

## Neue Wärmepumpenverdichter

### Kreiskolben-Wärmepumpenverdichter – System Wankel

Von Dipl. Ing. D.Eiermann-Wankel R&D GmbH/Lindau

#### 1. Anforderungen an einen Wärmepumpenverdichter

Bei einer jeden Neuentwicklung ist es erforderlich, ein Lastenheft zu erstellen, in welchem eine klare Zielsetzung hinsichtlich der Anforderungen an das Produkt gegeben ist. Hierbei sind gewisse Punkte unbedingt einzuhalten, um nicht in eine Fehlentwicklung zu investieren. Für den Fall einer Wärmepumpenverdichter-Neuentwicklung kann eine Wertung folgendermaßen aufgestellt werden:

- 1.1 Hoher Wirkungsgrad
- 1.2 Hohe Lebensdauer
- 1.3 Vibrations- und Geräuscharmheit
- 1.4 Große Drehzahlspanne (bei Leistung)
- 1.5 Unempfindlichkeit bei Ansaugen von flüssigem Kältemittel
- 1.6 Einfacher Aufbau, ohne hohe Anforderungen an enge Toleranzen
- 1.7 Vorteile im Bauraum bzw. Gewicht

Wenn diese Forderungen aufgeschlüsselt werden, so ergeben sich bereits eine Anzahl von Hinweisen, die nach bestimmten Konstruktionen verlangen und andere ausschließen können. Im vorliegenden Fall wird der Wirkungsgrad beeinflusst durch folgende Faktoren:

1.1.1: Von größter Wichtigkeit ist eine exakte, fugengeschlossene Abdichtung, welche die Funktion des Kolbenringes beim Hubkolbenkompressor übernimmt und Gasleckagen vermeidet. Dies bedeutet auch, daß Schmieröl nur noch in geringster Menge benötigt wird, zur Lagerschmierung einerseits und um Trockenreibung der Dichtteile zu verhindern, womit keine Ölabscheider mehr benötigt werden. Andererseits schließt dies auch sämtliche spaltabgedichteten Maschinensysteme aus, da hierbei bewegte Teile eingepaßt werden müssen, was bei Temperaturänderungen zu Problemen führt und serienmäßig, schon aus Kostengründen, nicht in Frage kommt. Es gibt allerdings die Möglichkeit, Leckspalte mittels Ölüberflutung abzudichten und danach das Öl durch Abscheider zurückzuführen, jedoch ist auch diese Methode, vor allem bei kleineren Maschinen, sehr aufwendig und teuer, ohne die Effektivität einer exakten Abdichtung zu erreichen.

1.1.2: Eine Möglichkeit, um Verluste zu reduzieren, ist die Einlaßsteuerung durch vom Kolben übersteuerte Schlitze, also der Verzicht auf Einlaßventile, um Drosselverluste zu vermeiden.

1.1.3: Weiterhin ist von wesentlichem Einfluß ein genügend großer Einlaßquerschnitt, im Hinblick auf niedrigere Gasgeschwindigkeiten bei höheren Drehzahlen und dadurch hohem Liefergrad.

1.1.4: Auf der Auslaßseite ist eine lange Ausschubzeit wünschenswert, um die Ventilfrequenz niedrig zu halten. Dies erfordert eine lange Taktdauer (z.B. beträgt beim Kreiskolbenverdichter 2:3 die Taktdauer  $270^\circ$  Exzenterwellenwinkel gegenüber  $180^\circ$  Kurbelwellenumdrehung für einen Hub beim Hubkolben).

1.1.5: Möglichst geringe Drehmomentschwankungen sind anzustreben, nicht nur aus Gründen der Mechanik, sondern auch im Hinblick auf den Wirkungsgrad des Antriebes.

1.1.6: Ein optimaler mechanischer Wirkungsgrad wird verlangt; er ergibt sich aus einer geringen Teilezahl und geringer Reibung.

