphi-\theta)] + \frac{\varepsilon}{4} [\sin 2(\varphi+\theta) - \sin 2(\varphi-\theta)] \right\}$$

Mit $\sin(\varphi+\theta) - \sin(\varphi-\theta) = 2 \sin \theta \cos \varphi$ erhält man

$$f_\varphi = R^2 \varepsilon \left[(2-\varepsilon) \theta + 2 \sin \theta \cos \varphi + \frac{\varepsilon}{2} \sin 2\theta \cos 2\varphi \right] \quad (19)$$

In Zahlentafel 3 sind die Werte von f_φ/f_0 nach Gl. (19) mit $\varepsilon = 0,05$ und mit $\varepsilon = 0,10$ berechnet.

Aus dem vorgeschriebenen Druckverhältnis p/p_0 erhält man

$$f_\varphi/f_0 = (p/p_0)^{1/m}$$

wobei m den Exponenten der Verdichtungs-Polytrope bedeutet. Zu dem so ermittelten Wert von f_φ/f_0 kann man dann nach Zahlentafel 3 den zugehörigen Winkel φ finden, bei dem der Druckkanal eröffnet werden muß; die Öffnungskante liegt dann am Zylinderumfang beim Winkel $\varphi + \theta$. Zur genaueren Ermittlung von Zwischenwerten empfiehlt es sich, die Werte der Zahlentafel 3 graphisch aufzutragen. Gl. (19) kann natürlich nur in den Grenzen von $\varphi = 0$ bis $\varphi = \pi - \theta$ verwendet werden.

Für große Zellenzahlen kann man in Gl. (19) $\sin \theta$ und $\sin 2\theta$ näherungsweise durch θ und 2θ ersetzen. Die sich dann ergebenden Näherungswerte

$$f_\varphi = R^2 \varepsilon \theta (2 - \varepsilon + 2 \cos \varphi + \varepsilon \cos 2\varphi) = R^2 \varepsilon \theta (1 + \cos \varphi - \varepsilon \sin^2 \varphi) \quad (20)$$

und

$$f_\varphi/f_0 = \frac{1 + \cos \varphi - \varepsilon \sin^2 \varphi}{2} \quad (20a)$$

kann man geometrisch leicht deuten:

Zahlentafel 3. Werte von f_φ/f_0 in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ .

φ	$\varepsilon = 0,05$					
	$n_z = 2$ $\theta = \pi/2$	$n_z = 4$ $\theta = \pi/4$	$n_z = 6$ $\theta = \pi/6$	$n_z = 8$ $\theta = \pi/8$	$n_z = 12$ $\theta = \pi/12$	$n_z = 24$ $\theta = \pi/24$
$\varphi = 0^\circ$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$\varphi = \pi/12 = 15^\circ$	0,986	0,9825	0,982	0,982	0,982	0,981
$\varphi = \pi/6 = 30^\circ$	0,947	0,9320	0,930	0,929	0,928	0,9275
$\varphi = \pi/4 = 45^\circ$	0,886	0,8530	0,846	0,845	0,842	0,842
$\varphi = \pi/3 = 60^\circ$	0,8025	0,7500	0,740	0,737	0,734	0,7325
$\varphi = 5\pi/12 = 75^\circ$	0,707	0,6320	0,616	0,611	0,608	0,606
$\varphi = \pi/2 = 90^\circ$	0,605	0,5075	0,489	0,483	0,479	0,4765
$\varphi = 7\pi/12 = 105^\circ$		0,3855	0,3635	0,359	0,3535	0,350
$\varphi = 2\pi/3 = 120^\circ$		0,2730	0,249	0,242	0,2365	0,2325
$\varphi = 3\pi/4 = 135^\circ$		0,1785	0,153	0,145	0,139	0,135
$\varphi = 5\pi/6 = 150^\circ$			0,0807	0,0723	0,0661	0,0617
$\varphi = 11\pi/12 = 165^\circ$					0,0213	0,0167
	$\varepsilon = 0,1$					
$\varphi = 0^\circ$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$\varphi = \pi/12 = 15^\circ$	0,986	0,982	0,982	0,981	0,980	0,979
$\varphi = \pi/6 = 30^\circ$	0,946	0,928	0,925	0,924	0,922	0,921
$\varphi = \pi/4 = 45^\circ$	0,882	0,844	0,836	0,833	0,8305	0,829
$\varphi = \pi/3 = 60^\circ$	0,800	0,745	0,724	0,718	0,7155	0,713
$\varphi = 5\pi/12 = 75^\circ$	0,703	0,614	0,596	0,588	0,585	0,583
$\varphi = \pi/2 = 90^\circ$	0,599	0,488	0,467	0,459	0,4545	0,451
$\varphi = 7\pi/12 = 105^\circ$		0,3665	0,344	0,336	0,3305	0,327
$\varphi = 2\pi/3 = 120^\circ$		0,257	0,232	0,223	0,218	0,214
$\varphi = 3\pi/4 = 135^\circ$		0,166	0,141	0,1325	0,127	0,123
$\varphi = 5\pi/6 = 150^\circ$			0,074	0,0648	0,0599	0,056
$\varphi = 11\pi/12 = 165^\circ$					0,0194	0,0155

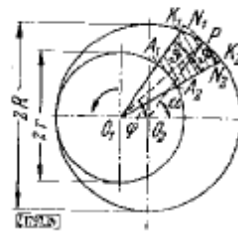


Abb. 24
Veränderung
des
Zelleninhaltes
mit dem
Drehwinkel
des Kolbens.

