

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 601 218 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
22.01.1997 Patentblatt 1997/04

(51) Int Cl.6: **F01C 1/336**

(21) Anmeldenummer: **92120263.6**

(22) Anmeldetag: **27.11.1992**

(54) **Drehkolbenmaschine**

Rotary piston machine

Machine à piston rotatif

(84) Benannte Vertragsstaaten:
ES FR GB IT

(72) Erfinder: **Caric, Andro**
D-97421 Schweinfurt (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.06.1994 Patentblatt 1994/24

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 011 762 DE-A- 4 117 936
GB-A- 973 191 US-A- 1 618 806
US-A- 2 029 554

(73) Patentinhaber: **Caric, Andro**
D-97421 Schweinfurt (DE)

EP 0 601 218 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Rotationskolbenmaschinen stellen ein Jahrhunderte altes Problem der Maschinenteknik dar.

5 Bis jetzt hat die Erfindung von F. Wankel, bekannt als Wankelmotor, als einzige im Bereich der Verbrennungsmaschinen Erfolg gehabt, aber nicht so weit, daß der Motor mit einem herkömmlichen Hubkolbenmotor ernstlich konkurrieren kann. Kinematisch bietet der Wankelmotor eine schöne Lösung, die mechanischen und thermodynamischen Eigenschaften sind aber schlechter, die Herstellung (Epitrochoide) teurer und die Lebensdauer kürzer als beim Hubkolbenmotor.

10 Durch die lange Reihe der Mißerfolge ist im Maschinenbau ein unerschütterliches Dogma entstanden mit dem Glaubenssatz, daß es nicht möglich ist, eine Rotationsverbrennungsmaschine zu konstruieren, die bessere Eigenschaften haben kann als ein Hubkolbenmotor.

Dieses Vorurteil zu widerlegen, ist das Ziel dieser Erfindung.

Aus Überlegungen geht es hervor, daß eine Rotationsmaschine nach dem Oberbegriff des Einspruchs 1 die besten Chance für den Bau eines Verbrennungsmotors hat. Dies gilt im allgemeinen auch für Verdrängermaschinen.

15 Der erste bekannte Versuch eine solche Maschine zu konstruieren, ist 1919 Im US- Patent 1618806 -(Re. 17 326) von H.E. Bullard dargestellt. Die späteren Bemühungen anderer Erfinder haben keine wesentliche Verbesserung gebracht und zu keinem Erfolg geführt.

20 Die Maschine nach der US PS 1618806 hat kein ausreichendes System für den Einsatz des flüssigen Schmier-, Kühl- und Dichtmittels und führt daher zu Material fressen, Abrieb und hohe Reibung. Weiterhin ist ein leistungsfähiger Austausch des Arbeitsmediums nicht möglich, weil durch die rotierenden Öffnungen der Seitendeckel des Außenrotors keine optimalen Querschnitte für den Austausch des Arbeitsmediums anzubringen sind. Die Seitendeckel des Außenrotors dieser Maschine sind sehr kompliziert und teuer, denn sie beinhaltet sehr viele Bohrungen, Schrauben, nierenförmig geschlitzte Öffnungen usw. Die stirnseitige Lagerung des Außenrotors ist ungünstig, nicht nur weil der freie Raum an der Stirnseite für den Zu- und Abfluß des Arbeitsmediums begrenzt wird, weil die Konstruktion kompliziert und
25 teuer ist, sondern auch weil durch seine Anbringung im mittleren Bereich der Maschine viel Raum beansprucht wird mit der Folge, daß die Rotoren größer gebaut werden, womit ein höherer Aufwand bezüglich Material, Volumen und Fliehkraftwirkung entsteht. Der Außenrotor besteht an seine Mantelseite nicht aus einem festen und geschlossenen Ring, sondern aus vielen, seitlich befestigten Segmenten. Die Verbiegung dieser Segmente durch die Fliehkraft, durch den Kammerdruck und durch die thermische Belastungen führt zum schnellen Verschleiß an den Rändern der Teilzylinder. Durch die entstandene Leckage und durch die Verbrennungsgase werden diese Teile in kurzer Zeit ausbrennen. Für hohe Drehzahlen, hohe Arbeitsdrücke und höhere Tem-Temperaturen ist diese Anordnung nicht anwendbar. Die Öffnungen an den rotierenden Rotorendeckeln verursachen große Schadräume und sind auch Quellen der Leckage. Die rotierenden Rotorendeckel bilden einen Spalt gegenüber dem Innenrotor und an der Seite gegenüber den stationären Maschinendeckel einen weiteren Spalt Wegen der thermischen Ausdehnung in Axialrichtung und wegen der
35 Herstellungstoleranzen müssen diese Spalte groß sein. Die Leckage ist daher hier extrem groß. Schon aus diesem Grund ist es nicht vorstellbar, daß eine solche Maschine wirtschaftlich funktionieren kann. Auch viele weitere Stellen der Maschine haben nicht geschmierte Sitzdichtungen, die durch heiße Gase schnell undicht gemacht werden. Die ganze Maschine wird konstruktionsbedingt von einer dünnen Welle getragen, die noch als Konsole wirkt. Diese Aufhängung kann bei einer Kraftmaschine nicht auf die Dauer funktionieren.

40 Es ist daher die Aufgabe der Erfindung eine Maschine aufzuzeigen, die die Mängel des Standes der Technik nicht aufweist und insbesondere eine auch bei hoher mechanischer und thermischer Belastung, trotz leichtem und einfachem Aufbau, lange Lebensdauer bei hoher Drehzahl und Leistung gewährleistet. Weiterhin soll ein schwingungsfreier Gleichlauf der Rotoren erreicht werden.

Die Lösung dieser Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 dargelegt.

45 Die Drehkolbenmaschine wird hier als CM bezeichnet (Cellae-Machina-wird in lateinischer Sprache geschrieben, um eine Verwechslung mit der Zahnrad- oder mit einer herkömmlichen Zellenmaschine zu vermeiden)

Die CM

ist eine universelle Verdrängermaschine die durch

- 50
- den Hochdruck des Arbeitsmediums,
 - eine hohe Drehzahl,
 - hohe Temperaturen,
 - ein kleineres Gewicht,
 - ein kleineres Volumen,

55

 - niedrigere Herstellungskosten

zu wesentlichen Energieersparnissen führt und somit in Vergleich zu ähnlichen Maschinen umweltfreundlich ist.

Diese Vorteile gegenüber den Hubkolben- und bisherigen Rotationsmaschinen sind anwendbar in der:

EP 0 601 218 B1

a) Hochdruckhydraulik für Motoren und Pumpen (Fahrzeugtechnik: Allachsantrieb ohne Differential und Kardanwelle, Getriebe, Einspritztechnik; Hochdrucktransport von Flüssigkeiten in verschiedenen Prozeßverfahren, Erdötransport, Hochwasserspeicher für elektrische Energie, Bewässerungen usw.).

b) Hochdruckpneumatik für Motoren und Pumpen (Hochdrucktransport von Gasen, Pressluftmotoren und Pumpen, Gasspeicher, Erdgastransport, Kompressoren, Anflader, Tiefkühltechnik usw.).

c) Dampfmotorentchnik. Da diese Maschine für Gase mit hohem Druck und hohen Temperaturen einen günstigeren thermischen und mechanischen Wirkungsgrad hat und der verwendete Dampf durch Kesselerwärmung mit wesentlich weniger Schadstoffen entsteht, ist die Wiederverwendung des Dampfes sinnvoll. (Stationäre Motoren, Schiffsmotoren, Lokomotiven, Sonderkraftzeuge, Anlagen für Kraft- Wärmekopplung und vor allem für Wärmepumpen).

d) Verbrennungsmotorentchnik

e) Steuerungstechnik

Die Größe dieser Maschinen kann im allgemeinen von kleinsten Abmessungen bis in den Meterbereich reichen. In diesem Schrift werden zwei Anwendungsbereiche behandelt:

a)- CM in der Hydraulik und

d)- CM in der Verbrennungsmotorentchnik.

Anwendung einer CM in der Hydrostatik Hier als HCM bezeichnet Abb. 7

Folgende Auflistung beschreibt die wesentliche Vorteile der **HCM**:

1. Gegenüber herkömmlichen Maschinen mit vergleichbarer Leistung hat die **HCM** ein deutlich geringeres Volumen und Gewicht, was bei vielen Anwendungen von großer Bedeutung ist,

2. Durch die damit verbundene Werkstoffeinsparung sinken die Herstellungskosten,

3. Durch höheren volumetrischen und mechanischen Wirkungsgrad Energieeinsparung.

4. Anwendung sowohl für hohe, als auch für niedrige Drehzahlen.

5. Möglichkeit für weitgehend getrennte Kreisläufe für das Arbeitsmediums und das Schmier-/Dichtmittel. Dadurch kann die Maschine optimal für die Wasserhydraulik angewendet werden.

Vorteile:

- keine Brandgefahr
- kostengünstige Hydraulikflüssigkeiten
- keine Umweltbelastung
- keine Beseitigung von Sondermüll
- durch kleinere Viskosität gegenüber herkömmlichen Schmier- /Dichtmittel, geringere Reibungsverluste bei der Kraftübertragung,

6. Zuverlässigkeit und hohe Lebensdauer,

7. für die Anwendung im Hochdruckbereich einfache Konstruktion

8. Anwendung als konstante und als verstellbare Maschine,

9. geräuscharm

BESCHREIBUNG DER MASCHINE UND GRUNDKINEMATIK

Zum leichteren Verständnis der Funktion einer **HCM**, kann man sich diese Maschine als abgewandelte Flügelzellenmaschine vorstellen, bei der sich auch der Stator dreht und so als Außenrotor wirkt.

Im Außenrotor (AR) (Abb. 1), der einen röhrenförmigen Körper darstellt, befindet sich ein exzentrisch und parallel angeordneter zylinderförmiger Innenrotor (IR) mit kreisrunder (Abb.1) oder polygonaler Manteloberfläche (Abb. 5, in diesem Fall oktogonal). Zwischen diesen befinden sich mehrere Pendelschaufelplatten, die an einer Seite im Innenrotor und an der anderen Seite im Außenrotor durch zwei Teilzylinder (im Schnitt ein Halbmond) beweglich gelagert sind. Diese Platten, die eine schaufelnde Arbeit leisten, führen pendelnde, d. h. lineare und drehende Hin- und Herbewegungen aus. Beide Rotoren drehen sich mittels Kupplungselementen synchron zueinander (mit gleicher Winkelgeschwindigkeit). Zwischen den Pendelschaufelplatten und den Rotoren entsteht die Arbeitskammer, deren Volumen sich zwischen dem Minimum und Maximum bewegt.

Die Kupplungselemente bestehen aus:

EP 0 601 218 B1

- a) Zylindersegmenten, die im Innen- und Außenrotor im Schnitt ein Kreissegment bilden (Abb. 1). Sie bilden eine Art Gelenklager mit kleinen Pendeldrehbewegungen.
- b) Schaufelplatten (Abb. 4) , die im Gelenklager von Innen- und Außenrotor (Abb. 4 Teile 1.1, 3.1 3.2, 2.2 und 2.3) lineare Pendelbewegungen ausführen.
- 5 c) Synchronflächen im Innenrotor (Abb. 4, Teil 1.5) , die im Funktionsteil durch eine Zylinderfläche ersetzt werden können.

(Die Synchronflächen sind auch im Außenrotor möglich).

Bei der polygonalen Ausführung ermöglichen auch die Kammerwände selbst eine leistungsfähige Synchronisierung (Abb. 5).

