

(11) **CH 701 073 B1**

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

(12) PATENTSCHRIFT

(73) Inhaber:
Dipl.-Ing. Siegfried A. Eisenmann, Conchesstrasse 25
D-88326 Aulendorf (DE)

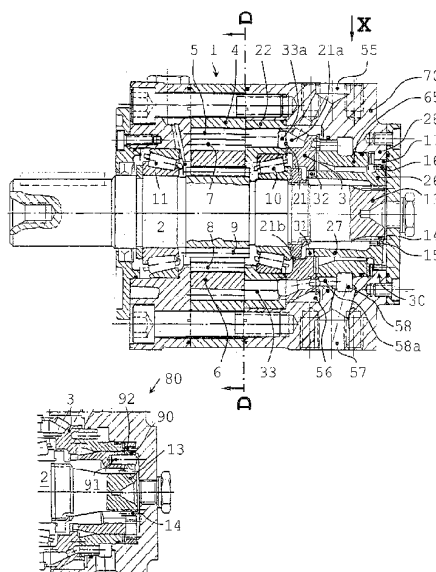
(72) Erfinder:
Dipl.-Ing. Siegfried A. Eisenmann,
D-88326 Aulendorf (DE)

(74) Vertreter:
KAMINSKI HARMANN PATENTANWÄLTE EST.,
Austrasse 79
FL-9490 Vaduz (CH)

(45) Patentschrift veröffentlicht: 30.11.2010

(54) **Hydrostatischer Kreiskolbenmotor.**

(57) Der erfindungsgemässe hydrostatische, langsamlaufende Kreiskolbenmotor umfasst einen als Abtrieb wirkenden Leistungsteil (1) mit einem zentrischen, feststehenden Stator (4), einen Kreiskolben (6) als Rotor und eine von beidseitig am Leistungsteil (1) unmittelbar benachbart angeordneten Wälzlager (10, 11) zentrisch gelagerte Welle (2). Der Kreiskolben (6) ist zum Ausführen einer Orbitbewegung derart exzentrisch angeordnet und dimensioniert, dass sich mit Arbeitsfluid ver- und entsorgbare Zahnkammern zwischen der Innenverzahnung (5) des Stators (4) und der Aussenverzahnung (7) des Kreiskolbens (6) bilden. Mittels eines scheibenförmigen Drehventils (3), das erfindungsgemäss zur Welle (2) und zum Stator (4) zentrisch laufend gelagert ist, erfolgt die Steuerung der Ver- und Entsorgung der Zahnkammern mit dem Arbeitsfluid. Ein Zahnradgetriebe ist zwischen einer Wellenaussenverzahnung (14) und einer Innenverzahnung (17) eines feststehenden Innenzahnkranzes (28; 92) als Synchronantrieb für das Drehventil (3) angeordnet. Erfindungsgemäss ist das Zahnradgetriebe ausschliesslich in den Leckbereich des Motors angeordnet und wird von einem Planetengetriebe (80) mit mindestens einem Planetenträger (91), der mit dem Drehventil (3) drehfest verbunden ist und auf welchem Planetenräder (90) zwischen der Wellenaussenverzahnung (14) und dem feststehenden Innenzahnkranz (92) angeordnet sind, oder bevorzugt von einem Exzentergetriebe (30) mit einem Exzenter (26), der mit dem Drehventil (3) drehfest verbunden ist, gebildet.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen hydrostatischen, langsamlaufenden Kreiskolbenmotor nach dem Oberbegriff der unabhängigen Ansprüche 1 und 2.