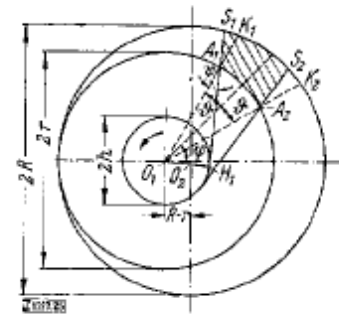


Abb. 25. Zelleninhalt bei
schräger Stellung
der Schieber im Kolben.

Schlägt man um O_1 , Abb. 24, einen Kreisbogen mit dem Halbmesser $\varrho = O_1P$, so kann die Fläche $f_\varphi = A_1N_1N_2A_2$ leicht berechnet werden. Es wird

$$f_\varphi = (\varrho^2 - r^2) \theta = R^2 \left(1 - \varepsilon \cos \varphi - \frac{\varepsilon^2}{2} \sin^2 \varphi \right) \theta - r^2 \theta$$

Vernachlässigt man hier die Glieder mit ε^2 und ε^4 , was stets zulässig ist, dann wird

$$f_\varphi = R^2 (1 + 2\varepsilon \cos \varphi + \varepsilon^2 \cos 2\varphi) \theta - r^2 \theta = R^2 \varepsilon \theta (2 - \varepsilon + 2 \cos \varphi + \varepsilon \cos 2\varphi)$$

was mit Gl. (20) identisch ist. Die Näherung bedeutet also den Ersatz der Zylinderberandung $\widehat{K_1K_2}$ durch den zum Kolben konzentrischen Kreisbogen $\widehat{N_1N_2}$. Die Näherungsrechnung mit dem Ersatzkreis wurde schon von H. Baum [20] vorgeschlagen; sie ist jedoch nur bei großer Zellenzahl zulässig und versagt außerdem, wenn im Verlauf der Verdichtung der Zelleninhalt klein wird, also für große Verdichtungsverhältnisse. Bei $\varphi = 3\pi/4$ ist nach Baum der Fehler -3%, bei $5\pi/6$ schon -5%, wenn $\varepsilon = 0,07$ und $n_z = 18$ angenommen wird.

Baum hat ferner nachgewiesen, daß sich f_φ/f_0 mit Hilfe des Ersatzkreises $\widehat{N_1N_2}$ sehr einfach durch den Winkel α näherungsweise darstellen läßt, den der Strahl O_2P mit der Abszissenachse bildet. Er findet:

$$f_\varphi/f_0 = \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (20b)$$

Dieser Ausdruck stimmt aber mit Gl. (20a) überein; denn aus dem Dreieck O_1O_2P , Abb. 24, erhält man

$$\frac{R-r}{R} = \varepsilon = \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\sin \varphi} \quad (20c)$$

Ferner ist

$$\cos \alpha = \cos[\varphi + (\alpha - \varphi)] = \cos \varphi \cos(\alpha - \varphi) - \sin \varphi \sin(\alpha - \varphi)$$

Setzt man darin

$$\sin(\alpha - \varphi) = \varepsilon \sin \varphi \quad \text{und} \quad \cos(\alpha - \varphi) = \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi} \approx 1,$$

dann wird

$$\cos \alpha = \cos \varphi - \varepsilon \sin^2 \varphi$$

Führt man diesen Wert in Gl. (20b) ein, dann erhält man wieder Gl. (20a).

Aus Gl. (20c) erhält man ferner

$$\alpha \approx \varphi + \varepsilon \sin \varphi$$

Schräge Stellung der Schieber

Um während der Verdichtung ein mit Bruchgefahr verbundenes Festklemmen der Schieber bei ihrer rückläufigen Bewegung in den Schlitzen zu vermeiden, muß man danach trachten, den zur Zylinderberandung senkrecht gerichteten Bahndruck auf den Schieber nahezu mit der Schlitzrichtung im Kolben zusammenfallen zu lassen. Daher ordnet man die Schieber im Kolben nicht radial an, sondern um einen Winkel ψ zur Laufrichtung geneigt (Abb. 25, vgl. a. Abb. 32). Die Verlängerungen der Schieber umhüllen daher einen Kreis um O_1 vom Halbmesser $O_1H_1 = h = r \sin \psi$. Es ist zu prüfen, ob

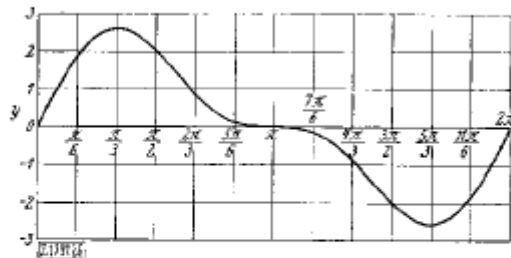


Abb. 26. Verlauf der Funktion $y = 2 \sin \varphi + \sin 2 \varphi$.

durch die Schrägstellung der Schieber der Inhalt einer Zelle oder der Verlauf der Verdichtung wesentlich geändert wird⁷⁾.

