(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer : **0 204 263**
B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift : **13.12.89**

(51) Int. Cl.^{4} : **F 04 B 7/06**

(21) Anmeldenummer : **86107301.3**

(22) Anmeldetag : **29.05.86**

(54) **Kolbenpumpe mit rotierendem Kolben.**

(30) Priorität : **05.06.85 DE 3520233**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung : **10.12.86 Patentblatt 86/50**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **13.12.89 Patentblatt 89/50**

(84) Benannte Vertragsstaaten : **AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE**

(56) Entgegenhaltungen :
FR-A- 1 229 148
US-A- 2 485 893
US-A- 2 921 451
US-A- 3 168 872

(73) Patentinhaber : **Orlita, Franz**
Waldstrasse 33
D-6305 Buseck-Alten Buseck (DE)

(72) Erfinder : **Orlita, Franz**
Waldstrasse 33
D-6305 Buseck-Alten Buseck (DE)

(74) Vertreter : **Patentanwälte Dipl.-Ing. R. Schlee Dipl.-Ing. A. Missling**
Bismarckstrasse 43
D-6300 Giessen (DE)

EP 0 204 263 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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

Die Erfindung bezieht sich auf eine Kolbenpumpe mit einem rotierenden und in einer Zylinderbohrung hin- und herbeweglichen Kolben und mit einer rotierenden Kurbel, mit der der Kolben gelenkig verbunden ist, wobei die Kolbenachse und die Drehachse der Kurbel einander schneiden und Kurbel und Kolben drehantriebsmäßig miteinander gekuppelt sind und wobei das Gelenk Abwälzflächen aufweist, die sich an der Kurbel und am Kolben befinden.

Pumpen mit drehbarem Kolben haben den Vorteil, daß sie als Steuerkolbenpumpen ausgebildet werden können, bei denen der Kolben als Drehschieber wirksam ist. Solche Pumpen haben ein Minimum an beweglichen Teilen und sind außerordentlich robust. Um die Drehschieberfunktion zu gewährleisten, muß das Gelenk zwischen Kurbel und Kolben so ausgebildet werden, daß Winkelveränderungen möglich sind, jedoch der Kolben sicher und möglichst spielfrei in eine Drehbewegung versetzt wird. Dadurch werden besondere Anforderungen an das Gelenk gestellt.

Bei einer bekannten Pumpe (DE-C-509 222) ist die Kurbel über ein Kugelgelenk mit dem Kolben verbunden. Das Kugelgelenk ist verschleißanfällig wegen der ständigen Gleitbewegungen zwischen Kugel und Kugelpfanne, was schnell zu einem Spiel im Kugelgelenk führen kann. Dies hat Geräuschentwicklung und auch Änderungen der Fördercharakteristik zur Folge. Es muß deshalb entweder eine gute Schmierung vorgesehen werden oder aber eine geringe Lebensdauer in Kauf genommen werden.

Bekannt sind auch Pumpen der eingangs genannten Art (EP-A-O 116 165), bei denen in der gelenkigen Verbindung zwischen Kurbel und Kolben Gleitbewegungen weitgehend vermieden werden, wodurch eine hohe Lebensdauer erzielt wird. Bei einer in der genannten Druckschrift beschriebenen Lösung wälzt sich eine Kegelfäche auf einer ebenen Fläche ab. Zwar erhält man dabei günstige Pressungsverhältnisse zwischen den Wälzflächen, jedoch nur bei einem bestimmten Schrägstellungswinkel. Der Förderhub dieser Pumpe kann deshalb nicht ohne weiteres durch Veränderung der Achsen-Schrägstellung verändert werden. In der EP-A-0 116 165 ist auch eine Lösung beschieben (Fig. 4, 5 dieser Druckschrift), die eine Veränderung der Schrägstellung zuläßt. Dabei ist eine Wälzfläche als Torus und die andere als Rille ausgebildet, in die die torische Fläche eingreift. Für die Übertragung der Kräfte beim Saughub ist eine Feder vorgesehen, die die torische Wälzfläche in die Rille drückt. Die Pressungsverhältnisse sind nicht besonders günstig, da aus konstruktiven Gründen der Querschnitt des Torus klein ist. Auch ist es nicht möglich, die beim Saughub auftretenden Kräfte über die Wälzflächen zu übertragen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Kolbenpumpe der eingangs genannten Art so auszubilden, daß der Winkel zwischen Kolbenachse und Kurbelachse zwecks Änderung des Förderhubes verstellbar sein kann und bei allen Einstellagen günstige Pressungsverhältnisse bestehen. Die Pumpe soll auch so ausführbar sein, daß auch die beim Saughub auftretenden Kräfte über die Wälzflächen übertragbar sind.

Diese Aufgabe wird nach der Erfindung dadurch gelöst, daß die Abwälzflächen an Kurbel und Kolben als Mulden ausgebildet sind und daß in die Mulden ein konvexer Wälzkörper eingreift, dessen Oberflächenkrümmung stärker ist als die Krümmung der Muldenfläche, wobei die Ränder der Mulden so orientiert sind, daß bei allen Relativstellungen zwischen den Mulden die Muldenränder einander nicht berühren und in Umfangsrichtung der Drehbewegung ein formschlüssiger Eingriff zwischen Mulden und Wälzkörper besteht und in Druckhubrichtung über den Wälzkörper Kräfte übertragbar sind.

Im Gegensatz zu den bekannten Pumpen der eingangs genannten Art wälzen sich beim Erfindungsgegenstand nicht Wälzflächen am Kolben und Wälzflächen an der Kurbel unmittelbar aufeinander ab, sondern es ist ein zusätzlicher loser Wälzkörper vorgesehen. Bei einer solchen Grundkonstruktion ändern sich bei Verstellungen des Winkels zwischen Kurbelachse und Kolbenachse die Pressungsverhältnisse nicht, so daß eine Veränderung der Schrägstellung gemäß Anspruch 9 vorgesehen werden kann. Die Pumpe ist jedoch auch vorteilhaft, wenn eine Verstellung nicht vorgesehen wird, da sich der Wälzkörper und die Mulden leicht herstellen lassen. Wegen des Unterschiedes in der Krümmung von Wälzkörper und Muldenflächen führt der Wälzkörper in beiden Mulden gleichzeitig eine Abwälzbewegung aus, wobei Gleitreibung vermieden wird. Die Pressungsverhältnisse sind bei allen Einstellungen günstig. Da die Krümmungen der Muldenflächen und die Krümmung des Wälzkörpers sehr nahe aneinander angenähert werden können, ist die Hertzsche Pressung relativ gering, wodurch eine hohe Lebensdauer des Gelenkes auch bei schlechter Schmierung erreicht wird.

Vorzugsweise sind die Ränder der Mulden so orientiert, daß ein formschlüssiger Eingriff zwischen Mulden und Wälzkörper auch in Saughubrichtung besteht, so daß Zugkräfte von der Kurbel auf den Kolben übertragbar sind (Anspruch 2). Eine solche Ausführung hat den Vorteil, daß zur Überwindung der Saugkräfte eine Feder nicht erforderlich ist. Die Erfindung ist jedoch auch mit einer Orientierung der Mulden ausführbar, die die Übertragung von Kräften beim Saughub nicht gestattet. In diesem Fall muß, wie bei der bekannten Pumpe der eingangs genannten Art, eine Feder vorgesehen werden, die die beim Saughub auftretenden Kräfte aufnimmt.

Die Mulden sind vorzugsweise länglich ausgebildet und so orientiert, wie dies im Anspruch 3 angegeben ist. Mit solchen länglichen Mulden wird der Unterschied zwischen der Breite der

kreisförmigen Kurbelbahn und der kleinen Achse der Ellipse überbrückt, längs der sich die Mulde bewegt, die sich am Kolben befindet. Bei kleinem Winkel zwischen Kurbelachse und Kolbenachse kann auf eine längliche Ausbildung der Mulden verzichtet werden, da der Unterschied zwischen dem Durchmesser der Kurbelbahn und der Länge der kleinen Achse der Ellipse verschwindend gering ist. Auf eine längliche Ausbildung der Mulden kann auch bei der noch zu erläuternden tangentialen Anordnung der Mulden verzichtet werden.