[0002] Eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine dieser Art ist aus der EP 1 074 740 B1 bekannt. Ein Vorteil der dort offenbarten Ausbildung einer Kreiskolbenmaschine besteht gegenüber früheren Lösungen darin, dass die Wälzlager des hydrostatisch hochbelasteten Teils der Welle unmittelbar benachbart mit kleinem Axialabstand im feststehenden Gehäuse angeordnet sind, so dass ein Kleinstmass an Biegungs- und Zahnverformung an der Welle und dementsprechend ein Höchstmass an Druckleistung und somit an Momentabgabe erreicht werden. Da wegen dieser Lageranordnung keine Möglichkeit besteht, eine 1:1-Drehverbindung zwischen dem als Rotor fungierender Kreiskolben und dem für die Kommutierung verantwortlichen Drehventil zu schaffen, ist vorgeschlagen worden, das Drehventil über ein Zahnradgetriebe von der Welle aus synchron anzutreiben. Bei der bekannten Ausführung ist dieses Zahnradgetriebe ein Exzenter-Innengetriebe, bei dem das scheibenförmige Drehventil selbst als Exzenterglied dieses Getriebes fungiert und somit eine unvermeidliche Orbitbewegung ausführt. Umfangreiche Versuche haben jedoch gezeigt, dass dieser zunächst frappierend erscheinende Gedanke in der Praxis bei hohen Arbeitsdrücken nicht realisiert werden kann, weil die notwendige Exzenterbewegung des Drehventils gegenüber der feststehenden Steuerplatte keine ausreichend genaue Kommutierung der Maschine ermöglicht. Die Folge sind stark schwankende Drehmomentabgabe an der Welle, unbefriedigender volumetrischer Wirkungsgrad und starke Geräusche, da der äussere Teil des Exzentergetriebes im Hochdruckbereich arbeiten muss. Auch die Axialkompensation der auf das Drehventil axial wirkenden hydraulischen Kräfte durch den Ausgleichskolben war durch die Exzenterbewegung des Drehventils nicht optimal.

[0003] Da die Verzahnungen des Exzentergetriebes einen Verdrängungseffekt erzeugen, ähnlich wie bei einer Innenzahnradpumpe, ist es wegen der dort entstehenden hydrostatischen Verluste ungünstig, wenn diese Verdrängung im Hochdruckteil der Maschine geschieht.

[0004] Die Erfindung stellt sich die Aufgabe, diese Mängel zu beseitigen und gleichzeitig die durch die Orbitbewegung bedingte leicht erhöhte Reibleistung am Drehventil und die Herstellkosten zu reduzieren.

[0005] Diese Aufgabe wird durch die Verwirklichung der kennzeichnenden Merkmale der unabhängigen Ansprüche gelöst. Merkmale, die die Erfindung in alternativer oder vorteilhafter Weise weiterbilden, sind den abhängigen Patentansprüchen zu entnehmen.

[0006] Die Erfindung beseitigt diese Nachteile unter Beibehaltung der oben erwähnten Vorteile derartiger Maschinen.

[0007] Der erfindungsgemässe hydrostatische, langsamlaufende Kreiskolbenmotor umfasst einen als Abtrieb wirkenden Leistungsteil mit einem zentrischen, feststehenden Stator, einen Kreiskolben als Rotor und eine zentrisch gelagerte Welle. Der Stator hat eine Innenverzahnung mit der Zähnezahl d. Der Kreiskolben besitzt eine teilweise in die Innenverzahnung des Stators eingreifende Aussenverzahnung mit einer Zähnezahl c und eine Innenverzahnung mit einer Zähnezahl b. Die Welle kämmt mit ihrer Aussenverzahnung mit einer Zähnezahl a teilweise die Innenverzahnung des Kreiskolbens, wobei der Kreiskolben zum Ausführen einer Orbitbewegung derart exzentrisch angeordnet und dimensioniert ist, dass sich mit Arbeitsfluid ver- und entsorgbare Zahnkammern zwischen der Innenverzahnung des Stators und der Aussenverzahnung des Kreiskolbens bilden. Ein Ein- und Auslassteil dient zur Ver- und Entsorgung des Leistungsteils mit dem Arbeitsfluid. Mittels eines scheibenförmigen Drehventils, das erfindungsgemäss zur Welle und zum Stator zentrisch laufend gelagert ist, erfolgt die Steuerung der Ver- und Entsorgung der Zahnkammern mit dem Arbeitsfluid. Ausserdem umfasst der Kreiskolbenmotor ein Zahnradgetriebe, das zwischen einer – insbesondere von einem Sonnenrad gebildeten – Wellenaussenverzahnung der Welle mit einer Zähnezahl w und einer Innenverzahnung eines feststehenden Innenzahnkranzes mit einer Zähnezahl z als Synchronantrieb für das Drehventil angeordnet ist. Die Welle wird von beidseitig am Leistungsteil unmittelbar benachbart angeordneten Wälzlagern gelagert. Erfindungsgemäss ist das Zahnradgetriebe ausschliesslich im Leckölbereich des Motors angeordnet und wird von einem Planetengetriebe mit mindestens einem Planetenträger, der mit dem Drehventil drehfest verbunden ist und auf welchem Planetenräder zwischen der Wellenaussenverzahnung und dem feststehenden Innenzahnkranz angeordnet sind, oder bevorzugt von einem Exzentergetriebe mit einem Exzenter, der mit dem Drehventil drehfest verbunden ist, gebildet.