Der Inhalt der Zelle beim Drehwinkel φ wird jetzt $f_{s\varphi} = A_1 S_1 S_2 A_2$, während bei radial angeordneten Schiebern $f_\varphi = A_1 K_1 K_2 A_2$ ist. Es wird also

$$f_{s\varphi} = f_\varphi - (A_2 S_2 K_2 - A_1 S_1 K_1) = f_\varphi - \Delta f_\varphi$$

Dabei ist bei großer Schieberzahl

$$ASK \approx \frac{AK^2 \operatorname{tg} \psi}{2} = \frac{(e-r)^2 \operatorname{tg} \psi}{2}$$

und es genügt für die Berechnung des Berechtigungs-gliedes Δf_φ die Annäherung nach Gl. (16):

$$e - r = R \varepsilon (1 + \cos \varphi)$$

Man erhält dann

$$\begin{aligned} \Delta f_\varphi &= \frac{R^2 \varepsilon^2 \operatorname{tg} \psi}{2} \{ [1 + \cos(\varphi - \theta)]^2 - [1 + \cos(\varphi + \theta)]^2 \} \\ &= R^2 \varepsilon^2 \operatorname{tg} \psi (2 \sin \varphi \sin \theta + \frac{1}{2} \sin 2 \varphi \sin 2 \theta) \dots (21) \end{aligned}$$

Für $\varphi = 0$ wird $\Delta f_\varphi = 0$. Die Funktion Δf_φ hat Extremwerte bei Drehwinkeln φ_m , die der Gleichung

$$\cos \varphi_m = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8 \cos^2 \theta}}{4 \cos \theta} \dots (22)$$

genügen. Bei großer Zellenzahl wird mit $\cos \theta \approx 1$

$$\Delta f_\varphi \approx R^2 \varepsilon^2 \theta \operatorname{tg} \psi (2 \sin \varphi + \sin 2 \varphi) \dots (21a)$$

und

$$\cos \varphi_m = \frac{-1 \pm 3}{4} \dots (22a)$$

Der letzten Gleichung entsprechen die Winkel $\varphi_1 = 60^\circ$ (Größtwert von Δf_φ), $\varphi_2 = 300^\circ$ (Kleinstwert) und $\varphi_3 = 180^\circ$ (Wendepunkt). Der Verlauf der Funktion $2 \sin \varphi + \sin 2 \varphi$ in Gl. (21 a) ist in Abb. 26 dargestellt. Der Zelleninhalt ist also während des ganzen Verdichtungs-weges bei schrägen Schiebern kleiner als bei radialer Anordnung. Um die relativen Abweichungen verfolgen zu können, sind in Zahlentafel 4 die Werte

$100 \frac{\Delta f_\varphi}{f_\varphi}$ für große Zellenzahlen nach den Gl. (20) und (21 a) mit der Formel

$$\frac{\Delta f_\varphi}{f_\varphi} = \varepsilon \operatorname{tg} \psi \frac{(2 \sin \varphi + \sin 2 \varphi)}{2(1 + \cos \varphi - \varepsilon \sin^2 \varphi)} = \operatorname{tg} \psi \frac{\sin \varphi}{1 - 2 \varepsilon \sin^2(\varphi/2)}$$

berechnet, wobei $\psi = 20^\circ = \pi/9$ und $\varepsilon = 0,05$ und $0,1$ angenommen wurde.

⁷⁾ Zur Dynamik vielzelliger Drehkolbenverdichter hat A. Steiler in Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 1218 einen wertvollen Beitrag geliefert.

Zahlentafel 4. Relative Abweichung des Zelleninhalts bei schräg angeordneten Schiebern gegenüber radial angeordneten. ($\psi = 20^\circ$)

		$\varphi =$	0	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{6}$
100	$\frac{\Delta f_\varphi}{f_\varphi}$ für $\varepsilon = 0,05$	%	0	0,9	1,6	1,9	1,8	1,0
100	$\frac{\Delta f_\varphi}{f_\varphi}$ für $\varepsilon = 0,10$	%	0	1,85	3,3	4,0	3,7	2,15

Die größten relativen Abweichungen ergeben sich also bei $\varphi \approx \pi/2$, d. h. bei etwa zweifacher Verdichtung. Die Abweichungen sind aber bei den üblichen Neigungswinkeln ψ allgemein so gering, daß sie in erster Annäherung vernachlässigt werden können.