Da die Schaufelplatten im Synchronbereich in ihrer ganzen Länge als kuppelnde Hebel für die Kraftübertragung wirken und ausreichende Festigkeit und Elastizität besitzen (unterstützt durch die federnden Eigenschaften des Arbeitsmedium), sind die Synchronstützkanten, sowohl an der Innenseite des Außenrotors, als auch am Mantel des Innenrotors (Abb. 4, Teile 1.11 und 2.11) geeignet, um eine asynchrone Verdrehung der Rotoren zueinander zu verhindern. Wie das gebaute Modell zeigt, eignet sich diese Kupplungsart zur Anwendung für kontinuierlich verstellbare Maschine.

Die Hohlräume bestehen:

- a) aus den konstanten Synchronräumen im Innenrotor
- b) aus den bei der Verschiebung der Pendelschaufelplatten in den Teilzylinderlagerungen entstandenen, variablen Räumen. Durch das Zusammenwirken:

- der an den Planseiten der Teilzylinder vorhandenen Fugen
- der Stifte an den Pendelschaufelplatten und
- der Abstandhalter zwischen den Teilzylindern,

ist eine optimale Ausnutzung der Pendelschaufelplatten in ihren (radialen) Breiten möglich. Dadurch können Maschinen mit größeren Exzentrizitäten (größere Fordervolumen), kleineren Bauvolumen und geringeren Gewicht gebaut werden.

Durch die Erweiterung des Außenrotors sind große Exzentrizitäten möglich, im Gegensatz zur Flügelzellenmaschine, wo die Exzentrizität nur ein Bruchteil des Rotorradius ausmachen kann.

Andere Vorteile gegenüber der Flügelzellenmaschine:

1. Die Pendelschaufelplatten gleiten überhaupt nicht an der Laufbahn im Stator. Dadurch niedrigere Reibungsverluste und kein radialer Verschleiß der Pendelschaufelplatten. Bei der Flügelzellenmaschine gleiten die Flügel mit hoher Geschwindigkeit und mit hohem Druck (bestehen aus dem Mediumdruck und der Fliehkraft) an der Statorlaufbahn. Dies beeinträchtigt den Wirkungsgrad und die Lebensdauer der Maschine.

2. Da die Pendelschaufelplatten mechanisch in die Funktionslage geführt werden, braucht eine **HCM** keine relativ hohen Drehzahl, um ausreichende Fliehkraft zu erhalten, durch welche die Flügel an die Statorlaufbahn gepresst werden müssen. Weil auch die Dichtung konstant ist (was noch besprochen wird) arbeitet eine **HCM** bei einer niedrigen Drehzahl gut. Aus demselben Grund (mechanische Führung) arbeitet eine **HCM** auch bei sehr hohen Drehzahlen zuverlässig. Eine Flügelzellenmaschine ist für eine hohe Drehzahl, deswegen nicht geeignet, weil durch die Fliehkraft und durch den Mediumdruck die Reibungs- und Verschleißverluste hoch sind.

3. Die Minimierung des Spaltes an der druckbeaufschlagten (axialer Spielausgleich durch den Betriebsdruck) Steuerscheibe ist möglich, da die Pendelschaufelplatten durch die mechanische Führung nicht klemmen können, wie es bei den Flügeln der Fall sein kann.

4. Die Belastbarkeit der Pendelschaufelplatten bei einer **HCM** ist doppelt so hoch, als bei den Flügeln der Flügelzellenmaschine. Auf die Flügel oder Pendelschaufelplatten wirkt eine Kraft in der Umfangrichtung nur dann, wenn der Druck in den beiden benachbarten Verdrängerräumen verschieden groß ist, wenn also z.B. der eine mit dem Ausstoßkanal und der andere mit dem Ansaugkanal verbunden ist. Diese Kraft wird bei Flügelzellenmaschine nach der Art einer Konsole oder eines einseitig eingespannten Balkens auf die Schlitze des Rotors übertragen. Bei einer **HCM** werden Pendelschaufelplatten wie ein Balken an beiden Seiten getragen, also halb so hoch belastet. Man kann also mit doppelt so hohem Druck arbeiten.

Zurück zur Beschreibung:

Um das Arbeitsmittel schnell in die Kammer zu transportieren, kann man Längsbohrungen im Außen- wie auch

EP 0 601 218 B1

im Innenrotor anbringen (nötig bei großer Länge der Maschine und bei sehr hohen Drehzahlen).

Der Innenrotorkörper (Abb.4 Teil 1.1) , der auch als Antriebsachse dient, stützt sich auf zwei Wälz-oder Gleitlager, die im Gehäuse liegen.

Der Außenrotor wird durch ein Gleitlager, (Abb.4 Teil 8) oder mehrere im Gehäuse befestigte Räder, oder durch Wälzlager in seiner Drehachse fixiert. Bei der Bewegung der Antriebswelle am Innenrotor bewegt sich auch der Außenrotor , z.B. im Uhrzeigersinn. Die Arbeitskammer bewegt sich aus Position 1 (Abb. 1) in die Position 2. Das Volumen der Kammer vergrößert sich und läßt das Fluidum durch die seitlich angebrachte Steuerscheibe in die Kammer eindringen. Durch den Druck des Fluidums wird eine Arbeit geleistet. Die Maschine arbeitet als Motor. Wird das Fluidum gesaugt, haben wir eine Pumpe. In der Position 4 und 5 erreicht die Kammer das größte Volumen. In diesem Bereich fließt kein Fluidum weiter durch die Steuerscheibe in die Maschine ein. Das Fluidum wird in die andere Hälfte der Maschine mit abnehmenden Kammervolumen gebracht, wo es dann im Motor- oder Pumpenkreislauf zurückfließt.

Um den Leistungsvergleich gegenüber anderen hydrostatischen Maschinen durchzuführen mit ca. gleichem Außenradius r , wird die allgemein gültige Gleichung für das Arbeitsdrehmoment genützt. Sie lautet:

$$M = \frac{\Delta p * V_h}{2 * \Pi} * \eta_{\text{mech.}} * \eta_{\text{vol.}}$$

Δp = Druckdifferenz zwischen: Aus- und Eingang der Pumpe, Ein- und Ausgang des Motors
 V_h = geometrisches Hubvolumen
 $\eta_{\text{mech.}}$ = Mechanischer Wirkungsgrad
 $\eta_{\text{vol.}}$ = Volumetrischer Wirkungsgrad

Um zu zeigen, daß für vergleichbare Leistungen eine kleinere Baugröße und damit ein geringeres Gewicht mit Werkstoffeinsparung zu erreichen ist, wird ein Vergleich für V_h mit der Axialkolbenmaschine durchgeführt. Die Formel für das geometrische Hubvolumen einer **HCM** ist nahezu identisch mit der Formel für eine Flügelzellenmaschine. Allerdings ist die mögliche Exzentrizität bei den Flügelzellenmaschinen wesentlich kleiner als bei der **HCM**.

Für die Volumenbildung kann also die Formel für Flügelzellenmaschine benützt werden:

$$V_h = (b * 2 * r * \sin \frac{\Pi}{2}) * 2 * e * z - b * s * 2 * e * z$$

b = Zellenlänge ... kann zwischen $b=2*r$ bis $b=4*r$ angenommen angewendet. In unserem Fall wird $b=2*r$ angenommen.

$$r = \frac{r_i + r_a}{2}$$

r_i = Arbeitskammerradius vom Innenrotor
 r_a = Arbeitskammerradius vom außenrotor
 z = Anzahl der Zellen
 e = Exzentrizität ($r_a - r_i$) ... in unserem Fall kann man $e = 0.22*r$ annehmen.
 s = Stärke der Schaufelplatte ... = $0.1*r$

Demnach ist

$$V_{h \text{ HCM}} = 4.68 * r^3$$

Für einer Axialkolbenmaschine gilt:

$$V_h = \left(\frac{\Pi * r_k}{2} \right)^2 * z * 2 * r * \text{tg } \alpha$$

r_k = Kolbenradius
 z = Anzahl der Kolben ($z = 7$ bis 9)
 r = Teilkreis an welchem sich die Zylinderachsen befinden

EP 0 601 218 B1

$\alpha =$ Winkel zwischen den Achsen der Zylinder und den Senkrechten zur Schrägscheibe (gewöhnlich $\alpha = 20^\circ$)

Berechnet wird die Größe von r_k an eine Axialkolbenmaschine:

$$2 * r_k = \frac{2 * r * \pi}{z + z/2}$$

(durch $z/2$ wird Abstand zwischen den Zylindern berücksichtigt) Für $z=8$ und $\alpha = 20^\circ$

$$V_{hA} = 0.98 * r^3$$

Der Abstand zwischen dem Teilkreis r und dem äußeren Rand des Gehäuses kann man bei beiden Maschinen als gleich angenommen werden. (Die Länge der Axialkolbenmaschine ist wesentlich größer)

Demnach ist

$$\frac{V_{hHCM} = 4.68 * r^3}{V_{hA} = 0.98 * r^3} = 4.76$$

Hieraus ist ersichtlich, daß eine HCM bei gleichem Radius ein 4,76 mal größere Fördervolumen hat.

Ähnlich verhält es sich mit dem Gewicht und dem Materialaufwand. Dies wird hier nicht näher untersucht.

Für den Vergleich des volumetrischen Wirkungsgrads η_{vol} beider Maschinen wird die Formel für Leckstrom benützt

$$Q_L = \Delta p * \frac{\pi * d * s^3}{12 * \nu * l}$$

$Q_L =$ Leckstrom

$\Delta p =$ Druckdifferenz = $p_1 - p_2$

$d =$ Kolbendurchmesser

$s =$ Spalthöhe

$\nu =$ dynamische Viskosität

$l =$ Spalllänge

Das Kennzeichen der Axialkolbenmaschine, wie auch aller anderen Verdrängermaschinen gegenüber der HCM ist das Vorhandensein einer Spalthöhe s , die im Einsatz der Maschine durch die Erosion noch dazu immer größer wird. Da die Verluste durch Leckströme mit der dritten Potenz in s steigen, muß vor allem die Spalthöhe s kleingehalten werden.

Ginge $s \rightarrow 0$ würden auch die Verluste der Druckdifferenz oder die Viskosität keine Rolle spielen. (bei HCM ist auch die Spalllänge rund um die Gelenklagerung groß).

Betrachtet man die Kammer der HCM, dann führt der Arbeitsdruck des Fluidums offensichtlich zur Schließung der Spalte. Das betrifft die Spalte zwischen den:

- Pendelschaufelplatten und Teilzylinder
- Teilzylinder und Lagerbohrungen.

Auch bei relativ großem Verschleiß der Pendelschaufelplatten und der Teilzylinder ändert sich diese Dichtigkeit nicht. Das bedeutet, daß die Maschine eine hohe Lebensdauer trotz Verschleißes erreicht, aber auch, daß kein großer Herstellungsaufwand (präzise gegossene oder gezogene Teile reicht aus) notwendig ist.

Weitere Folge dieser Dichtung ist, daß diese Maschine unempfindlich gegenüber der Verschmützung ist.

Große Toleranzen bei der Pendelschaufellagerungen ist auch der Grund, daß diese Maschine gegenüber dem Temperaturschock unempfindlich ist. Hieraus folgt Zuverlässigkeit und hohe Lebensdauer.

Über die Seitenverluste kann man hier sagen, daß sie klein sind, da die Seitendeckel (Steuerscheiben) druckbeaufschlagt sind.

