



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

⑯ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
04.12.91 Patentblatt 91/49

⑮ Int. Cl.⁵ : **F04C 18/10**

⑯ Anmeldenummer : **88908150.1**

⑯ Anmeldetag : **30.09.88**

⑯ Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE88/00601

⑯ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 89/02985 06.04.89 Gazette 89/08

⑯ DREHKOLBENVERDICHTER.

⑯ Priorität : **02.10.87 DE 3733398**
31.12.87 DE 3744637

⑯ Entgegenhaltungen :
US-A- 1 887 884
US-A- 1 897 190
US-A- 4 137 019
US-A- 4 540 356

⑯ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
16.08.90 Patentblatt 90/33

⑯ Patentinhaber : **RUF, Renate**
Römerstrasse 11
W-7107 Neckarsulm (DE)

⑯ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
04.12.91 Patentblatt 91/49

⑯ Erfinder : **RUF, Renate**
Römerstrasse 11
W-7107 Neckarsulm (DE)
Erfinder : **BIERLING, Rudolf**
Im Eselsberg 68
W-7103 Schwaigern (DE)

⑯ Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

⑯ Vertreter : **Speidel, Eberhardt**
Postfach 1320 Waldpromenade 26
W-8035 Gauting (DE)

⑯ Entgegenhaltungen :
EP-A- 87 746
DE-A- 2 544 795
SE-A- 383 377
US-A- 883 271

EP 0 381 682 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 eingeleitet, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Drehkolbenverdichter gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei derartigen Drehkolbenverdichtern mit Kämmeingriff besteht zwischen dem Innenläufer und dem Außenläufer ein Drehzahlverhältnis von $n_1 = n_2 + 1$, d.h. der Innenläufer dreht sich im Verhältnis von 2:1, 3:2, 4:3 u.s.w. schneller als der Außenläufer. Bei einer Drehkolbenmaschine mit dem Drehzahlverhältnis $n_1 : n_2 = 2:1$, die aufgrund ihres geringen schädlichen Raumes als Verdichter besonders geeignet ist, findet in jeder ihrer beiden Arbeitskammern mit jeder vollen Umdrehung des Außenläufers ein Ansaugtakt und ein Ausschubtakt statt.

Bei den bekannten Drehkolbenmaschinen dieser Art (US-A-883 271, EP-A-0087746) ist die Welle des Innenläufers nach außen geführt und mit einem Antriebsrad verbunden, und sie treibt ihrerseits über das Getriebe den Außenläufer mit der halben Drehzahl des Innenläufers an. Dies erfordert für große Förderleistungen hohe Antriebsdrehzahlen, da für jede Umdrehung des Innenläufers in jeder Arbeitskammer nur das halbe Arbeitsspiel abläuft. Ein weiterer Nachteil dieser bekannten Drehkolbenmaschinen besteht darin, daß aufgrund des Antriebes des Innenläufers die Lager des Außenläufers einen großen Durchmesser haben müssen, da sich die zur Drehachse des Außenläufers exzentrische Welle des Innenläufers nach außen durch den Außenläufer hindurch erstreckt. Lager mit großem Durchmesser sind jedoch teuer und bei hohen Drehzahlen aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit einer starken Belastung ausgesetzt. Um diese Belastung zu verringern, wird bei der Ausführung gemäß der genannten EP-A-0087 746 der Außenläufer nicht in einem großen Lager, sondern über drei symmetrisch angeordnete Rollen gelagert. Hierdurch wird zwar das Problem der hohen Umfangsgeschwindigkeit des großen Lagers gelöst, jedoch unter Inkaufnahme einer aufwendigen Konstruktion und einer sehr hohen Drehzahl der Rollen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Drehkolbenverdichter gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 zu schaffen, der sich durch eine große Förderleistung bei niedrigen Antriebsdrehzahlen auszeichnet und hohe Drehzahlen des Außenläufers zuläßt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale von Anspruch 1 gelöst.

Bei dem erfindungsgemäß Drehkolbenverdichter findet aufgrund des Umstandes, daß nicht der Innenläufer, sondern der Außenläufer angetrieben wird, mit jeder Umdrehung der angetriebenen Welle in jeder Arbeitskammer das volle Arbeitsspiel statt, so daß der vorgeschlagene Drehkolbenverdichter bei einem Drehzahlverhältnis $n_1 : n_2 = 2:1$ bei einer gegebenen Antriebsdrehzahl das doppelte Fördervolumen der bekannten Drehkolbenverdichter hat. Da der

Außenläufer mit seinen Seitenwänden axial außerhalb der Lager des Innenläufers gelagert ist, kann der Durchmesser der Lager des Außenläufers verhältnismäßig klein sein. Dadurch sind hohe Drehzahlen des Außenläufers ohne übermäßige Beanspruchung seiner Lager möglich. Schließlich hat der erfindungsgemäß Vorschlag den Vorteil, daß die Welle des Innenläufers keiner Durchbiegung aufgrund des Zuges des Antriebsriemens unterworfen ist.

Es sei bemerkt, daß bei Drehkolbenmaschinen mit Schlupfeingriff, bei denen sich der Innenläufer schneller dreht als der Außenläufer und eine planetenartig kreisende Bewegung ausführt, ein direkter Antrieb des Innenläufers nicht möglich ist und daher stets der Außenläufer angetrieben wird, der seinerseits entweder durch Anlage des Innenläufers an Flächen des Außenläufers (US-A-1 887 884) oder durch ein Getriebe (US-A-1 897 190) den Innenläufer antreibt. Eine Anregung zu dem erfindungsgemäß Vorschlag vermitteln diese Drehkolbenmaschinen mit Schlupfeingriff nicht, zumal im Gegensatz zu diesen Maschinen bei Drehkolbenmaschinen mit Kämmeingriff der Innenläufer fest mit einer Welle verbunden ist, weswegen bei Drehkolbenmaschinen mit Kämmeingriff bisher stets der Innenläufer angetrieben wurde.