[0008] Da bei dem erfindungsgemässen hydrostatischen, langsamlaufenden Kreiskolbenmotor eine durchgehende Welle mit grossen Wellendurchmessern und hoher Torsionsfestigkeit eingesetzt werden kann, ist es möglich, beide Wellenenden einem hohen Drehmomentfluss auszusetzen und beispielsweise beide Wellenenden als Abtrieb, oder ein Wellenende als Abtrieb und das andere Wellenende zum Anschluss einer Bremse oder eines zweiten Antriebs zu verwenden, wodurch die gesamte Antriebseinheit erheblich kompakter gestaltet werden kann.

[0009] Wegen des durch die Erfindung ermöglichten Wegfalls der Orbitbewegung des Drehventils, durch die Unterbringung des Exzentergetriebes im Leckölraum des Motors und durch die Verwendung kostengünstiger Fliesspress- oder Sinterteile als Getriebeglieder entsteht somit eine optimale, kompakte und preisgünstige Konstruktion. Der Antrieb des Drehventils 1:1 zum Kreiskolben des Leistungsteils über eine taumelnde kardanartige Welle ist aus den früheren Konstruktionen bekannt. Dort muss allerdings die Taumelwelle die volle Exzentrizität des Kreiskolbens im Leistungsteil ausgleichen, so dass ein sehr grosser Taumelwinkel entsteht. Das erfindungsgemässe Taumelgetriebe benötigt eine wesentliche kleinere Exzentrizität, die erfindungsgemäss unabhängig ist von der Exzentrizität des Kreiskolbens im Leistungsteil, so dass dieser

Taumelwinkel wesentlich kleiner als die Hälfte desjenigen Taumelwinkels der früheren Konstruktion liegt. Somit können die durch das Taumeln bedingten, notwendigen vergrösserten Zahnspiele des Getriebes drastisch reduziert werden. Die dort entstehenden Klappergeräusche und der Verschleiss sind bei der erfindungsgemässen Konstruktion wesentlich kleiner.

[0010] Bei Einsatz eines Exzentergetriebes ist der insbesondere scheibenförmige Exzenter über einen topfförmigen Verbindungsteil mit dem Drehventil über Mitnehmerverzahnungen im Drehzahlverhältnis 1:1 drehfest verbunden. Der Exzenter besitzt beispielsweise eine Innenverzahnung mit einer Zähnezahl x und eine Aussenverzahnung mit einer Zähnezahl y und ist zwischen der Wellenaussenverzahnung und der Innenverzahnung des feststehenden Innenzahnkranzes angeordnet, so dass die entsprechenden Innen- und Aussenverzahnungen in bekannter Weise miteinander kämmen.

[0011] Folgende Gleichung stellt das Drehzahlverhältnis Welle zum Kreiskolben bzw. Welle zum Drehventil dar:

$$\frac{\frac{b}{a} \cdot d - c}{d - c} = \frac{\frac{x}{w} \cdot z - y}{z - y}$$

[0012] Wie man leicht aus dieser Gleichung erkennen kann, können die Zähnezahlen des Exzentergetriebes durchaus unterschiedlich ausgeführt werden.

[0013] Eine erste Option wäre beispielsweise die Auslegung exakt wie beim Leistungsteil mit $w=12$, $x=14$, $y=11$ und $z=12$. Es muss dabei lediglich beachtet werden, dass die Exzentrizität der beiden Innengetriebe exakt gleich sind. Der Gleichungsausdruck ist eine positive ganze Zahl, bevorzugt gleich 3. Ferner muss angestrebt werden, dass in diesem Bereich der Durchmesser der Welle ausreichend gross ist, damit ihre Torsionsfestigkeit für eine allfällig angeschlossene Haltbremse für das maximale Drehmoment noch ausreicht. Hierbei wird aber die Exzentrizität des Getriebes verhältnismässig gross, so dass der Taumelwinkel entsprechend gross wird. Allerdings wäre dann die Drehzahl der Exzentrizität ziemlich klein.