1.1.7: Im Hinblick auf guten Laufkomfort sollte ein möglichst gleichförmiger Förderstrom und geringe Pulsation erreicht werden.

Neben diesem primären Kriterium des Wirkungsgrades müssen bei dem Wärmepumpenkompressor andere zusätzliche Merkmale beachtet werden, wie:

1.2: Hohe Lebensdauer durch geringe Zahl bewegter Teile in robuster Konstruktion, entsprechende Lagerdimensionierung und geeignete Werkstoffwahl der Reibpartner.

1.3: Geräuscharmheit und Vibrationsfreiheit durch, wenn möglich, 100%-ige Auswuchtbarkeit, sowie beschleunigungsfreie Bewegungsabläufe.

1.4: Für eine Regelung der Heizleistung ist eine größere Drehzahlspanne des Kompressors wünschenswert (z.B. bei Antrieb mit polumschaltbaren Elektromotoren).

1.5: Der Kompressor sollte so gebaut sein, daß bei Ansaugen von flüssigem Kältemittel kein Flüssigkeitsschlag auftreten kann. Dies kann beispielsweise durch eine entsprechende Konstruktion des Verdichtungsraumes und der Auslaßseite erreicht werden.

1.6: Ein wesentlicher Punkt sind auch die Kosten der Maschine, die durch einen einfachen Aufbau, ohne enge Fertigungstoleranzen, stark beeinflusst werden.

1.7: Bei einem Wärmepumpenkompressor sind zwar Bauraumvorteile durch kompakte Abmes-

sungen nicht so wesentlich, wie bei anderen Anwendungsgebieten, dies geht höchstens mit einem gewissen Betrag in die Herstellkosten ein.

**2. Kinematische Möglichkeiten von Rotationskolbenmaschinen**

Betrachtet man nun die enorm große Zahl von Möglichkeiten der Bauformen von Rotationskolbenmaschinen unter obigen Gesichtspunkten, dann wird die Auswahl schon wesentlich einfacher. Speziell bei kleineren Kompressoren gibt es auch bislang noch keine brauchbare Alternative zum Hubkolbenverdichter, trotz seiner Nachteile in der Mechanik und dem Laufkomfort; denn die Einfachheit des Kurbeltriebes und die Effektivität der Kolbenringdichtung konnten niemals erreicht werden. Es gibt nun eine große Zahl von kinematischen Möglichkeiten, um volumenverdrängende Maschinen darzustellen.

Erstmals wurde eine Klassifizierung 1963 von F. Wankel vorgenommen mit der "Einteilung der Rotationskolbenmaschinen" [1], die inzwischen auch bei Patentämtern als Nachschlagewerk dient, und in die sich nahezu alle Möglichkeiten einordnen lassen. Es ist beispielsweise interessant, daß die erstmals von Ramelli 1588 beschriebene Maschine auch die zugleich am meisten bekannte ist und in vielen Varianten hundertfach zum Patent angemeldet wurde. (Vielzellenbauart)

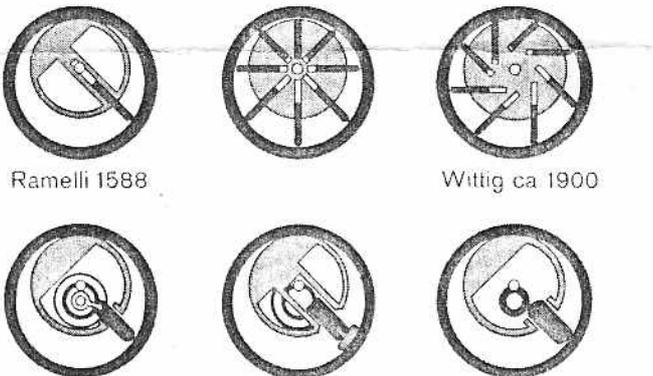


Bild 1 Bauformen der innenachsigen KU (Einteilungsplatz KU VI/5)

Es würde hier zu weit führen, auf die Vielfalt der Maschinenvarianten einzugehen. Jedoch ist es möglich, an Hand dieses Einteilungswerkes ziemlich schnell zu einer Auswahl an geeigneten Maschinensystemen für einen bestimmten Zweck zu gelangen.