Da bei dem vorgeschlagenen Drehkolbenverdichter die Welle des Innenläufers keiner Durchbiegung aufgrund des Zuges des Antriebsriemens unterworfen ist, eignet sich dieser Verdichter besonders für Trockenlauf. Trockenlauf-Verdichter werden verwendet, wenn schmiermittelfreie Druckluft benötigt wird. Es darf also kein Schmiermittel in die Arbeitskammern gelangen, was zur Voraussetzung hat, daß keine Dichtelemente vorgesehen sind, die geschmiert werden müssen. Demzufolge müssen derartige Verdichter mit Spaltdichtung in der Größenordnung von 50 bis 100 μm hergestellt werden. Das Einhalten derart enger Dichtspalte wird bei dem erfindungsgemäß Drehkolbenverdichter durch das Fernhalten von Antriebs-Zugkräften von der Innenläuferwette erleichtert. Allerdings ist der Innenläufer im Betrieb hohen Fliehkräften ausgesetzt, da er sich bei der 2:1 Maschine mit der doppelten Antriebsdrehzahl dreht. Um diese Belastung durch Fliehkräfte weitgehend auszuschalten, kann der Innenläufer hohl und aus Leichtmetall gefertigt sein und mindestens ein sich im wesentlichen über seine ganze Länge erstreckendes Ausgleichsgewicht aus einem Material mit höherem spezifischem Gewicht aufnehmen. Dadurch wird in jeder Querebene des Innenläufers ein volter Massenausgleich erreicht, so daß auf den Innenläufer bzw. seine Welle keine Biegemomente ausgeübt werden. Der Massenausgleich kann durch einen oder mehrere Schwermetallstifte z.B. aus Wolfram in einem Nickel-Eisenbinder, erreicht werden, die sich durch den Innenläufer parallel zur Drehachse erstrecken und von denen einer gleichzeitig zur Drehfixierung des Innenläufers auf seiner Welle verwendet werden

50

55

kann. Alternativ kann die Welle mit dem Ausgleichsgewicht als einem Stück bestehen und mit einer Preßpassung in eine entsprechende Aussparung des Innenläufers eingesetzt sein.

Von Bedeutung für die Aufrechterhaltung der genannten engen Dichtspalte ist es auch, daß die Phasenlage zwischen Innen- und Außenläufer äußerst exakt eingestellt wird. Diese Phasenlage wird durch das Getriebe zwischen Innen- und Außenläufer aufrechterhalten. Während bei nicht trockenlaufenden Verdichtern das Außenzahnrad direkt am Innenläufer angeschraubt werden kann, ist dies wegen der Notwendigkeit der Schmierung des Getriebes bei Trockenlauf-Verdichtern nicht möglich. Um bei einem außenliegenden Getriebe trotzdem eine exakte Zuordnung des außen verzahnten Rades zu dem Innenläufer zu erreichen, ist es zweckmäßig, bei der Ausführung, bei welcher der Innenläufer und die Welle getrennte Teile sind, die Nut, welche den zur Drehsicherung verwendeten Schwermetallstift aufnimmt, einseitig über den Innenläufer hinaus fortzusetzen und das Außenzahnrad außerhalb des Innenraumes des Außenläufers auf der Welle anzurordnen und durch einen in die Nut in der Welle eingreifenden Stift oder Vorsprung drehfest mit der Welle zu verbinden. Dabei kann auch ein einziger Stift zur Verdrehsicherung des Innenläufers und des Außenzahnrades auf der Welle vorgesehen sein.

Um eine volle Auswuchtung des Innenläufers zu ermöglichen, können auf der Innenseite der äußeren Umfangswand des Innenläufers in dem der Nabe diametral gegenüberliegenden Bereich radial nach innen gerichtete Vorsprünge angeformt sein, von denen zwecks Auswuchtung des Läufers Material abgetragen werden kann. Wenn die Stirnseiten des Innenläufers durch Deckel abgeschlossen sind, um eine Seitenumströmung zu verhindern und die Leckagen klein zu halten, werden diese Vorsprünge nahe der Stirnseiten angeordnet und die Deckel werden im Bereich der Vorsprünge mit Durchbrüchen versehen, durch welche ein Werkzeug zum Abtragen von Material von den Vorsprüngen hindurchgeführt werden kann.

Wie eingangs erwähnt, ist es bei einem Trockenlauf-Verdichter der gattungsgemäßen Art notwendig, das Getriebe zwischen Innen- und Außenläufer außerhalb des Verdichterraumes anzurordnen und gegenüber diesem abzudichten. Zu diesem Zweck kann das Gehäusebauteil, in welchem das getriebeseitige Ende der Welle gelagert ist, einen scheibenförmigen Ansatz aufweisen, der sich zwischen dem Innenläufer und dem Außenzahnrad erstreckt, eine Bohrung zum Durchtritt der Welle aufweist und mit seinem Außenumfang dichtend in eine entsprechende kreisförmige Aussparung in der benachbarten Stirnwand des Außenläufers eingesetzt ist.

