




EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG


 Anmeldenummer: **84890238.3**


 Int. Cl.⁴: **F 04 C 18/16**


 Anmeldetag: **06.12.84**


 Priorität: **14.12.83 AT 4348/83**

 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.07.85 Patentblatt 85/30


 Benannte Vertragsstaaten:
BE CH DE FR GB IT LI NL SE

 Anmelder: **Boge Kompressoren Otto Boge GmbH & Co KG**
Meller Strasse 2
D-4800 Bielefeld 1(DE)

 Erfinder: **Riegler, Gerold, Dipl.-Ing. Dr.**
Konrad Adenauer Strasse 28
D-8720 Schweinfurt(DE)

 Vertreter: **Wolfram, Gustav, Dipl.-Ing.**
Schwindgasse 7 P.O. Box 205
A-1041 Wien(AT)

 **Drehkolbenverdichter.**

 Bei einem parallel- und außenachsigen Drehkolbenverdichter mit einem mit Ein- und Auslaßöffnungen versehenen Gehäuse und mindestens zwei Rotoren als Haupt- und Nebenträger sind die Rotoren mit schraubenlinienförmig gewundenen Zahnflanken besetzt und achsparallel und ineinandergreifend angeordnet, wobei die Zahnprofile des Hauptträgers im wesentlichen konvex und außerhalb des Wälzkreises befindlich und die Zahnflanken des Nebenträgers im wesentlichen konkav und innerhalb des Wälzkreises befindlich ausgebildet.

Um die Rotoren in einfacher Weise herstellen zu können und Leckspalte gering zu halten, sind beide Flanken der Hauptträgerzähne (12) durchgehend vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf aus einer Schraubtorse (14) mit stetigem Kurvenverlauf gebildet.

EP 0 149 446 A2

./...

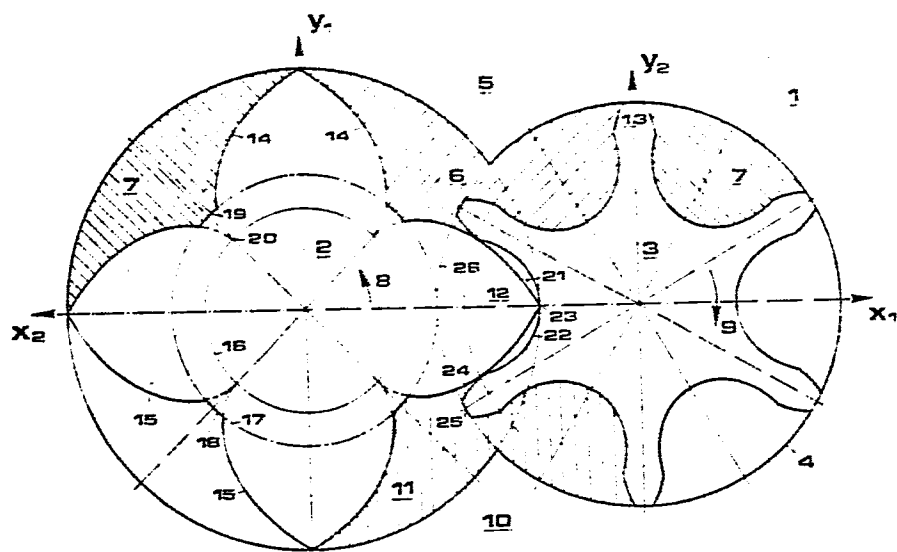


Fig. 1

Drehkolbenverdichter

Die Erfindung betrifft einen Parallel- und außenachsigen Drehkolbenverdichter mit einem mit Ein- und Auslaßöffnungen versehenen Gehäuse und mindestens zwei Rotoren als Haupt- und Nebenläufer, die mit schraubenlinienförmig gewundenen Zahn-
5 Zahnlücken besetzt und achsparallel und ineinander greifend angeordnet sind, wobei die Zahnprofile des Hauptläufers im wesentlichen konvex und außerhalb des Wälzkreises befindlich und die Zahnflanken des Nebenläufers im wesentlichen konkav und innerhalb des Wälzkreises befindlich ausgebildet sind.

10 Obwohl Schraubenverdichter seit etwa dreißig Jahren gebaut werden, haben sie erst in den letzten fünfzehn Jahren als Serienmaschinen weite Verbreitung gefunden. Von den Stückzahlen her sind es vor allem die kleineren einspritzölgekühlten Luft- oder Kältemittelverdichter, die heute den
15 überwiegenden Anteil der Weltproduktion an Schraubenkompressoren ausmachen.

Schraubenverdichter sind in der Mehrzahl zweiwellige Rotations- oder Drehkolbenverdichter. Sie arbeiten ähnlich wie
20 die bekannten Kolbenverdichter nach dem Verdrängungsprinzip. Die Arbeitsräume sind bei Schraubenverdichtern die Zahnlücken von zwei im Eingriff befindlichen schrägverzahnten Rotoren, die in einem die Rotoren eng umschließenden Gehäuse laufen.

25 Beim Drehen der mit einer Sonderverzahnung versehenen Verdichterläufer verkleinert sich das zwischen Läuferstirnseite und den Berührungslinien der Läuferzähne befindliche Zahnlückenvolumen eines Lückenpaares von einem Maximalwert
30 stetig bis auf Null. Das zwischen den Zahnlücken und den Gehäusebohrungen eingeschlossene zu fördernde Gas wird somit stetig verdichtet und schließlich durch eine Auslaßöffnung im Verdichtergehäuse zur Druckleitung ausgeschoben.

Durch das Fehlen von freien Massenkräften können Schraubenkompressoren mit hohen Drehzahlen arbeiten, wodurch sie klein und leicht gebaut werden können.

- 5 Ein wesentlicher Nachteil von Schraubenkompressoren ist die unvollkommene Abdichtung der Arbeitsräume zwischen den Zahnköpfen und dem Verdichtergehäuse, zwischen den Läuferseiten und den Gehäusestirndeckeln sowie zwischen den aneinanderliegenden Läuferzähnen. Die durch die Leckspalte des Arbeits-
- 10 raumes abfließenden inneren Leckgasmengen verschlechtern den Verdichtewirkungsgrad je nach gewählter Verzahnung sowie erreichter Herstellungsgenauigkeit erheblich.

- Um diese inneren Leckmengen klein zu halten, wird bei den mei-
- 15 sten Schraubenkompressoren während des Verdichtungsvorganges Hydrauliköl in die Zahnücken eingespritzt, wobei die Einspritzölmengen bei 6 bis 15 l/m³ angesaugter Luft liegen. Das Öl wird infolge der hohen Läuferdrehzahlen feinst zerstäubt und bildet mit der Luft ein Zweiphasengemisch, wodurch eine bessere Abdichtung der Leckspalte und damit eine
- 20 Verkleinerung der Leckgasmengen erreicht werden kann. Andererseits erhöht der Ölanteil durch ölspezifische Verluste, wie Planschverluste und Inkompressibilität, die inneren Verluste im Verdichter, was sich nachteilig auf den Verdichtewirkungsgrad auswirkt und der Ölmenge pro angesaugter Luft-
- 25 menge Grenzen setzt.

- Einen weiteren wesentlichen Nachteil der am Markt befindlichen Schraubenverdichter stellt die Kompliziertheit der
- 30 verwendeten Sonderverzahnungen dar, durch welche besonders große Verdichtungskammern bei möglichst geringen Leckspalten erreicht werden sollen. Ein solches Zahnflankenprofil ist beispielsweise durch die DE OS 26 39 870 und die DE OS 27 35 670 bekannt. Darin werden Zahnflankenprofile

für Schraubrotoren beschrieben, welche sich im Stirnschnitt aus einer Vielzahl von Flankenteilstücken, wie Kreisbögen, Ellipsenkurven, Evolventen, Zykloiden und Hyperbelkurven zusammensetzen. Wegen der Kompliziertheit dieser Flankenkurven sind meist äußerst aufwendige Herstellungsverfahren bzw. dazu sehr teure Werkzeuge nötig, welche besonders bei kleinen Schraubenverdichtereinheiten eine wirtschaftliche Herstellung der Rotoren oft nicht erlauben. Häufig wirkt sich auf die Herstellung solcher komplizierter Profile neben der Vielfalt der Arbeitsgänge und der dazu notwendigen zahlreichen verschiedenen Werkzeuge der Umstand nachteilig aus, daß die Schnittbedingungen bei der Herstellung ungünstig sind; sodaß der Werkzeugverschleiß erhöht wird und deren Standzeiten gering sind. Dies erfordert oftmaliges Nachschleifen der Werkzeuge, was nicht nur eine Verteuerung des Arbeitsvorganges an sich bedeutet, sondern worunter auch die Genauigkeit der Profilform leidet, weswegen häufig teure Nacharbeiten notwendig sind.