Bei den interessantesten Bauarten mit gleichförmigen Dreh- bzw. Kreisbewegungen der Läufer Schwerpunkte, also 100% auswuchtbar ohne freie Massenkräfte und -momente, sind die Epitrochoidenmaschinen durch den Wankelmotor überall bekannt geworden. Diese Maschinen besitzen in allen Größenordnungen einen unerreichten Laufkomfort und sind gleichzeitig mit einem speziell entwickelten Dichtsystem relativ einfach abzudichten.

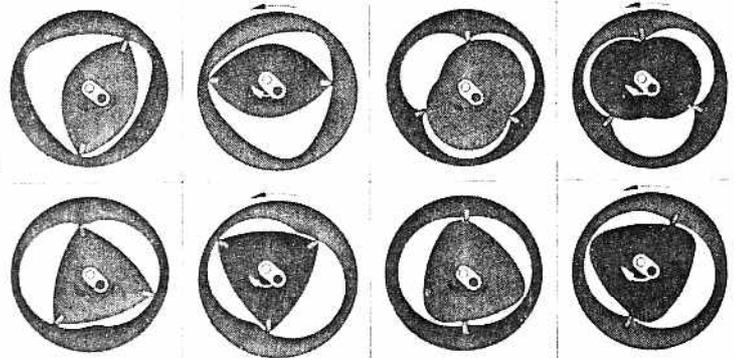


Bild 2 Kreiskolbenmaschinen der Trochoidenbauart

Das Bild zeigt in zwei Reihen übereinander die grundsätzlichen Möglichkeiten von Trochoidenmaschinen, wobei an den kurvenerzeugenden Punkten der Läufer- bzw. Gehäuseecken die Radialdichtteile liegen. Die Hypotrochoidenmaschinen scheiden aus, infolge ungünstiger Raum- bzw. Kompressionsverhältnisse.

Von den Epitrochoidenmaschinen sind die Kämmeingriffmaschinen (obere Reihe rechts) benachteiligt durch ungünstige Mechanik, aufwendiges Dichtsystem, welches über alle Gehäuseteile verlegt werden muß, kurze Taktdauer (180° Wellenumdrehung pro Hub), keine vernünftige Möglichkeit der Selbststeuerung von Einlaßöffnungen, immer größerer Bauaufwand als bei den Schlupfeingriffversionen.

Bild 3 zeigt die Reihe dieser Maschinenart mit der bekanntesten Ausführungsform, dem Wankelmotor (Si 2:3, d.h. S = Schlupfeingriff, i = innenliegende Dichtteile, oder Kurvenerzeugungspunkte, 2:3 = 2-bogige Trochoide, 3 - eckiger Läufer).

Als Verdichter kommen hierbei nur die ersten beiden Bauformen in Frage, da bereits die 2:3 übersetzte Version höchsten Ansprüchen an Laufkomfort genügt, während die höheren Übersetzungen wiederum in den Durchsatzverhältnissen, Taktdauer und dem Bauaufwand ungünstiger werden.

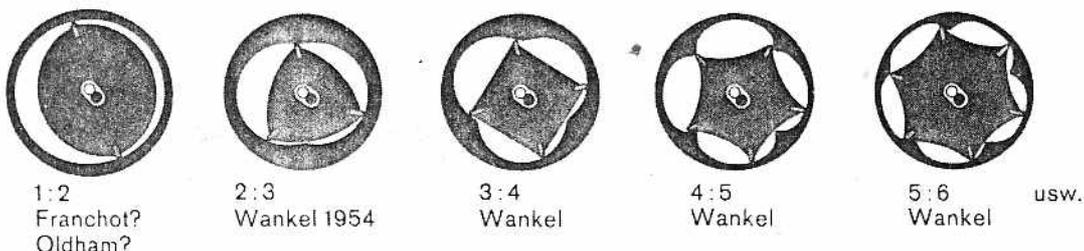


Bild 3 Bauformen der innenachsigen Kreiskolbenmaschinen Si (Einteilungsplatz K IV/5)