[0014] Das Verhältnis zwischen der Drehzahl N_e der Exzentrizität des Exzentergetriebes und der Drehzahl N_w der Welle ergibt sich aus der Gleichung

$$\frac{N_e}{N_w} = - \frac{w \cdot y}{x \cdot z - w \cdot y},$$

wobei dieses Verhältnis bevorzugt zwischen -3 und -9 liegt.

[0015] Eine zweite Option sind die bevorzugten Auslegungen der Zähnezahlen nach $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=12$, $x=13$, $y=23$ und $z=24$ oder nach $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=9$, $x=10$, $y=17$ und $z=18$ mit jeweils einer sehr kleinen Exzentrizität. Wie man leicht aus der obigen Gleichung N_e/N_w errechnen kann, wird dann die Drehzahl der Exzentrizität höher, bleibt aber immer noch unter dem Wert der Taumelwelle früherer bekannter Konstruktionen.

[0016] Bei der Auslegung des Exzentergetriebes mit den Zähnezahlen $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=12$, $x=13$, $y=23$ und $z=24$ ergeben sich Vorteile: Da bei der Montage des Motors die Drehstellung des Drehventils stets exakt zur Drehstellung des Motors beim Leistungsteil in der Phasenlage passen muss, ist es sinnvoll, dass die Zähnezahl w und deren Drehstellung auf der Welle genau gleich ist wie die Zähnezahl a der Aussenverzahnung auf der Welle am Leistungsteil und deren Drehstellung. So kann die Welle stets montiert werden, ohne darauf achten zu müssen, in welcher Drehstellung sie sich befindet, wodurch die Montage erheblich vereinfacht wird.

[0017] Die vorgeschlagene Zähnezahlen $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=9$, $x=10$, $y=17$ und $z=18$ haben bezüglich der Verzahnung für das Exzentergetriebe den Vorteil, dass der Verzahnungsmodul grösser wird, die Stabilität der Welle in diesem Bereich wächst und insbesondere die negativ laufende Drehzahl der Exzenterachse der Exzenterzscheibe stark abfällt, was zu einem ruhigeren Lauf des Getriebes führt. Man nimmt dabei in Kauf, dass der Taumelwinkel etwas grösser wird, und verzichtet dabei auch auf den oben beschriebenen Vorteil bei der Montage.

[0018] Versuche haben gezeigt, dass sehr gute Ergebnisse erzielt werden, wenn die gemeinsame Exzentrizität des Exzentergetriebes das 0.013- bis 0.015-Fache oder das 0.015- bis 0.022-Fache des mittleren Teilkreisdurchmessers der Steuerschlitze in der Steuerplatte ist.

[0019] Da bei den konventionellen Maschinen mit Kardanwelle zwischen dem Kreiskolben und der Abtriebswelle (von denen weltweit momentan ca. 1,2 Mio. Stück hergestellt werden) die grosse hydrostatische Radialkraft auf den Kreiskolben vollständig durch die Zähne zwischen dem als Rotor fungierender Kreiskolben und dem Stator aufgenommen werden muss, ist die Hertzsche Pressung und somit die Reibung zwischen diesen Zähnen sehr gross, denn die Kardanwelle kann bekanntlich keine radialen Kräfte aufnehmen. Besonders bei niedriger Drehzahl und hohem Arbeitsdruck sind deshalb die Reibungsverluste und der Verschleiss der Zähne extrem gross. Deshalb ist der Anfahrwirkungsgrad dieser Maschinen entsprechend schlecht und liegt bei nur zirka 63 bis 71%.

[0020] Für hohe Arbeitsdrücke – insbesondere über 120 bar – ist es deshalb bei diesen früheren Konstruktionen mit Kardanwelle als Drehmomentverbindung zwischen dem Kreiskolben und der Abtriebswelle unverzichtbar, dass die Zähne der Innenverzahnung am Stator durch Rollen gebildet werden, die in ihren exakt bearbeiteten Kavernen im Stator durch einen stationären hydrodynamischen Ölfilm drehbar gelagert sind. Die Rollen müssen mit hoher Härte und bester Oberflächenqualität ausgeführt werden, ebenso die dafür notwendigen präzisen Kavernen im Stator.