In der DE AS 22 34 777 wird ein Zahnprofil beschrieben, welches aus Evolventen und Kreisbögen gebildet ist. Am Nebenläufer ergibt sich dabei als Hüllkurve der Hauptläuferevolvente im Anschluß an die Zykloide ebenfalls eine Evolvente. Da diese wegen der Hauptläuferprofilform über den Wälzkreis der Verzahnung hinausreicht, entsteht ein relativ langer Evolventenabschnitt am Nebenläufer, welcher ein großes Blasloch bewirkt. Das Blasloch der Verdichterverzahnung entsteht dadurch, daß die Berührungslinie, längs derer die Zahnflanken von Haupt- und Nebenläuferzahn eines im Eingriff stehenden Zahnpaares aneinander liegen, nicht zu jener Gehäusekante reicht, welche als Schnitt der beiden Gehäusebohrungen entsteht.

Ferner ergibt sich am Nebenläuferkopf eine vom Radius des Nebenläufers, wenn dieser nach der DE AS 22 34 777 nicht mit dem Wälzkreisradius zusammenfällt, abhängige Relativgeschwindigkeit, welche zu Verschleiß führt und neben dem großen Blasloch die Leckspaltmengen vergrößert und damit den inneren Verdichterwirkungsgrad verschlechtert.

In der DE OS 31 40 107 wird ein Rotorprofil vorgeschlagen, bei dem die Zahnflanken des Hauptläufers nicht aus Kurvensegmenten zusammengesetzt sind, sondern durch eine stetige, gleichmäßige, analytisch definierbare Kurvenform von einem
5 Kopfpunkt des Hauptläufers zum nächsten gebildet wird. Dadurch ergibt sich zwar eine sehr einfache und robuste Form des Hauptläufers, welche auch verhältnismäßig einfach hergestellt werden kann, jedoch wird die Form der Nebenläuferverzahnung deutlich komplizierter und bewirkt damit wieder
10 Probleme bei der Herstellung. Weiters weist diese Verzahnung durch die Profilform sehr kleine Arbeitsräume bei vergleichsweise großen Spaltlängen auf. Trotzdem die Herstellung des Hauptläufers vereinfacht ist und dadurch die Verzahnung genauer hergestellt werden kann, ergeben sich im Verhältnis
15 große Leckspalte, welche große Leckgasmengen und damit niedrigere Verdichterwirkungsgrade als vergleichbare Systeme bringen.

Besonders die aus der DE-OS 31 40 107 bekannte Ausführung mit spitzen
20 Nebenläuferzähnen läßt darüberhinaus hohen Verschleiß und Erwärmung im Betrieb erwarten, wodurch wiederum die Leckgasmengen erhöht und der Verdichtungswirkungsgrad verschlechtert wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die oben beschriebenen Nachteile zu vermeiden und eine Verzahnung für eine Schraubenverdichteranlage zu schaffen, welche sich in gleicher Weise für Haupt- und Nebenläufer durch einfache Herstellung, robuste Ausführung und geringe Leckspalte auszeichnet. Ferner
30 soll eine kostengünstige Fertigung durch einfach durchzuführende Verfahren, wie beispielsweise das Abwälzfräsen möglich und ein verschleißarmer Betrieb sichergestellt sein.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß beide Flanken der Hauptläuferzähne durchgehend vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf aus einer Schraubtorse mit stetigem Kurvenverlauf gebildet sind. Eine Schraubtorse entsteht als Einhüllende einer verschraubten Ebene, sofern diese schräg zur Schraubachse steht. Aufgrund der Abwickelbarkeit der Schraubtorsen ist eine sehr einfache Herstellung durch Abwälzfräsen oder durch Hobeln oder Stoßen möglich.

Im Stirnschnitt

ergibt sich bei der erfindungsgemäßen Verzahnung eine Evolvente, welche nach den bekannten Verzahnungsgesetzen auch am Nebenläufer eine Evolvente und damit eine Schraubtorse nach sich zieht, welche ebenso wie der Hauptläufer in einfacher Weise herstellbar ist. Weiters ergibt

sich bei der erfindungsgemäßen Verzahnung ein vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf stetiger Kurvenverlauf. Dadurch werden Ungleichheiten und Sprünge in den Zahnflanken sowie Spitzen bei der Kraftübertragung im Betrieb vermieden und damit unnötiges Gleiten und Verschleiß verhindert.

Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung sind die Hauptläuferzähne bezüglich einer die Schraubachse enthaltenden Teilebene im Stirnschnitt symmetrisch ausgebildet, wobei vorzugsweise der Fußkreisradius des Hauptläuferzahnes gleich dem Wälzkreisradius des Hauptläufers ist, während der Kehlkreisradius der Schraubtorse vorzugsweise kleiner als der Wälzkreisradius ist. Eine symmetrische Profilform hat den Vorteil, daß die Herstellung beider Zahnflanken an Haupt- und Nebenläufer identisch ist. Durch die Wahl des Wälzkreises als Fußkreis ergibt sich der Vorteil, daß beim Abwälzen von Haupt- und Nebenläufer keine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Hauptläuferzahnfuß und dem Nebenläuferzahnkopf entsteht und somit kein Verschleiß entsteht, der zu höheren Leckverlusten und damit schlechterem Verdichterwirkungsgrad führt.

Vorteilhaft ist ferner, daß der Außendurchmesser des Nebenläufers gleich dem Wälzkreis des Nebenläufers ist. Dadurch rollen die Hauptläufer- und Nebenläuferflanken im Betrieb aneinander ab und ein Verlust durch Aneinandergleiten der Flanken wird vermieden.

Der Hauptläufer besteht aus mindestens 3 Zähnen, der Nebenläufer aus mindestens 4 Zähnen, wobei nach einer bevorzugten Ausführungsform eine Paarung Hauptläufer $Z_1 = 4$ und Nebenläufer $Z_2 = 5$ oder 6 zur besten Geometrie und den günstigsten Betriebs- und Laufeigenschaften führt.

Eine besonders vorteilhafte Ausführung des erfindungsgemäßen Profils gemäß dem kennzeichnenden Teil des Anspruches besteht auch darin, daß die Hauptläuferzähne bezüglich einer die Schraubachse enthaltenden Teilebene im Stirnschnitt asymmetrisch sind, wobei der Kehlkreisradius der saugseitigen Schraubtorse des im Eingriff mit dem Nebenläufer befindlichen Hauptläuferzahnes kleiner als der Kehlkreisradius der druckseitigen Schraubtorse des im Eingriff mit dem Nebenläufer befindlichen Hauptläuferzahnes ist.

Weiters erweist sich von Vorteil, wenn erfindungsgemäß der Kehlkreisradius der druckseitigen Schraubtorse gleich dem Wälzradius des Hauptläufers ist und die beiden ungleichen Schraubtorsen des asymmetrischen Profils derart zu liegen kommen, daß sich im Stirnschnitt die beiden Evolventen in einem Punkt am Außendurchmesser des Hauptläufers schneiden.

Gemäß dem Erfindungsvorschlag ergibt sich damit ein asymmetrischer Hauptläuferzahn, bei welchem im Stirnschnitt die saugseitige Evolvente länger ausgebildet ist als die druckseitige Evolvente. Dies hat zur Folge, daß die im

Stirnschnitt mit der druckseitigen Hauptläuferevolvente im Eingriff befindliche Nebenläuferevolvente sehr kurz ausgebildet ist, sodaß das geometriebedingte druckseitige Blasloch beinahe auf Null verkleinert wird. Dadurch werden die
5 Leckspaltströme durch dieses Blasloch vernachlässigbar klein und verbessern damit den Verdichterwirkungsgrad gegenüber bekannten Ausführungsformen.

Weiters werden durch das Abrollen der Hauptläufer- und Nebenläuferwälzkreise sowie durch die kleinen Relativgeschwindigkeiten zwischen den Hauptläufer- und Nebenläuferflanken ausgezeichnete kinematische Laufbedingungen (=Abrollbedingungen) erreicht, welche geringen Verschleiß und damit eine
10 lange Lebensdauer der Läufer sowie geringe Verluste nach sich ziehen.