Vorzugsweise ist der Wälzkörper eine Kugel (Anspruch 4). Ein kugelförmiger Wälzkörper läßt sich besonders leicht herstellen. Kugeln mit guten Festigkeitseigenschaften sind im Handel erhältlich. Gut geeignet sind Kugeln, wie sie auch in Kugellagern verwendet werden. Von einer Kugelform abweichende Formen des Wälzkörpers sind möglich. In Betracht kommt z. B. ein diskusförmiger Wälzkörper.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist ein vorzugsweise elastisches Klammerelement vorgesehen um die die Mulden enthaltenden Muldenkörper gegen den Wälzkörper zu halten (Anspruch 5). Man vermeidet dadurch mit Sicherheit, daß sich die Mulden vom Wälzkörper abheben. Es ist jedoch nicht in jedem Fall ein Klammerelement nötig. Ein Klammerelement wird aber dann gebraucht, wenn für die Übertragung der Sauhubkräfte ein formschlüssiger Eingriff nicht vorgesehen ist. Zweckmäßige Ausbildungen für ein Klammerelement und für dessen Anordnung sind in den Ansprüchen 6 bis 8 angegeben. Anstelle eines Klammerelementes kann auch eine besondere Abstützung zwischen Kurbel und Kolben vorhanden sein, die einen Abstand von der Kolbenachse hat und zur Übertragung eines negativen Drehmomentes dient, wie es während des Saughubes unter Umständen auftreten kann.

Wenn der Winkel zwischen Kurbelachse und Kolbenachse veränderbar sein soll (Anspruch 9), ist besonders vorteilhaft eine Konstruktion gemäß den Ansprüchen 10 und 11. Durch Verdrehen eines die Zylinderbohrung enthaltenden Zylinderkörpers läßt sich der Schrägstellungswinkel verändern und auch auf den Wert Null bringen, wenn die Winkel z. B. gemäß Anspruch 11 gewählt werden. In dieser Stellung findet eine Förderung nicht mehr statt.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt. Es zeigen :

Fig. 1 einen diametralen Längsschnitt durch eine Pumpe,

Fig. 2 einen vergrößerten Ausschnitt aus Fig. 1 im Bereich des strichpunktierten Rahmens II bei einer tangentialen Lage der Mulden,

Fig. 3 ein der Fig. 2 entsprechendes Detail bei einer anderen Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 4 einen Schnitt nach Linie IV-IV in Fig. 2, wobei jedoch, im Vergleich mit Fig. 2, das Gelenk zwischen Kurbel und Kolben um 90° in eine radiale Lage verdreht ist,

Fig. 5 eine Draufsicht auf einen Muldenkörper entsprechend der Linie V-V in Fig. 6,

Fig. 6 mehrere Schnitte, etwa entsprechend Fig. 4, bei verschiedenen Drehlagen der Pumpe und

Fig. 7, 8 schematische Darstellungen zur Erläuterung der geometrischen Zusammenhänge.

Die Pumpe hat ein Gehäuse 1, einen Antriebsmotor 2, eine Pumpenwelle 3, einen Zylinderkörper 4 und einen Kolben 5.

Der Antriebsmotor 2 ist ein Elektromotor, der nur zum Teil dargestellt ist und aus dessen Gehäuse ein Ende der Motorwelle 6 herausragt. An den Motor 2 ist ein Zwischenring 7 mittels Schrauben 8 angeflanscht. An den Zwischenring 7 ist wiederum das Pumpengehäuse 1 mittels Schrauben 9 angeflanscht. Auf der Motorwelle 6 sitzt ein Kupplungsstück 10, das mittels Schrauben 11 auf der Welle 6 festgeklemmt ist. Das Kupplungsstück 10 hat einen zylindrischen Ansatz 12, an dem sich eine Mitnehmerfläche 13 befindet. An der Mitnehmerfläche 13 liegt ein Stift 14 an, der durch eine Bohrung in der Pumpenwelle 3 hindurchgesteckt ist.

Die Pumpenwelle 3 ist im Pumpengehäuse 1 mittels eines Kugellagers 15 gelagert, das mittels eines Sprengringes 16 im Pumpengehäuse axial gesichert ist. Zur axialen Fixierung der Pumpenwelle 3 dient ein Sprengring 17 auf der Pumpenwelle und eine Schulter 18, die sich an der Pumpenwelle befindet. Das Lager ist zum Motor 2 hin mittels einer Wellendichtung 19 und zum Innenraum des Pumpengehäuses 1 hin mittels einer Wellendichtung 20 abgedichtet.

Zur Abdichtung des Rahmens 21 innerhalb des Pumpengehäuses 1 nach links hin dient eine insgesamt mit 22 bezeichnete Dichtungsanordnung. Zu der Anordnung 22 gehört ein Gleitring 23, der über eine elastische O-Ring-Dichtung 24 an einer Schulter im Pumpengehäuse anliegt. Auf dem Gleitring 23 gleitet ein Dichtungsring 25, der gegenüber der Pumpenwelle 3 durch eine elatische O-Ring-Dichtung 26 abgedichtet ist. Auf den Dichtungsring 25 drückt eine Schraubendruckfeder 27, die sich mit ihrem rechten Ende an einem Bauteil 28 abstützt. Das Bauteil 28 soll aufgrund seiner noch zu erläuternden Funktion als Kurbel bezeichnet werden. Zwischen der Kurbel 28 und dem Kolben 5 befindet sich eine insgesamt mit 29 bezeichnete Gelenkanordnung, die Gegenstand der Erfindung im engeren Sinne ist. Zu der Gelenkanordnung gehört die bereits erwähnte Kurbel 28, eine Kugel 30, ein Muldenkörper 31 und ein Federring 32. Der Muldenkörper 31 ist in einen Kopf 33 des Kolbens 5 eingesteckt und mittels eines Gewindestiftes 34 gesichert.

Der Zylinderkörper 4 ist in einer schrägen Bohrung 35 des Pumpengehäuses 1 aufgenommen. Die Achse 36 dieser Bohrung, die zusammenfällt mit der Achse des Zylinderkörpers 4, steht schräg zur Achse 37 der Pumpenwelle 3. Die Achsen 36 und 37 schneiden sich. Der Zylinderkörper 4 ist in axialer Richtung nach links durch Anlage an einer Schulter 38 des Pumpengehäuses und nach rechts hin durch einen Ring 39 gesichert, der mittels Schrauben 40 auf das Pumpengehäuse aufgeschraubt ist. Durch zwei Dich-

tungsringe 41, 42 ist der Raum 21 nach rechts hin abgedichtet.

Im Zylinderkörper 4 befindet sich eine Bohrung 43, in der der Kolben 5 gleitbar ist. Die Bohrung 43 ist nach rechts hin durch einen Verschlußstopfen 44 abgedichtet, der teilweise in die Zylinderbohrung 43 eingreift und in dem eingreifenden Teil eine Ringnut für die Aufnahme eines Dichtringes 45 aufweist. Die Zylinderbohrung 43 ist glatt ausgebildet. Die Achse 46 der Zylinderbohrung 43, die mit der Achse des Kolbens 5 zusammenfällt, steht schräg zur Achse 36 des Zylinderkörpers. Der Schrägstellungswinkel zwischen den Achsen 36 und 46 ist gleich groß wie der Winkel zwischen den Achsen 36 und 37.

Im Zylinderkörper 4 befindet sich auch eine Bohrung 47, die die Zylinderbohrung 43 durchschneidet. Die Eintrittsstelle bildet eine Ansaugöffnung 48 und die Austrittsstelle eine Drucköffnung 49. Im Kolben befindet sich ein Längsschlitz 50, der sowohl mit der Ansaugöffnung 48 als auch mit der Drucköffnung 49 zur Deckung kommen kann. Die Drucköffnung 49 kommuniziert über eine Bohrung 51 mit einer Nut 52, die sich über den Umfang des Zylinderkörpers 4 erstreckt. Bei jeder Drehlage des Zylinderkörpers 4 kommuniziert die Nut 52 mit einer Anschlußbohrung 53, an die eine Druckleitung anschließbar ist. Die Ansaugöffnung 48 kommuniziert mit dem Raum 21, in den eine Anschlußbohrung 54 für eine Saugleitung einmündet.

Auf den Zylinderkörper 4 ist ein Verstellring 55 aufgesetzt und mittels einer Schraube 56 axial gesichert. Der Verstellring 55 gestattet auf bequeme Weise eine Verdrehung des Zylinderkörpers 4.