Bauformen

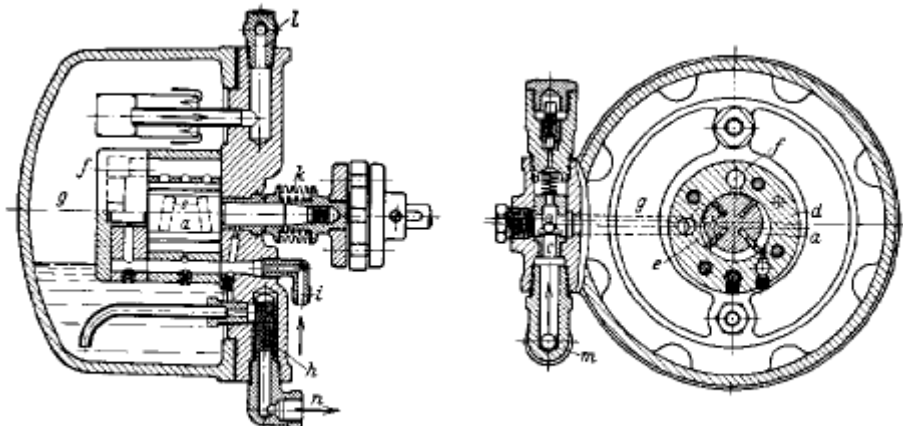
Als Schöpfer der Vielzellen-Drehkolbenverdichter haben E. und K. Wittig und C. Hoffmann zu gelten. Diese Verdichter wurden dann für die Erzeugung von Druckluft von der Maschinenfabrik Wittig in Zell, von der Demag, Duisburg, von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal [21] u. a. zu hoher Vollkommenheit gebracht. Die Entwicklung der umlaufenden Hauswasserpumpe ist in erster Linie den Siemens-Schuckertwerken zu verdanken [4]. Als Kältemaschine hat sich der Vielzellen-Verdichter erst in den letzten Jahren eingebürgert.

Vierzellen-Verdichter

In Abb. 27 und 28 ist der kleine vierzellige Drehkolben-Verdichter „Coldspot“ der Sunbeam Electric Manufacturing Company, Evansville/Indiana, dargestellt, der bei 1750 U/min durch eine Gummikupplung unmittelbar vom Elektromotor (Wechselstrom, 60 Hz) von $\frac{1}{8}$ PS angetrieben wird. Als Kältemittel dient schweflige Säure. Diese Verdichter werden für Haushalt-Kältemaschinen mit einer Kälteleistung von etwa 150 kcal/h gebaut. Der Kolben *a* aus gehärtetem Stahl trägt vier Schieber *b* aus einer besonderen Aluminiumlegierung. Die Schieber werden nur durch Fliehkraft an die Zylinderlauffläche gepreßt. Bei den kleinen Abmessungen wird eine gute Abdichtung der Zellen voneinander erst bei hohen Drehzahlen erreicht; damit ist der Vorteil verbunden, daß der Motor unbelastet anlaufen kann. Das Kältemittel gelangt durch das Rückschlagventil *c* in der Saugleitung zu den im Zylinder *d* schräg verlaufenden Saugschlitzten *e*; nach der Verdichtung wird das Kältemittel durch den Druckkanal *f* in das Gehäuse *g* ausgestoßen, wo das Öl abgeschieden wird. Das Öl tritt durch ein Sieb *h* in einen Ölkühler, aus dem es durch die Leitung *i* allen bewegten Teilen zugeführt und vom Verdichter mitgefördert wird. Die Anordnung der Schleifringdichtung *k* ist aus Abb. 27 und 28 zu ersehen [5].

Abb. 27 und 28 (rechts) Vierzelliger Drehkolben-Verdichter „Coldspot“ für SO₂.

- a Kolben
- b Schieber
- c Rückschlagventil
- d Zylinder
- e Saugschlitzte
- f Druckkanal
- g Gehäuse
- h Ölsieb
- i Öleintritt
- k Schleifringdichtung
- l Druckstutzen
- m Saugstutzen
- n zum Ölkühler



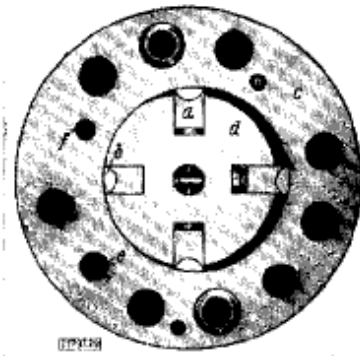


Abb. 29 (links) Vierzelliger Drehkolbenverdichter „Majestic“ für schwefelige Säure.

- a Schieber
- b Schuhe
- c Zylinder
- d Drehkolben
- e Einlaßöffnung
- f Auslaßöffnung

Abb. 30 und 31 (rechts) Vierzellige „Elmo“-Pumpe“.