[0021] Bei der Maschine gemäss der Erfindung ist die Radialbelastung der Zähne zwischen Kreiskolben und Stator nur noch ein Bruchteil der oben beschriebenen Verhältnisse, so dass die Druckleistung des Motors auch ohne Rollen im Stator beträchtlich gesteigert werden kann. Dennoch ist es auch bei der Maschine gemäss der Erfindung von Vorteil, wenn die üblichen Rollen im Stator beibehalten werden, was zu weiter erhöhter Druckleistung und exzellenter Lebensdauer führt. Messungen haben gezeigt, dass bei der erfindungsgemässen Maschine durch den Übergang zu Rollen im Stator der Anfahrwirkungsgrad und auch der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad um 3 bis 5% gesteigert werden kann. Hierbei erreicht der Anfahrwirkungsgrad Werte von über 90%.

[0022] Bei der Verwendung des erfindungsgemässen hydrostatischen, langsamlaufenden Hochmomentmotors als Radmotor benötigt das abtriebseitige Wälzlager eine höhere radiale Tragzahl zur zusätzlichen Aufnahme der Radlast. Es sollte möglichst nahe der Mitte des Rades angeordnet sein. Da beispielsweise bei Flurfördergeräten stossartige Überhöhungen der statischen Radlast auftreten können, ist es vorteilhaft, wenn dieses Lager möglichst nahe am Radflansch liegt und gegebenenfalls ausserhalb des Leckraums des Kreiskolbenmotors mit einer Wälzlagerfett-Dauerfüllung direkt im Gehäuseeteil des Kreiskolbenmotors angeordnet ist.

[0023] Der erfindungsgemässe Kreiskolbenmotor eignet sich aufgrund der vorteilhaften Lageranordnung und der leistungsstarken durchgehenden Welle unter anderem hervorragend als Radmotor oder Windenantrieb zum direkten Antreiben eines Rades oder einer Seiltrommel. In diesem Fall ist die Welle bevorzugt einstückig mit einem Radflansch ausgebildet, an welchem unmittelbar ein Rad oder eine Seiltrommel zum Direktantrieb montierbar sind.

[0024] Die erfindungsgemässe Vorrichtung wird nachfolgend anhand von in den Figuren schematisch dargestellten konkreten Ausführungsbeispielen rein beispielhaft näher beschrieben, wobei auch auf weitere Vorteile der Erfindung eingegangen wird.

[0025] Im Einzelnen zeigen:

- Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel eines Kreiskolbenmotors mit einem Exzentergetriebe in einem Längsschnitt entlang der Schnittlinie C–C der Fig. 2,
- Fig. 1.1 ein zweites Ausführungsbeispiel eines Kreiskolbenmotors mit einem Planetengetriebe in einen Teil-Längsschnitt entlang der Schnittlinie C–C der Fig. 2,
- Fig. 1.2 einen Querschnitt durch das Exzentergetriebe des ersten Ausführungsbeispiels des Kreiskolbenmotors,
- Fig. 2 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie D–D der Fig. 1 durch das Rotor-Stator-System des ersten Ausführungsbeispiels,
- Fig. 3 einen Querschnitt durch das Rotor-Stator-System eines Ausführungsbeispiels mit drehend gelagerten Rollen als Innenverzahnung im Stator,
- Fig. 4 eine Ansicht X auf Fig. 1 auf einen SAE-Anschluss eines Ausführungsbeispiels, einen Teilschnitt entlang der Linie A und einen Teilschnitt entlang der Linie B der Fig. 3,
- Fig. 5 einen Längsschnitt durch ein Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemässen Radmotors,
- Fig. 6 einen Längsschnitt durch einen Radmotor gemäss der Erfindung mit auf der Welle angekoppelter Parkbremse als Lamellenbremse,
- Fig. 7 einen Längsschnitt durch einen Radmotor gemäss der Erfindung mit an der Welle angekoppeltem zweiten Motor als 2/3-Stufenmotor,
- Fig. 8 einen Querschnitt des 2/3-Stufenmotors entlang der Schnittlinie E-E der Fig. 7,
- Fig. 9 ein mögliches Hydraulik-Schaltbild zur Steuerung des 2/3-Stufenmotors gemäss Fig. 7 und Fig. 8 mit beispielhaften technischen Angaben und
- Fig. 10 einen Längsschnitt durch einen erfindungsgemässen Kreiskolbenmotor mit einer an der Welle angekoppelten, gross dimensionierten Arbeitsbremse als Lamellenbremse.