Im folgenden wird die Gelenkanordnung 29 anhand der weiteren Zeichnungen im Detail beschrieben.

Zunächst sollen die geometrischen Verhältnisse anhand der Fig. 7 und 8 betrachtet werden. In Fig. 7 sind schematisch die Pumpenwelle 3 und der Kolben 5 dargestellt. Von der Gelenkanordnung ist nur die Kugel 30 in zwei verschiedenen Stellungen gezeigt. Die Kolbenachse 46 schneidet die Achse 37 der Pumpenwelle 3. Der Schrägstellungswinkel ist mit α bezeichnet. Das Gelenk rotiert um die Achse 37 auf einer kreisförmigen Bahn mit dem Radius r_α. Der Kolben 5 rotiert gleichsinnig wie die Pumpenwelle 3. Der Drehsinn ist durch Pfeile 57, 58 angegeben. Die Welle 3 kann mit einem Drehmoment M_K angetrieben werden. Der Kolben wird über die Gelenkanordnung ebenfalls in Drehung versetzt und zwar mit der gleichen Drehzahl wie die Pumpenwelle 3. Auf den Kolben wirkt eine Axialkraft F_K ein, die in Fig. 7 durch einen Pfeil symbolisiert ist. Der Teil der Gelenkanordnung 29, der fest mit der Pumpenwelle 3 verbunden ist bewegt sich auf einer Kreisbahn. Diese Kreisbahn ist in Fig. 8 dargestellt und mit 59 bezeichnet. Der Teil der Gelenkanordnung, der mit dem Kolben verbunden ist, beschreibt eine elliptische Bahn 60, in der durch die Linie 84 definierten Ebene, deren große Achse 61 eine Länge von $2 \cdot r_\alpha$ hat. Die kleine Ellipsenachse hat eine Länge von $2 \cdot r_\alpha \cdot \cos_\alpha$. Daraus ergibt sich, daß der Unterschied a auf jeder Seite den Wert $r_\alpha - r_\alpha \cdot \cos\alpha$ beträgt, also $r_\alpha(1 - \cos\alpha)$. Der gesamte Unterschied in der Breite der Bahn 59 und 60 ist also $2 \cdot r_\alpha(1 - \cos\alpha)$. Die Ellipse 60 kann auch als schräger Schnitt eines Zylindermantels gesehen werden, der einen Radius von $r_\alpha \cdot \cos\alpha$ hat.

Der Kolbenhub bei dem gezeichneten Winkel α ist durch die Maßlinie 63 in der Zeichnung gekennzeichnet. Aus Fig. 7 ist ohne weiteres ersichtlich, daß sich der Hub in Abhängigkeit vom Winkel α ändert. Der Hub wird immer kleiner, je kleiner der Winkel α ist. Wenn α den Wert Null hat, wird der Kolben 5 nur noch gedreht, jedoch nicht mehr hin- und herbewegt. Die Förderung ist dann Null. Der Unterschied zwischen den Bahnen 59 und 60 erfordert eine besondere Gestaltung des Gelenkes, was noch im einzelnen erläutert wird.

In Fig. 2 ist die Gelenkanordnung 29 vergrößert dargestellt. Die Kurbel 28 ist um die Achse 37 drehbar. Am Bauteil 28 befindet sich ein Muldenkörper 64, in den eine Mulde 65 eingearbeitet ist, in die die Kugel 30 eingreift. Am Kolben 5 befindet sich ein weiterer Muldenkörper 66, in den eine Mulde 65. Die Muldenkörper 64 und 66 werden durch einen aufgeschnittenen Federring 68 gegen die Kugel 30 gedrückt. Zu diesem Zweck befinden sich an den Außenseiten der Muldenkörper 64, 66 Nuten 68, 70. In diese Nuten greift der Federring 68 ein.

In Fig. 5 ist die Mulde 65" aus Fig. 6 in der Draufsicht gesehen. Die Länge 1 der Mulde 65" ist größer als die Breite b der Mulde und zwar mindestens und den Betrag (1/2) $r_\alpha(1 - \cos\alpha)$. In dem Schnitt nach der Linie II-II in Fig. 5, ist der Radius r_M der Mulde (eingezeichnet in Fig. 2) nur wenig größer als der Radius r_K der Kugel 30" $\cdot$ r_M ist jedoch in jedem Fall größer als der Kugelradius r_K, damit die Kugel in der Mulde eine Rollbewegung ausführen kann. Der Muldenquerschnitt parallel zur Längsrichtung der Mulde besteht im Bereich der strichpunktierten Linien 72, 73 aus einem kurzen geraden Stück, dessen Länge mindestens (1/2) $r_\alpha(1 - \cos\alpha)$ ist. An dieses gerade Stück schließen sich Radien an mit einem Radius r_M. Im Bereich zwischen den Linien 72, 73 hat die Mulde die Form einer Rinne mit kreisförmigem Querschnitt, wobei der Radius des Kreises nur wenig größer ist als der Radius der Kugel. Die Längsrichtung der Mulden muß so orientiert sein, daß sie die Differenz a (siehe Fig. 8) zwischen Kreisbahn und Ellipsenbahn ausgleichen können, also im wesentlichen radial zu den Achsen von Kurbel und Kolben.

Bei arbeitender Pumpe führt die Kugel 30 in den beiden Mulden 65, 67 eine rollende Bewegung aus, wobei sie sich gleichzeitig in der Mulde 65 und in der Mulde 67 abwälzt. Während eines Arbeitszyklus, bestehend aus einem Saughub und einem Druckhub, rollt der Wälzkörper 30 innerhalb der beiden Mulden 65 und 67 ab. Die Abrollbewegung wird dadurch begünstigt, daß sich die Kraftrichtung beim Übergang vom Saughub zum Druckhub umkehrt. Wesentlich für das

Abrollen ist auch, daß die Krümmungen in den Mulden 65, 67 ein wenig schwächer sind als die Krümmung der Kugeloberfläche. Der Unterschied quer zur Längsrichtung der Mulden ist gering und in Fig. 2 stark übertrieben dargestellt. Da in Umfangsrichtung die Krümmungen nur wenig verschieden sind, besteht bezüglich des Drahantriebes des Kolbens kein nennenswertes Spiel. Quer zur Umlaufrichtung besteht ein gewisses Spiel, um dem Rechnung zu tragen, daß die am Kolben befindliche Mulde 67 eine Ellipsenbahn beschreibt. Der Unterschied zwischen der Ellipsenbahn 60 und der Kreisbahn 59 (siehe Fig. 8) wird zur Hälfte in der Mulde 65 und zur Hälfte in der Mulde 67 aufgefangen. Während eines Umlaufes der Pumpenwelle 3 führt die Kugel 30 eine kleine Hin— und Herbewegung relativ zu den Mulden aus.

Die Ränder 65a und 67a der Mulden 65, 67 liegen jeweils in einer Ebene und haben einen solchen Abstand voneinander, daß sie bei den möglichen Relativstellungen zwischen den Muldenkörpern 64, 66 nicht miteinander kollidieren. Wenn die Muldenränder 65a, 67a, die die aus Fig. 5 ersichtliche Form haben, parallel zueinander stehen, haben sie von einem zu den Muldenrändern parallelen Äquator der Kugel 30 den gleichen Abstand, d. h. sie bilden in etwa Breitenkreise der Kugel 30. Allerdings haben die Muldenränder 65a, 67a nicht exakt eine Kreisform, sondern sind etwas länglich ausgebildet (siehe Fig. 5). Die Länglichkeit ist in Fig. 5 allerdings übertrieben dargestellt.

In Fig. 6 sind verschiedene Situationen in der Gelenkanordnung während einer vollen Umdrehung von Pumpenwelle 3 und Kolben 5 dargestellt. Im vorderen Totpunkt, der in Fig. 6 mit VT bezeichnet ist, hat der Kolben 5 seinen Förderhub beendet. Der Kolben ist so weit wie möglich in die Zylinderbohrung eingeschoben. In dieser Situation liegt die Kugel 30″ am inneren Ende der länglichen Mulde 65″ und am äußeren Ende der Mulde 67″. Dies ist in der Zeichnung dargestellt durch die Zwischenräume 74, 75. Die Muldenlängen sind also voll ausgenutzt. Im vorderen Totpunkt VT fallen die Bewegungsbahnen 59, 60 zusammen.