Wie vorher ausgeführt wurde, sind zum Einhalten kleiner Dichtspalte normalerweise sehr enge Toleran-

zen erforderlich, die eine hohe Fertigungsgenauigkeit und entsprechend hohe Kosten verursachen. Um größere Herstellungstoleranzen zulassen zu können bzw. zu große Plus-Toleranzen ausgleichen zu können, sind nach einem weiteren Vorschlag der Erfindung beide Gehäusebauteile, in denen die Enden der Welle gelagert sind und die sich durch die Stirnwände des Außenläufers erstrecken, mit scheibenförmigen Ansätzen versehen, die in entsprechende kreisförmige Aussparungen in den Stirnwänden des Außenläufers eingesetzt sind, und es sind an den inneren Stirnwänden des Außenläufers Platten solcher Dicke angebracht, daß ihre Innenflächen mit den Innenflächen der scheibenförmigen Ansätze fluchten. Durch die Auswahl von Platten entsprechender Dicke läßt sich in dieser Hinsicht jede Toleranz ausgleichen. Zum Ausgleich axialer Toleranzen hinsichtlich der Lage des Innenläufers relativ zum Außenläufer kann eine Ausgleichsscheibe geeigneter Dicke zwischen einem der Gehäusebauteile und einem Wellenansatz vorgesehen werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben. Es zeigt:

25 Fig. 1 einen Längsschnitt eines Drehkolben-Verdichters entlang Linie I-I in Fig. 2,
 Fig. 2 einen Schnitt entlang Linie II-II in Fig. 1,
 Fig. 3 einen Schnitt entlang Linie III-III in Fig. 1,
 Fig. 4 eine Stirnansicht des Innenläufers in einer Abwandlung, und
 30 Fig. 5 einen Schnitt entlang Linie V-V in Fig. 4.
 Der dargestellte parallel- und innenachsige Drehkolben-Verdichter weist ein Gehäuse auf, das sich aus einer Umfangswand 1 und seitlich daran ange-
 35 setzten Seitenteilen 2 und 3 zusammensetzt, wobei das linke Seitenteil ein Lagerschild 4 mit einer Nabe 5, eine Zwischenplatte 6 und einen die Nabe 5 durchdringenden Lager-Fortsatz 7 aufweist, während das rechte Seitenteil 3 nur aus einem Lagerschild 8 mit einer Nabe 9 und einem diese durchdringenden La-
 40 ger-Fortsatz 10 besteht.

In dem Gehäuse ist auf den Lagernaben 5 und 8 über wartungsfreie und gekapselte Kugellager 11 ein Außenläufer 12 gelagert, der eine zylindrische Außenfläche 13 aufweist und mit einem geringen Dichtspalt in dem entsprechend zylindrischen Innenraum 14 des Gehäuses umläuft, wie aus Fig. 2 ersichtlich ist. Der Innenraum 14 steht mit einem Einlaßkanal 15 und einem Auslaßkanal 16 in Verbin-
 50 dung.

Im Außenläufer 12 ist ein Verdichterraum 17 in Form einer Arena vorgesehen, der mit Steueröffnungen 18 und 19 in der Umfangsfläche des Außenläufers in Verbindung steht. Im Verdichtungsraum 17 ist ein im Querschnitt kreisförmiger Innenläufer 20 exzentrisch auf einer Welle 21 angeordnet. Der Durchmesser des Innenläufers 20 entspricht bis auf enge Dichtspalte in der Größenordnung von 50 bis

100 µm dem Durchmesser der halbkreisförmigen Endabschnitte des Verdichterraumes 17. Die Innenläuferwelle 21 ist, wie in Fig. 1 gezeigt, über Lager 22 in den Lager-Fortsätzen 7 bzw. 10 gelagert. Die Drehachse D 1 der Innenläuferwelle 21 verläuft parallel zur Drehachse D 2 des Außenläufers 12. Innen- und Außenläufer stehen in einem bestimmten Drehzahlverhältnis zueinander, welches im Ausführungsbeispiel 2:1 beträgt und durch ein Getriebe, bestehend aus einem auf der Innenläuferwelle 21 angeordneten Außenzahnrad 23 und einem am Außenläufer 12 befestigten Innenzahnrad 24, erzwungen wird.

Der Außenläufer 12 setzt sich zusammen aus einem Mittelteil 25 und Seitenwänden 26 und 27, die mit kreisförmigen Durchbrüchen 28 bzw. 29 versehen, in welche die Lager-Fortsätze 7 bzw. 10 hineinragen. Mit der in Fig. 1 linken Seitenwand 27 des Außenläufers 12 ist eine Antriebsriemenscheibe 30 verbunden.

Um ein Übertreten des zur Schmierung des Getriebes 23, 24 benötigten Schmiermittels in den Verdichterraum 17 zu verhindern, ist der Lager-Fortsatz 10 mit einem scheibenförmigen Ansatz 31 versehen, der über einen Dichtungsring 32 dichtend in den Durchbruch 28 in der Außenläufer-Seitenwand 26 eingesetzt ist. Auf der gegenüberliegenden Seite ist die Außentäufer-Seitenwand 27 über Dichtungen 33 dichtend in eine entsprechende kreisförmige Öffnung 34 in dem Gehäusezwischenteil 6 eingesetzt.