[0026] Im Folgenden werden mögliche Ausführungsbeispiele anhand mehrerer Figuren, welche teilweise eine einzige Ausführung in unterschiedlichen Ansichten mit vereinzelt unterschiedlichem Detaillierungsgrad zeigen, erläutert, wobei zum Teil auf bereits in vorangegangenen Figuren genannte Bezugszeichen verwiesen wird.

[0027] Fig. 1 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemässen Kreiskolbenmotors mit einem Exzentergetriebe in einem Längsschnitt, während Fig. 2 einen Querschnitt durch das Rotor-Stator-System des ersten Ausführungsbeispiels entlang der Schnittlinie D–D der Fig. 1 zeigt. Weiters ist in Fig. 2 die Schnitttrichtung der Fig. 1 aus der Schnittlinie C–C ersichtlich. Das Rotor-Stator-System des Leistungsteils 1 des Kreiskolbenmotors umfasst einen zentrischen, festste-

henden Stator 4 mit einer Innenverzahnung 5, im Folgenden erste Innenverzahnung 5 genannt, in die ein zum Ausführen einer Orbitbewegung exzentrisch angeordneter, als Rotor wirkender Kreiskolben 6 mit einer im Folgenden als erste Aussenverzahnung 7 genannte Aussenverzahnung zumindest teilweise eingreift. Eine zentrisch mittels zweier beidseitig am Leistungsteil 1 unmittelbar benachbart angeordneter Wälzlager 10, 11 gelagerte Welle 2 weist eine Aussenverzahnung 9 – die zweite Aussenverzahnung 9 – auf, die wiederum in eine Innenverzahnung 8 des Kreiskolbens 6, genannt die zweite Innenverzahnung 8, zumindest teilweise eingreift. Die Vorwärts-Drehrichtung des Rotor-Stator-Systems des Kreiskolbenmotors sei für die nachfolgenden Erläuterungen als diejenige Drehrichtung definiert, in welcher sich der Kreiskolben 6 in der Drehrichtung 60 und die Welle 2 in der Drehrichtung 61 gemäss Fig. 2 drehen. Dementsprechend liegen in der Fig. 2 die expandierenden Schluckzellen zwischen der ersten Innenverzahnung 5 und der ersten Aussenverzahnung 7 stets links und die komprimierenden Förderzellen stets rechts von einer Exzenterachse 62. Da die Exzenterachse 62 eine der Drehrichtung 61 der Welle 2 und der Drehrichtung 60 des Kreiskolbens 6 entgegengesetzte Drehrichtung 64 ausführt, entsteht ein Drehfeld für die radiale Hydraulikkraft auf den Kreiskolben 6, wenn stets den expandierenden Schluckzellen Hochdruck zugeführt wird. Die Steuerung dieses Drehfelds besorgt ein Drehventil 3 als Kommutator, ähnlich wie bei einem Gleichstrommotor. Zur Veranlassung einer Vorwärtsdrehung wird ein Fluid – insbesondere Drucköl – einem Hochdruckanschluss 55 in einem Ein- und Auslassteil 70 und somit einem ersten Ringraum 56 zugeführt, der das Drehventil 3 abgedichtet umgibt. Gemäss den Zähnezahlen der ersten Innenverzahnung 5 des Stators 4 und der ersten Aussenverzahnung 7 des Kreiskolbens 6 im ersten Ausführungsbeispiel besitzt das Drehventil 3 elf am Umfang gleichmässig verteilte, mit dem ersten Ringraum 56 in Verbindung stehende Hochdruckfenster 21a.

[0028] Eine Steuerplatte 22 mit Steuerschlitzen 21 besitzt zwölf gleichmässig am Umfang verteilte Druckfenster 33a, die über Zuführbohrungen 33 mit den zwölf Zahnkammern zwischen der ersten Innenverzahnung 5 des Stators 4 verbunden sind. Wegen der Umfangsaufteilung elf zu zwölf der Hochdruckfenster 21a des Drehventils 3 und der Druckfenster 33a der Steuerplatte 22 steht immer nur eine Hälfte der Zahnkammern des Stators 4 unter Hochdruck, und zwar bei richtiger Phasenlage des Drehventils 3 mit dem Kreiskolben 6 stets diejenigen Zahnkammern, die in der Fig. 2 links von der Exzenterachse 62 liegen. Da das Drehventil 3 zwischen den Hochdruckfenstern 21a gleichmässig verteilt gleichartig gestaltete Niederdruckfenster 21b besitzt, ist die andere Hälfte der zwölf Zahnkammern des Stators 4 über Kanäle 58a mit einem zweiten Ringraum 58 und somit mit einem Niederdruckanschluss 57 verbunden, so dass die komprimierenden Förderzellen das Fluid unter Niederdruck in die Niederdruckseite und somit in den Niederdruckanschluss 57 verdrängen.