Für extreme Forderungen kann man Dichtung an der Steuerscheibe verbessern durch:

EP 0 601 218 B1

- a) das Anbringen der Dichtleisten an den Seitenenden der Pendelschaufelplatten, Teilzylinder und Rotoren
- b) das Nachstellen der Schrauben, die den verschlissenen Spalt zwischen der Steuerscheibe und Rotoren zusammen mit den Pendelschaufelplatten und Teilzylindern verkleinern
- c) wie b), aber selbststellend durch einen oder mehrere kleine Druckzylinder

5 Die Tatsache, daß die Spalthöhe s bei HCM praktisch 0 ist, folgt aus der obenangeführten Formel für Spaltverluste Q_L . Denn

- 10 1. -der Viskositätskoeffizient spielt keine besondere Rolle. Diese Tatsache ermöglicht die Verwendung der HFA, HFB und HFC Flüssigkeiten. Dadadurch entsteht keine Brandgefahr, keine Umweltverschmutzung und wesentlich kleinere mechanische Verluste (Reibung) bei der Übertragung der Energie,
- 2. -auch eine hohe Druckdifferenz Δp führt nicht zu höheren Leckverlusten. Dies ermöglicht die Anwendung von höheren Arbeitsdrücken und damit ein höheres Arbeitsdrehmoment M ,
- 15 3. -auch bei extrem langsamer Drehung der Maschine wird je Arbeitsgang wenig Leckstrom fließen. Mit anderen Worten, eine **HCM** arbeitet wirtschaftlich auch bei niedrigen Drehzahlen, was beim Anfahren, Steuerungen und anderen Betriebsarten von Bedeutung ist.

Weitere Unterschiede zur Axialkolbenmaschine sind:

- 20 a) bei dieser Maschine ist auch eine Mindestdrehzahl von 500 min^{-1} und mehr notwendig,
- b) Der Nachteil aller Kolbenmaschinen ist, daß das Medium der Bewegung des Kolben folgen muß. Dieser aber erzeugt bei jeder Umdrehung einmal eine Geschwindigkeit von 0. Das Medium muß immer wieder abgebremst und beschleunigt werden und hier liegen große mechanische Verluste und auch eine Begrenzung für die maximale Drehzahl. Die HCM hat diese Nachteile nicht.

25 Wasserhydraulik

Die volle Ausnützung der Vorteile, die die wasserhaltigen Druckflüssigkeiten bieten, scheidet bei gegenwärtigen hydrostatischen Maschinen hauptsächlich an hoher Leakage, Verschleiß, Korrosion und Kavitation.

- 30 a) Leakage
Da die wasserhaltigen Druckflüssigkeiten eine sehr niedrige Viskosität haben, kann die Leckmenge gegenüber Mineralöle das 30 fache erreichen. Diese Hindernisse sind bei der **HCM** nicht vorhanden, da die Spalten durch den Betriebsdruck geschlossen werden, wie schon besprochen.

- 35 b) Verschleiß
Niedrige Viskosität der Druckflüssigkeiten führt auch zum hohen Verschleiß an den dichtenden Gleitflächen. Dieser Nachteil ist bei der **HCM** aus folgenden Gründen nicht vorhanden:

Die Hohlräume des Innen- wie auch des Außenrotors sind durch Kanäle in den Pendelschaufelplatten miteinander verbunden, die mit einer Schmier-/ Dichtflüssigkeit gefüllt sind. Mittels eines seitlich angebrachten Ringkanals oder durch eine Axialbohrung im Innenrotor kommt diese Schmier-/ Dichtflüssigkeit aus einem höherstehenden Reservebehälter in die Hohlräume. Diese Flüssigkeit ist durch die geschlossenen Spalten vom Arbeitsmedium getrennt. Durch Hin- und Herbewegung der Pendelschaufelplatten und Teilzylinder werden gleitende Trag- und Dichtflächen dosiert geschmiert und damit der Verschleiß verhindert. Aber selbst bei einem größeren Verschleiß der Gleitelemente bleibt die Dichtung, wie oben beschrieben, intakt. Dies gilt auch für die Seiten der Rotoren, die millimeterweise verschlissen sein können, ohne daß sich eine Verschlechterung der Dichteigenschaften. Diese Verschleißreserven sind bei der **HCM** einzigartig. Es muß hier betont werden, daß keine andere Verdrängermaschine diese Eigenschaften besitzt.

Je nach der Betriebsart kann die Schmier-/ Dichtflüssigkeit auch durch eigene Pumpwirkung der Pendelschaufelplatten in einen Kreislauf gebracht werden. Diese Pumpwirkung kann das Schmiermittel falls nötig zum Kühlbehälter bringen, einen kompensierenden Druck des Schmiermittels gegenüber dem Arbeitsmedium erzeugen, um die Teilzylinder bei extrem hohen Drücken zu entlasten.

- 45 c) Korrosion
Da die Gleitfläche geschmiert werden und getrennt sind von dem wasserhaltigen Arbeitsmedium besteht keine Korrosionsgefahr.

- 50 d) Kavitation
Die Verhältnisse sind ähnlich wie c)

9. Geräuscharm

Die Geräusche einer **HCM** dürften nicht größer, als bei einer Flügelzellenmaschine sein, da die Teilzylinder

eine geräuschkämpfenden Wirkung haben. Eine Flügelzellenmaschine gilt als geräuscharm.

Alle Gedanken können hier nicht besprochen werden. Vor allem eine große Auswahl an geeigneten Werkstoffen ist für eine optimale Lösung der tribologischen Problemen von großer Bedeutung.

Für den Bau einer HCM steht die Erfahrung und auch die Elemente von anderen hydrostatischen Maschinen zur Verfügung. Z.B. das Gehäuse einer Flügelzellenmaschine ist anwendbar. Die Statorlaufbahn kann als Bohrung für eine hydrodynamische oder hydrostatische Lagerung des Außenrotors dienen. Auch einige Elemente des Innenrotors stehen zur Verfügung. Diese Möglichkeit würde die Herstellungskosten einer solchen Maschine wesentlich verringern.

Aufgrund der obigen Ausführungen läßt sich feststellen, daß der Gesamtwirkungskoeffizient der HCM einige Prozente hoher liegen muß, als bei anderen hydrostatischen Maschinen. Die Folgeerscheinungen wie günstigere Herstellungskosten, niedrigerer Energieverbrauch, kleineres Volumen, kleineres Gewicht oder ökologische Verträglichkeit sind im vorliegenden Bericht ausführlich dargestellt worden.

Anwendung einer CM in der Verbrennungsmotortechnik

hier als **CARICMOTOR (auch C-MOTOR)**
(CARIC ist Verkürzung für den Ausdruck:
Ceramic -Adiabatic-Rotarypiston-Internal-Combustion)

1. EINLEITUNG

Die seit langem bekannte Tatsache, daß bei der Kraftstoffverbrennung in einem Motor, ein Bruchteil der entwickelten Wärmeenergie nützlich für die Arbeit verwendet wird, hat zu großen Bemühungen geführt, diesen thermischen Wirkungsgrad dieser Maschinen zu verbessern (z.Z. 25-30%). Theoretische und praktische Erkenntnisse haben gezeigt, daß hohen Gastemperaturen (2. Hauptsatz der Thermodynamik $\eta_{th} = (1 - T_0/T)$), Drücke

$$(\eta_{th} = 1 - 1/\epsilon^{\gamma-1})$$

und die adiabatische Prozesse zur besseren Wärmeausnutzung der Kraftstoffe führt. Die erhöhten Temperaturen und Drücke in der Verbrennungskammer, die gesteuerte und vollständige Verbrennung durch bessere Kraftstoff/Luft-Mischung und dazu die herabgesetzten Reibungsverluste durch bessere Motorkonstruktionen haben dazu geführt, daß der spezifische Kraftstoffverbrauch in den letzten Jahrzehnten gesunken ist. Ein Durchbruch zu weiteren Kraftstoffersparnissen, die realistisch bei ca. 30% und mehr liegen können ist noch nicht erreicht worden.

Die Voraussetzungen dafür sind aber in der letzten Zeit geschaffen worden. Es sind neue keramische Werkstoffe entwickelt worden wie z.B. Siliciumnitrid (Si_3N_4), dessen Festigkeit bei normaler Temperatur besser als beim Stahl ist. Diese Festigkeit bleibt auch bei 1200°C erhalten. Ähnlich verhält sich auch die Maßstabilität. Die Verschleißfestigkeit ist viel höher, sodaß in vielen Fällen keine Schmierung mehr nötig ist. Das spezifische Gewicht und die Wärmekapazität dieser Keramik sind ebenfalls wesentlich kleiner. Dies sind alles, für den Bau eines adiabatischen Motors, notwendige Voraussetzungen. Die Kerbschlagzahl ist bei den Keramikwerkstoffen jedoch kleiner als beim Stahl. Gerade wegen dieser Eigenschaft ist es nicht möglich bei vorhandenen Motorkonstruktionen, die vorteilhafte Eigenschaften der Keramikwerkstoffe erfolgreich anzuwenden.

Wegen den thermischen Spannungen dürfen die Keramik-Bauelemente für eine Verbrennungskraftmaschine aus nicht zu großen Stücken sein. Es ist nicht günstig sie dort einzusetzen, wo große Unterschiede in der thermischen Belastung auftreten. Sie sollen möglichst auf Druck belastet werden, schlagartige Belastungen sollten vermieden werden.

Dieser Konzeption entspringt der C-MOTOR. Es hat sich aber gezeigt, daß diese Konzeption auch bei konventionellen Werkstoffen, die im Motorenbau verwendet werden, wesentliche Vorteile bringt.

Die Überlegungen in dieser Beschreibung gelten sowohl für die keramischen als auch für die normalen Werkstoffe, die im Motorenbau Verwendung finden.

An dieser Stelle muß erwähnt werden, daß die Rohstoffe für das Siliciumnitrid, also sowohl der Stickstoff als auch das Silicium zu den unerschöpflichen, meistverbreitetsten Elementen auf unserem Planeten gehören. Jedoch ist der Einsatz von Si_3N_4 bis heute noch nicht rentabel. Dies ist auch Grund, einen C-MOTOR zunächst aus konventionellen Werkstoffen zu bauen.

Nun, um die Nachteile der gebräuchlichen Verbrennungsmaschinen zu vermeiden, führten die komplexen Überlegungen zu einer Rotationsverdrängungsmaschine, kurz oder C-MOTOR.

Rotationskammermaschinen stellen ein jahrhundertaltes Problem der Maschinentechnik dar.

EP 0 601 218 B1

Der C-MOTOR ist so ausgelegt, daß keine Nachteile des Wankelprinzips entstehen, er aber wesentliche Vorteile gegenüber dem Hubkolbenmotor hat. Die Vorteile liegen in folgenden Kriterien:

- a) Einfachere und billigere Konstruktion (s. S. 16 und die Beschreibung der Maschine für die Hydraulik).
- b) Zuverlässigkeit und höhere Lebensdauer (s. Beschreibung der Maschine für die Hydraulik).
- c) Höherer thermischer und mechanischer Wirkungsgrad und dadurch geringerer Kraftstoffverbrauch.
- d) Für vergleichbare Motorleistungen deutlich kleinere Baugröße und damit auch geringeres Gewicht. (s. Beschreibung der Maschine für die Hydraulik).
- e) Da die Maschine die Vorteile der Hubkolben-(statische Druckerhöhung) und Strömungsmaschinen (höhere Drehzahl, stetige Förderung) vereinigt, zeichnet sich der Motor durch eine hohe Laufruhe aus.

2 KYNEMATIK

entspricht der Beschreibung für hydraulische Anwendung.