Nach einer Drehung der Pumpenwelle 37 in Richtung des Pfeiles 76 um 90° wird die in Fig. 6 mit B bezeichnete Stellung erreicht. Die Kugel 30″ liegt nun in der Längsmitte der Mulden 65″, 67″. Nach einer weiteren Drehung bis zum hinteren Totpunkt (in den Fig. 6 und 8 mit HT bezeichnet) liegt die Kugel 30″ wieder an Enden der Mulden an, nämlich jeweils an den Muldenenden, die entgegengesetzt zu denjenigen sind, an denen die Kugel im vorderen Totpunkt (VT) angelegen hatte. Im vorderen Totpunkt hatte die Kugel 30″ am inneren Ende der Mulde 65″ angelegen, während sie im hinteren Totpunkt am äußeren Ende der Mulde 65″ anliegt. Entsprechend liegt die Kugel 30″ im vorderen Totpunkt (VT) am äußeren Ende der Mulde an und im hinteren Totpunkt am inneren Ende der Mulde. Nach einer weiteren Drehung um 90° ist die Stellung C erreicht, in der die Kugel 30″ wieder in den Längsmitten der Mulden liegt. Durch die längliche Ausbildung der Mulden wird der Abweichung der Ellipsenbahn 60 von der Kreisbahn 59 Rechnung getragen.

Bei dem beschriebenen Ausführungsbeispiel können über die Kugel 30 auch Kräfte auf den Kolben 5 übertragen werden, die beim Saughub entstehen. Wie Fig. 2 deutlich zeigt, ist der Eingriff der Kugel 30 in die Mulden 65, 67 so, daß auch in Saughubrichtung S (siehe Fig. 2) ein formschlüssiger Eingriff gegeben ist, der zusätzlich durch den Federring 68 gesichert wird. Die Ebene des Federringes 68 geht etwa durch den Mittelpunkt M der Kugel 30.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 3 greift die Kugel 77 in Mulden 78, 79, ein, die anders orientiert sind als die Mulden 65, 67. Auch die Mulden 78, 79 sind länglich ausgebildet, um den Unterschied zwischen der Kreisbahn der Kurbel 80 und der Ellipsenbahn des Kolbens 81 überbrücken zu können. Die Kugel kann jedoch keine Kräfte übertragen, mit denen der Kolben in Richtung des Saughubes F gezogen werden kann. Fig. 3 zeigt dies deutlich. Dank eines Federringes 82, der die Mulden 78, 79 an die Kugel 77 anpreßt, ist ein Saughub dennoch möglich. Die Hierbei auftretenden Kräfte muß der Federring 82 übernehmen. Die Ausführungsform nach Fig. 3 hat den Vorteil, daß besonders günstige Verhältnisse für den Druckhub bestehen.

Fig. 2 zeigt eine Ausführung, bei der der Rand 65a der Mulde 65 in einer Ebene liegt, die einen gedachten Kegel um die Kurbelachse 37 längs einer Kegel-Mantellinie tangiert. Der Rand 67a der Mulde 67 liegt in einer Ebene die einen gedachten Kegel um die Achse 5a des Kolbens 5 längs einer Kegel-Mantellinie tangiert. Die Ebenen, in denen die Muldenränder 65a, 67a liegen, können jedoch auch anders orientiert sein, z. B. auch so, daß sie gedachte Zylinder um die Achsen 37 und 5a berühren. In diesen Fällen kann auf einen Federring 68 und auf eine längliche Ausbildung der Mulden verzichtet werden.

Fig. 3 zeigt eine « tangentiale Lage », die dem Prinzip nach der Fig. 2 entspricht, wobei jedoch die gedachten Kegel um die Kurbelachse 37′ bzw. die Kolbenachse 5′a wesentlich stumpfer sind (größere Kegelwinkel) als bei der Ausführung nach Fig. 2. Wegen der sehr stumpfen Kegelwinkel ist hier ein Federring 82 sinnvoll.

In Fig. 4 sind Teile, die Teilen der Fig. 2 analog sind, mit gleichen Bezugszahlen bezeichnet, die jedoch zur Unterscheidung gegenüber den Teilen nach Fig. 2 jeweils zwei Indexstriche (″) aufweisen. Bei der in Fig. 4 dargestellten Extremstellung liegt der Rand 65″a der Mulde 65″ des Muldenkörpers 64″ in einer Ebene, die parallel zu einer Ebene ist, die durch die Achse 37″ der Kurbel 28″ geht. Der Rand 67″a der Mulde 67″ des Muldenkörpers 66″ liegt in einer Ebene, die parallel zu einer Ebene ist, die durch die Kolbenachse geht. Bei dieser Extremlage ist ein Ring 68″ erforderlich, um bei negativem Drehmoment die Muldenkörper 64″, 66″ in Kontakt mit dem Wälzkörper 30″ zu halten.

Zwischen den sozusagen « tangentialen Anordnungen » nach den Fig. 2 und 3 und der sozusagen « radialen Anordnung » nach Fig. 4 sind beliebige Zwischenanordnungen möglich, bei denen die Ebenen, in denen die Muldenränder liegen, von den dargestellten Lagen in allen Richtungen abweichen können, sofern die Bedingungen des Patentanspruches 1 erfüllt sind.

Die Pumpe arbeitet wie folgt. Bei Drehung der Motorwelle 6 wird die Pumpenwelle 3 über das Kupplungsstück 10 mitgenommen. Dadurch wird auch die Kurbel 28 gedreht und nimmt über die Kugel 30 den Kolben 5 mit. In Fig. 1 ist der vordere Totpunkt des Kolbens dargestellt, in dem die Nut 50 des Kolbens mit der Ansaugöffnung 48 kommuniziert. Bei weiterer Drehung wird der Kolben zurückgezogen und gelangt über die Stellung B schließlich an den hinteren Totpunkt HT, wobei über die Bohrung 47, den Längsschlitz 50 und eine Bohrung 83 innerhalb des Kolbens 5 der Zylinderraum mit dem Fördermedium gefüllt wird. Nach Überschreiten des hinteren Totpunktes HT wird der Raum innerhalb der Zylinderbohrung 43 wieder verkleinert und das Fördermedium gelangt über den Längsschlitz 50 und die Bohrung 51 zur Anschlußbohrung 53. Während des Druckhubes kommuniziert der Schlitz 50 mit der Drucköffnung 49.

Dargestellt ist eine Drehlage des Zylinderkörpers 4, bei der der Winkel α zwischen der Achse 37 der Pumpenwelle und der Achse 46 des Kolbens am größten ist. Durch Drehen des Zylinderkörpers 4 kann der Winkel verkleinert und schließlich auf Null gebracht werden. Diese Parallelausrichtung ist möglich, da der Winkel zwischen den Achsen 36 und 46 gleich ist wie der Winkel zwischen den Achsen 36 und 37.

Dargestellt sind Ausführungsformen mit elastischen, aufgeschnittenen Ringen 68 und 82. Es können jedoch auch geschlossene Ringe verwendet werden. Solche Ringe können wesentlich höher auf Zug beansprucht werden. Die Erfindung wurde an einem Beispiel beschrieben, bei dem der Wälzkörper 30 als Kugel ausgebildet ist. Als Wälzkörper kann jedoch auch ein Körper verwendet werden, der eine von einer Kugel abweichende Form mit konvexer Oberfläche hat, z. B. ein Diskus.

Patentansprüche

1. Kolbenpumpe mit einem rotierenden und in einer Zylinderbohrung (43) hin— und herbeweglichen Kolben (5) und mit einer rotierenden Kurbel (28, 28', 28″), mit der der Kolben (5) gelenkig verbunden ist, wobei die Kolbenachse (5a) und die Drehachse (37, 37', 37″) der Kurbel (28, 28', 28″) einander schneiden und Kurbel (28, 28', 28″) und Kolben (5a) drehantriebsmäßig miteinander gekuppelt sind und wobei das Gelenk (29, 29', 29″) Abwälzflächen (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) aufweist, die sich an der Kurbel (28, 28', 28″) und am Kolben (5a) befinden, dadurch gekennzeichnet, daß die Abwälzflächen an Kurbel (28) und Kolben (5) als Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) ausgebildet sind und daß in die Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) ein konvexer Wälzkörper (30 ; 30″ ; 77) eingreift, dessen Oberflächenkrümmung stärker ist als die Krümmung der Muldenflächen (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″), wobei die Ränder der Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) so orientiert sind, daß bei allen Relativstellungen zwischen den Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) die Muldenränder (65a, 67a ; 78a, 79a ; 65″a, 67″a) einander nicht berühren und in Umfangsrichtung der Drehbewegung ein formschlüssiger Eingriff zwischen Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) und Wälzkörper (30 ; 77 ; 30″) besteht und in Druckhubrichtung über den Wälzkörper (30 ; 77 ; 30″) Kräfte übertragbar sind.

2. Kolbenpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ränder (65a, 67a) der Mulden (65, 67) so orientiert sind, daß ein formschlüssiger Eingriff zwischen Mulden (65, 67) und Wälzkörper (30) auch in Saughubrichtung besteht, so daß Zugkräfte von der Kurbel (28) auf den Kolben (5) übertragbar sind.

3. Kolbenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) quer zu ihren Bewegungsbahnen (59, 60) länglich ausgebildet sind, wobei die Abmessungen (1) der Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) in ihrer Längsrichtung mindestens um den Betrag $1/2 \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha)$, jedoch vorzugsweise nur um den Betrag $1{,}1 \cdot 1/2 \cdot r \, (1 - \cos \alpha)$ größer ist als die Abmessung (b) der Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) quer zu ihrer Längsrichtung, wobei r der Kurbelradius und α der Winkel zwischen Kolbenachse (46) und Drehachse (37 ; 37' ; 37″) der Kurbel (28 ; 28' ; 28″) ist.

4. Kolbenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Wälzkörper (30, 77) eine Kugel ist und die Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) mindestens in Querschnitten tangential zur Umlaufrichtung kreisförmige Querschnitte aufweisen.

5. Kolbenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch ein vorzugsweise elastisches Klammerelement (68 ; 82 ; 68″), das die Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) enthaltende Muldenkörper (64, 66 ; 80, 81 ; 64″, 66″) umgreift und die Mulden (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) vorzugsweise elastisch gegen den Wälzkörper (30 ; 77 ; 30″) drückt.

6. Kolbenpumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Klammerelement als federnder Ring ausgebildet ist, vorzugsweise als elastisch aufweitbarer aufgeschnittener Ring (68 ; 82 ; 68″).

7. Kolbenpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der federnde Ring (68 ; 82 ; 68″) in Nuten (69, 70 ; 69″, 70″) an den Muldenkörpern (64, 66 ; 80, 81 ; 64″, 66″) eingreift und dadurch seine Lage quer zu seiner Ebene fixiert ist.

8. Kolbenpumpe nach einem der Ansprüche 6 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Ebene des Ringes (68 ; 82 ; 68″) mindestens annähernd

durch den Mittelpunkt des Wälzkörpers (30 ; 77 ; 30″) verläuft.

9. Kolbenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Kolben (5) und Pumpenwelle (3) relativ zueinander so verstellbar sind, daß der Winkel () zwischen Drehachse (37 ; 37′ ; 37″) der Kurbel (28 ; 28′ ; 28″) und Kolbenachse (46, 5a) veränderbar ist.

10. Kolbenpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Zylinderbohrung (43) in einem drehbaren Zylinderkörper (4) befindet, der in einem Pumpengehäuse (1) gelagert ist, wobei die Achse (36) des Zylinderkörpers (4) schräg zur Achse (37) der Kurbel (38) und die Achse (46) der Zylinderbohrung (43) schräg zur Drehachse (36) des Zylinderkörpers (4) liegt.

11. Kolbenpumpe nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Winkel zwischen der Achse (46) der Zylinderbohrung (43) und der Achse (36) des Zylinderkörpers gleich groß ist wie der Winkel zwischen der Achse (36) des Zylinderkörpers und der Achse (37) der Kurbel (28).

Claims

1. Piston pump with a rotating piston (5) movable to and fro in a cylinder bore (43), and with a rotating crank (28, 28′, 28″) with which the piston (5) is articulatedly joined, and wherein the piston axis (5a) and the rotation axis (37, 37′, 37″) of the crank (28, 28′, 28″) intersect one another, and crank (28, 28′, 28″) and piston (5a) are coupled with one another in the manner of a rotary drive, and wherein the joint (29, 29′, 29″) has rolling surfaces (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) which are located on the crank (28, 28′, 28″) and on the piston (5a), characterised in that the rolling surfaces are constructed on the crank (28) and piston (5) as recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″), and that into the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) there engages a convex rolling member (30 ; 30″ ; 77) whose surface curvature is more pronounced than is the curvature of the surfaces of the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″), the edges of the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) here being orientated in such a manner that in all relative positions between the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″), the edges of the recesses (65a, 67a ; 78a, 79a ; 65″a, 67″a) do not touch one another, and in the peripheral direction of the rotational movement, a form-locking engagement exists between recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) and rolling member (30 ; 77 ; 30″), and in the direction of the pressure stroke, forces are transmissible via the rolling member (30 ; 77 ; 30″).

2. Piston pump according to claim 1, characterised in that the edges (65a, 67a) of the recesses (65, 67) are orientated in such a manner that a form-locking engagement between recesses (65, 67) and rolling member (30) also exists in the direction of the suction stroke, so that traction forces are transmissible from the crank (28) onto the piston (5).

3. Piston pump according to any one of the preceding claims, characterised in that the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) are constructed elongatedly transverse to their movement paths (59, 60), the dimensions (1) of the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) in their longitudinal direction here being greater at least by the amount $1/2 \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha)$, but preferably only by the amount $1.1 \cdot 1/2 \cdot r \ (1 - \cos \alpha)$, than the dimension (b) of the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) transversely to their longitudinal direction, wherein r is the crank radius and α the angle between piston axis (46) and rotation axis (37 ; 37′ ; 37″) of the crank (28 ; 28′ ; 28″).

4. Piston pump according to any one of the preceding claims, characterised in that the rolling member (30, 77) is a sphere, and the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) have circularly shaped cross sections at least in cross sections tangential to the direction of rotation

5. Piston pump according to any one of the preceding claims, characterised by a preferably resilient clamp element (68 ; 82 ; 68″) which engages around the recessed members (64, 66 ; 80, 81 ; 64″, 66″) which contain the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″), and presses the recesses (65, 67 ; 78, 79 ; 65″, 67″) preferably resiliently against the rolling member (30 ; 77 ; 30″).

6. Piston pump according to claim 5, characterised in that the clamp element is constructed as a spring-acting ring, preferably as a resiliently expandable split ring (68 ; 82 ; 68″).

7. Piston pump according to claim 6, characterised in that the spring-acting ring (68 ; 82 ; 68″) engages into grooves (69, 70 ; 69″, 70″) on the recessed members (64, 66 ; 80, 81 ; 64″, 66″) and thereby its position is fixed transversely to its plane.

8. Piston pump according to any one of the claims 6 and 7, characterised in that the plane of the ring (68 ; 82 ; 68″) extends at least approximately through the centre point of the rolling member (30 ; 77 ; 30″).

9. Piston pump according to any one of the preceding claims, characterised in that piston (5) and pump shaft (3) are adjustable relatively to one another in such a manner that the angle ()* between rotation axis (37 ; 37′ ; 37″) of the crank (28 ; 28′ ; 28″) and piston axis (46, 5a) is variable.

10. Piston pump according to claim 9, characterised in that the cylinder bore (43) is located in a rotatable cylinder member (4) which is mounted in a pump housing (1), the axis (36) of the cylinder member (4) here lying obliquely to the axis (37) of the crank (38), and the axis (46) of the cylinder bore (43) lying obliquely to the rotation axis (36) of the cylinder member (4).

11. Piston pump according to claim 10, characterised in that the angle between the axis (46) of the cylinder bore (43) and the axis (36) of the cylinder member is equal in size to the angle between the axis (36) of the cylinder member and the axis (37) of the crank (28).