Erfindungsgemäß läßt sich die Herstellgenauigkeit erhöhen und die Läuferherstellung verbilligen. Damit wird eine erfindungsgemäße Schraubenverdichteranlage sowohl im Betrieb als auch bei der Anschaffung gegenüber den derzeit am Markt
15 20 ernähtlichen Anlagen wesentlich verbilligt.

Darüber hinaus ist es für das erfindungsgemäße Profil vorteilhaft daß durch eine Achsabstandskorrektur die Hauptläuferevolventen im Stirnschnitt in Nullstellung in zwei Punkten
25 an den Nebenläuferevolventen anliegen, wodurch eine Dreipunktberührung der Verzahnung in Nullstellung auftritt.

Die Nullstellung der Verzahnung ist durch die Läuferstellung am Verdichtungs- bzw. Ausschubende definiert. Tritt in dieser
30 Stellung keine Berührung der Hauptläufer- und Nebenläuferflanken in drei Punkten auf, so ist die Verzahnung in dieser Stellung nicht dicht und es entsteht eine zusätzliche Leckspaltöffnung, welche Gasmasseverluste und damit einen schlechteren Wirkungsgrad
35 nach sich zieht.

Bei bekannten Schraubenverdichterverzahnungen wie beispielsweise gemäß der DE AS 22 34 777 wird diese Dreipunktberührung durch ein sehr kompliziertes Profil, zusammengesetzt aus Kreisbögen, Evolventen, Zykloiden usw. gebildet. Dadurch ergibt sich
5 neben einer sehr teuren und komplizierten Herstellung, im Betrieb ein Gleiten der Hauptläufer- und Nebenläuferflanken aneinander, was zu Verschleiß auf diesen Kurvenabschnitten und damit zu Verlusten führt. Das in der DE OS 31 40 107 beschriebene Profil erlaubt hingegen keine exakte Dreipunktberührung.

10

Beim erfindungsgemäßen Profil ist dagegen eine einfache und billige Herstellung garantiert, welches auch nach einer Achsabstandskorrektur aneinander abrollt und damit eine einwandfreie Funktion gewährleistet.

15

Nach einer bevorzugten Ausführungsform kann bei Verwendung des asymmetrischen Profils die Gehäuseinnenwand des Nebenläufers gleichzeitig als Lagerschale für den Nebenläufer ausgebildet sein. Damit kann auf eine teure Lagerkonstruktion
20 für den Nebenläufer verzichtet werden.

20

Üblicherweise werden bei Schraubenverdichtern nur etwa 10 % des Hauptläuferdrehmoments auf den Nebenläufer während des Betriebes übertragen. Daraus resultieren für den Nebenläufer auch relativ geringe Lagerkräfte, welche durch die beim
25 erfindungsgemäßen asymmetrischen Profil auftretenden breiten Nebenläuferzahnköpfe, welche durch Kreisbögen identisch der Gehäusebohrung gebildet werden, leicht aufgenommen werden können.

25

Durch diese erfindungsgemäße Lagerung ergibt sich der weitere Vorteil, daß diese Lagerung sehr robust ist und eine Durchbiegung des Nebenläufers praktisch nicht zuläßt. Dadurch wird einerseits ein Anlaufen der Nebenläuferzähne an der Gehäusebohrung verhindert, andererseits erfolgt keine Vergrößerung der Leckspaltflächen im Betrieb durch Durchbiegung, sodaß der innere Verdichterwirkungsgrad verbessert wird. Die Schmierung der Lagerstellen ist durch Öleinspritzung während der Verdichtung zu jeder Zeit sichergestellt.

Wird auf eine entsprechend robuste Auslegung von Haupt- und Nebenläufer Bedacht genommen, so erfolgt zweckmäßig der Antrieb des Drehkolbenverdichters über den Nebenläufer. Bei

bekannten Schraubenverdichteranlagen ist hingegen ein Antrieb durch den Nebenläufer nur in den seltensten Fällen möglich und wird durch einen schlechten Kraftübertragungswinkel zwischen Hauptläufer und Nebenläufer erkauft, wodurch erhöhter Verschleiß und Abnutzung im Betrieb resultiert. Bei der erfindungsgemäßen Verzahnung hingegen ist durch den konstanten Eingriffswinkel bei Evolventenverzahnungen der Kraftübertragungswinkel bei der Auslegung der Verzahnung frei wählbar, wodurch entsprechend günstige Übertragungswinkel erzielt werden können. Insbesondere durch die üblicherweise größere Nebenläuferzähnezahl ergibt sich bei einem Antrieb des Nebenläufers der Vorteil, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rotorpaares größer und damit die Leckspaltmengen pro verdichteter Gasmengeneinheit geringer werden. Dies zeigt sich positiv im spezifischen Leistungsbedarf und beim inneren Verdichtungswirkungsgrad.

Durch die erfindungsgemäße Ausbildung der Verzahnung kann die Hauptläufer- und Nebenläufersteigung der Verschraubung frei gewählt werden. Dadurch ergeben sich je nach Wahl der Steigung sehr kurze, robuste und billige Läufer, welche sich durch eine
5 geringe Durchbiegung gegenüber bekannten Läufern auszeichnen.

Weiters hat die erfindungsgemäße Verzahnung auch bei einem Aussetzbetrieb von Schraubenverdichtern Vorteile, da durch den günstigen, frei wählbaren Kraftübertragungswinkel die
10 Schläge bei jedem Anlaufen des Verdichters leicht aufgenommen werden und erhöhter Verschleiß vermieden werden kann.

Weitere Einzelheiten der Erfindung werden anhand der in den Fig. 1 - 8 schematisch dargestellten Ausführungsbeispiele
15 näher erläutert

Es zeigt

20 Fig. 1 den Eingriff eines Hauptläufers in eine Nebenläuferzahnücke bei symmetrischer Profilausführung im Stirnschnitt in Nullstellung

Fig. 2 einen vergrößerten Ausschnitt des Eingriffs nach Fig. 1

25 Fig. 3 das Eingriffsbild im Stirnschnitt bei asymmetrischer Profilausführung, ebenfalls in Nullstellung

Fig. 4 eine gedrehte Läuferstellung bei asymmetrischer Profilausführung, wobei der Hauptläufer um den Blaskwinkel φ_B aus der Ausgangsstellung verdreht wurde
30

Fig. 5 eine vergrößerte Darstellung des Eingriffs nach Fig. 4

Fig. 6 eine 40fache Vergrößerung des Eingriffs des symmetrischen Profils nach Fig 1. mit geeigneter Achsabstandskorrektur für Dreipunktberührung in Nullstellung

5

Fig. 7 einen schematischen Längsschnitt durch einen erfindungsgemäßen Drehkolbenverdichter, bei dem die Nebenläufergehäusebohrung als Lagerschale für den Nebenläufer ausgebildet ist, und

10

Fig. 8 einen schematischen Längsschnitt durch einen erfindungsgemäßen Drehkolbenverdichter mit Nebenläuferantrieb.

In Fig. 1 ist der Stirnschnitt einer erfindungsgemäßen Schraubenkompressoranlage 1 mit einem Hauptläufer 2 und einem Nebenläufer 3 schematisch in einem Verdichtergehäuse 4 dargestellt. Dabei sind die jeweils miteinander im kämmenden Eingriff stehenden Rotoren 2,3 in üblicher Weise vom druckseitigen Ende der Verdichteranlage 1 aus gesehen in Nullstellung, also am Ausschubende, gezeigt.

20

Das zu komprimierende Gas wird in die Schraubenkompressoranlage 1 auf der dem Stirnschnitt Fig. 1 axial gegenüberliegenden Saugseite 5 eingesaugt und gelangt nach Abschluß der Verdichtungskammer 6 und 7 durch Drehung des Hauptläufers 2 in Richtung des Pfeiles 8 und der damit verbundenen Drehung des Nebenläufers 3 in Richtung des Pfeiles 9 zur Druckseite 10, wobei es durch Verkleinerung der Verdichtungskammer 11 komprimiert und nach Erreichen des Verdichtungsenddruckes durch eine nicht dargestellte Auslaßöffnung im Gehäuse 4 mit der Druckleitung verbunden wird.