3. THERMODYNAMISCHE UND MECHANISCHE EIGENSCHAFTEN IM VERGLEICH ZU ANDEREN MOTOREN

Beim Motoranlassen bewegen sich Außen- und Innenrotor synchron, z.B. im Uhrzeigersinn. Die Arbeitskammer bewegt sich aus Position 1 (Abb. 1) in die Position 2. Die in der Kammer befindliche Luft wird komprimiert und über die Positionen 2 und 3 verkleinert sich das Kammervolumen. Die Verdichtung steigt, bis in Position 4 die höchste Kompression erreicht wird. In den Positionen 1, 2 oder 3 können regulierbar kleinere Mengen von Kraftstoff nach dem Prinzip des sog. Magermotors eingespritzt werden. Dabei wird der Kraftstoff zerstäubt, mit der Luft vermischt und für die vollständige Verbrennung während der Expansionsphase vorbereitet. In der Position 5, wo sich die Kammerwände der beiden Rotoren berühren, aber nicht an einander reiben, da sie gleiche Winkelgeschwindigkeit haben, wird das Kammergas komprimiert in die Wirbelnuten geleitet. Die Wirbelnut bildet sich in der Position 5 durch das Zusammenkommen der Seitennuten in den IR und AR-Kammerwänden (Abb. 4, Teile 1.6, 2.6), oder sie befindet sich vollständig in der Kammerwand des Außenrotors. Zum hochkomprimierten und erhitzten Gas wird zeitgerecht und mengenmäßig in die Wirbelnut regulierbar Kraftstoff eingespritzt. Es entsteht eine Luft/Brennstoff-Mischung, die durch eine Selbst- oder Fremdzündung zu einer optimalen Verbrennung mit hohem Gasdruck führt. Dadurch werden die Schaufelplatten in den Positionen 6, 7 und 8 weiter in Umfangsrichtung geschoben, wodurch die Motorarbeit geleistet wird. In der Position 8 wird die Auslaßöffnung erreicht. Das unter hohem Druck stehende Gas strömt explosionsartig aus dem Motor aus (Abb. 2). Wie bei einem Raketenantrieb bekommen alle Gasmoleküle Impulsmomente in Auslaßrichtung und verlassen die Arbeitskammer. Auf der Einlaßseite der Arbeitskammer entsteht dadurch ein großer Unterdruck mit Sogkraft. Auf dieser Seite erreicht die Arbeitskammer kurz nach der Auslaßöffnung (auf der Gegenseite) auch die Einlaßöffnung (Position 8b). In dieser Phase wird durch Unterdruck und Unterstützung eines Kompressors (Roots-, Schrauben-, Kolben-, Abgasturbolader u.a.) Frischgas in die Arbeitskammer geleitet.

Durch sowohl regulierte Steinerzeiten als auch regulierbare Öffnungsquerschnitte kann, je nach Motordrehzahl, der Gasaustausch optimal erfolgen. Ebenfalls steuerbar ist die Abgasmenge in der Arbeitskammer. Dies wirkt sich sowohl auf den Kraftstoffverbrauch bei Teillast, als auch auf die Schadstoffemission günstig aus.

Im Gegensatz zum Hubkolbenmotor ist hier, die für die Spülung und Luftzufuhrladung erforderliche Zeit gegeben, da das wesentlich beweglichere Gas nicht der Trägheit des Kolbens zu folgen braucht.

Da der C-MOTOR viele Arbeitskammern hat, in unserem Beispiel 8, und bei einer Motorumdrehung in allen Arbeitskammern alle Arbeitsgänge ausgeführt werden (Einsaugen, Komprimieren, Expandieren, Auslassen), hat er ruhigeren Lauf, der einem 4-Takt Hubkolbenmotor mit 16-Zylindern entspricht. Die Vibration beim Wankelmotor entspricht einem 4-Takt Hubkolbenmotor mit zwei Zylindern. Trotzdem läuft ein Wankelmotor viel ruhiger als ein Hubkolbenmotor, weil keine Unwucht erzeugenden Mechanismen nötig sind, die die lineare Bewegung des Kolbens in Rotation umsetzen. Dieser Vorteil ist beim C-MOTOR noch ausgeprägter.

Beim C-MOTOR sind also nichtstationäre Strömungsvorgänge weitgehend unterdrückt. Es findet eher ein turbinenartiger Betrieb statt. Dies wirkt sich günstig auf den Gasaustausch aus. Bei einem Hubkolbenmotor wird der Transport des Frischgases durch die Ventilschließung unterbrochen, also vor dem Ventil zum Stillstand gebracht. Beim Öffnen des Ventils muß das Gas wieder in kürzester Zeit die maximal Geschwindigkeit erreichen. Dies bedeutet Zeit und Energieverlust. Ähnliches findet auch beim Wankelmotor statt (weil nur 3 Kammern in einer elipsenähnlichen Trochoide vorhanden sind).

Daraus folgt, daß ein C-MOTOR vibrationsarm läuft.

Der C-MOTOR ist ein Zweitaktmotor. Als solcher muß er für hohe Leistungen geeignet sein (Z.B. Schiffsmotoren) und einen geringen Kraftstoffverbrauch haben.

Da der C-MOTOR keine Hubkolben besitzt, die mehrere tausendmal in der Minute hin und her auf hohe Geschwindigkeit beschleunigt und abgebremst werden, können die Bauteile höher belastet werden.

Da außerdem weder Ventile, noch ungünstig oszillierende Massenkräfte vorhanden sind, können auch sehr hohe Drehzahlen erreicht werden.

5 Eine weitere Drehzahlsteigerung ist durch Aufladung möglich.

Die Festigkeit der Schaufelplatten begünstigt folgender Umstand: zwischen den Arbeitskammern gibt es gestufte Druckgefälle, so daß die Schaufelplatten nur mit der Druckdifferenz belastet werden. Dies ermöglicht einen hohen Arbeitsdruck.

10 Der Hubkolbenmotor ist sowohl thermisch als auch mechanisch nicht so belastbar wie der C-MOTOR **und die** Belastbarkeit des Wankelmotors ist sogar noch geringer.

Ein entscheidender Vorteil des normalen Kolbenmotors gegenüber dem Wankelmotor besteht darin, daß Wandteile des Arbeitsraumes, die den hohen Temperaturen der Verbrennung ausgesetzt sind, in rascher periodischer Abwechslung auch mit den niedrigen Temperaturen an der Stelle des Gasaustausches in Berührung kommen. Dieser Vorteil ist auch beim C-MOTOR gegeben. Denn die Schaufelplatten, die Teilzylinder und die Kammerwände kommen abwechselnd mit Verbrennungsgasen und Frischgasen in Berührung. Andererseits ist die Kammerfläche der nicht rotierenden Seitendichtung klein und mit Öl geschmiert. Die Wärmeverluste sind dadurch niedrig.

15 Da die Kammerwände beim C-MOTOR Segmente aus einfachen Querschnitten sind, und nur durch den Druck während der Arbeit belastet werden, können sie aus leichten, wärmeisolierenden (Keramik) Werkstoffen hergestellt werden.

20 Der schnelle Gaswechsel und die Möglichkeit für einen Gleichdruckprozeß, die wärmeisolierende Konstruktion (hitzebeständige und wärmeisolierende Kammerwände) verhindern weitestgehend Wärmeverluste. Aus diesem Grund ist dieser Motor fast adiabatisch.

25 Da beim Wankelmotor eine Seite immer heiß und die andere kalt ist, entstehen an der heißen Seite höherer Verschleiß und Verformung, was die Kammerdichtung verschlechtert. Die Dichtleiste gleitet mit ca. 20 m/sec über die Trochoidenfläche. Ihr Spiel in der Nut muß sorgfältig abgestimmt werden. Reibverluste, Verschleiß ("Rattermarken") und eine schlechte Gasabdichtung sind hier nicht zu vermeiden. Diese Probleme hat der C-MOTOR nicht.

Auch die Seitenabgasdichtung ist beim Wankelmotor wesentlich schlechter als beim C-MOTOR. Die Dichtstreifen an den Seitenflächen des sich exzentrisch drehenden Kolbens führen eine Flächengleitung aus. Die Folge sind Reibungsverluste, Verschleiß und Leckage. Die Dichtstreifen beim C-MOTOR führen aber konzentrische Bewegungen aus.

30 Die Gasabdichtungsprobleme und Reibungsverluste sind auch beim Hubkolben (Kolbenringe) vorhanden. (Mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Ottomotoren beträgt 14 m/s, eine Schaufelplatte bei C-MOTOR bewegt 10 mal langsamer).

35 Da die Dichtung beim C-MOTOR bei niedrigerer als auch bei höherer Drehzahl relativ konstant bleibt (s. Beschreibung der Maschine für die Hydraulik), ist auch die Leistung gleichmäßig. Die Anforderungen für einen Getriebe sind daher bescheiden.

Sowohl aufgrund der Trochoidenform, als auch wegen der exzentrischen Synchronverzahnung, ist der Verdichtungsgrad beim Wankelmotor begrenzt (bis 0,94MPa). Daraus folgt ein höherer Kraftstoffverbrauch.

40 Obwohl es bei Hubkolbenmotoren möglich ist, eine höhere Verdichtung zu verwenden, führen viele, robuster gebaute exzentrische Mechanismen (z.B. Kurbelantrieb) und andere linearoszillierende Teile zu höheren mechanischen Verlusten, in Form von Abfallwärme. Auch daraus folgt ein höherer Kraftstoffverbrauch.

Hier ist der C-MOTOR überlegen. Die angeführten Nachteile beim Wankel- und Hubkolbenmotor führen zu höherem Aufwand bei der Motorherstellung.

An dieser Stelle muß das schlechtere Motorstarten beim Wankelmotor erwähnt werden, verursacht durch mangelhafte Dichtung bei niedrigen Drehzahlen.

45 Die Bedeutung der Erfindung von F. Wankel ist der Beweis, daß ein Drehkolbenmotor auch bei extrem ungünstigen Dichtungsverhältnissen und anderen ungünstigen Parametern im Vergleich zum hochentwickelten Hubkolbenmotor immerhin für viele hunderttausende Autofahrer bevorzugt gekauft wird und gut funktionieren kann (Mazda RX7).

50 Das Oberflächen/Volumen-Verhältnis im oberen Totpunkt einer Brennkammer ist beim C-MOTOR wesentlich günstiger als bei einem Wankelmotor. Im Gegensatz zum Wankelmotor ist es möglich der ungünstigen Wirkung des Oberflächen/Volumen-Verhältnisses, durch höhere Verbrennungstemperaturen, durch Aufladung, durch gute Kraftstoff/Luft Vermischung in der Wirbelnut und durch Anwendung von Werkstoffen mit niedrigen Wärmeleitzahlen und niedriger Wärmekapazität (Keramik mit Hohlräumen oder poröse Keramik unter der Oberfläche) für die Kammersegmente, sogar mehr als bei irgendwelcher anderen Motorart entgegenzuwirken. Das Oberflächen/Volumen-Verhältnis im unteren Totpunkt ist durch größere Abmessungen im Motorbau zu verbessern (der Motor wird noch immer viel kleiner als ein entsprechender Hubkolbenmotor).

55 Hier soll erwähnt werden, daß bei der Verbrennung, die Gase und die Kammerwände beim C-MOTOR gleiche Drehgeschwindigkeit haben, also re-relativ zu einander ruhen, wie es beim Hubkolbenmotor der Fall ist. Dagegen muß sich die Flamme beim Wankelmotor über die Trochoiden mit hoher Umfangsgeschwindigkeit ausbreiten. Dies ist un-

günstig für die vollständige Kraftstoffverbrennung.

Die runden und ebenen Flächen der Motorelemente, wovon viele noch dazu die gleiche Form haben, lassen sich leichter fertigen. Deswegen müßten die Herstellungskosten beim C-MOTOR geringer als bei anderen Motoren sein. (s. Beschreibung der Maschine für die Hydraulik und S. 9). Der C-MOTOR ist geeignet für alle Kraftstoffarten, je nach modifizierter Ausführung als Diesel-, Benzin, Dampf, H₂- usw. Motor.

Das Einspritzen des Kraftstoffes und die Kerzenzündung an der Seite des Motordeckels sind einfach. Dies ist ein weiterer Vorteil. Da die Einspritzung und Zündung vor der Position 5 (Abb. 1) stattfindet und nicht in der Phase der höchsten Kammertemperatur (Positionen 5, 6 oder 7), sind die Einspritzdüse und Zündkerze nicht so extrem belastet wie bei einem Hubkolben- oder Wankelmotor.