Revendications

1. Pompe à piston comportant un piston (5) tournant et mobile à va-et-vient dans un alésage cylindrique (43) ainsi qu'une manivelle tournante (28, 28', 28") à laquelle le piston est relié de façon articulée, l'axe de piston (5a) et l'axe de rotation (37, 37', 37") de la manivelle (28, 28', 28") se coupant et la manivelle (28, 28', 28") et le piston (5a) étant accouplés en entraînement de rotation, l'articulation (29, 29', 29") présentant des surfaces de roulement (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67"), qui se trouvent sur la manivelle (28, 28', 28") et sur le piston (5a), caractérisée en ce que les surfaces de roulement sur la manivelle (28) et le piston (5) présentent une structure d'auge (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") et en ce que, dans les auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67"), pénètre un corps tournant convexe (30 ; 30", 77) dont la courbure de surface est plus forte que la courbure des surfaces d'auge (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67"), les bords des auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") étant orientés de telle façon que dans toutes les positions relatives des auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67"), les bords (65a, 67a ; 78a, 79a ; 65"a, 67"a) d'auges ne se touchent pas l'un l'autre et en ce que, dans la direction périphérique du mouvement de rotation, il existe une pénétration en engagement positif entre les auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") et le corps tournant et que des forces peuvent être transmises dans la direction de la course de compression par l'intermédiaire du corps tournant (37, 37', 37").

2. Pompe à piston selon la revendication 1, caractérisée en ce que les bords (65a, 67a) des auges (65, 67) sont orientés de telle façon qu'une pénétration en engagement positif entre les auges (65, 67) et le corps tournant (30) existe également dans la direction de course d'aspiration, de sorte que les forces de traction peuvent être transmises de la manivelle (28) au piston (5).

3. Pompe à piston selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") sont constituées longitudinalement transversalement à leurs pistes de déplacement (59, 60), les dimensions (1) des auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") dans leur direction longitudinale étant supérieures d'une quantité d'au moins $1/2 \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha)$ mais de préférence seulement d'une quantité de $1{,}1 \cdot 1/2 \cdot r\,(1 - \cos \alpha)$ à leur dimension (b) transversalement à leur direction longitudinale, r étant le rayon de courbure et α l'angle entre l'axe de piston (46) et l'axe de rotation (37, 37', 37") de la manivelle (28, 28', 28").

4. Pompe à piston selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que le corps tournant (30, 77) est une bille et en ce que les auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") ont des formes circulaires au moins dans des sections tangentielles par rapport à la direction périphérique.

5. Pompe à piston selon l'une des revendications précédentes, caractérisée par un élément de serrage, de préférence élastique (68, 82, 68") qui enserre périphériquement les corps d'auges (64, 66 ; 80, 81 ; 64", 66") qui contiennent les auges (65, 67 ; 78, 79 ; 65", 67") et les appuient, de préférence élastiquement, contre le corps tournant (30 ; 77 ; 30").

6. Pompe à piston selon la revendication 5, caractérisée en ce que l'élément de serrage présente la structure d'un anneau élastique, de préférence un anneau coupé (68 ; 82 ; 68") qui peut s'ouvrir élastiquement.

7. Pompe à piston selon la revendication 6, caractérisée en ce que l'anneau élastique (68 ; 82 ; 68") pénètre dans des encoches (69, 70, 69", 70") dans les corps d'auge (64, 66 ; 80, 81 ; 64", 66") et en ce que sa position est fixée transversalement à son plan.

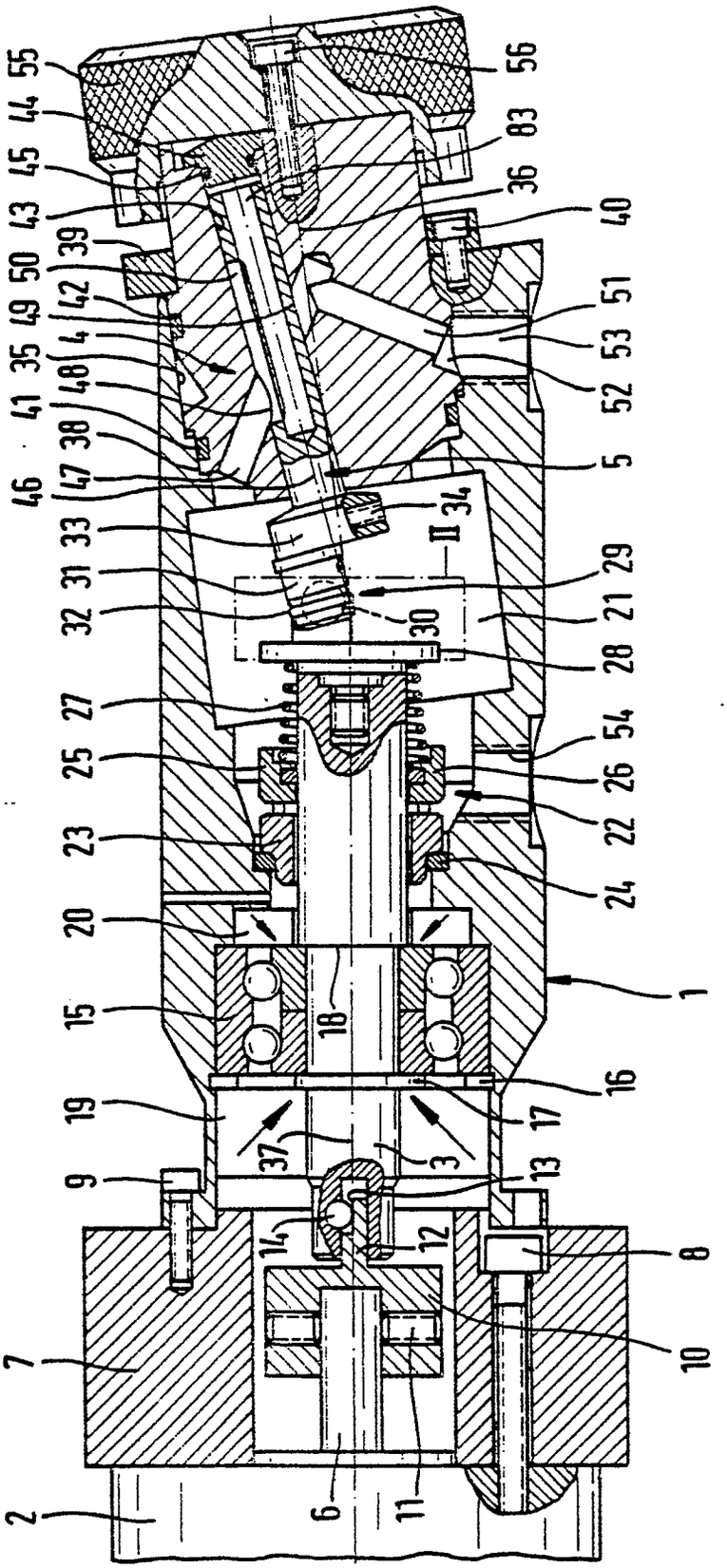
8. Pompe à piston selon l'une des revendications 6 et 7 caractérisée en ce que le plan de l'anneau (68 ; 82 ; 68") passe au moins à peu près par le centre du corps tournant (30 ; 77 ; 30").

9. Pompe à piston selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce que le piston (5) et l'arbre (3) de pompe sont mobiles l'un par rapport à l'autre de telle façon que l'angle (α) entre l'axe de rotation (37, 37', 37") de la manivelle (28, 28', 28") et l'axe du piston (46, 5a) soit variable.

10. Pompe à piston selon la revendication 9, caractérisée en ce que l'alésage (43) cylindrique se trouve dans un corps (4) de cylindre tournant, qui est logé dans un carter (1) de pompe, tandis que l'axe (36) du corps (4) est disposé en oblique par rapport à l'axe (37) de la manivelle (38) et que l'axe (46) de l'alésage (43) cylindrique est disposé en oblique par rapport à l'axe de rotation (36) du corps de cylindre (4).

11. Pompe à piston selon la revendication 10, caractérisée en ce que l'angle entre l'axe (46) de l'alésage cylindrique (43) et l'axe (36) du corps de cylindre est égal à l'angle entre l'axe (36) du corps de cylindre et l'axe (37) de la manivelle (28).