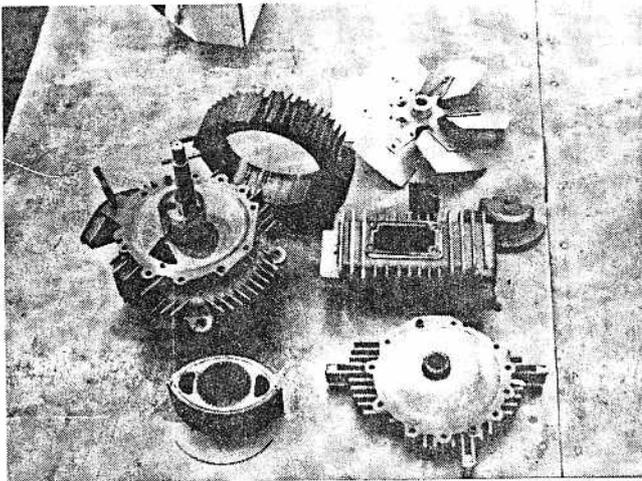


Bild 4 Kreiskolbenluftverdichter (Si 1:2)

Bild 4 zeigt einen Kreiskolbenverdichter in 1:2 übersetzter Ausführung eines Luftkompressors, der in dieser Form und auch als Kältemittelverdichter untersucht und entwickelt wurde.

3. Wankel-Kreiskolbenverdichter als Wärmepumpenkompressor

Für höhere Ansprüche an Laufkomfort bzw. niedrigere Drehmomentschwankungen wurde die 2:3 Version mit zweibogiger Trochoide und dreieckigem Kolbenläufer entwickelt.

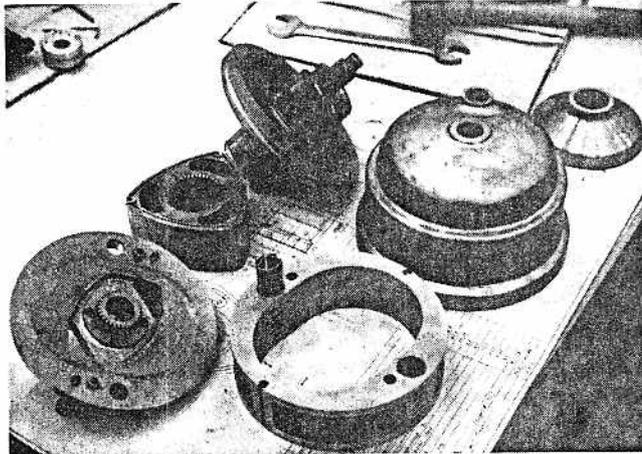


Bild 5 Kreiskolbenkälteverdichter (Si 2:3)

Bild 5 zeigt einen solchen Verdichter in offener Bauart mit Gleitringdichtung, wie er für Klima-Anlagen verwendet wird. Dieser Kompressor läßt sich bereits als Wärmepumpenverdichter mit einigen Modifikationen einsetzen, obwohl bei der Konstruktion natürlich andere Gesichtspunkte zu beachten waren, wie z.B. billigster, kompakter Aufbau, geringes Gewicht, hohe Drehzahlfestigkeit (9000U/min), und nicht die Lebensdauer eines Wärmepumpenverdichters verlangt wird. Voraussetzung für die einwandfreie Funktion der Maschine ist eine exakte Abdichtung des Kolbenläufers gegen die Arbeitsraumwandungen