25

30

In Fig. 1 weist der Hauptläufer 2 vier Zähne 12 auf, während der Nebelläufer 3 sechs Zähne 13 besitzt. Die Flanken jedes Hauptläuferzahnes 12 sind aus je 2 symmetrisch zueinander angeordneten Schraubtorsen 14 gebildet, welche im Stirnschnitt
5 gespitzte Kreisevolventen 15 ergeben. Der Kehlkreis dieser gespitzten Kreisevolvente wurde mit 16 bezeichnet, wobei der Kehlkreisradius kleiner als der Radius des Hauptläuferwälzkreises 17 ist. Nach der erfindungsgemäßen Profilausführung endet die Schraubtorsenfläche 14 an der Zylinderfläche 18,
10 welche durch den Radius des Hauptläuferwälzkreises 17 bestimmt ist. Dadurch ergibt sich im Stirnschnitt Fig. 1 der erfindungsgemäßen Schraubkompressoranlage 1 ein kurzes Kreisbogenstück 19 zwischen den Abschnitten der gespitzten Kreisevolventen 15, womit die nicht herstellbare Spitze 20 des
15 Profils vermieden werden kann.

Die zum Hauptläufer 12 gehörige Nebelläuferzahnücke 21 wird durch die Punktbahn 22 der Hauptläuferzahnspitze 23 sowie die Hüllbahn 24 der Hauptläuferflanke 14 gebildet; dabei stellt
20 die Punktbahn 22 eine verschlungene Zykloide und die Hüllbahn 24 nach den bekannten Verzahnungsgesetzen im Stirnschnitt eine Evolvente dar. Begrenzt wird der Nebelläuferzahn durch ein Kreisbogenstück 25 am Außendurchmesser, wobei der Radius dieses Kreisbogenstückes 25 gleich dem Radius des Nebelläuferwälzkreises 26 ist.
25

Fig. 2 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt des im kämmenden Eingriff befindlichen Läuferpaares 2,3 mit erfindungsgemäßem symmetrischen Profil. Dabei wurden wieder der Hauptläufer mit
30 2, der Nebelläufer mit 3, das schematische Gehäuse mit 4, die Hauptläuferflanke mit 14, die Nebelläuferzykloide mit 22, die Nebelläuferevolvente mit 24 und der Nebelläuferkreisbogen mit 25 bezeichnet.

Bei einer Drehung des Hauptläufers 2 entgegen der Pfeil-
richtung 8 wandert die Hauptläuferspitze 23 in einem ruhen-
den Bezugssystem 30 entlang des Kreisbogens 31, wobei sich
die Hauptläuferspitze 23 bis zum Punkt 32 im Eingriff mit
5 der Nebenläuferzykloide 22 befindet. Das druckseitige Blas-
loch, welches eine geomtriebedingte Leckfläche ist, ent-
steht zwischen dem letzten Eingriffspunkt 32 der Hauptläufer-
spitze 23 mit der Nebenläuferzykloide 22 und dem Schnitt
der Gehäusebohrung 33. Aus der Bogenlänge 34 in Bild 2 ist
10 ersichtlich, daß bereits bei der erfindungsgemäßen sym-
metrischen Schraubenverdichterverzahnung die Blasloch-
fläche klein wird, sodaß nur kleine Leckgasmengen durch das
Blasloch abfließen können.

15 Fig. 3 zeigt einen zu Fig. 1 ähnlichen Stirnschnitt einer
Schraubenkompressoranlage 1, jedoch mit dem erfindungsge-
mäßigen asymmetrischen Flankenprofil. In Fig. 3 wurden gleiche
Maschinenteile mit den gleichen Ziffern aus den Fig. 1 und 2
bezeichnet. Beim asymmetrischen Profil besteht jeder Haupt-
20 läuferzahn 12 aus einer Schraubtorse 40 und einer Schraub-
torse 41, welche im Stirnschnitt eine gespitzte Kreisevolven-
te 42 bzw. 43 ergeben. Beim erfindungsgemäßen Profil findet
nur je ein Ast der Schraubtorsen 40 und 41 bzw. der gespitzten
Kreisevolventen 42 und 43 Verwendung. Für die Schraubtorse 40,
25 welche sich auf der Saugseite des im Eingriff mit der Neben-
läuferlücke 21 befindlichen Hauptläuferzahnes 12 befindet,
ist der Kehlkreisradius wieder mit 16 bezeichnet, wobei der
Radius des Kehlkreises 16 wieder kleiner als der Wälzkreis-
radius 17 des Hauptläufers ist. Allerdings findet die
30 Schraubtorse 40 wiederum nur bis zum Zylinder 18, welcher
durch den Radius des Wälzkreises 17 gebildet wird, Verwen-
dung. Die Schraubtorse 41 allerdings besitzt einen Kehlkreis-
radius 44, welcher größer als der Kehlkreisradius 16 der
Schraubtorse 40 und vorzugsweise gleich dem Radius des Wälz-
35 kreises 17 des Hauptläufers ist.

Dabei wird die Schraubtorse 41 derart gebildet, daß die beiden Schraubtorsen 40 und 41 an einem vorgegebenen Außendurchmesser 45 zu einer Spitze 46 zusammenlaufen. Durch die erfindungsgemäße asymmetrische Anordnung der Schraubtorsen kann erreicht werden, daß die Nebenläuferzykloide 22 auf der Druckseite des im Eingriff befindlichen Zahnpaares bis annähernd an den Nebenläuferradius 47 heranreicht, welcher vorzugsweise gleich dem Radius des Nebenläuferwälzkreises 26 ist. Dadurch läßt sich, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, die Blaslochstrecke 34 zwischen dem letzten Eingriffspunkt 32 und dem Gehäuse schnittpunkt 33 noch weiter verkleinern, sodaß die Blaslochfläche und damit die Leckmengen durch diesen geometriebedingten Spalt vernachlässigbar klein werden.

In Fig. 4 ist jene Drehstellung des Läuferpaares 2, 3 dargestellt, bei der die Hauptläuferspitze 46 bei einer Drehung des Hauptläufers in Richtung des Pfeiles 8 erstmals die Nebenläuferzykloide 22 berührt, und somit die Blaslochstrecke 34 gerade überschritten hat. Auch an dieser Darstellung bzw. an der Vergrößerung Fig. 5 ist die kleine Blaslochfläche erkennbar.

In Fig. 6 ist ein vergrößerter Ausschnitt des Eingriffs bei einer achsabstandskorrigierten Verzahnung des symmetrischen Profils gezeigt. Damit wird die Möglichkeit demonstriert, durch eine Korrektur des Achsabstandes eine exakte Dreipunktberührung in Nullstellung zu erreichen, welche für eine Verringerung der Leckspaltflächen erforderlich ist, ohne die Lauf bzw. Abrolleigenschaften der Verzahnung zu verschlechtern. In Fig. 6 wurde der Schnittpunkt zwischen der Nebenläuferzykloide 22 und der Nebenläuferevolvente 24 mit 48 und der Flankenberührungspunkt zwischen der Hauptläuferflanke 15 und der Nebenläuferevolvente 24 mit 49 bezeichnet.

In Fig. 3 wurde weiters eine erfindungsgemäße Nebenläufer-
lagerung eingezeichnet. Dazu wurde in die Nebenläuferge-
häusebohrung 50 durch Auftragsschweißung mit einer UTB-Bronz-
elektrode eine Lagerschale 51 eingefügt, wobei sich die
5 Brinellhärte der Bronze in bekannter Weise durch die Strom-
stärke bei der Auftragschweißung einstellen läßt. Durch
die Verwendung eines naturharten Nebenläufers 3, welcher
mit einem gehärteten Hauptläufer 2 kämmt, und der Verwen-
dung eines naturharten Gehäuses, in welches die gehärtete
10 Lagerbronze 51 eingebracht wurde, lassen sich gute Lager-
und Laufbedingungen erzielen.

In Fig. 7 ist ein schematischer Längsschnitt durch eine er-
findungsgemäße Schraubenkompressoranlage 1 dargestellt. Da-
15 bei ist der Hauptläufer 2 in bekannter Weise im Gehäuse 4
derart drehbar gelagert, daß sich das Festlager 60 auf der
Druckseite 10 und das Loslager 61 auf der Saugseite 5 der
Schraubenkompressoranlage 1 befindet. Der Antrieb der An-
lage 1 erfolgt über eine nicht näher dargestellte Kupplung
20 am saugseitigen Wellenende 62 des Hauptläufers 2.