FIG. 1


55
44
45
43
39
50
49
42
4
35
48
41
38
47
46
33
31
32
27
25
23
20
15
19
9
7
2
6
11
10
8
12
14
13
3
37
17
16
18
1
24
22
26
54
28
21
29
34
II
30
5
52
53
51
40
36
83
56

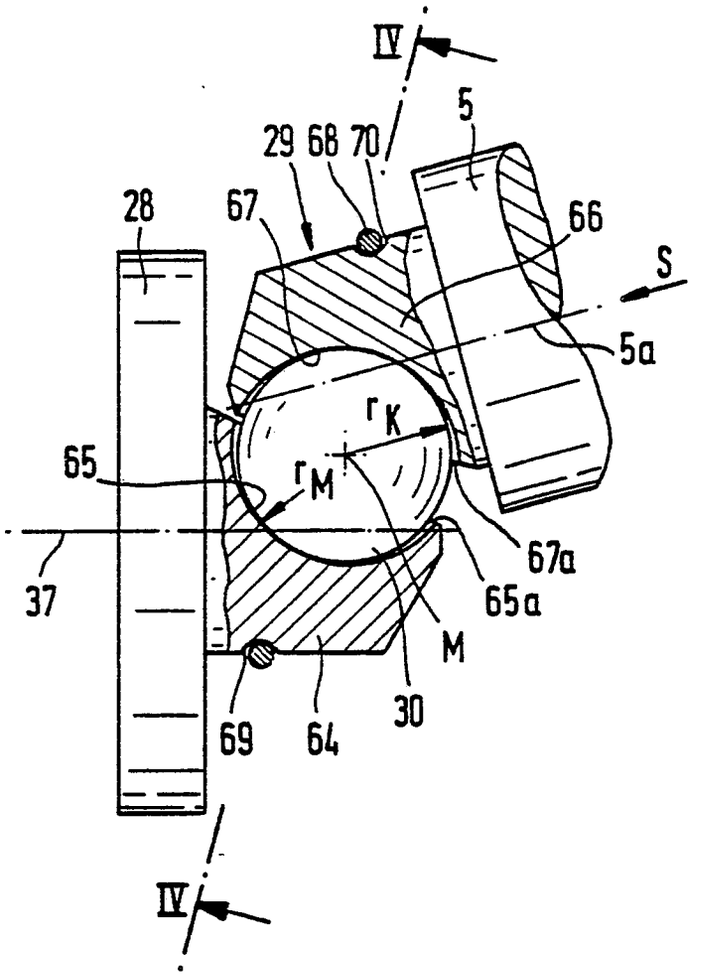

IV
5
29
68
70
28
67
66
S
5a
r_K
65
r_M
67a
37
65a
M
30
69
64
IV

FIG. 2

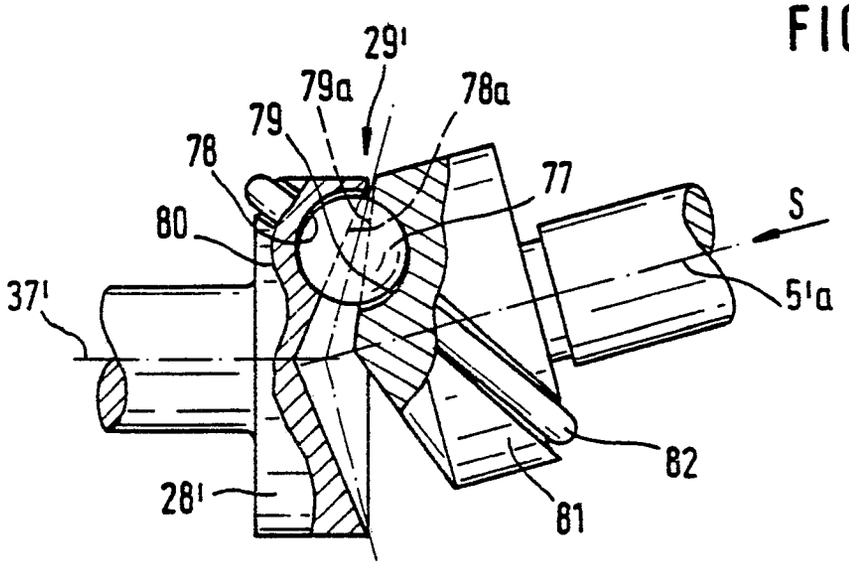

29'
79a
78a
79
78
77
S
80
37'
51'a
82
28'
81

FIG. 3

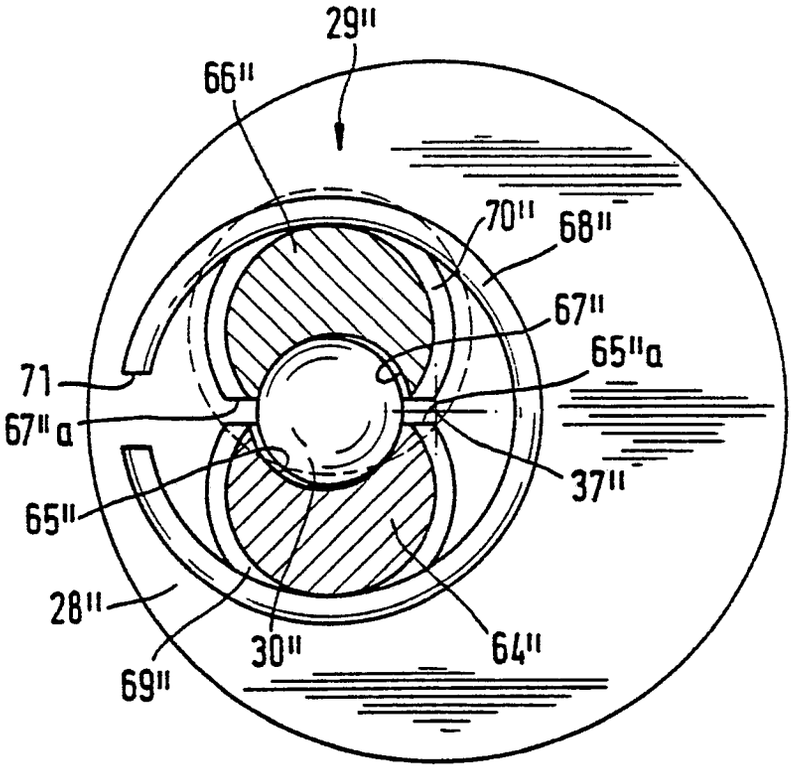

29''
66''
70''
68''
67''
65''a
71
67''a
37''
65''
28''
30''
64''
69''