[0029] Es sollte deshalb dafür gesorgt werden, dass die Trennchse des Drehventils 3 in eine Hochdruckseite und eine Niederdruckseite möglichst exakt dieselbe Drehzahl und Drehrichtung ausführt wie das Rotor-Stator-System. Diese Voraussetzung ist gegeben, wenn das Drehventil dieselbe Drehrichtung und dieselbe Drehzahl wie der Kreiskolben 6 um seine eigene Achse besitzt. Bei dem erfindungsgemässen Kreiskolbenmotor ist in einer bevorzugten Ausführungsform die Welle 2 unmittelbar links und rechts des Rotor-Stator-Systems im Gehäuse wälzgelagert, so dass der Antrieb des Drehventils 3 über die Welle 2 erfolgen muss, die systembedingt eine andere Drehzahl ausführt als der Kreiskolben 6. Im dargestellten Ausführungsbeispiel läuft die Welle 2 dreimal so schnell um ihre Achse wie der Kreiskolben 6 um seine eigene Achse. Dementsprechend benötigt der Kreiskolbenmotor gemäss der Erfindung ein Getriebe zwischen der Welle 2 und dem Drehventil 3 mit der gleichen Übersetzung ins Langsame. Dies kann mittels eines Exzentergetriebes 30, wie im ersten Ausführungsbeispiel gemäss Fig. 1 und Fig. 1.2, oder mittels eines Planetengetriebes 80, wie in einem zweiten Ausführungsbeispiel gemäss Fig. 1.1 dargestellt, geschehen.

[0030] Fig. 1.1 zeigt das zweite Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemässen Kreiskolbenmotors mit einem Planetengetriebe 80 in einen Teil-Längsschnitt entlang der Schnittlinie C–C der Fig. 2. Das Planetengetriebe 80 umfasst ein Sonnenrad 13 auf der Welle 2, deren Wellenaussenverzahnung 14 mit Planetenrädern 90 kämmt, die auf einem Planetenträger 91 gelagert sind, der 1:1 mit dem Drehventil 3 drehstarr gekoppelt ist. Die Planetenräder 90 kämmen gleichzeitig mit einem feststehenden Innenzahnkranz 92, der die doppelte Zähnezahl aufweist wie das Sonnenrad 13 auf der Welle 2. Nach den Gesetzen der Planetengetriebe ist dann die Übersetzung der Welle 2 zu dem Drehventil 3 exakt 3:1 ins Langsame.

[0031] Bevorzugt wird jedoch, wie im ersten Ausführungsbeispiel in Fig. 1 und Fig. 1.2 dargestellt, ein einfacher aufgebautes Exzentergetriebe 30 verwendet, das ein Sonnenrad 13 auf der Welle 2 mit einer Wellenaussenverzahnung 14 und einen feststehenden Innenzahnkranz 28 umfasst, dessen Innenverzahnung 17, im Folgenden vierte Innenverzahnung 17 genannt, eine gegenüber der Zähnezahl der Wellenaussenverzahnung 14 doppelten Zähnezahl aufweist. Dazwischen geschaltet ist ein scheibenförmiger Exzenter 26, der im Innern eine Innenverzahnung 15 – die dritte Innenverzahnung 15 – und aussen eine Aussenverzahnung 16, bezeichnet als die dritte Aussenverzahnung 16, besitzt. Bevorzugt wird dieses Exzentergetriebe 30 mit Zahnformen ausgeführt, die es ermöglichen, dass die Zähnezahldifferenz zwischen der Wellenaussenverzahnung 14 und der dritten Innenverzahnung 15 und der dritten Aussenverzahnung 16 und der vierten Innenverzahnung 17 gleich 1 ist. Mit Evolventenzähnen sind solche Getriebe in der Regel nicht realisierbar, da in diesem Fall Zahnkopf-Eingriffstörungen stattfinden. Auch erlauben sie bei diesen Verhältnissen keine exakte radiale Zentrierung der Räder gegeneinander. Es soll somit auf andere Zahnformen zurückgegriffen werden. Im Beispiel der Fig. 1.2 wird bevorzugt eine doppelt zyklodische Innen-Aussen-Verzahnung verwendet, wie sie beispielsweise aus der deutschen Patentschrift DE 3 938 346 bekannt ist, auf welche hiermit verwiesen sei.