Die Lagerung des Nebenläufers 3 erfolgt in einer in der Ge-
häusebohrung 50 durch Auftragsschweißung eingefügten Lager-
schale 51, wobei diese Lagerschale 51 sowohl auf der druck-
25 seitigen Gehäusestirnseite 63 als auch im saugseitigen Ge-
häusedeckel 64 bis zur Schnittkante 33 der Gehäusebohrung
angebracht ist.

In Fig. 8 ist ein schematischer Längsschnitt durch eine
30 weitere erfindungsgemäße Schraubenkompressoranlage 1 dar-
gestellt, wobei der Hauptläufer 2 in einem druckseitigen
Festlager 60 und einem saugseitigen Loslager 61 im Gehäuse 4
drehbar gelagert ist.

Der Nebenläufer 3 ist bei dieser Ausführung ebenfalls in einem druckseitigen Festlager 65 und einem saugseitigen Loslager 66 drehbar gelagert. Bei dieser gezeigten Ausführung erfolgt der Antrieb der Anlage 1 über eine
5 nicht dargestellte Kupplung, welche am saugseitigen Wellenende 67 des Nebenläufers 3 angeflanscht wird. Über die Nebenläuferzähne 13 wird das Antriebsmoment auf den Hauptläufer 2 übertragen und das eingesaugte Gas in den
Zahnlücken komprimiert und an der Druckseite 10 in einen
10 nicht dargestellten Druckbehälter ausgeschoben.

Patentansprüche

- 1.Parallel- und außenachsiger Drehkolbenverdichter mit einem mit Ein- und Auslaßöffnungen versehenen Gehäuse und mindestens zwei Rotoren als Haupt- und Nebenläufer, die mit schraubenlinienförmig gewundenen Zahnflücken be-
5 setzt und achsparallel und ineinander greifend angeordnet sind, wobei die Zahnprofile des Hauptläufers im wesentlichen konvex und außerhalb des Wälzkreises befindlich und die Zahnflanken des Nebenläufers im wesentlichen konkav und innerhalb des Wälzkreises befindlich ausge-
10 bildet sind, dadurch gekennzeichnet, daß beide Flanken der Hauptläuferzähne (12) durchgehend vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf aus einer Schraubtorse (14; 40, 41) mit stetigem Kurvenverlauf gebildet sind.
- 15 2. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Hauptläuferzähne (12) bezüglich einer die Schraubachse enthaltenden Teilebene im Stirnschnitt symmetrisch sind, wobei vorzugsweise der Fußkreisradius des Hauptläuferzahnes gleich dem Wälzkreisradius des
20 Hauptläufers (2) ist, während der Kehlkreisradius der Schraubtorse (14) vorzugsweise kleiner als der Wälzkreisradius ist (Fig. 1).
- 25 3. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Außendurchmesser des Nebenläufers (3) gleich dem Wälzkreisdurchmesser des Nebenläufers (3) ist.
- 30 4. Drehkolbenverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Hauptläufer mindestens drei, vorzugsweise aber vier, der Nebenläufer mindestens vier, vorzugsweise aber sechs Zähne (12, 13) aufweist.
5. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Hauptläuferzähne (12) bezüglich einer

- die Schraubachse enthaltenden Teilebene im Stirnschnitt asymmetrisch sind, wobei der Kehlkreisradius der saugseitigen Schraubtorse (40) des im Eingriff mit dem Nebenläufer (3) befindlichen Hauptläuferzahnes (12)
- 5 kleiner als der Kehlkreisradius der druckseitigen Schraubtorse (41) des im Eingriff mit dem Nebenläufer (3) befindlichen Hauptläuferzahnes (12) ist (Fig. 3, 4, 5).
- 10 6. Drehkolbenverdichter nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Kehlkreisradius der druckseitigen Schraubtorse (41) gleich dem Wälzradius des Hauptläufers (2) ist und die beiden ungleichen Schraubtorsen (40, 41) des asymmetrischen Profils derart zu liegen kommen, daß
- 15 sich im Stirnschnitt die beiden Evolventen (42, 43) in einem Punkt (46) am Außendurchmesser des Hauptläufers schneiden.
7. Drehkolbenverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine Achsabstandskorrektur die Hauptläuferevolventen im Stirnschnitt in Nullstellung in zwei Punkten an den Nebenläuferevolventen anliegen, wodurch eine Dreipunktberührung der Verzahnung in Nullstellung auftritt.
- 20 8. Drehkolbenverdichter nach den Ansprüchen 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Gehäuseinnenwand des Nebenläufers als Lagerschale für den Nebenläufer ausgebildet ist.
- 25 9. Drehkolbenverdichter nach den Ansprüchen 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Antrieb des Drehkolbenverdichters über den Nebenläufer erfolgt.
- 30