Um möglichst enge Dichtspalte zwischen Innen- und Außentäufer verwirklichen zu können, ist unter anderem anzustreben, die Durchbiegung der Innenläuferwelle 21 auf ein Mindestmaß zu reduzieren. Diesem Ziel dient einerseits der grundsätzliche Aufbau des Drehkolben-Verdichters in der Weise, daß der Außenläufer 12 angetrieben wird, wodurch die Innenläuferwelle 21 sehr kurz gehalten werden kann. Zum anderen ist der Innenläufer 20 so leicht wie möglich ausgeführt. Er ist zu diesem Zweck hohl und aus Leichtmetall und besteht aus einer äußeren Umfangswand 40 und einer Nabe 41, die von der Welle 21 durchsetzt ist. Um einen vollständigen Massenausgleich zu erreichen und damit eine Durchbiegung der Welle 21 auf Grund der Fliehkräfte auszuschalten, sind bei der Ausführung gemäß Fig. 1 bis 3 in dem Innenläufer auf der der Längsmittelachse M des Innenläufers in Bezug auf die Drehachse D1 der Welle 21 gegenüberliegenden Seite Schwermetallstifte 42 und 43 vorgesehen, die sich über die ganze Länge des Innenläufers 20 erstrecken. Die Schwermetallstifte bestehen aus einem Material mit hohem spezifischen Gewicht, beispielsweise aus Wolfram in einem Nickel-Eisenbinder. Dadurch wird ein voller Massenausgleich des Innenläufers 20 in jeder senkrecht zu seiner Längsmittelachse M verlaufenden Ebene erreicht. Der Schwermetallstift 43 dient gleichzeitig zur drehfesten Verbindung des Innenläufers 20 mit der Welle 21, und zu seiner Aufnahme ist in der Nabe

41 und in der Welle 21 jeweils eine im Querschnitt halbkreisförmige Nut 44 bzw. 45 vorgesehen. Die Nut 44 erstreckt sich in Fig. 1 nach rechts über den Innenläufer 20 hinaus und dient gleichzeitig zur drehfesten und lagerrichtigen Anordnung des Außenzahnrades 23, das mit einer entsprechenden Nase 47 (Fig. 3) in die Nut 44 eingreift. Alternativ könnte der Stift 43 in Fig. 1 nach rechts verlängert sein und die drehfeste Verbindung zwischen der Welle 21 und dem Außenzahnrad 23 herstellen.

Um den angestrebten vollen Massenausgleich des Innenläufers 20 zu erreichen, ist eine Auswuchtmöglichkeit vorgesehen. Zu diesem Zweck sind auf der Innenseite der äußeren Umfangswand 40 des Innenläufers 20 in dem der Nabe 41 diametral gegenüberliegenden Bereich radial nach innen gerichtete Vorsprünge 46 vorgesehen. Durch Materialabtragung an den Vorsprüngen 46 läßt sich der Innenläufer 20 vollständig auswuchten. Wenn die Stirnseiten des Innenläufers 20 durch Deckel abgeschlossen sind, werden in diesen Deckeln Öffnungen vorgesehen, durch welche die Vorsprünge 46 bearbeitet werden können.

Enge Dichtspalte bedingen normalerweise enge Toleranzen, die einen hohen Fertigungsaufwand erfordern. Um diese Aufwand zu verringern, sind an den Innenflächen der Seitenwände 26, 27 des Außenläufers 12 Platten 50 vorgesehen, deren Dicke so gewählt wird, daß ihre Innenflächen nach dem Zusammenbau mit den Innenflächen der scheibenförmigen Ansätze 31 und 31a fluchten. Der Innendurchmesser der in Fig. 1 rechten Platte 50 ist kleiner als der Durchmesser des Durchbruches 28, so daß über die Dichtung 32 übertretendes Schmiermittel nicht in den Verdichterraum 17 gelangen kann. Die axiale Lage des Innenläufers 20 relativ zum Außenläufer 12 wird durch eine Ausgleichsscheibe 51 zwischen dem Lager 22 für die Welle 21 und dem Außenzahnrad 23 erreicht.

Die Arbeitsweise des dargestellten Drehkolben-Verdichters ist bekannt. Bei Drehung der Läufer 12 und 20 in Richtung der Pfeile R in Fig. 2 wird der Verdichterraum 17 durch den Innenläufer 20 in zwei volumenveränderliche Arbeitskammern 60 und 61 aufgeteilt, die über die Öffnungen 18 und 19 abwechselnd mit dem Einlaßkanal 15 und dem Auslaßkanal 16 in Verbindung kommen,

Selbstverständlich sind viele Abwandlungen des dargestellten Ausführungsbeispiels möglich, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen. Eine besonders zweckmäßige und naheliegende Abwandlung besteht darin, den Innenläufer 20 und die Welle 21 einstückig aus Leichtmetall herzustellen, so daß der Schwermetallstift 43 nur zum Massenausgleich beiträgt. Die Anzahl, Form und Anordnung der Schwermetallstifte 42, 43 hängt von den jeweiligen Verhältnissen ab.

In Fig. 4 und 5 ist ein Innenläufer 20' dargestellt,

dessen Welle 21' mit einem Ausgleichsgewicht 65 einstückig ist und beispielsweise aus einem präzisionsgezogenen Stahlteil besteht. Dieser Stahlteil ist mit einer Preßpassung in einen Durchbruch 66 des Innenläufers 20' eingesetzt und liegt an den Stellen 67 des Durchbruches mit Passung an. Das Ausgleichsgewicht 65 erstreckt sich, wie aus Fig. 5 ersichtlich, über die ganze Länge des Innenläufers 20', so daß sich wie bei dem Innenläufer 20 von Fig. 1 ein voller Massenausgleich in jeder Querebene des Innenläufers ergibt.