Der eingespritzte Kraftstoff (beim Dieserverfahren) ist hier nicht in die relativ ruhende Kolbenvertiefung in OT-Punkt gerichtet, sondern in einer Bogenlänge von 45° in die vorbeifließenden seitlichen Kammerwandvertiefungen, Wirbelnute genannt. Damit entsteht eine gute Kraftstoff/Luft Mischung, die für eine vollständige Verbrennung notwendig ist.

Von der Wirbelnute wird das Gas weiter axial in einen Muldenkanal geführt, der je nach Betriebsart verschieden gestaltet sein kann.

Beim C-MOTOR (Abb. 4) wird das Öl mittels einer Pumpe durch einen Kanal in der Mitte der Innenrotorachse eingelassen. Von diesem Kanal gelangt das Öl, bedingt auch durch die starke Zentrifugalkraft, durch die von der Mitte nach außen radial verlaufenden Verteilungskanäle in die Synchronräume des Innenrotors. Von hier aus strömt das Öl durch die Schaufelpatten in die Leerräume des Außenrotors. Dort strömt das Öl weiter durch die vorgesehenen Kanäle und Bohrungen an der Mantelseite aus den Außenrotor aus dem Motor aus. Dabei werden durch die starke Ölströmung die Teile im Innen- wie auch im Außenrotor gekühlt.

Die Kühlung und Schmierung der Schaufelplatte findet folgendermaßen statt. Die in der Position 8 (Abb.1) befindliche Schaufelplatte, deren Oberflächen im vorhergehenden Arbeitsgang stark erhitzt werden, wird zunächst durch Frischgas gekühlt. Gleichzeitig taucht die Schaufelplatte allmählich in die Gelenklager von Innen- und Außenrotor und deren Ölräumen. Es findet eine weitere Kühlung durch den Kontakt mit den Teilzylindern und dem Öl statt. Dabei wird die Oberfläche wieder von dem Öl benetzt. Durch die Pendelbewegungen der Schaufelplatten und der Zylindersegmente wird das Öl dosiert und dichtend, kühlend und schmierend an die relevanten Stellen gefördert. Die Schaufelplatte wird noch von innen, durch die starke Ölströmung in ihren Kanälen gekühlt. Die Schaufelplatte dient auch als Förderbrücke für die AR-Kühlung. Hierbei muß erwähnt werden, daß ein hoher Gasdruck die Möglichkeit des Eindringens von Öl in die Arbeitskammer verhindert.

Die Kompression in der Arbeitskammer drückt die Kammerwände (Abb. 4) an die Teilzylinder. Hier ergibt sich ein neuartiges leistungsfähiges Dichtungssystem. Die Kammerwände drücken gegen die Teilzylinder und diese wieder gegen die Schaufelplatten. Somit ist eine gute Gasabdichtung gewährleistet. Die Konstruktion gewährleistet auch bei großem Verschleiß der Kammerwände eine einwandfreie Funktion.

Die Kammerwände können noch zusätzlich Dichtleisten in Form von quadratischen oder zylindrischen Draht, wie auch Weichpackungen haben (Abb.5).

Es ist möglich in bestimmten Fällen wie z.B. bei den keramischen Werkstoffen statt mit Öl, mit Wasser, oder Wasser mit dispergiertem Öl zu kühlen, zu schmieren und zu dichten. Durch die Verdampfung entstehen Dampfkissen mit hohem Druck, die die Funktionen von reinem Öl übernehmen. Der, durch die Kühlung erzeugte Heißdampf treibt einen Turbolader oder Kompressor an, wird entspannt, durch einen Kondensator verflüssigt und in den, sich wiederholenden Kreislauf gebracht. Diese Möglichkeit ist besonders für Motoren mit großer Leistung geeignet. Auch Pressluft kann in Sonderfällen Verwendung finden.

Die Kammerwände sind durch Federn und Schrauben immer an die Teilzylinder gedrückt, um das Öl beim Stillstand am Eindringen in die Arbeitskammer zu hindern. Ebenso wird die Dichtung bei den durch Verschleiß nach langer Benutzung verkleinerten Laufbahnen an Kammerwänden und Teilzylindern gesichert.

Die Anzahl der Schrauben und Federn soll im Außenrotor wesentlich kleiner als im Innenrotor sein. Diese Federn und Schrauben im Außenrotor sind durch die Wirkung der Fliehkräfte kaum belastet. Die Schrauben können auch versetzt angeordnet sein (Abb. 7). Um die Innenrotorwände zu befestigen sind Schrauben mit Bohrungen und Schraubenmutter nötig (Abb.7). Obwohl die Gaskompression die Innenrotorwände nach innen drückt, ist die benötigte Anzahl der Halteschrauben wegen hier anders wirkender Zentrifugalkräfte wesentlich größer als beim Außenrotor.

Je nach Arbeitsbedingungen können Kammerwände, die Stützsegmente des Gleitlagers und die Teilzylinder verschiedene Hohlräume und Ölkühlkanäle haben.

HERSTELLUNGSKOSTEN IM VERGLEICH ZUM HUBKOLBENMOTOR

Am Anfang ist die These aufgestellt, daß die Herstellungskosten eines C-MOTOR günstig sind. Im Überschlagn zeigt ein Vergleich folgenden Sachverhalt:

1. Die runden und ebenen Flächen der Motorelemente, wovon viele noch dazu die gleiche Form besitzen, lassen

EP 0 601 218 B1

sich leichter fertigen.

2. Ein 8-Kammer C-MOTOR entspricht einem 16-Zylinder 4-Takt.

Mit Sicherheit sind Herstellungskosten einer Kammer nicht wesentlich größer als die Kosten für die Herstellung eines Zylinders (das Schleifen der Zylinderbohrung, von Ventilsitzen, Herstellung des Zylinderkopfs), und eines Kolbens mit seiner komplizierten Ausführung. Aber die weiteren Vergleiche sind für HKM extrem ungünstig:

	CM	HKM
Ventile	0	32 (64)
Komplizierte Ventilsteuerung	0	1
Nocken	0	16
Stößel	0	16
Nockenwelle mit Zahnräder und Lagerung	0	1
Kolbenbolzen	0	16
Pleuelstangen	0	16
Pleuellager	0	16
Teurerer Kurbelwellenkomplex	0	1
Kerzen	1	16
Einspritzdüsen	1	16
Zylindergaszuführung	1	16
Zylindergasabführung usw.	1	16

Es ist nicht möglich hier ein genaueres Kostenverhältnis festzustellen, aber man kann davon ausgehen, daß ein HKM bei einer Massenanfertigung mindestens dreimal so teuer wäre (Materialmenge und Bearbeitung), als ein C-MOTOR.

GEWICHTVERGLEICH

Das Gewicht eines CM müßte halb so groß, oder geringer sein, als ein entsprechender HKM. Dies Ist für Kraftstoffersparnis bei KFZ von grosser Bedeutung.

VOLUMENVERGLEICH

Aus dem Dargestellten folgt, daß das Volumen eines CM wesentlich kleiner wäre als ein HKM. Schätzungsweise handelt es sich um eine Halbierung.

Die Maschine besteht aus ainer Reihe von Teilen, die nachfolgend näher beschrieben werden:

1. Der Innenrotor

ist so aufgebaut,

- daß er eine axiale Bohrung hat, die für den Zufluß des Schmier-, Dicht-, und Kühlmittels (SDKM) dient,
- daß aus dieser axialen Bohrung kleinere radiale Bohrungen zur Peripherie des Rotors führen,
- daß von hier in der Umfangsrichtung Kanäle zum Transport des SDKM in die Teilzylinderlagerung der Pendelschaufelplatten und in die Synchronräume vorhanden sind,
- daß Synchronräume vorhanden sind, auf deren Fläche sich die Pendelschaufelplatten stützen, um die Synchronisierung der beiden Rotoren zu ermöglichen.
- daß an der Rotormantelfläche radiale Bohrungen zur Befestigung der Kammerwandsegmente vorhanden sind.

2. Der Außenrotor

ist so aufgebaut

- daß er aus einem Rohr besteht an dessen Innenfläche Segmente selbstregulierend befestigt sind.
- daß die Mantelfläche als Laufbahn für die Rotorlagerung dient,
- daß am Rohr Radialbohrungen vorhanden sind, die zum Abfluß des SDKM vorgesehen sind,
- daß Synchronräume vorhanden sind, auf deren Fläche sich die Pendelschaufelplatten stützen, um die Syn-

chronisierung der beiden Rotoren zu ermöglichen.

3 Die Lagerung der Pendelschaufelplatten

ist so aufgebaut, daß diese in jedem Rotor durch zwei, an die Pendelschaufelplatten nicht festgebundene, halbmondähnliche, Teilzylinder gebildet wird und damit in beiden Rotoren gleiten kann.

4. Die Synchronräume

ist so aufgebaut

- daß für die Pendelschaufelplatten im Außen- und Innenrotor oder in einem von diesem Synchronräume vorhanden sind,
- daß im Berührungsbereich der beiden Rotoren sich die Pendelschaufelplatten in die Synchronräume ihrer Lager bewegen,
- daß im Bereich der größten Entfernung die Pendelschaufelplatten die Synchronräume verlassen, bis sie mittels der verschiebungsbegrenzenden Schaufelplattenstifte oder einrastender Leisten und der Fugenenden in den Teilzylinder mittig zwischen zwei Rotoren gebracht werden,
- daß hierdurch ein kleineres Gewicht und eine kleinere Abmessung der Maschine erzielt wird,
- daß im Berührungsbereich der beiden Rotoren die Pendelschaufelplatten mit ihren gerundeten Rändern entlang ihrer ganzen Länge an den Synchronflächen der Rotoren so gleiten, daß eine variable Hebelwirkung entsteht, die die Rotoren zu einer Rotation mit gleicher Drehgeschwindigkeit koppelt.

5. Synchronisierung durch die Ränder an den Arbeitskammerwänden

ist so aufgebaut

- daß eine Kopplung im Bereich eines entsprechenden Drehwinkels der Rotoren, zusätzlich durch das Abstützen der Schaufelplatten in ihrer ganzen Länge an den vorhandenen Rändern der Arbeitskammersegmente stattfindet,
- daß bei veränderlichen Fördervolumina und stark wechselnder Drehrichtung die Rotorensynchronisierung durch die Kardanverbindung gewährleistet wird (Zeichnung wird nachgereicht).

6. Lagerung der Rotoren

ist so aufgebaut, daß der Innenrotor an einer Achse gelagert ist, der Außenrotor aber stützt sich direkt durch die Rollen, Wälzlager, die hydrostatischen oder dynamischen Gleitlager, selbsteinstellend und mit Druck (Kompensierung der Fliehkräfte bei hoher Drehzahl) auf seine Oberfläche.

7. Die Arbeitskammern

ist so aufgebaut, daß sie aus Segmenten bestehen, die keine Funktion als tragende Teile eines Trommelgerippes für die Rotoren haben, sondern die Segmente sind beim Innenrotor an seinem massiven Achskörper und beim Außenrotor an einem festen Rohr (Ring) elastisch und selbsteinstellend angebracht.

8. Die Segmente

ist so aufgebaut, daß sie aufgrund ihrer Form und Teilung Fugen aufweisen, die Wärmeausdehnung und Selbstregulierung in allen Richtungen ermöglichen. Ferner weisen sie Kanäle für den Durchfluß von Schmier-, Dicht- und Kühlmittel (SDKM) auf.

9. Die Kammerwandsegmente

ist so aufgebaut,

- daß sie als Kammerwand ebene oder runde Flächen haben und eine elastische Dichtungstraverse zwischen den Teilzylindern bilden,
- daß sie die Teilzylinder in ihrem Lagersitz halten,
- daß sie aus einem oder mehreren elastischen, wärmeisolierenden, geschichteten Teilen bestehen,
- daß sie sich bei hohem Druck durch die elastische Verformung an die äußeren Arbeitssegmente stützen,
- daß sie mit den äußeren Segmenten durch Schrauben federnd befestigt sind,
- daß sie mit Vertiefungen für Einspritzung und Mischung mit dem Kraftstoff ausgestattet sind,
- daß sie Kanäle oder Vertiefungen für die Kraftstoffmischung oder für den schnellen Mediumtransport (z.B. Hydraulikflüssigkeit) haben.