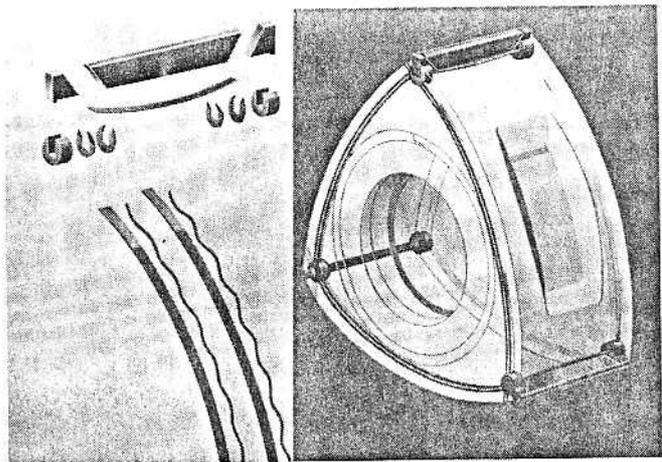


Bild 6 Dichtsystem für Kreiskolbenmaschinen

ohne Leckspalte. Ein solches Dichtsystem, wie es für den Wankelmotor entwickelt wurde, zeigt Bild 6.

Es besteht aus Radialdichtleisten (hier dreiteilig), Eckbolzen für den Anschluß an die axialen Dichtstreifen und den zugehörigen Andruckfedern. Die Federn besitzen eine geringe Anpreßkraft und dienen nur der Fühlhaltung mit den Seitenwänden, da die Abdichtungswirkung durch die Gasdruckanpressung erreicht wird.

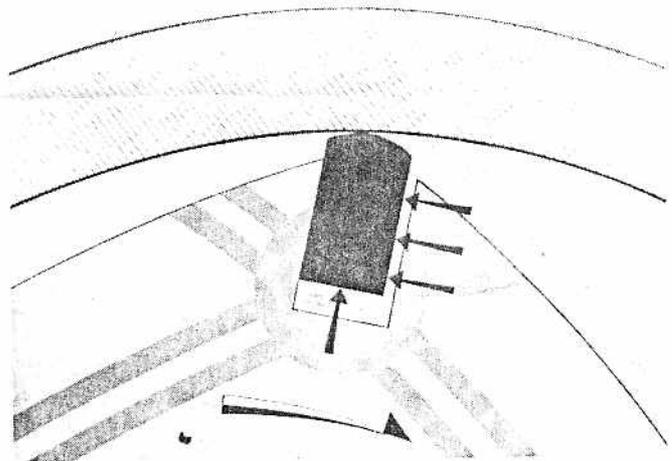


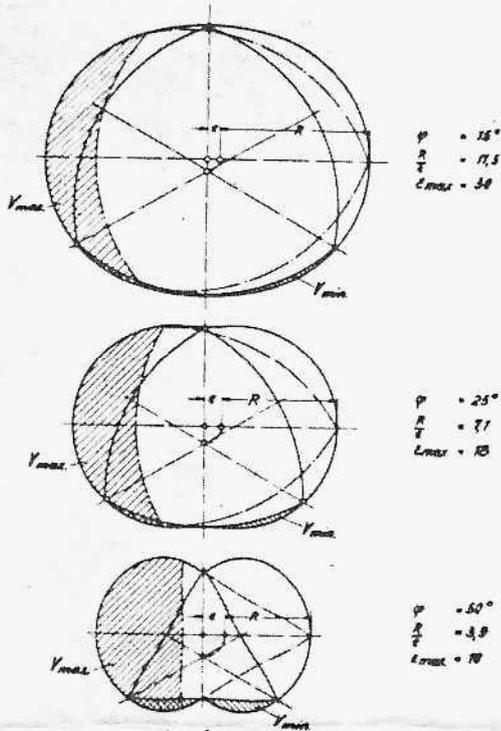
Bild 7 Radialdichtleiste, Abdichtfunktion

In Bild 7 ist z.B. die Radialleiste in Funktion dargestellt, wobei der Hochdruck vom rechten Raum zum Niederdruck links abgedichtet wird. Die Dichtteilkonstruktion ist so ausgelegt, daß selbst bei größerem Verschleiß die Teile "nachwachsen" können und die Dichtfunktion voll erhalten bleibt. Ebenso können große Kolbenspiele gewählt werden, da auch größte Temperaturdifferenzen und wärmebedingte Verformungen leicht von den Dichtteilen verkraftet werden. Mehrere tausend Betriebsstunden haben in Dauerläufen die Materialauswahl und die Funktion bestätigt.