FIG. 4

FIG. 5

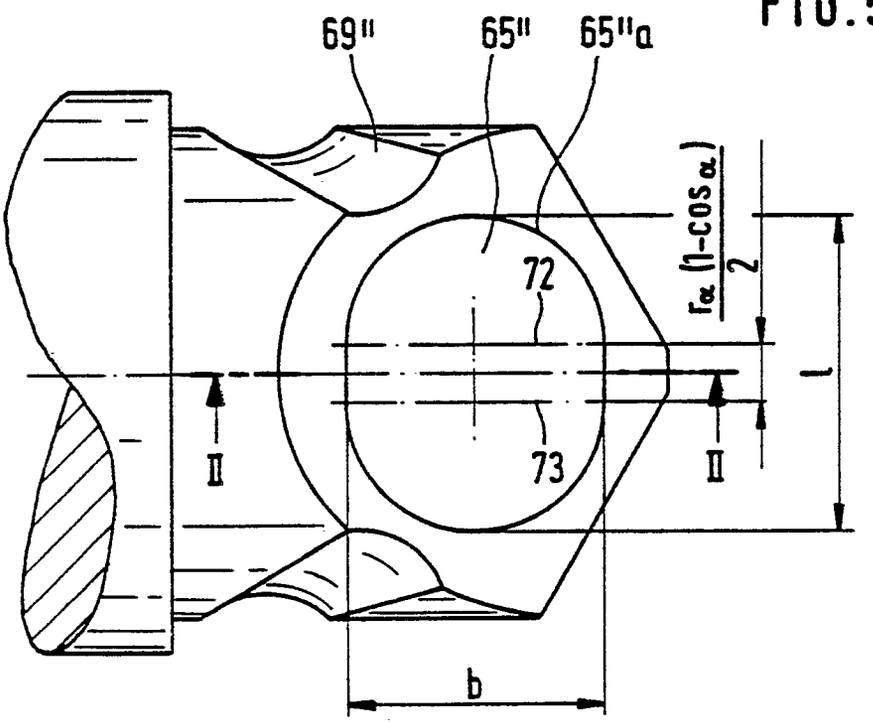

69''
65''
65''a
72
$\frac{r_a(1-\cos\alpha)}{2}$
l
II
73
II
b

FIG.6

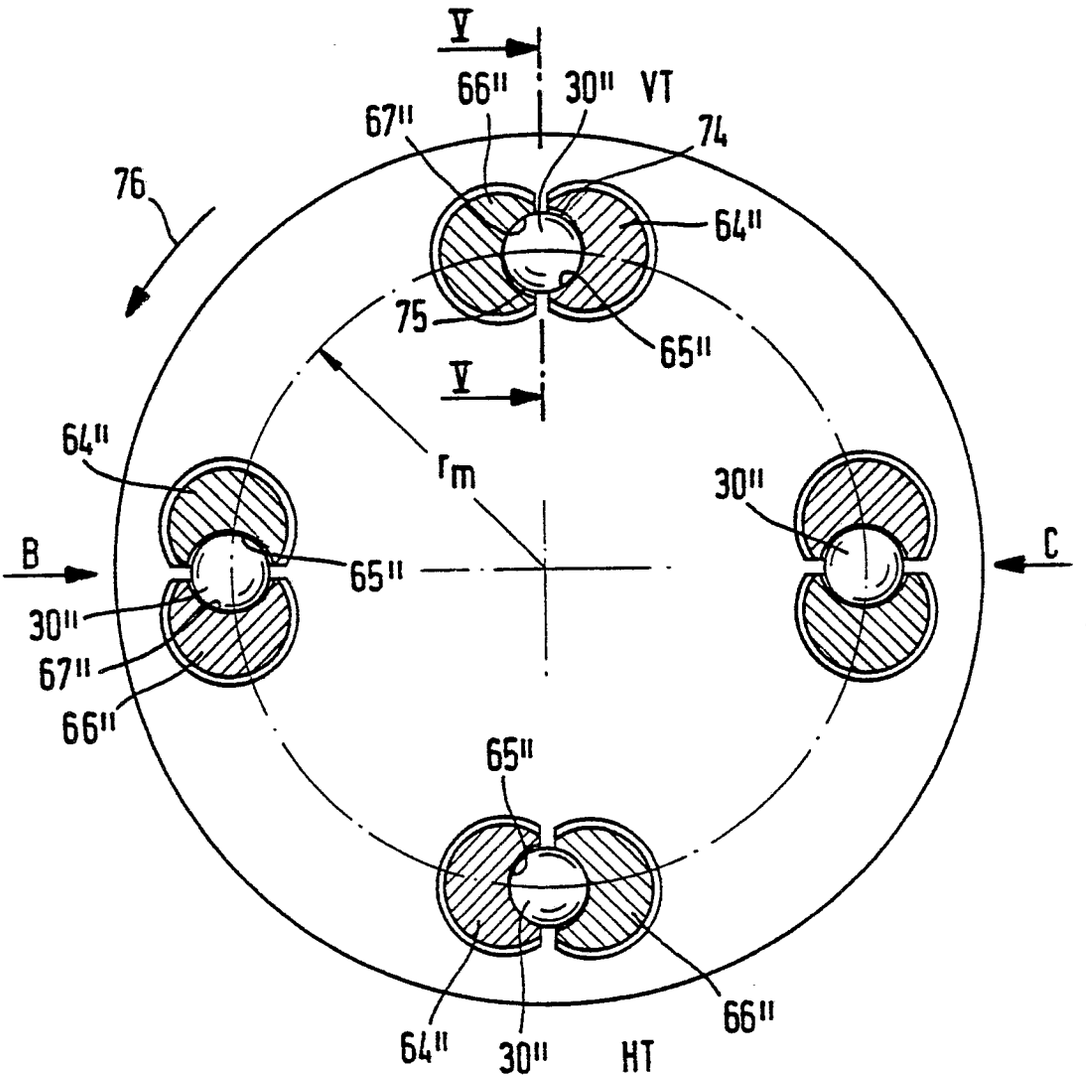


FIG.8

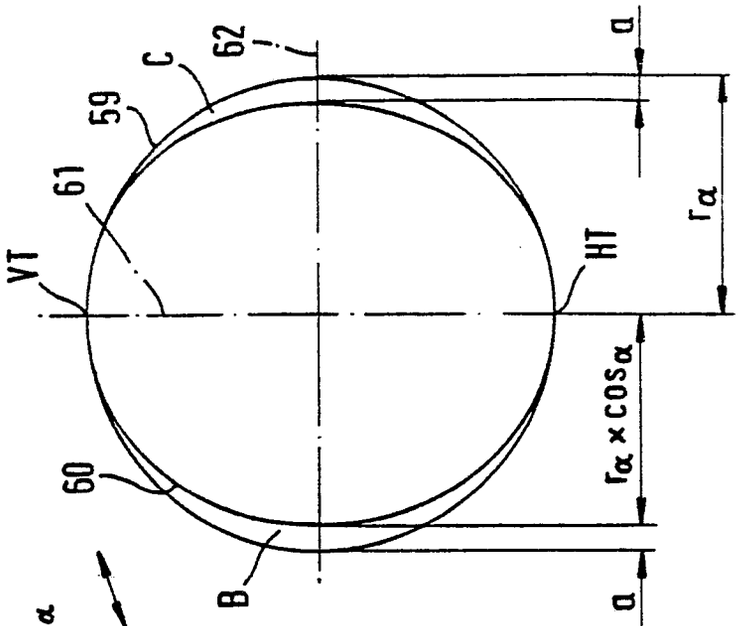
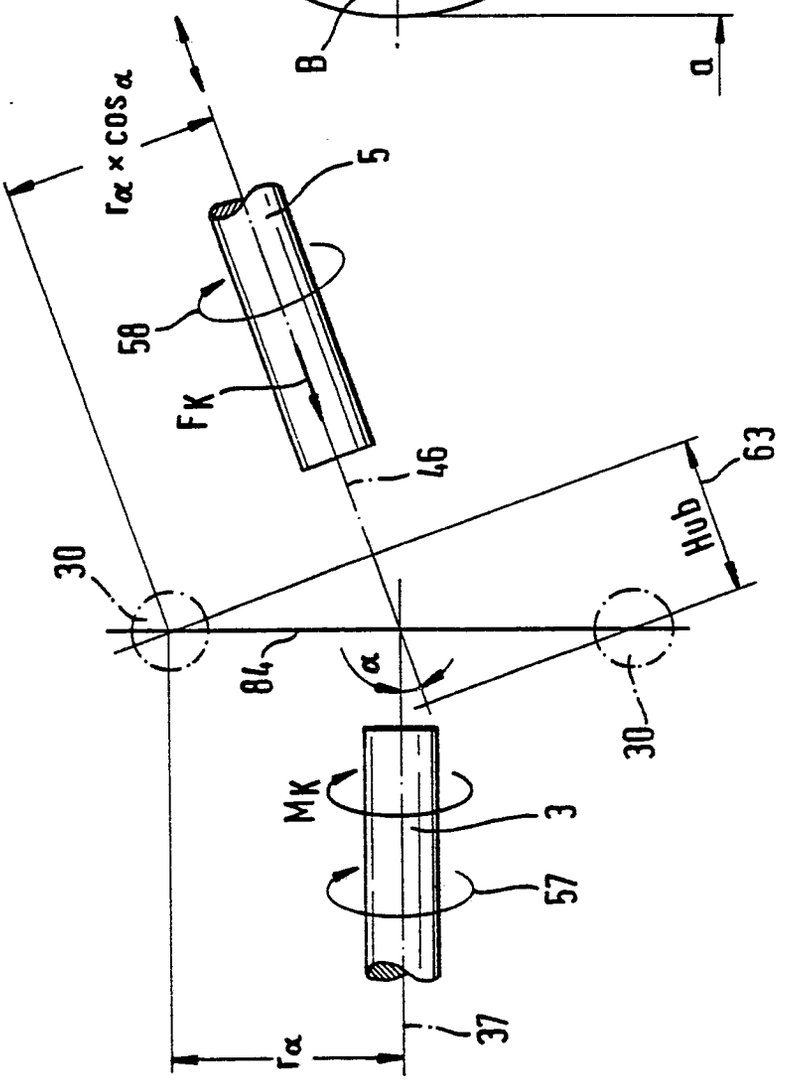

62
C
59
61
VT
HT
60
B
a
r_α
$r_\alpha \times \cos\alpha$

FIG.7


$r_\alpha \times \cos\alpha$
5
58
FK
46
63
Hub
30
84
α
30
MK
3
57
37
r_α