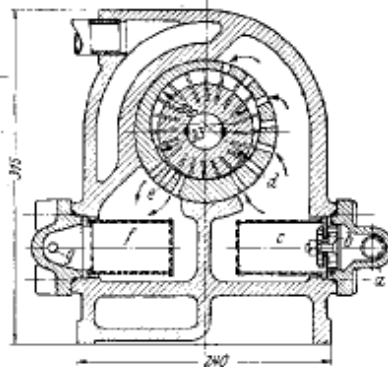
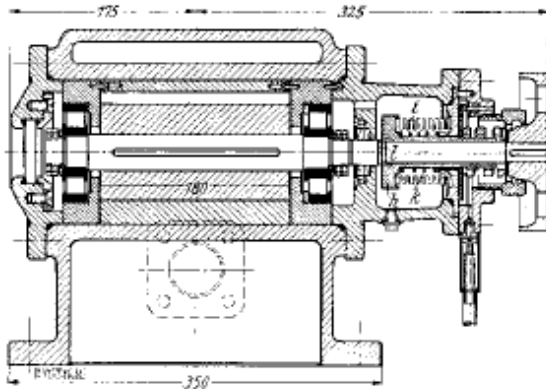
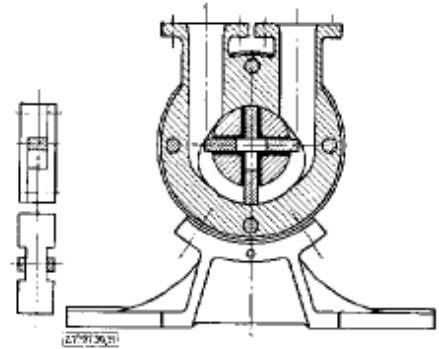


Abb. 32 und 33 (links) Vielzelliger Drehkolbenverdichter für Ammoniak. Kälteleistung 15 500 kcal/h, Drehzahl 720 U/min.

- a Saugkammer
- b Rückschlagventil
- c Sieb
- d Saugschlitz
- e Druckschlitz
- f Sieb
- g Druckleitung
- h Büchse
- i Metallbalg
- k Feder
- l Wellenbund

Einen mit dem Elektromotor von $\frac{1}{8}$ PS luftdicht gekapselten vierzelligen Drehkolbenverdichter für schwefelige Säure und 1750 U/min hat die Grigsby-Grunow Company, Chicago, unter dem Namen „Majestic“ als Haushaltskältemaschine entwickelt und in großer Anzahl auf den Markt gebracht. Abb. 29 zeigt einen Querschnitt durch diesen Verdichter, aus dem zu ersehen ist, daß die vier Schieber *a* an ihren Enden drehbar gelagerte Schuhe *b* besitzen, deren äußerer Krümmungshalbmesser demjenigen der Zylinderwand *c* entspricht; auf diese Weise entsteht zwischen den einzelnen Zellen eine Flächendichtung an Stelle der Liniendichtung. Nähere Einzelheiten dieser Bauart sind an anderer Stelle bekanntgegeben [5]. Die Grunow Corporation, Chicago, hat eine ähnliche Bauart mit Methylchlorid (CH_2Cl_2) als Kältemittel entwickelt, bei der jedoch der Verdichter nicht luftdicht gekapselt, sondern mit einem außen liegenden Elektromotor bei 1750 U/min unmittelbar gekuppelt ist.

Sind die Schieber nicht unabhängig voneinander und werden sie nicht nur durch die Fliehkraft bewegt, sondern zwangsläufig geführt, dann weicht der Zylinderumfang, wie beim Konchoiden-Verdichter, mehr oder weniger von der Kreisform ab. Bei kleinen Abmessungen und sehr kleinen Exzentrizitäten kann man zur Not noch den Kreiszyylinder beibehalten, weil die Abweichungen durch den Ölfilm ausgeglichen werden. Bei größeren Exzentrizitäten wird aber der Zylinder ausgesprochen unrund, wofür die „Elmo“-Pumpe der Siemens-Schuckertwerke ein Beispiel bildet, Abb. 30 und 31 [4]. Einen vierzelligen Konchoiden-Verdichter für Äthylchlorid hat z. B. die Société Nouvelle du Froid Industriel, Paris, entwickelt [18].

Vielzellen-Verdichter

Einen achtzelligen Drehkolbenverdichter für Methylchlorid haben die Stierlen-Werke, Rastatt, herausgebracht [5]. Die Maschine ist jedoch heute nicht mehr auf dem Markt.

Einen sehr sorgfältig durchgebildeten Vielzellen-Drehkolbenverdichter für mittlere Kälteleistungen mit Ammoniak als Kältemittel hat vor kurzem (1933) die Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, unter der Bezeichnung „Frigorotor“ und „Frigocentrale“ herausgebracht [22]. Der Verdichter wird für Kälteleistungen von 5500, 15 500 und 25 500 kcal/h ausgeführt und mit dem Elektro-

motor unmittelbar gekuppelt. Die kleinste Maschine wird mit 1450 U/min und die beiden größeren werden mit 720 U/min betrieben.