1/8

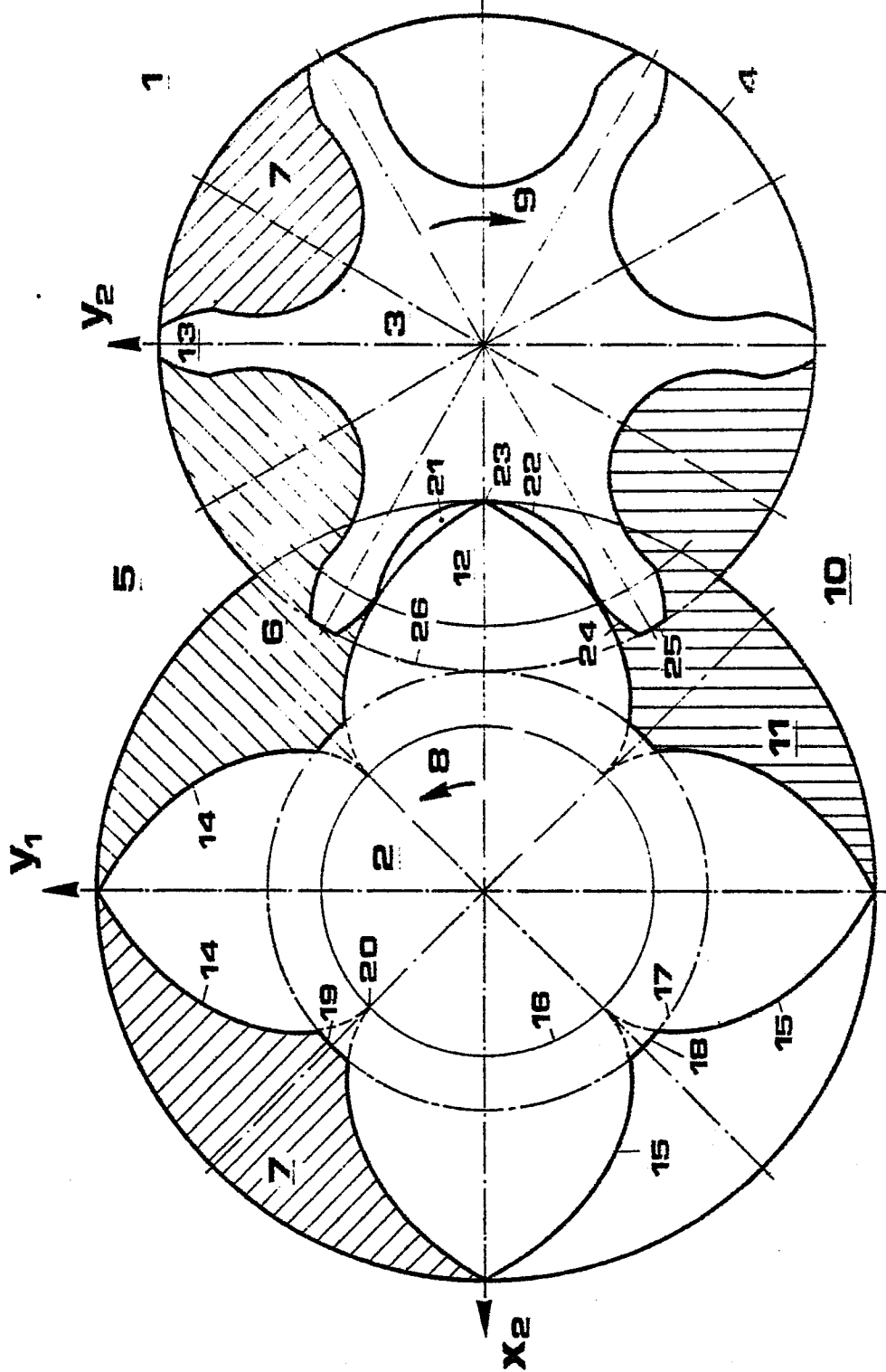


Fig.1

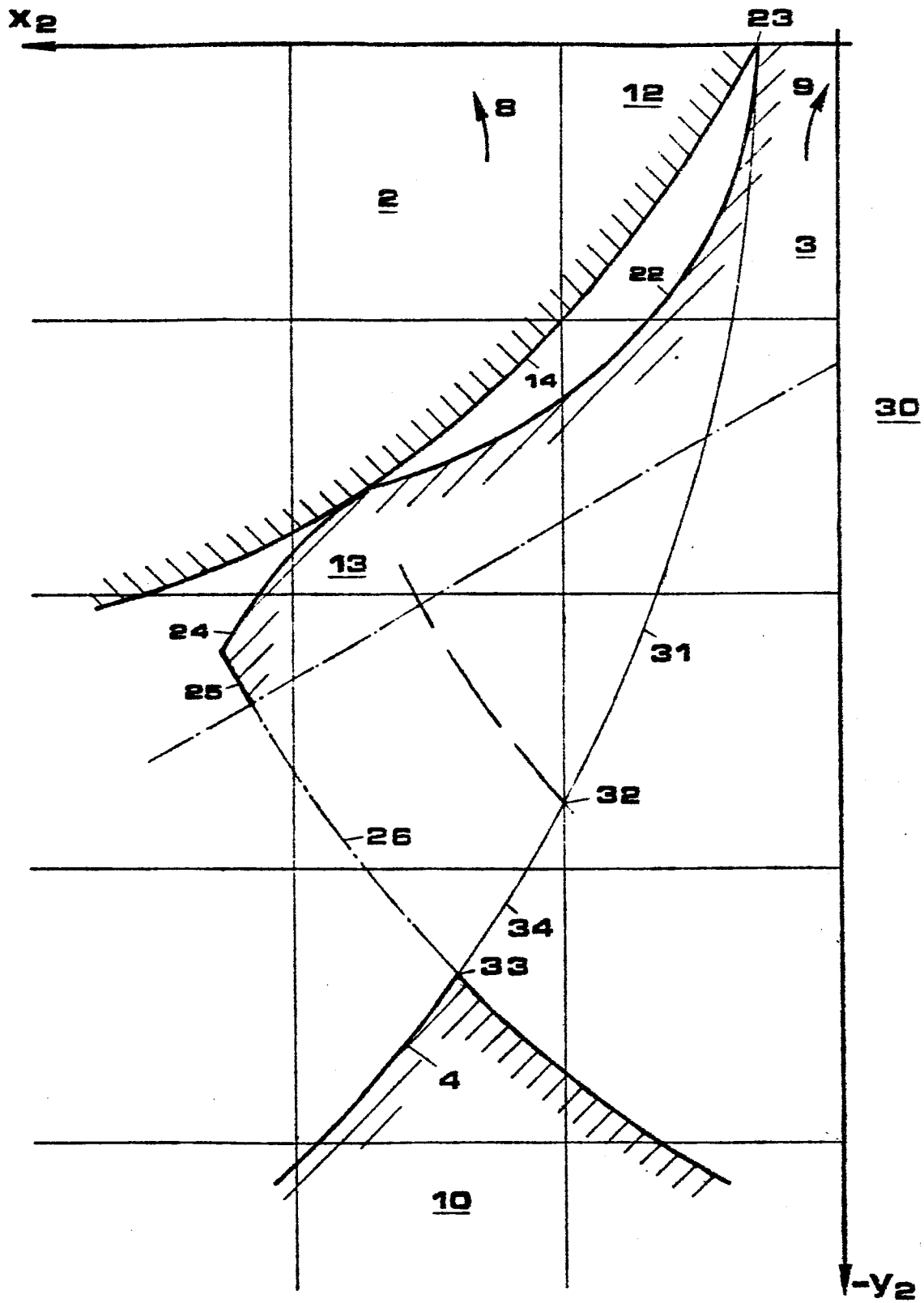


Fig. 2

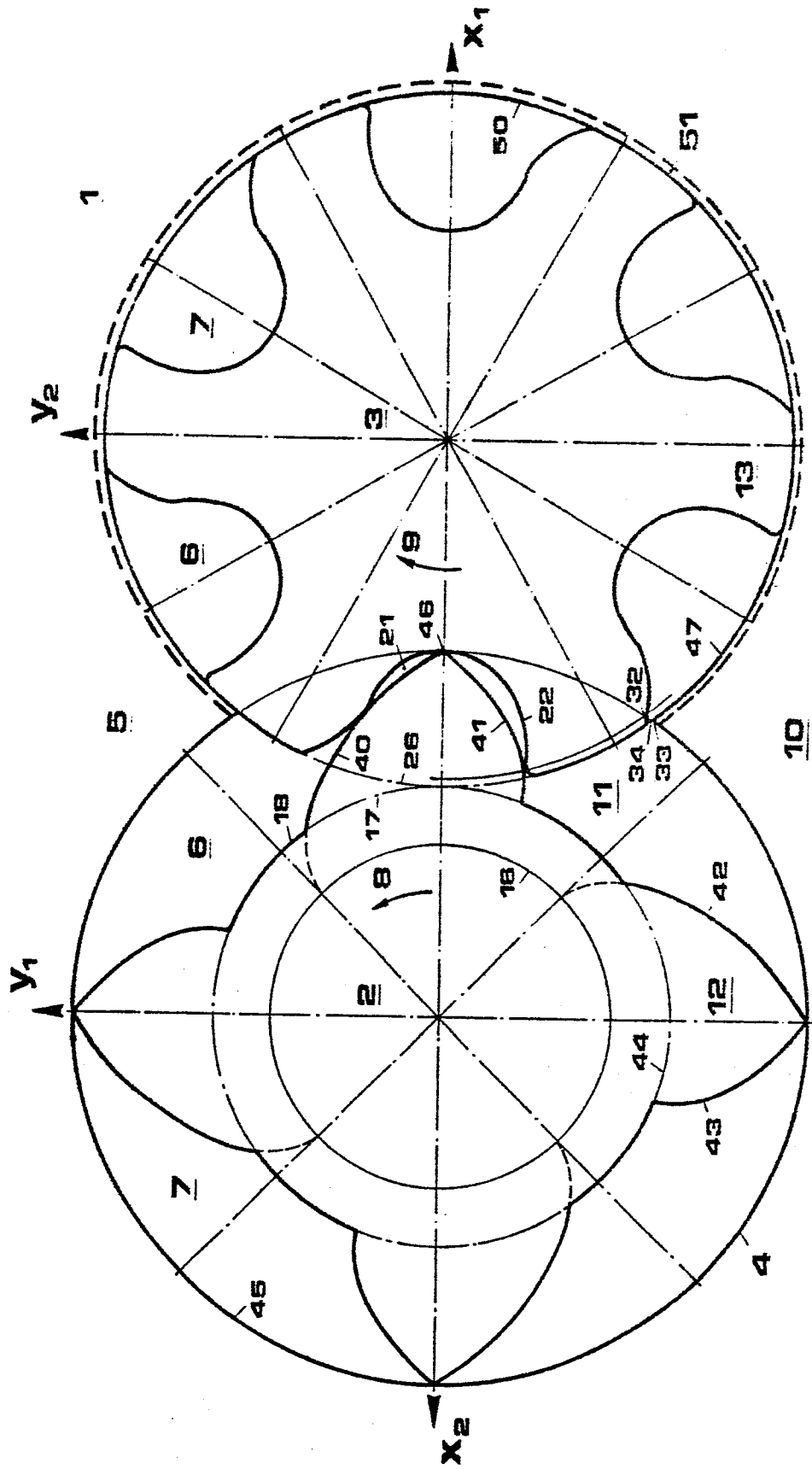