10. Die Teilzylinder

ist so aufgebaut, daß sie mit Fugen für die Haltestifte der Pendelschaufelplatten und mit Abstandhaltestiften ausgestattet sind.

11. Die Pendelschaufelplatten

gekennzeichnet dadurch,

- daß sie in radialer Richtung mit parallel verlaufenden Kanälen versehen sind, und als Brücke zum Transport des SDKM (Schmier-, Dicht und Kühl-mittel) zwischen Innen- und Außenrotors dienen,
- daß sie an ihren Längsseiten Haltestifte haben.

12. Die äußeren Segmente im Außenrotor

ist so aufgebaut,

- daß sie einen Sitz für die Teilzylinder mit der Pendelschaufelplatte bilden,
- daß zwischen diesen Dehnungsfugen vorhanden sind,
- daß sie mit Kanälen an dem Sitz der Teilzylinder für das SDKM , mit Kanälen für den Ausfluß dieses Mittels in radiale und axiale Richtung und mit Dichtleisten an ihren Stirnseiten, ausgestattet sind.
- daß bei Ölhydraulik und hydrodynamischer Lagerung, Kanäle aus den Arbeitskammern zum Rotormantel vorhanden sind, die das Öl zur Schmlerung zwischen dem Rotor und dem Gehäuse fordern (Abb. 7).

13. Der Motordeckel

ist so aufgebaut,

- daß sie in axialer Richtung bei den Kammerwänden, Teilzylindern, Pendelschaufelplatten und anderen rotierenden Teilen durch die nachstellbare, dichtende Anpressung der Motordeckel, große Verschleißreserven hat, ohne dabei die Funktion der Maschine zu beeinträchtigen,
- daß die dichtende Anpressung der Motordeckel an die Rotoren durch einen oder mehrere Kolben mit entsprechenden Zylindern. Die Anpressung erfolgt pneumatisch oder hydraulisch durch das Arbeitsmedium, das aus einer Arbeitskammer mit hohem Druck kommt oder durch eine Pumpe.
- daß bei Verbrennungskraftmaschinen die Auslaßöffnung gegenüber der Einlaßöffnung vorverlegt ist,
- daß im Kompressionsbereich die Bohrungen zum Kraftstoffeinspritzen und Feuerkanäle (oder Zündkanäle) zwischen zwei Brennkammer angebracht sind.

14. Der Kreislauf des SDKM (Schmier-,Dicht- und Kühlmittels),

z.B Öl, Ölnebel, Wasser mit dispergiertem Öl und mit Korossionsschutzmittel etc., das mittels einer Pumpe, wie auch durch die Fliehkraft getrieben wird, ist so aufgebaut,

- daß dieses aus der Bohrung des Innenrotors durch mehrere Kanäle, die mittig zwischen zwei Teilzylinderlagerungen liegen, radial nach außen, in die vorhandenen Hohlräume zwischen der Innenrotorkammerwand und dem Innenrotorachskörper gelangt,
- daß, es von hier aus tangential in die Umfangskanäle der Teilzylinderlagerung, die sich am Innenrotorachskörper befindet, weiter in die Synchronbohrungen fließt,
- daß, es aus den Synchronbohrungen in die Kanäle der Pendelschaufelplatten weiter in die Umfangskanäle der Teilzylinderlagerung, die sich an den Segmenten im Außenrotor befinden, gelangt, die sich am Innenrotorachskörper befindet, weiter in die Synchronbohrungen fließt,
- daß, es aus den Synchronbohrungen in die Kanäle der Pendelschaufelplatten weiter in die Umfangskanäle der Teilzylinderlagerung, die sich an den Segmenten im Außenrotor befinden, gelangt,
- daß, es von hier aus in die Hohlräume der Segmente und dann axial, und/oder radial nach außen (in einen Kühlbehälter und mittels einer Pumpe wieder zurück in die Bohrung des Innenrotors), kommt.

Patentansprüche

1. Rotationskolbenmaschine, im wesentlichen bestehend aus mehreren Pendelschaufelplatten (4), die über Gelenklagern linear und schwenkbar in zwei ineinander exzentrisch und parallel angeordneten Rotoren (1, 2) gelagert sind und Arbeitskammern besitzen, die beidseitig von Seitendeckeln (5,6) abgeschlossen werden **dadurch gekennzeichnet , daß**

- a) im Innenrotor (1) eine Bohrung (1.2) vorgesehen ist, von der zu allen Gleitflächen der im Innenrotor (1) angeordneten Teilzylinder (3.1) Radialbohrungen (1.3) führen, wobei letztere über in den Pendelschaufelplatten (4) angeordnete Bohrungen (4.1) mit allen Gleitflächen der äußeren , im Außenrotor (2) angeordneten Teilzylinder (3.2) verbunden sind und von hier weitere Kanäle (2.31) nach außen führen,

- b) der Außenrotor (2) an seiner Mantelfläche in ein oder mehrere Lager (8) abgestützt wird und die Seitendeckel (5,6) der Arbeitskammern nicht rotieren,
 c) alle Gelenklager aus jeweils zwei Teilzylindern (3.1, 3.2) bestehen, in welchen die Schaufelplatten (4) gleitend gelagert sind.

- 5
2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufelplatten (4) an beiden Enden Vorsprünge (4.2) besitzen, die in von der jeweils äußeren Seite offenen Aussparungen (3.4) der Teilzylinder (3.1, 3.2) bis zu einem Anschlag verschiebbar sind.
- 10
3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2 dadurch gekennzeichnet, daß im jeweils äußeren Bereich der Teilzylinder (3.1, 3.2) im Freiraum zwischen diesen mindestens ein Abstandshalter (4.3) vorgesehen ist, wobei an den Schaufelplatten (4) im Bereich der Abstandshalter (4.3) Aussparungen (4.4) vorgesehen sind.
- 15
4. Maschine nach Anspruch 1, 2 oder 3 dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufelplatten (4) in jeweils kleinsten Abstandsbereich zwischen Innenrotor (1) und Außenrotor (2) mit der Bohrungsfläche von Synchronbohrungen (1.5) zur gleitenden Anlage kommen, wobei die Synchronbohrungen (1.5) direkt neben den Gelenklagern des Innen- und/ oder Außenrotors (1,2) angeordnet sind.
- 20
5. Maschine nach Anspruch 1, 2, oder 3 dadurch gekennzeichnet, daß im Bohrungs- oder im Mantelbereich des Außenrotors (2) oder des Innenrotors (1) Synchrondruckflächen (1.51 bzw. 1.52) vorgesehen sind, an die die Schaufelplatten (4) in einem bestimmten von der Exzentrizität der Innen- und Außenrotoren (1, 2), den Radien der Teilzylinder (3.1, 3.2) sowie der Breite der Schaufelplatten (4) abhängigen Winkelabschnitt zur Anlage kommen.
- 25
6. Maschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß im Bohrungsbereich zumindest des Außenrotors (2) Segmente (2.2) vorgesehen sind, die jeweils zwei benachbarte Teilzylinder (3.2) von innen mit Gleitflächen umfassen, und über Schrauben (2.4) mit dem Außenrotor (2) gegebenenfalls über Druckfedern (2.5) verbunden sind, wobei zwischen den Segmenten (2.2) und dem Außenrotor (2) ein Spalt (2.7) vorgesehen ist.
- 30
7. Maschine nach Anspruch 6 dadurch gekennzeichnet, daß im Außenbereich der äußeren Teilzylinder (3.2) Segmente (2.3) vorgesehen sind, die von einem geschlossenen Ring (2.1) umfaßt werden.
- 35
8. Maschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß das Lager (8) aus mindestens zwei an der Mantelfläche des Außenrotors (2) anliegenden Gleitlagersegmenten oder Stützrollen besteht.
9. Maschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die axialbeweglichen Seitendeckel (5, 6) zumindest abschnittsweise einem Druckraum (7.1) gegenüberstehen, der mit bestimmten Arbeitskammern der Maschine verbunden ist.

40 **Claims**

1. Rotary piston machine, essentially consisting of several vanes (4) in linear and slewing arrangement by plain cylindrical bearings in two eccentric and parallel rotors (1, 2); they accommodate work chambers on both sides by lateral covers (5, 6)
- 45 characterized by the fact that
- a) the inner rotor (1) incorporates a borehole (1.2) from which radial bores (1.3) lead to all sliding surfaces of the pivot (3.1) arranged in the inner rotor. The radial bores are connected with all sliding surfaces of the pivots (3.2) in outer rotor (2) by bores (4.1) drilled into the vanes (4), from here further channels (2.31) lead outwards,
- 50 b) the outer surface of the outer rotor (2) is supported by one or several bearings (8), the lateral covers (5, 6) of the work chambers do not rotate,
- c) all plain cylindrical bearings incorporate two pivots (3.1, 3.2) in which the vanes (4) are arranged as sliding parts.
- 55
2. Machine according to claim 1, characterized by the fact that the vanes (4) have pin-stops (4.2) on both ends displaceable from the outer sides of the open recesses (3.4) of the pivots (3.1, 3.2) up to the stop.

3. Machine according to claim 1 or 2, characterized by the fact that the free space of the respective outer range of the pivots (3.1, 3.2) provides at least one distance spacer (4.3). The vanes (4) in the distance spacer (4) range are provided with recessed grooves (4.4).
- 5 4. Machine according to claim 1, 2 or 3, characterized by the fact that the vanes are in sliding contact with the bore surfaces of the synchronous bores (1.5) in the respective smallest distance range between inner rotor (1) and outer rotor (2). The synchronous bores (1.5) are arranged directly beside the plain cylindrical bearings of the inner and/or outer rotor.
- 10 5. Machine according to claim 1, 2 or 3, characterized by the fact that synchronous contact surfaces (1.51 and 1.52) are provided in the bore range or in the outer diameter range of the outer rotor (2) or of the inner rotor (1) contacted by the vanes (4) in a certain angular section dependent on the eccentricity of the inner and outer rotors (1, 2) on the radii of the pivots (3.1, 3.2) as well as on the thickness of the vanes.
- 15 6. Machine according to precedent claims characterized by the fact that segments (2.2) are provided in the bore range at least of the outer rotor (2) which internally enclose the respective two adjacent pivots (3.2) with sliding surfaces and attached via bolts (2.4) with outer rotor (2), if need be, by pressure springs (2.5). A gap (2.7) is provided between the segments (2.2) and outer rotor (2).
- 20 7. Machine according to claim 6, characterized by the fact that segments (2.3) are provided in the outer range of the outer pivot (3,2) by a ring (2.1).
8. Machine according to one of the precedent claims characterized by the fact that bearings (8) at least consists of two plain bearing segments or support rollers adjacent to the outer diameter of the outer rotor (2).
- 25 9. Machine according to one of the precedent claims, characterized by the fact that the axially moving lateral covers (5, 6) are at least sectionally in opposite position to one pressure cavity (7.1) which is connected with the work pressure chamber of the machine.