Patentansprüche

1. Parallel- und innenachsiger Drehkolbenverdichter mit Kämmeingriff, mit

- a) einem Gehäuse, das eine Umfangswand (1) und Seitenteile (2,3) mit axial nach innen sich erstreckenden Lagerfortsätzen (7,10) aufweist,
- b) einem drehbar in dem Gehäuse gelagerten Außenläufer (12) mit einem von Seitenwänden (26,27) begrenzten Innenraum (17),
- c) einem Innenläufer (20), der in dem Innenraum (17) angeordnet ist und mit dessen Wand volumenveränderliche Arbeitskammern (60,61) begrenzt und exzentrisch auf einer Welle (21) befestigt ist, die parallel zur Drehachse des Außenläufers (12) verläuft und in den Lagerfortsätzen (7,10) drehbar gelagert ist, und
- d) einem bestimmt Drehzahlverhältnis und die Phasenlage zwischen Innen- und Außenläufer bestimmenden Getriebe, das aus einem am Außenläufer (12) befestigten Innenzahnrad (24) und einem damit kämmenden, auf der Innenläufer-Welle (21) sitzenden Außenzahnrad (23) besteht,

dadurch gekennzeichnet, daß

- e) die Seitenwände (26,27) des Außenläufers (12) axial außerhalb der Lager (22) der Innenläufer-Welle (21) auf axial nach innen sich erstreckenden Lagerzapfen (5,9) der Gehäuseseitenteile (2,3) drehbar gelagert sind, und daß
- f) eine Seitenwand (27) des Außenläufers (12) eine axial nach außen sich erstreckende, den betreffenden Lagerzapfen (5) umgebende Nabe (27a) aufweist, die ein Antriebsrad (30) trägt.

2. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Antriebsrad (30) und der Seitenwand (27) des Außenläufers (12) eine Gehäusezwischenwand (6) angeordnet ist, die von der Nabe (27a) durchdrungen und gegenüber dieser abgedichtet ist.

3. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenläufer (20) hohl und aus Leichtmetall ist und mindestens ein sich im wesentlichen über seine ganze Länge erstreckendes Massenausgleichsgewicht (42,43 bzw. 65) auf-

nimmt; dessen Material ein höheres spezifisches Gewicht hat als das Material des Innenläufers.

4. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß ein Massenausgleichsgewicht (43) als Schwermetallstift ausgebildet ist, der den Innenläufer (20) drehfest mit seiner Welle (21) verbindet.

5. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwermetallstift (43) einseitig über den Innenläufer (20) hinaus fortgesetzt ist und das Außenzahnrad (23) drehfest mit der Innenläufer-Welle (21) verbindet.

6. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenläufer-Welle (21') mit den Massenausgleichsgewicht (65) einstückig ist.

7. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenläufer (20) eine äußere Umfangswand (40) aufweist, die in dem dem Massenausgleichsgewicht (42,43 bzw. 65) diametral gegenüberliegenden Bereich mit radial nach innen gerichteten Vorsprüngen (46) versehen ist.

8. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorsprünge (46) nahe den Stirnseiten des Innenläufers (20) angeordnet sind und daß diese Stirnseiten durch Deckel abgeschlossen sind, die im Bereich der Vorsprünge mit Durchbrüchen versehen sind.

9. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe (23,24) axial außerhalb eines scheibenförmigen, von der Innenläufer-Welle (21) durchdrungenen Ansatzes (31) des einen Lagerfortsatzes (10) angeordnet ist, der mit seinem Außenumfang dichtend in eine kreisförmige Aussparung (28) in der benachbarten Seitenwand (26) des Außenläufers (12) eingesetzt ist.

10. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Seitenwand (26) des Außenläufers (12) an ihrer Innenfläche mit einer Ringplatte (50) versehen ist, deren Außenfläche mit der dem Innenraum (17) des Außenläufers (12) zugewandten Fläche des Ansatzes (31) fluchtet, und daß der Innendurchmesser der Ringplatte (50) kleiner ist als der Durchmesser der kreisförmigen Aussparung in der Seitenwand (26).

11. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Innenzahnrad (24) mit der einen Seitenwand (26) und die Nabe (27a) mit dem Antriebsrad (30) mit der anderen Seitenwand (27) des Außenläufers verbunden ist.

Claims

55 1. Internal parallel-axis rotary piston compressor with meshing engagement, having

- a) a case which has a circumferential wall (1) and side parts (2, 3) with bearing extensions (7, 10)

extending axially inwardly,

b) an outer rotor (12) journaled in the case, with an inner chamber (17) defined by side walls (26, 27),

c) an inner rotor (20) which is disposed in the inner chamber (17), which with its wall defines variable-volume working chambers (60, 61), and which is fastened eccentrically on a shaft (21) disposed parallel to the axis of rotation of the outer rotor (12) and journaled in the bearing extensions (7, 10), and

d) a gear drive determining a specific rotary speed ratio and the phasing between inner and outer rotors, which consists of an internal gear (24) fastened to the outer rotor (12) and a pinion (23) meshing therewith and mounted on the inner rotor shaft (21),

characterized in that

e) the side walls (26, 27) of the outer rotor (12) are journaled axially outside of the bearings (22) of the inner rotor shaft (21) on axially inwardly extending journals (5, 9) of the case side parts (2, 3), and that

f) one side wall (27) of the outer rotor (12) has an axially outwardly extending hub (27a) surrounding the journal in question (5) and bearing a drive pulley (30).

2. Rotary piston compressor of claim 1, characterised in that an intermediate wall (6) of the case is disposed between the drive pulley (30) and the side wall (27) of the outer rotor, the hub (27a) passes through it, and it is sealed against the latter.

3. Rotary piston compressor of claim 1 or 2, characterised in that the inner rotor (20) is hollow and made of light metal, and contains at least one mass balancing weight (42, 43 and 65) extending substantially over its entire length, whose material has a greater specific weight than the material of the inner rotor.