In Abb. 32 und 33 ist ein solcher Verdichter für 15 500 kcal/h dargestellt. Mit $2R = 106$ mm und $2r = 93$ mm wird $\epsilon = 13/106 = 0,123$. Die Kolben- und Schieberbreite beträgt 180 mm; bei einer Schieberzahl $n_s = 20$ errechnet sich der stündliche Hubraum nach Gl. (18) zu $V = 30,6 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Schieber sind im Kolben schräg angeordnet. Der Zylinder ist auf der Druckseite mit einem Wassermantel umgeben, durch den ein Teil der Verdichtungs- und Reibungswärme abgeführt wird. In der Saugkammer *a* ist ein Rückschlagventil *b* angeordnet; die kalten Ammoniakdämpfe treten durch das Sieb *c* und die Saugschlitz *d* in den Zylinder und werden nach erfolgter Verdichtung durch die Druckschlitz *e* und das Sieb *f* in die Druckleitung *g* geschoben.

Auf reichliche Schmierung aller bewegten Teile wurde besondere Sorgfalt verwendet. Das in den Kondensator mitgerissene Öl wird dort durch Kühlwasser gekühlt und dann durch den eigenen Druck in den Verdichter zurückbefördert und den beiden Rollenlagern sowie der Stopfbüchse zugeführt. Das bis in den Verdampfer gelangte Öl wird in einem Strahlapparat durch die vom Verdampfer abziehenden Ammoniakdämpfe mitgerissen und in die Saugseite des Verdichters zurückbefördert [22].

Die Stopfbüchse unterscheidet sich von den üblichen Bauarten dadurch, daß sie weder eine Packung noch einen Schleifring besitzt. Sie besteht aus einer langen Büchse *h*, die mit sehr geringem Spiel auf die an dieser Stelle besonders bearbeitete Welle aufgesetzt ist. Die Büchse ist mit einem Ende des Metallbalgs *i* verlötet, dessen anderes Ende mit dem die Stopfbüchsenkammer abschließenden Deckel verlötet ist. Eine Feder *k* preßt die Büchse *h* während des Stillstandes der Maschine gegen den Wellenbund *l*, wodurch eine vollständige Abdichtung nach außen erzielt wird. Im Betrieb wird die Büchse durch den Druck im Verdichter von ihrem Sitz auf dem Wellenbund gegen den Druck der Feder *k* abgehoben, so daß keine Schleifringwirkung entsteht, sondern die Abdichtung nur durch den Ölfilm zwischen der Welle und der Büchse *h* bewerkstelligt wird. Dabei tropfen stündlich etwa 1 bis 1,5 cm³ Öl aus dem Verdichter nach außen. Die Ölfüllung der Anlage genügt jedoch für jahrelangen Betrieb.

Zahlentafel 5 bis 7. Versuchsergebnisse mit vielzelligen Umlaufverdichtern.

Zahlentafel 5. „Frigerotor“ von Sulzer, Bauart R 55.
Theoretisches Ansaugvolumen des Verdichters $V = 11,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

	Verdampfungs-Temperatur $t_0 = \text{konst.}$				Kondensations-Temperatur $t = \text{konst.}$				
Verdampfungs-Temperatur t_0	$^\circ\text{C}$	- 10,0	- 10,0	- 10,0	- 10,0	- 5,0	- 10,0	- 15,0	- 20,0
Kondensations-Temperatur t	$^\circ\text{C}$	+ 20,0	+ 25,0	+ 30,0	+ 35,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0
Brutto-Kälteleistung Q_0	kcal/h	6 900	5 970	5 350	4 800	7 650	5 970	4 650	3 500
Liefergrad λ	%	91,5	80,8	73,9	69,0	85,3	80,8	76,9	71,5
Leistungsverbrauch an der Welle des Verdichters N_e	PS	2,82	2,98	3,17	3,44	3,10	2,98	2,85	2,69
Spez. Kälteleistung $K_e = Q_0/N_e$	kcal/PS h	2 480	2 000	1 690	1 420	2 470	2 000	1 630	1 300
Effektiver Wirkungsgrad η_e	%	49,5	47,6	46,9	45,1	48,4	47,6	46,2	43,2

Zahlentafel 6. „Frigerotor“ von Sulzer, Bauart R 155.
Theoretisches Ansaugvolumen des Verdichters $V = 30,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

	Verdampfungs-Temperatur $t_0 = \text{konst.}$				Kondensations-Temperatur $t = \text{konst.}$				
Verdampfungs-Temperatur t_0	$^\circ\text{C}$	- 10,0	- 10,0	- 10,0	- 10,0	- 5,0	- 10,0	- 15,0	- 20,0
Kondensations-Temperatur t	$^\circ\text{C}$	+ 20,0	+ 25,0	+ 30,0	+ 35,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0
Brutto-Kälteleistung Q_0	kcal/h	18 060	16 210	14 470	12 190	20 420	16 210	12 160	8 520
Liefergrad λ	%	87,6	80,2	73,1	62,9	83,3	80,2	73,6	63,6
Leistungsverbrauch an der Welle des Verdichters N_e	PS	6,12	6,77	7,49	8,41	6,88	6,77	6,5	6,12
Spez. Kälteleistung $K_e = Q_0/N_e$	kcal/PS h	2 950	2 390	1 930	1 450	2 970	2 390	1 870	1 390
Effektiver Wirkungsgrad η_e	%	59,0	57,0	53,5	46,1	58,2	57,0	52,9	46,2

Zahlentafel 7. „Frigerotor“ von Sulzer, Bauart R 255.
Theoretisches Ansaugvolumen des Verdichters $V = 56,8 \text{ m}^3/\text{h}$.