Fig. 3

4/8

0149446

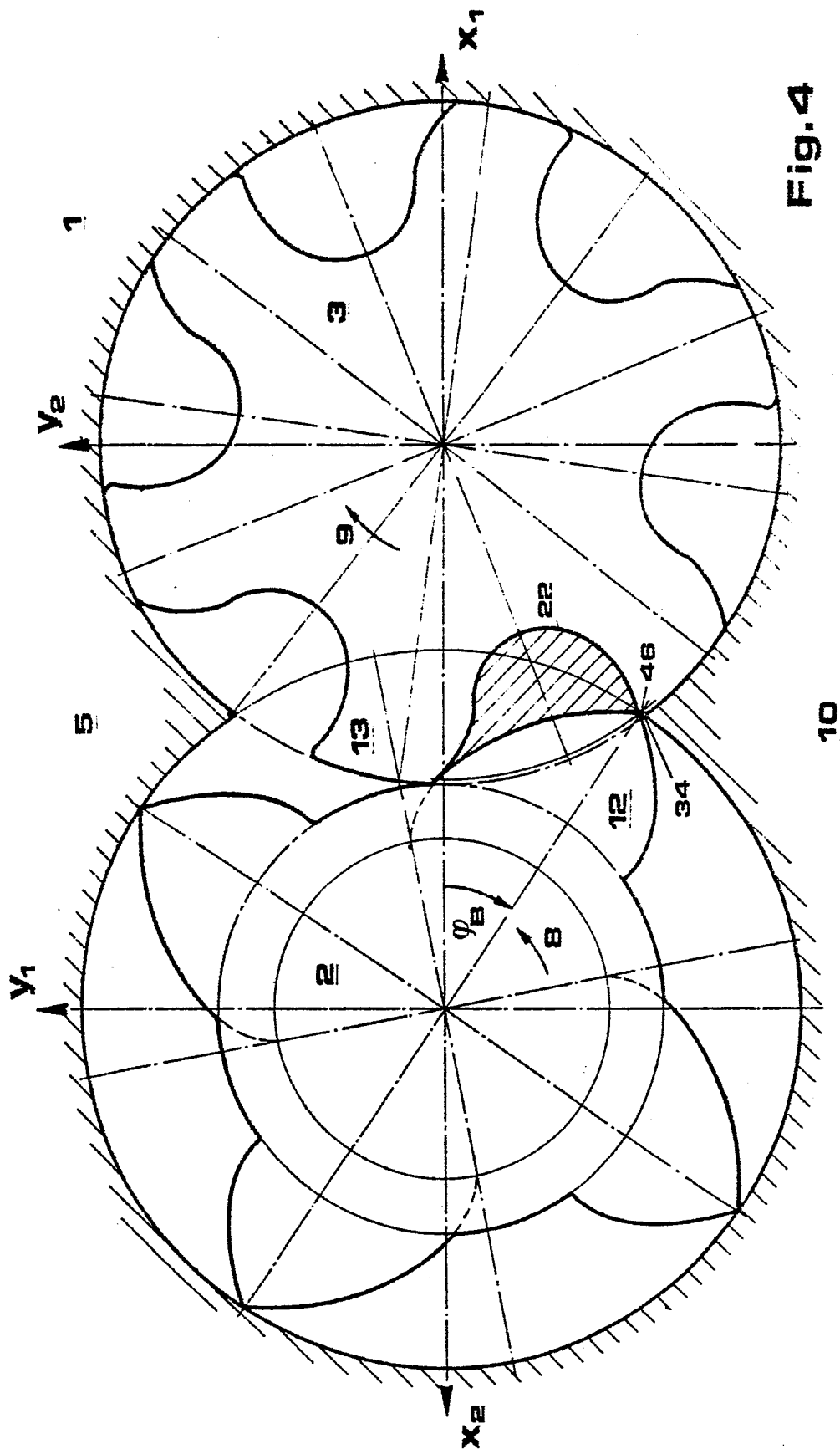


Fig. 4

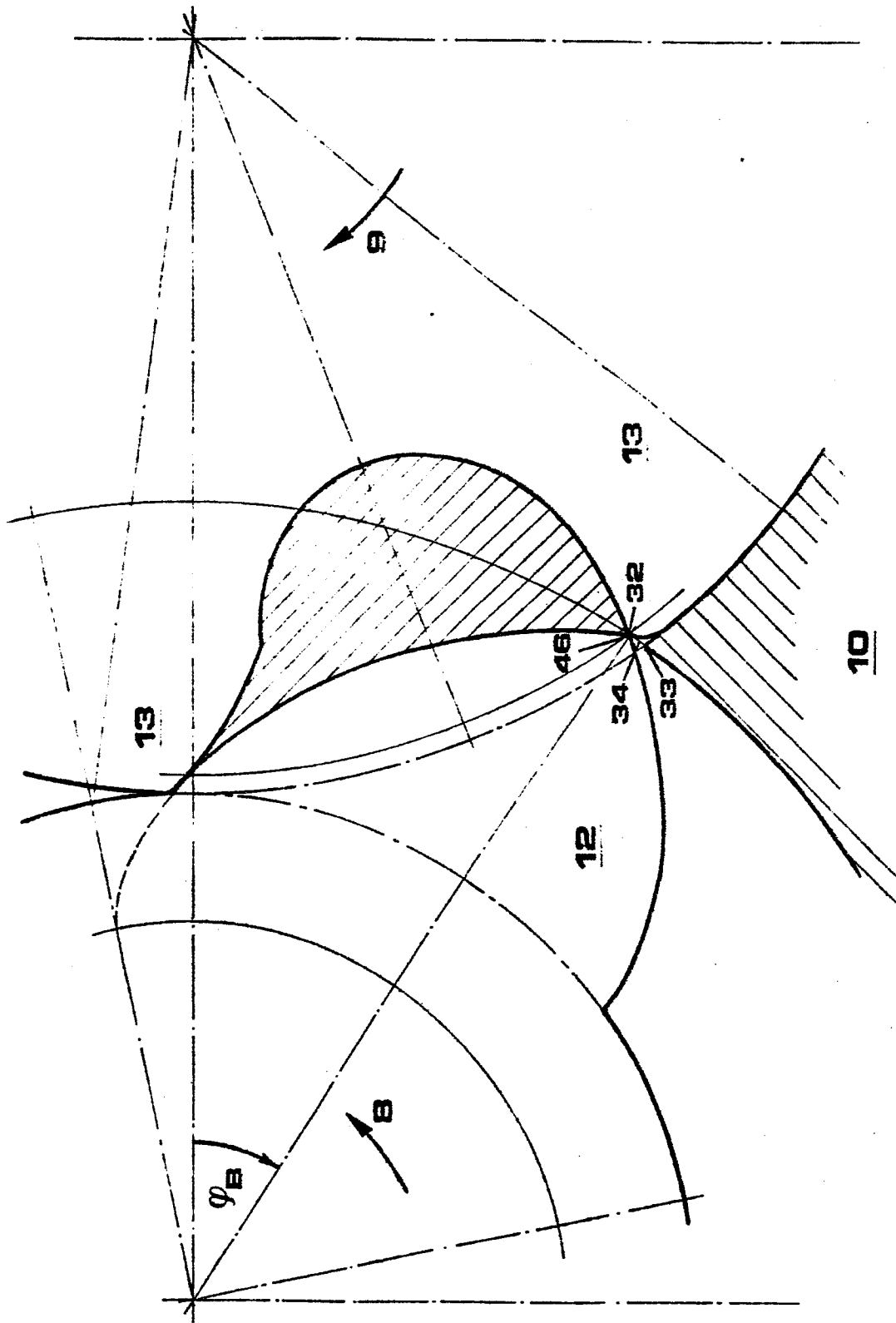
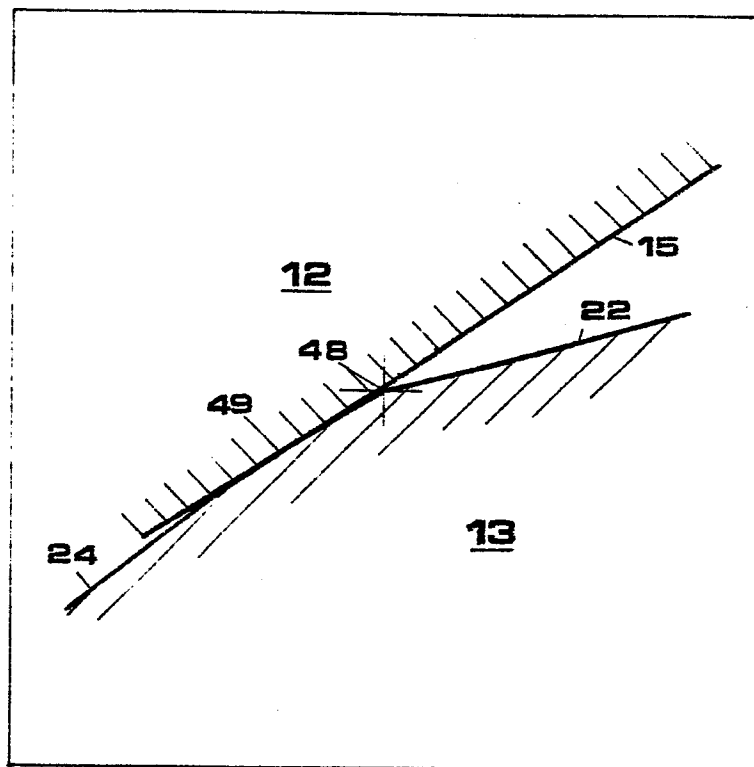