4. Rotary piston compressor of claim 3, characterised in that one mass balancing weight is configured as a heavy metal pin which joins the inner rotor (20) for co-rotation with its shaft (21).

5. Rotary piston compressor of claim 4, characterised in that the heavy metal pin (43) is prolonged at one end beyond the inner rotor (20) and fastens the pinion (23) to the inner rotor shaft (21) for corotation therewith.

6. Rotary piston compressor of claim 3, characterised in that the inner rotor shaft (21') is integral with the mass balancing weight (65).

7. Rotary piston compressor of claim 3, characterised in that the inner rotor (20) has an outer circumferential wall (40) which is provided in the area diametrically opposite the mass balancing weight (42, 43 and 65) with radially inwardly directed projections (46).

8. Rotary piston compressor of claim 6, characterised in that the projections (46) are disposed close

to the ends of the inner rotor (20), and that these ends are closed by covers which are provided with openings in the area of the projections.

5 9. Rotary piston compressor of claim 1, characterized in that the gear transmission (23, 24) is disposed axially outside of a diskshaped flange (31) of the one bearing extension (10), through which the inner rotor shaft (21) passes, and which is inserted with its outer circumference sealingly within a circular recess (28) in the adjacent side wall (26) of the outer rotor (12).

10 10. Rotary piston compressor of claim 9, characterized in that the side wall (26) of the outer rotor (12) is provided on its inside surface with a flat ring (50) whose outer surface is flush with the surface of the flange (31) facing the inner chamber (17) of the outer rotor (12), and that the inside diameter of the flat ring (50) is smaller than the diameter of the circular recess in the side wall (26).

15 11. Rotary piston compressor of claim 9, characterized in that the internal gear (24) is attached to the one side wall (26) and the hub (27a) with the drive pulley (30) is attached to the other side wall (27) of the outer rotor.

20

Revendications

30 1. Compresseur cellulaire à piston rotatif avec engrenement externe, à axe parallèle et interne, comportant

35 a) un carter formé par une paroi périphérique (1) et des éléments latéraux (2,3), avec prolongements de palier (7,10) s'étendant axialement vers l'intérieur,

b) un rotor extérieur (12) logé de façon pivotable dans le carter, avec un compartiment intérieur (17) délimité par des parois latérales (26, 27),

c) un rotor intérieur (20) agencé dans le compartiment intérieur (17) et délimitant avec la paroi de ce dernier, des compartiments de travail (60, 61) à volume variable et monté de façon excentrique

sur un arbre (21) qui s'avance parallèlement à l'axe de rotation du rotor extérieur (12) et qui pivote dans les prolongements de palier (7,10), et

d) une transmission déterminant un rapport de vitesse donné et la synchronisation entre le rotor intérieur et le rotor extérieur, composée d'une roue dentée intérieure (24) montée sur le rotor extérieur (12) et d'une roue dentée extérieure (24) montée sur l'arbre du rotor intérieur (21) engrené avec la roue dentée intérieure,

40 caractérisé en ce que

45 e) les parois latérales (26, 27) du rotor extérieur (12) sont logées de façon pivotable à l'extérieur de l'axe des paliers (22) de l'arbre du rotor intérieur (21) sur des tourillons (5,9) s'avancant axialement vers l'intérieur des éléments latéraux du

carter, et qu'

f) une paroi latérale (27) du rotor extérieur (12) est pourvue d'un moyeu (27a) s'avancant vers l'extérieur, enveloppant le tourillon (5) et portant une roue d'entraînement (30).

2. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'une cloison intermédiaire de carter (6) agencée entre la roue d'entraînement (30) et la paroi latérale (27) du rotor extérieur (12) est traversée par le moyeu (27a) et étanchéifiée par rapport à ce dernier.

3. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que le rotor intérieur (20) est creux et en métal léger et est capable de recevoir au moins un poids d'équilibrage (42, 43 ou 65) s'étendant essentiellement sur toute sa longueur et dont le matériau présente un poids spécifique plus grand que celui du rotor intérieur.

4. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'un poids d'équilibrage (43) est formé en cheville de métal lourd reliant, de manière non-rotatif, le rotor intérieur (20) à son arbre (21).

5. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 4, caractérisé en ce que la cheville de métal lourd (43) dépasse d'un côté le rotor intérieur (20) et relie, de manière non-rotatif, la roue dentée extérieure (23) à l'arbre du rotor intérieur (21).

6. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 3, caractérisé en ce que l'arbre du rotor intérieur (21') forme une pièce unique avec le poids d'équilibrage (65).

7. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 3, caractérisé en ce que le rotor intérieur (20) comporte une paroi périphérique extérieure (40) dotée, dans la zone opposée diamétralement au poids d'équilibrage (42, 43 ou 65), de baguettes (46) dirigées radialement vers l'intérieur.

8. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 6, caractérisé en ce que les baguettes (46) sont agencées à proximité des faces du rotor intérieur (20) et que ces faces sont isolées par des chapeaux pourvus, au niveau des baguettes, de perforations.

9. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisé en ce que la transmission (23, 24) est agencée à l'extérieur de l'axe d'une embase (31) en forme de disque traversée par l'arbre du rotor intérieur (21) de l'un des prolongements de palier (10) et qui, étanchéifiant par son périmètre extérieur, est inséré dans un creux (28) circulaire dans la paroi latérale (26) adjacente au rotor extérieur (12).

10. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 9, caractérisé en ce que la paroi latérale (26) du rotor extérieur (12) est pourvue sur sa surface intérieure d'une plaque annulaire (50) dont la

surface extérieure est alignée sur la surface de l'embase (31) dirigée vers le compartiment intérieur (17) du rotor extérieur (12) et que le diamètre intérieur de la plaque annulaire (50) est inférieur au diamètre du creux circulaire de la paroi latérale (26).