Die Geometrie der Kreiskolbenmaschine Si 2:3 wird maßgeblich bestimmt durch das Verhältnis  $R/e$ . Hierbei ist  $R$  der erzeugende Radius (Abstand Läufermitte zur Läufer-ecke) und  $e$  der Achsabstand oder Exzentrizität.

zität (Abstand Wellenmitte zum Läufermittelpunkt).

Da das Funktionsprinzip des Wankelmotors allgemein bekannt ist, und auch alle konstruktiven Details hier nicht behandelt werden können, wird für eine eingehendere Information auf die Literatur verwiesen [2].



2-bogige Epitrochoide mit innerer Hüllfigur. Maschinengröße für gleiches Kammervolumen bei unterschiedlicher Gestalt der Kurren.

Bild 8 2-bogige Epitrochoide mit innerer Hüllfigur

Auf Bild 8 sind drei Maschinen mit unterschiedlicher Geometrie, aber gleichem Durchsatzvolumen bei gleicher Breite, gezeigt. Man erkennt deutlich, wie mit steigendem  $R/e$  Verhältnis die Baugröße zunimmt, zugleich erhöht sich auch das Verdichtungsverhältnis und der Schadraum wird kleiner. Andererseits werden die Steueröffnungen in den Seitenscheiben kleiner und die Mechanik wird ungünstiger. Der beste Kompromiß liegt etwa bei der mittleren Geometrie. Hinzu kommt, daß immer ein genügend großes Betriebsspiel vorhanden sein muß und auch fertigungstechnisch enge Toleranzen zu vermeiden sind.

Somit geht der Schadraum nicht gegen Null, wie man im Hinblick auf besten Füllungsgrad und Durchsatz bei geringster Rückexpansion anstrebt.

Man erhält einen Gesamtschadraum von deutlich über 5 %, wenn man noch den Ventilvorraum hinzu addiert, und muß, abhängig vom Druckverhältnis, einen Liefergradabfall in Kauf nehmen, was wiederum für gleichen Kältemitteldurchsatz eine größere Maschine erfordert. Es gibt jedoch bei Wankel-Kreis-kolbenverdichtern eine Maßnahme, um diesen Nachteil zu kompensieren, im folgenden