Fig. 5

**Fig. 6**

7/8

0149446

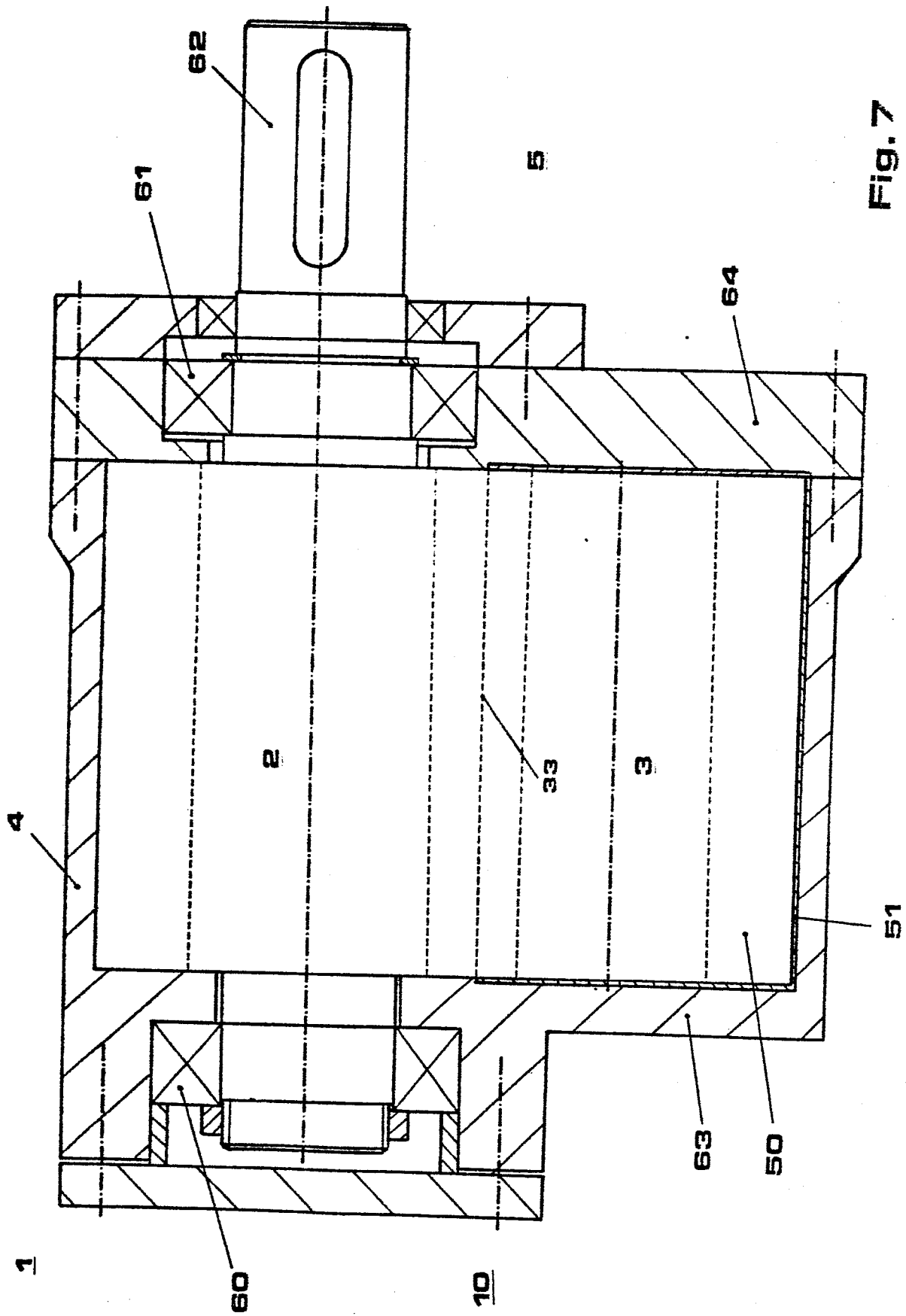


Fig. 7

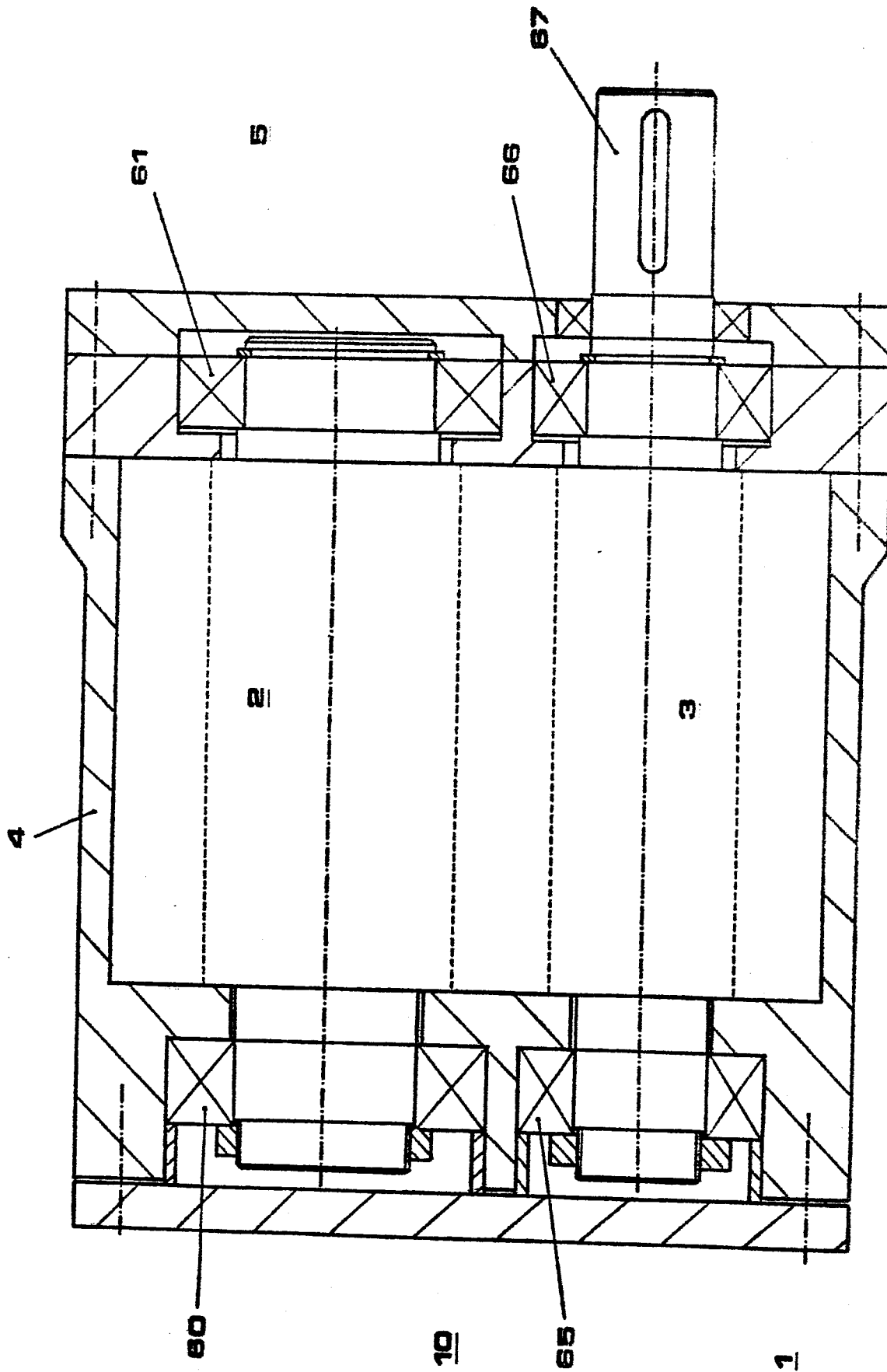


Fig. 8