30

Revendications

1. Machine à piston rotatif comportant essentiellement plusieurs palettes (4) supportées par des charnières de manière linéaire et basculante dans deux rotors (1,2) disposés excentrés et parallèles l'un par rapport à l'autre et formant des compartiments de travail obturés des deux côtés par des couvercles (5, 6) caractérisée en ce que
- 35
- a) le rotor intérieur (1) présente un alésage (1,2) à partir duquel des trous radiaux (1,3) débouchant sur toutes les surfaces de glissement des demi-lunes (3,2) disposées dans le rotor intérieur (1) et, à travers les canaux des palettes (4), communiquent avec toutes les surfaces de glissement des demi-lunes (3,2) dans le rotor extérieur d'où des canaux (2,31) conduisent vers l'extérieur,
- 40
- b) le diamètre extérieur du rotor extérieur (2) est supporté par un ou plusieurs paliers (8), les couvercles latéraux (5, 6) des compartiments de travail étant stationnaires.
- 45
- c) toutes les charnières étant constituées par deux demi-lunes (3.1, 3.2) à l'intérieur desquelles coulissent les palettes (4).
2. Machine suivant revendication 1 caractérisée en ce que les palettes (4) présentent des projections aux deux extrémités pouvant coulisser radialement dans des rainures (3,4) des demi-lunes (3.1, 3.2) ouvertes vers l'extérieur et formant butée vers l'intérieur.
- 50
3. Machine suivant revendication 1 ou 2 caractérisée en ce que au moins une entretoise (4,3) est prévue dans la partie extérieure de l'instice entre les demi-lunes (3.1, 3.2), et que les palettes (4) présentent des encoches (4,4) au niveau des entretoises (4,3).
- 55
4. Machine suivant revendication 1, 2 ou 3 caractérisée en ce que, dans la zone de distance minimale entre rotor intérieur (1) et extérieur (2), les palettes (4) glissent sur la surface concave des alésages synchrones (1.5) prévus

EP 0 601 218 B1

à côté des charnières du rotor intérieur et/ou extérieur (1, 2).

- 5
5. Machine suivant revendication 1, 2 ou 3 caractérisée en ce que des aires de pression synchrones (1.51 et 1.52) sont prévues dans l'enveloppe intérieure ou extérieure respectivement du rotor extérieur (2) ou intérieur (1), dans lesquelles prennent contact les palettes (4) à l'intérieur d'un certain secteur circonférentiel qui est fonction de la position excentrique entre rotor intérieur et extérieur (1, 2), des rayons de courbure des demi-lunes (3.1, 3.2) et de la largeur des palettes (4).
- 10
6. Machine suivant les revendications précédentes caractérisée en ce que des segments séparateurs (2.2) sont prévus au moins dans l'alésage du rotor extérieur (2) enveloppant par leur faces de glissement concaves les deux demi-lunes (3.2) adjacentes et fixés au rotor extérieur (2) par des boulons et/ou éventuellement des ressorts de pression (2.5) tout en laissant un certain jeu (2.7) entre les segments 2.2 et le rotor (2).
- 15
7. Machine suivant revendication 6 caractérisée en ce que les segments (2.3) prévus dans la zone extérieur des demi-lunes extérieures (3.2) sont entourés par une bague fermée (2.1).
8. Machine suivant une des revendications précédentes caractérisée en ce que le palier (8) comporte au moins deux patins de palier lisse ou des galets de roulement supportés par le diamètre intérieur du rotor extérieur (2).
- 20
9. Machine suivant une des revendications précédentes caractérisée en ce que les couvercles latéraux (5, 6), mobiles en direction axiale, se trouvent, au moins sur certains secteurs circonférentiels, au niveau d'une chambre de pression (7.1) communiquant avec certains compartiments de travail de la machine.

25

30

35

40

45

50

55

ROTATIONSKOLBENMASCHINE CM
CARIC, Andro, 8720 Schweinfurt, DE

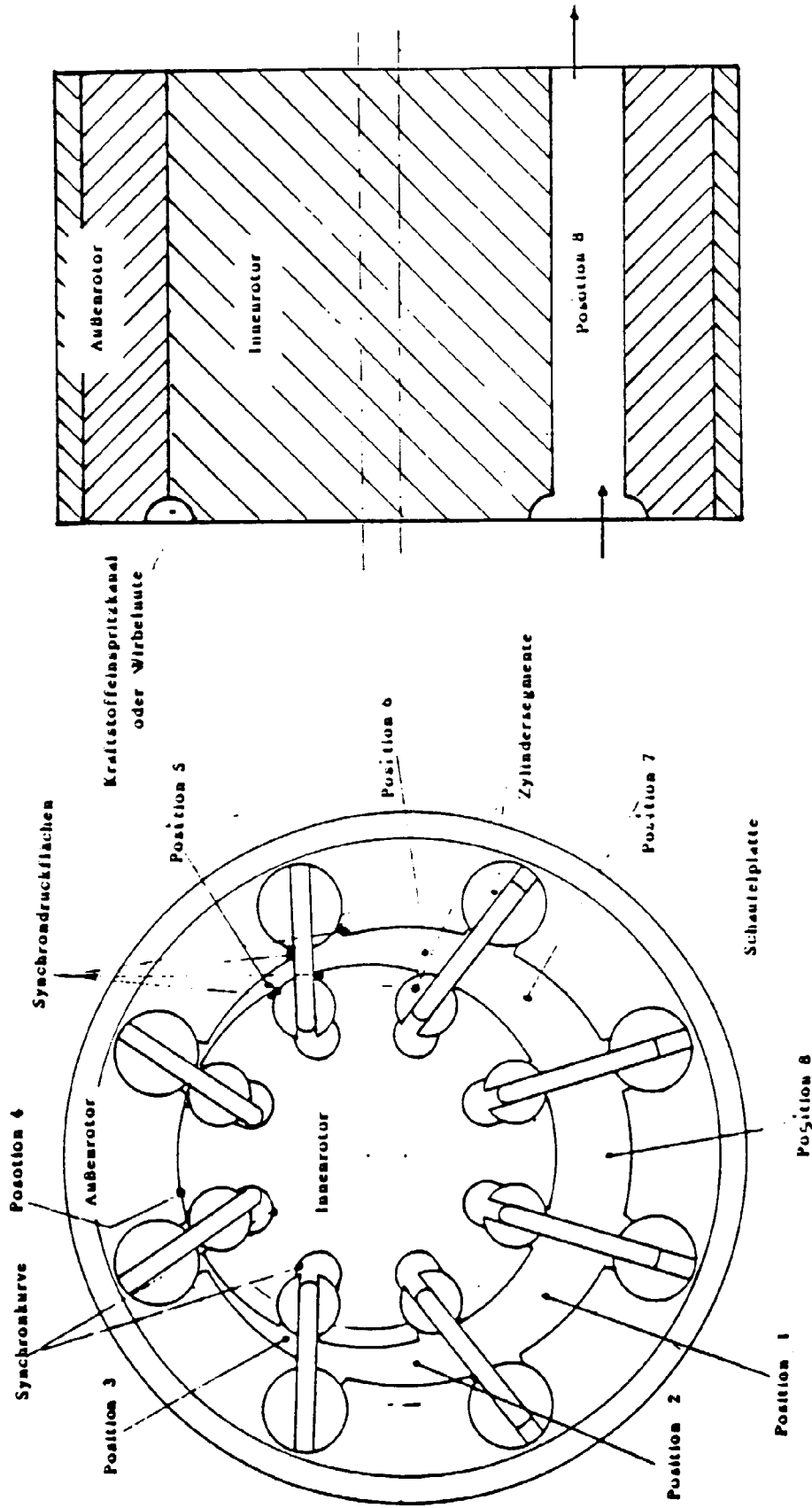
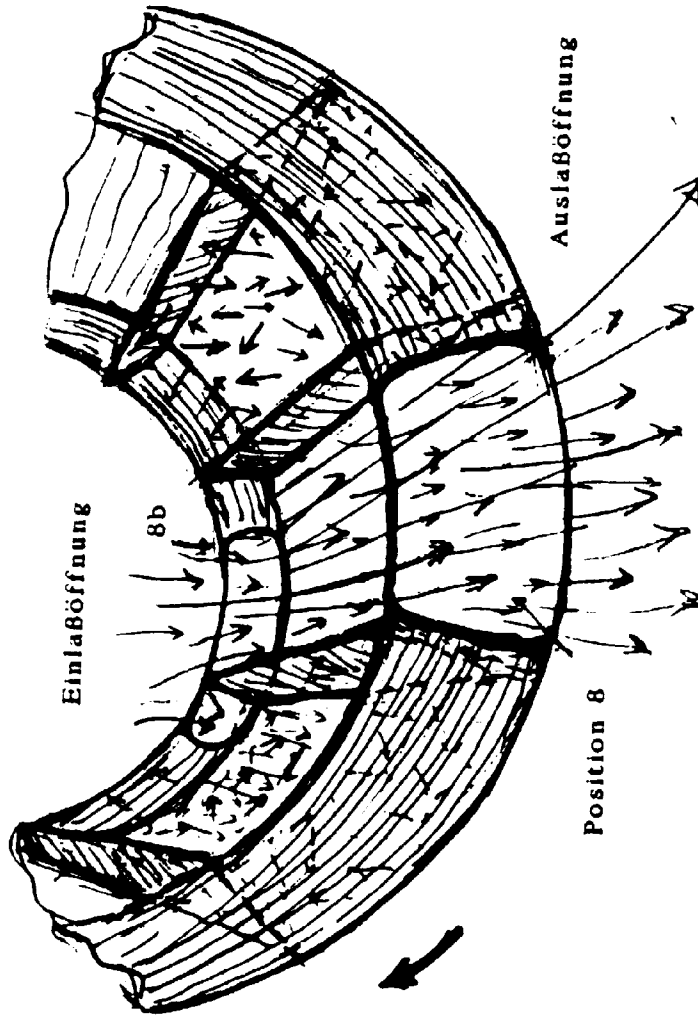
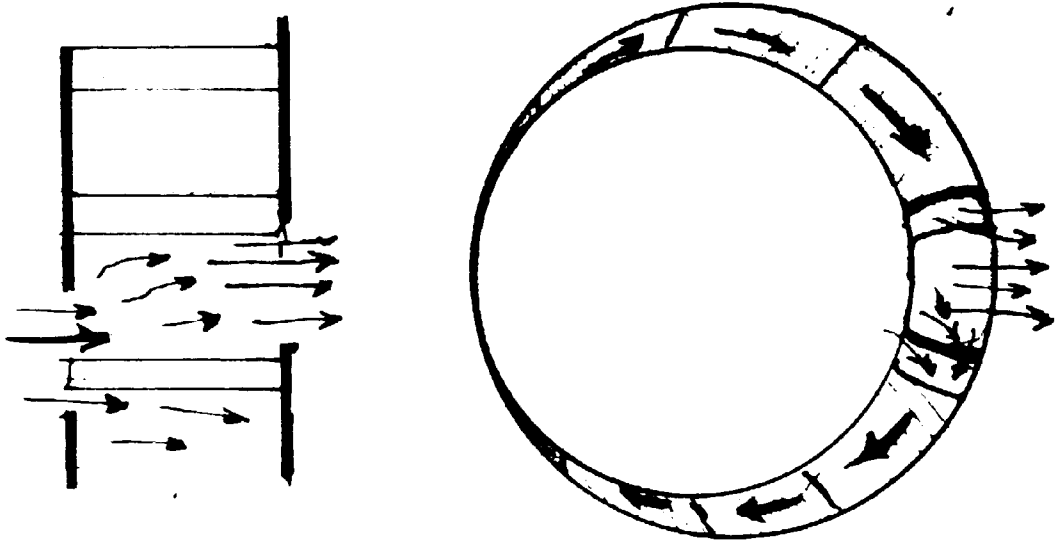