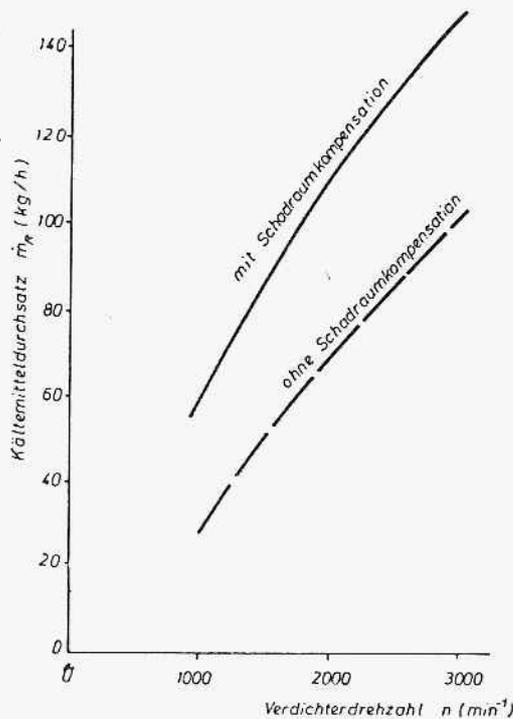


Bild 9 Kältemitteldurchsatz

Schadraumkompensation genannt. Hierbei wird durch entsprechende Aufladung der Kammer niederen Drucks durch eine Kammer hohen Drucks der Durchsatz von Kältemittel deutlich verbessert. Bei einer Maschine, die im Drehzahlbereich von 1000 bis 3000 U/min optimiert wurde, konnte z.B. der Kältemitteldurchsatz bei 1000 U/min um plus 110 % verbessert werden, wobei hier eine Optimierung auf die niedrigste Drehzahl vorgenommen war (Versuchsbedingungen: Saugdruck  $p_s = 2$  bar, Hochdruck  $p_H = 13$  bar). Zugleich erreicht man mit dieser Konstruktion einen flacheren Drehmomentverlauf, wie in

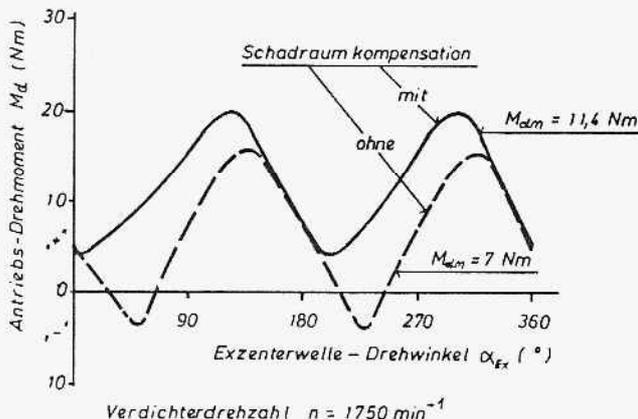


Bild 10 Drehmomentverlauf

aufgetragen, und vor allem findet dabei keine Drehmomentumkehr mehr statt, d.h. das Drehmoment fällt bei keinem Betriebszustand mehr unter die Nulllinie, was zu geringerer mechanischer Belastung und ruhigerem Lauf führt. Da der Saughub theoretisch 270° Wellendrehwinkel dauert und die vom Läufer aufgesteuerten Einlaßöffnungen groß gewählt werden können, bleibt die Sauggasgeschwindigkeit

niedrig und Drosselprobleme entstehen nicht. Umso mehr Aufmerksamkeit wurde dem Auslaßventil gewidmet, welches eine Neukonstruktion darstellt.

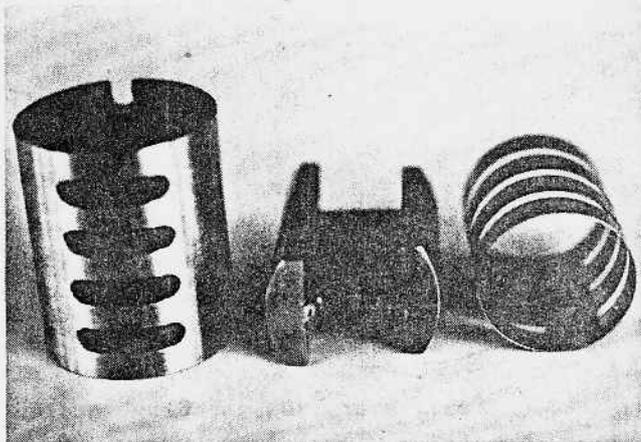


Bild 11 Auslaßventil

Bild 11 zeigt das komplette Ventil, bestehend aus Ventilhülse mit Auslaßschlitzen, Hubfänger und Rundventilblatt (von links nach rechts). Die Ventilhülse kann auch durch eine entsprechende Gehäusebohrung dargestellt werden. Diese Konstruktion erreicht bei großen Durchlaßquerschnitten den geringsten Schadraum, und das nicht eingespannte, freischwingende Ventilblatt ist für hohe Frequenzen geeignet. Außerdem ist es unempfindlich bei Durchtritt von flüssigem Kältemittel.