	Verdampfungs-Temperatur $t_0 = \text{konst.}$			Kondensations-Temperatur $t = \text{konst.}$				
Verdampfungs-Temperatur t_0	$^\circ\text{C}$	- 10,0	- 10,0	- 10,0	- 5,0	- 10,0	- 15,0	- 20,0
Kondensations-Temperatur t	$^\circ\text{C}$	+ 25,0	+ 30,0	+ 35,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0	+ 25,0
Brutto-Kälteleistung Q_0	kcal/h	30 620	28 320	25 760	38 730	30 620	23 790	17 980
Liefergrad λ	%	81,6	77,1	71,6	85,1	81,6	77,5	72,3
Leistungsverbrauch an der Welle des Verdichters N_e	PS	11,70	13,48	15,68	11,72	11,70	11,59	11,44
Spez. Kälteleistung $K_e = Q_0/N_e$	kcal/PS h	2 620	2 100	1 640	3 305	2 620	2 050	1 570
Effektiver Wirkungsgrad η_e	%	62,3	58,2	52,1	64,8	62,3	58,0	52,1

Versuchsergebnisse

Über Versuche an Kältemaschinen mit einzelnen Umlaufverdichtern haben wir schon früher berichtet, so über den Verdichter von Güttner [8] und von DKW [5 und 23].

Wir hatten Gelegenheit, den zuletzt beschriebenen vielzelligen Verdichter auf dem Prüfstand der Firma Gebr. Sulzer, Winterthur, eingehend zu untersuchen. Es handelte sich um drei Größen mit der Bezeichnung R 55, R 155 und R 255, deren theoretisches Ansaugvolumen V sich nach Gl. (18) zu 11,2; 30,6 und 56,8 m³/h berechnet. Die Versuche an den drei Verdichtern mit den zugehörigen Kondensatoren und Verdampfern erstreckten sich auf je zwei Versuchsreihen. In der ersten Reihe wurde die Verdampfungs-Temperatur bei etwa -10° konstant gehalten und die Kondensationstemperatur in den Grenzen von +20 bis +35° verändert; in der zweiten Reihe blieb die Kondensationstemperatur bei etwa +25° konstant und die Verdampfungs-Temperatur wurde zwischen -5 und -20° geändert. Die Kälteleistung wurde im Beharrungszustand durch Messung der umlaufenden Solemenge nach den Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen [24] gemessen.

Die in den Zahlentafeln 5 bis 7 wiedergegebenen Werte der stündlichen Kälteleistung Q_0 und des Leistungsverbrauchs N_e an der Welle des Verdichters wurden aus den unmittelbaren Versuchswerten durch geringfügige Interpolationen auf runde Werte der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur berechnet. Für alle diese Werte liegt die Unterkühlungstemperatur des Ammoniaks vor dem Drosselventil stets um 5° tiefer als die zugehörige Kondensationstemperatur. Aus der gemessenen Kälteleistung Q_0 und der theoretischen Kälteleistung Q_{0th} für 1 m³ angesaugten Ammoniakdampfes erhält man den Liefergrad des Verdichters $\lambda = Q_0/Q_{0th}$.

Ferner erhält man aus der gemessenen spezifischen Kälteleistung, bezogen auf den effektiven Leistungsverbrauch, $K_e = Q_0/N_e$ und aus der theoretischen spezifischen Kälteleistung K_{th} den effektiven Gesamtwirkungsgrad $\eta_e = K_e/K_{th}$. Die Werte von Q_{0th} und K_{th} wurden den „Regeln“ [24] entnommen. Es ist klar, daß $\eta_e = \eta_i \eta_m$ ist, wenn η_i den indizierten und η_m den mechanischen Wirkungsgrad des Verdichters bedeuten. Eine Trennung von η_e in seine Bestandteile, wie sie bei Verdichtern mit hin und her gehenden Kolben üblich ist, kann aber bei Umlaufverdichtern nicht vorgenommen werden, weil es noch keine Möglichkeit gibt, diese Verdichter zu indizieren.

Für die „normalen“ Temperaturen von -10° im Verdampfer und +25° im Kondensator ergaben die Versuche Werte von $\lambda = 80,2$ bis 81,6% und $\eta_e = 47,6$ (für die kleinste Maschine) bis 62,3% (für die größte Maschine).

Gut ausgeführte Verdichter mit hin und her gehendem Kolben von der hier untersuchten Größe haben erfahrungsgemäß indizierte Wirkungsgrade η_i von 68 bis 75% und mechanische Wirkungsgrade η_m von 75 bis 80%; der effektive Wirkungsgrad η_e dieser Maschinen bewegt sich also zwischen 51 und 60%. Es kann daraus gefolgert werden, daß beide Bauarten in mechanischer und thermischer Hinsicht gleichwertig sind.