Abb. 1

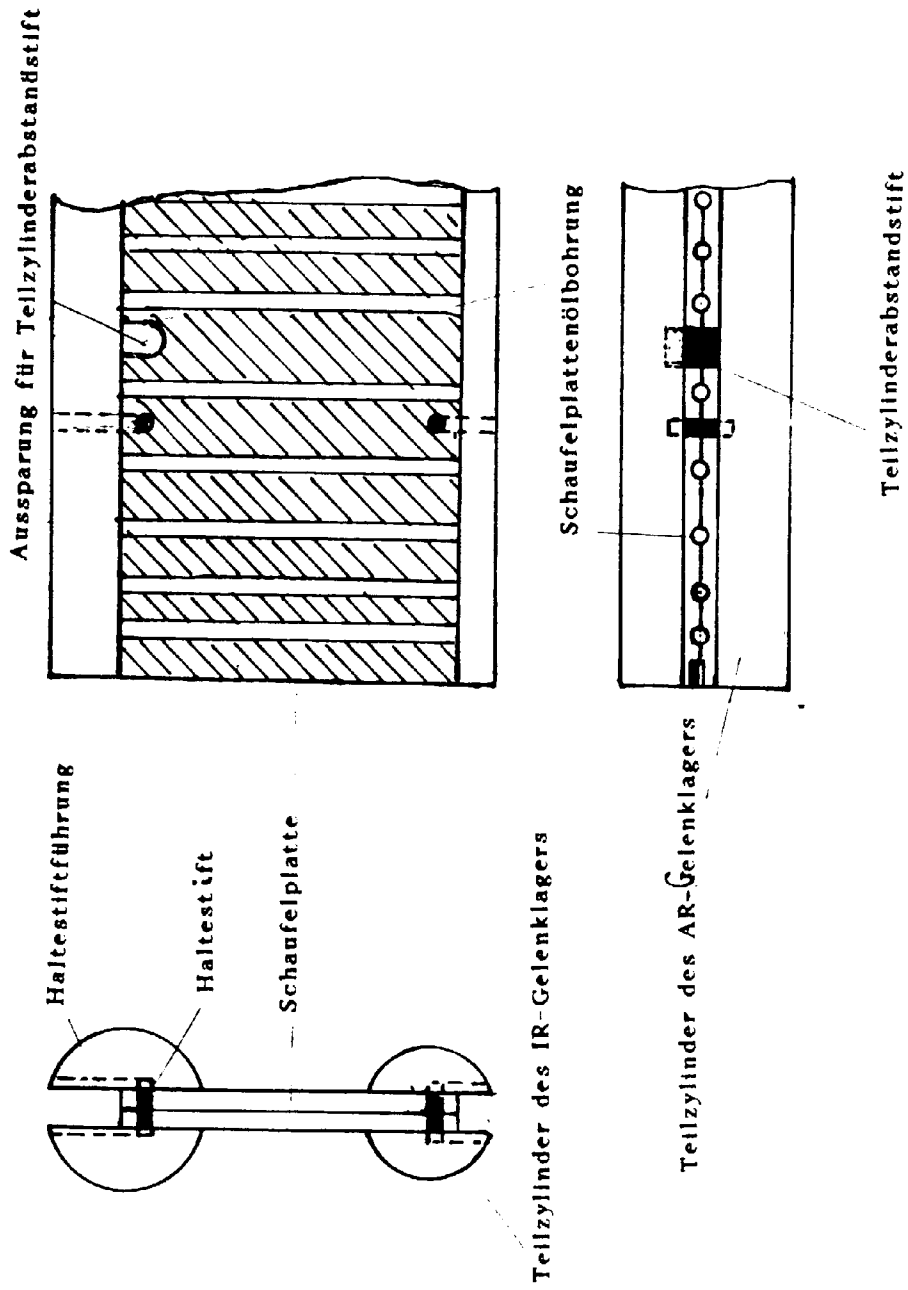
CARICMOTOR

Abb. 2



ROTATIONSKOLBENMASCHINE, CM,
CARIC, Andro, 8720 Schweinfurt, DE

Abb. 3



ROTATIONSKOLBENMASCHINE CM
 Einsatz bei hohen Temp.: Verbrenn: gas-Dampfmotoren, Kompressoren tc.
 CARIC, Andro, 8720 Schweinfurt, DE

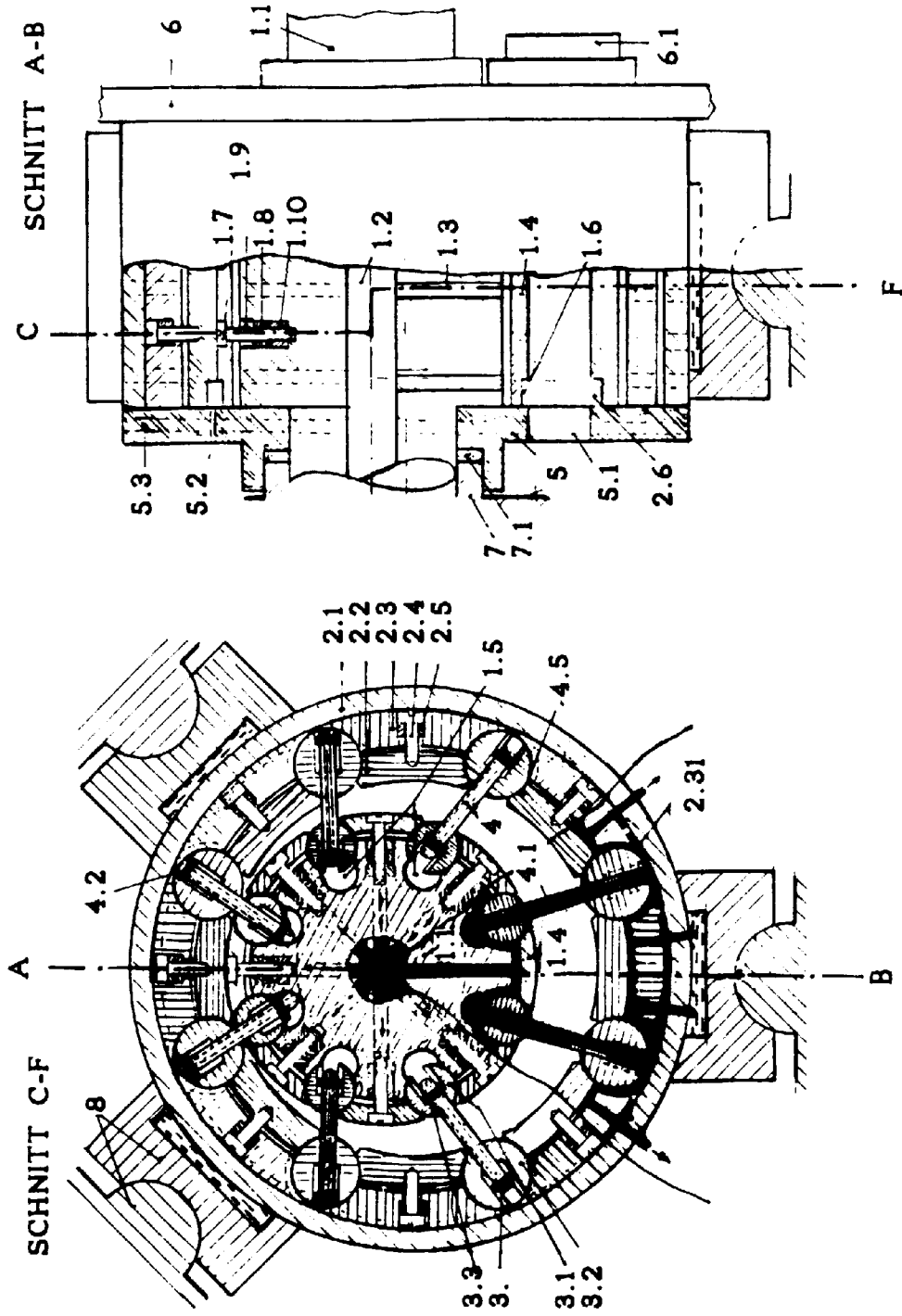


Abb. 4

ROTATIONSKOLBENMASCHINE CM
 Einsatz bei hohen Temp.: Verbrennungsmotoren, Dampfmaschinen, Kompressoren
 CARIC, Andro, 8720 Schweinfurt, DE

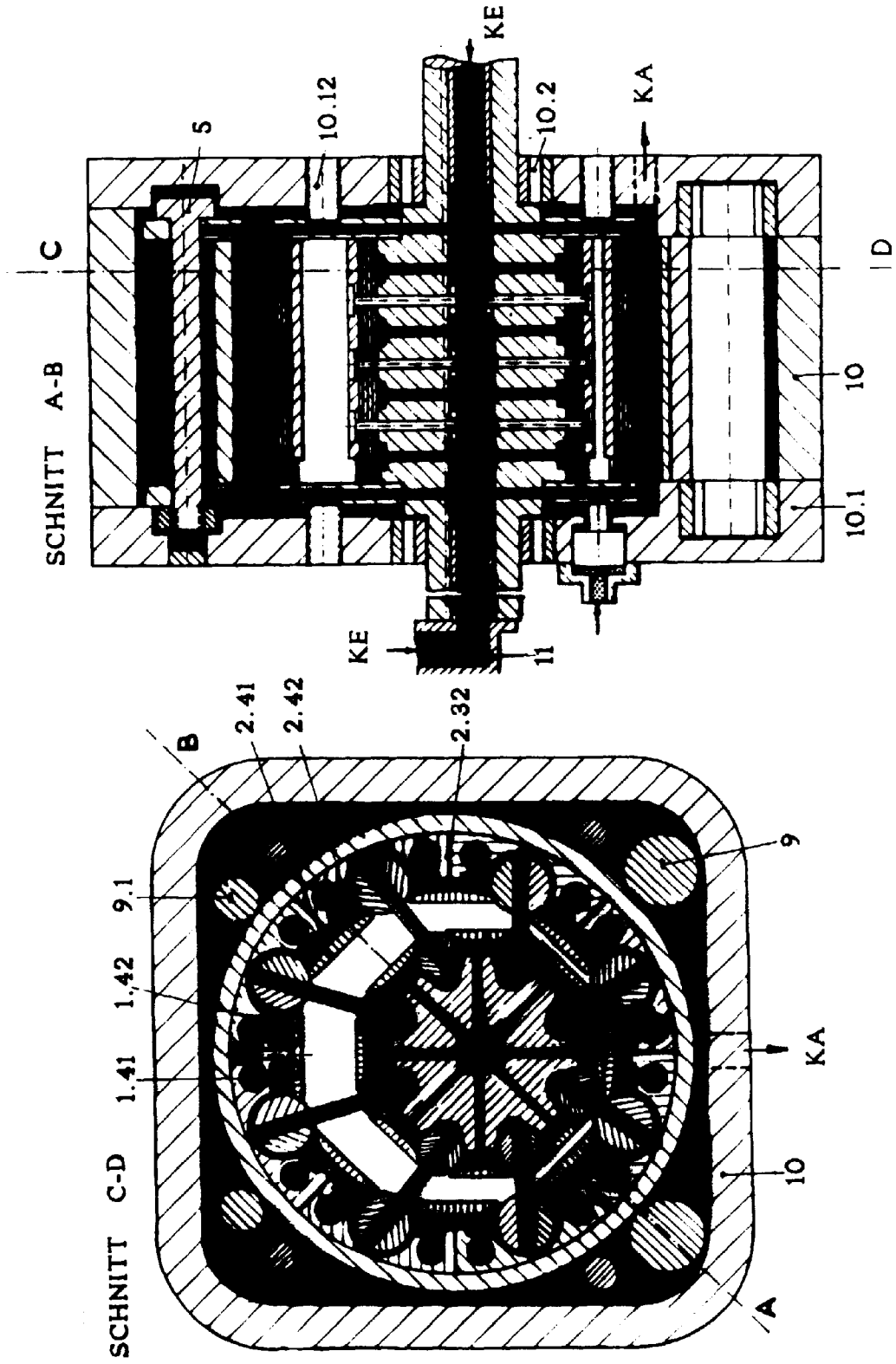


Abb. 6

H C M HYDROSTATISCHE DREHKOLBENMASCHINE MIT
FENDELSCHAUFELPLATTEN UND ZWEI ROTOREN

Abb. 7