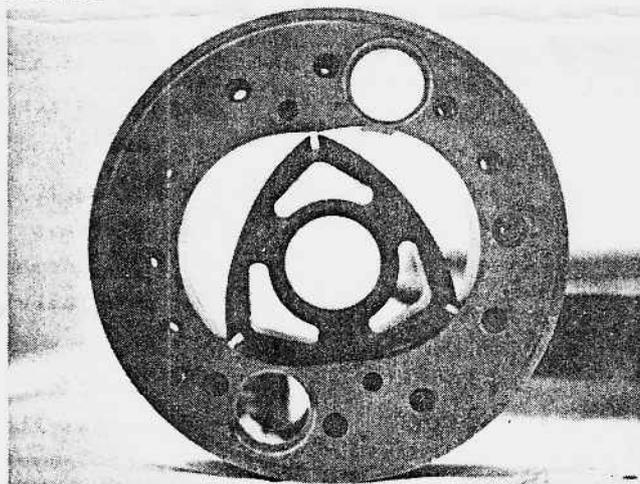


Bild 12 Wärmepumpenverdichtergehäuse und Läufer

Bild 12 zeigt eine Ansicht von Läufer und Gehäuse eines Wärmepumpenverdichters mit deutlich erkennbaren axialen Austrittsbohrungen für das verdichtete Gas, in welche das Rundventil eingeschoben wird.

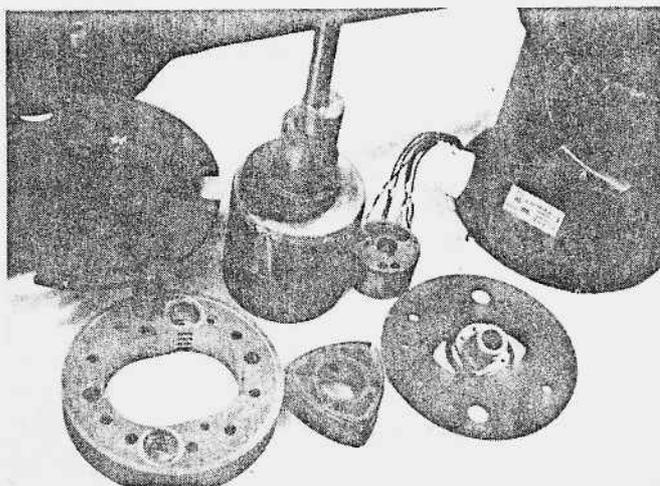


Bild 13 Wärmepumpenverdichter, Einzelteile

Auf Bild 13 sind die wichtigsten Einzelteile eines Wärmepumpenverdichters gezeigt. Die Exzenterwelle trägt gleichzeitig den Rotor des Elektromotors, dessen Stator (im Bild rechts oben) mit der Verdichterscheibe verbunden ist. In der Seitenscheibe sind gut die Einlaßöffnungen zu sehen. Darüber, neben dem Rotor, liegt eines der Gegengewichte, mit deren Hilfe die Maschine zu 100 % ausgwuchtet werden kann. Bisherige Prüfständeäufe zeigen den hohen Laufkomfort bzw. Laufruhe der Motor-Verdichterkombination.

Vergleichsmessungen im Wärmepumpenkreislauf zeigen beim derzeitigen Entwicklungsstand gleiche und, je nach Lastpunkt und Drehzahlstufe, auch überlegene Wirkungsgrade zu Vergleichshubkolbenkompressoren, welche in der Leistungsziffer entsprechend zum Ausdruck kommen.

Damit kann eine echte Alternative mit zahlreichen hervorragenden Eigenschaften erwartet werden.

#### Schrifttum

[ 1 ] W a n k e l , Felix: Einteilung der Rotations-Kolbenmaschinen, Stuttgart, Deutsche Verlags-Anstalt, Abteilung Fachverlag, 1963.

[ 2 ] B e n s i n g e r , W.-D.: Rotationskolben - Verbrennungsmotoren, Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 1973.