Schrifttum

- [1] a) W. Gentsch, Drehkolbenkraftmaschinen, Berlin 1906.
b) R. Plank, Drehkolbenmaschinen als Kraft und Arbeitsmaschinen, Z. ges. Kälteind. Bd. 29 (1922) S. 189.
c) A. Seligmann, Abschnitt „Verdichten und Verdünnen von Gasen“ im Handb. d. physikal. u. techn. Mechanik v. F. Auerbach u. W. Hort, Bd. 6, Lfg. 2, S. 840. Leipzig 1928.
- [2] F. Reuleaux, Lehrbuch der Kinematik, Bd. 1, Braunschweig 1875.

- [3] Über *C. Hoffmann* vgl. *O. Kammerer*, Versuche mit einer schnelllaufenden Kapselpumpe, Z. VDI Bd. 49 (1905) S. 1040 u. *H. Berg*, Die Kolbenpumpen, Berlin 1914, S. 424.
- [4] *W. S. E. Roloff*, Journ. Amer. Soc. Refr. Eng. Juli 1920 u. Z. ges. Kälteind. Bd. 28 (1921) S. 141; Refr. Eng. Bd. 16 (1928) S. 127.
- [5] *R. Plank* u. *J. Kuprianoff*, Haushalt-Kältemaschinen und kleingewerbliche Kühlanlagen 2. Aufl., Berlin 1934, S. 56 bis 69 u. 78 bis 82.
- [6] *F. Reuleaux*, a. a. O. S. 348.
- [7] *F. Reuleaux*, a. a. O. S. 358.
- [8] *R. Plank*, *M. Krause* u. *W. Tamm*, Kleinkältemaschinen mit Drehkolbenkompressoren, Z. VDI Bd. 69 (1925) S. 393 u. Z. ges. Kälteind. Bd. 32 (1925) S. 46.
- [9] Bur. Mines, Report of Investigat. Nr. 3185, Okt. 1932. Vgl. a. Z. ges. Kälteind. Bd. 40 (1933), S. 161.
- [10] Frigidaire Corp., Install. & Service Bull., Bd. 8 (1933), Nr. 1 S. 48; vgl. a. U. S. Pat. 1931 323; Brit. Pat. 428 183; Franz. Pat. 763 127.
- [11] *R. Plank*, Neue Kältemittel, Z. ges. Kälteind. Bd. 39 (1932) S. 133.
- [12] *E. Rogowski*, Haushaltkühlschrank mit umlaufendem Verdichter, Z. VDI Bd. 78 (1934) S. 1043.
- [13] *R. S. Wheaton*, Electr. Refr. News, Engin. Section. Bd. 6 (1931), vom 2. Dez. S. 1 u. 8 und Bd. 7 (1932) vom 28. Dez. S. 1.
H. Sloan, Low temperatures and the rotary compressor, Refr. Eng. Bd. 23 (1932) S. 339;
W. Blase, Der Vilter Rotary-Kompressor, Kälteind. Bd. 29 (1932), S. 135 u. Bd. 30 (1933), S. 54; Ice and Cold Storage Bd. 36 (1933) S. 89.
- [14] *Mangold*, Kältetechn. Anz. 1933 S. 53.
- [15] Hütte, 26. Aufl., Berlin 1934, Bd. 1 S. 131.
- [16] Schrifttum zur Kreiskonchoide:
G. Loria, Spezielle abgebr. u. transzend. ebene Kurven, deutsch von *Fr. Schütte*, 2. Aufl. Bd. 1, Leipzig u. Berlin 1910 S. 143;
von älteren Quellen besonders *Roberval*, Observation sur la composition des mouvements, Mém. Acad. Royale des Sc. VI, Paris 1730, S. 32, 35 u. 40;
De la Hire, Des Conchoïdes en général, Mem. Acad. des Sc. MDCVIII, Paris 1730.
- [17] Hütte 26. Aufl. Bd. 1, Berlin 1934 S. 127.
- [18] La Revue gén. du Froid Bd. 4 (1923) S. 115.
- [19] *W. Hartmann*, Die Maschinengetriebe Bd. 1, Stuttgart u. Berlin 1913, S. 37 bis 40 u. 120.
- [20] *H. Baum*, Theorie umlaufender Kompressoren und Vakuumpumpen der Vielzellenbauart, Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 623.
- [21] *M. Lackmann*, Fortschritte in der Gestaltung von umlaufenden Verdichtern, Die Preßluft-Industrie Bd. 6 (1934) S. 9.
- [22] Eine vollständige Beschreibung der Frigozentrale findet man in Sulzer Technical Rev. Nr. 3 (1933) S. 1; vgl. a. Die Kälteind., Bd. 31 (1934) S. 8.
- [23] *R. Plank* u. *G. Kaess*, Untersuchung einer Kältemaschine mit Rotationskompressor, Z. ges. Kälteind. Bd. 39 (1932) S. 44.
- [24] Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, aufgestellt vom DKV und VDI, Berlin 1929.