11. Compresseur cellulaire à piston rotatif selon la revendication 9, caractérisé en ce que la roue dentée intérieure (24) est reliée à l'une des parois latérales (26) et que le moyeu (27a) avec la roue d'entraînement (30) est relié à l'autre paroi latérale (27) du rotor extérieur.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

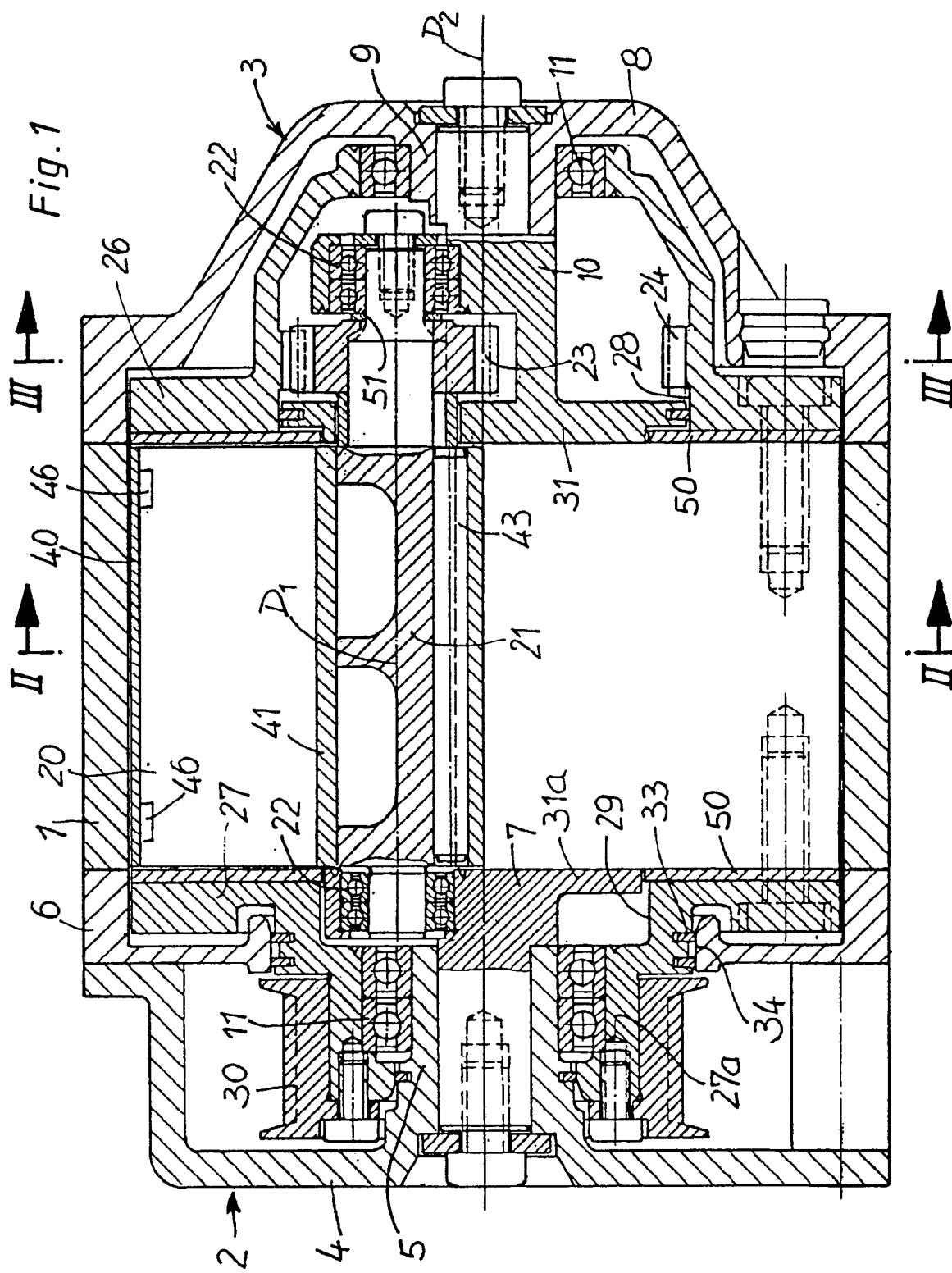


Fig.2

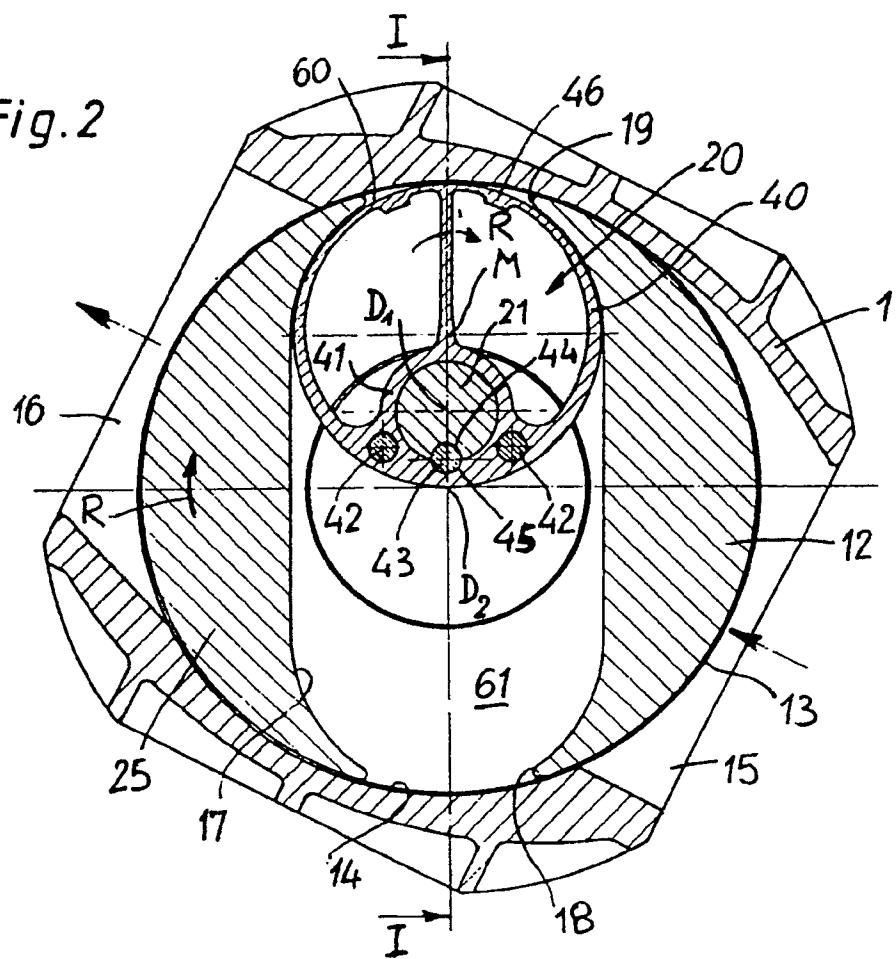


Fig.3

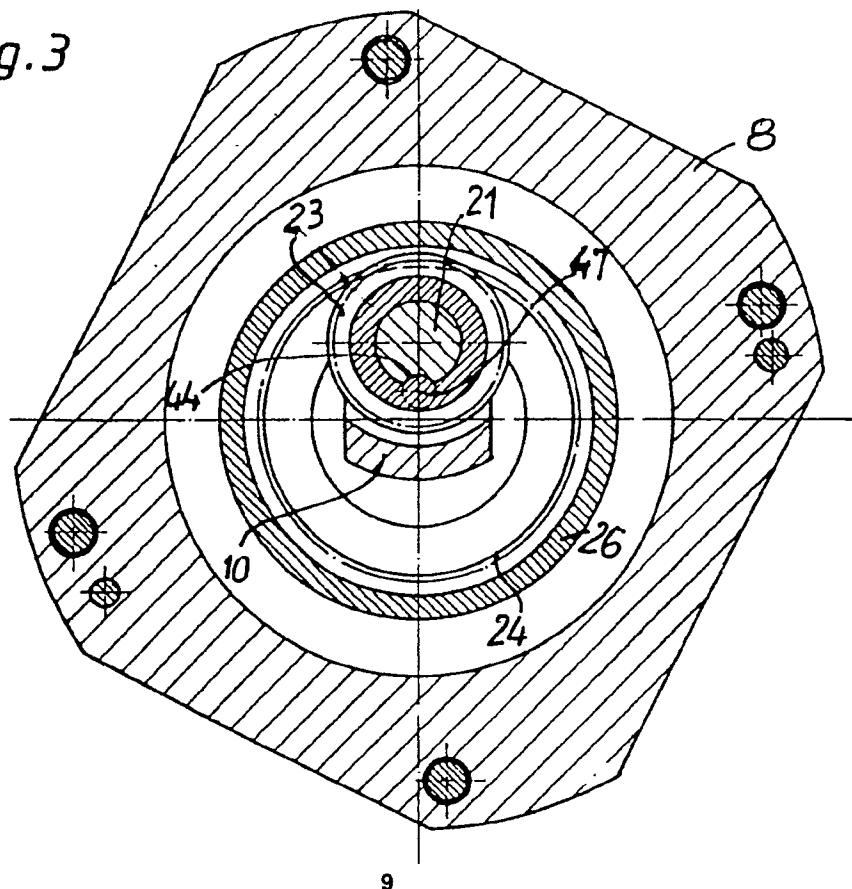


Fig.4

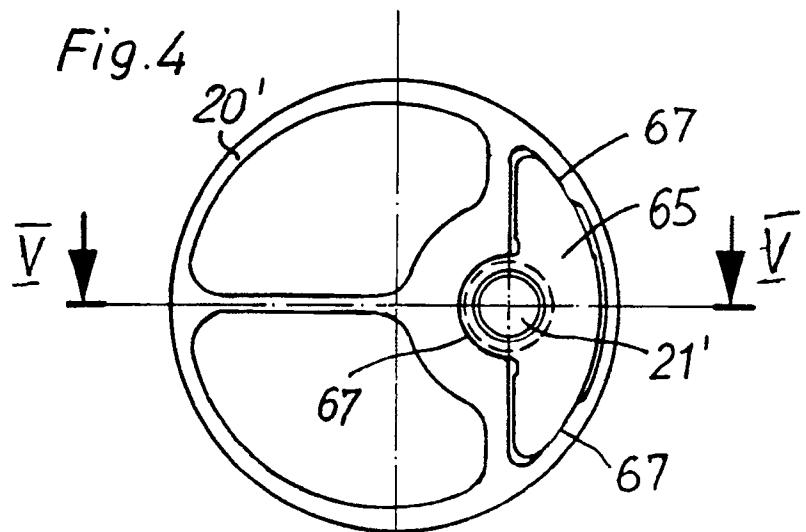


Fig. 5