[0032] Dieses Exzentergetriebe 30 besitzt ebenfalls eine Untersetzung zwischen der Welle 2 und dem scheibenförmigen Exzenter 26 von exakt 3:1 ins Langsame. Wie aus Fig. 1 erkennbar, ist der scheibenförmige Exzenter 26 1:1 starr über ein topfförmiges Verbindungsstück 27 mit dem Drehventil 3 drehverbunden, wobei Mitnehmerverzahnungen 31 und 32 erlauben,

dass das topfförmige Verbindungsteil 27 zusammen mit dem scheibenförmigen Exzenter 26 eine kleine Taumelbewegung entsprechend der Exzenterbewegung des scheibenförmigen Exzenter 26 ausführt. Die Zahnspeile der Wellenaussenverzahnung 14, der dritten Innenverzahnung 15 des Exzenter 26, der dritten Aussenverzahnung 16 des Exzenter 26, der vierten Innenverzahnung 17 des Innenzahnkranzes 28 und die Mitnehmerverzahnungen 31 und 32 sollen wegen der Taumelbewegung etwas grösser ausgeführt werden als gewöhnlich.

[0033] Damit das Drehventil 3 zwar drehbeweglich, jedoch axial gegen Leckage aus dem Hochdruck gut abgedichtet ist, ist in bekannter Weise ein axialer Ausgleichskolben 65 vorgesehen.

[0034] In Fig. 3 wird ein Querschnitt durch das Rotor-Stator-System eines weiteren Ausführungsbeispiels dargestellt, bei welchem drehend gelagerte Rollen 81 als erste Innenverzahnung 5 im Stator 4 eingesetzt werden. Diese Rollen 81 sollten stets in ihren Kavernen 82 im Stator 4 gefangen sein, d.h. die Kavernen 82 sollten in Richtung auf die Welle 2 zu über den Rollenradius hinaus sich verjüngend erstrecken, damit sich die Rollen 81 nicht radial nach innen aus den Kavernen 82 herausbewegen können. Dies würde zu einem Blockieren der Kreiskolbenmotor führen. In Fig. 3 ist die Form der Kavernen 82 deutlich veranschaulicht.

[0035] Wie man aus den Fig. 2 und 3 erkennen kann, muss bei einer kompakten Konstruktion des erfindungsgemässen Kreiskolbenmotors mit entsprechend kleinem Teilkreisdurchmesser der Schrauben die erste Innenverzahnung 5 des Stators 4 beim Übergang zu Rollen 81 als Zähne im Stator 4 um eine halbe Zahnteilung versetzt werden, wie in Fig. 3 ersichtlich. Das bedeutet, dass die Zuführbohrungen 33 und die zugehörigen Druckfenster 33a und Steuerschlitze 21 auf einem Teilkreis in der Steuerplatte 22 entsprechend versetzt sein müssen. Deshalb ist es vorteilhaft, wenn die Zähnezahzahl der Mitnehmerverzahnungen 31, 32 doppelt so gross ist wie die Zähnezahzahl c der ersten Aussenverzahnung 7 des Kreiskolbens 6 des Leistungsteils 1. Bei dieser Auslegung der Zähnezahzahl der Mitnehmerverzahnungen 31, 32 können dann in allen Fällen das Drehventil 3 und die Steuerplatte 22 ohne Änderung verwendet werden. Im Falle der bevorzugten Auslegung mit den Zähnezahlen $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=12$, $x=13$, $y=23$ und $z=24$ oder $a=12$, $b=14$, $c=11$, $d=12$, $w=9$, $x=10$, $y=17$ und $z=18$ wäre dann die Zähnezahzahl der Mitnehmerverzahnungen 31, 32 mit 22 zu wählen.

[0036] Die Gehäuseteile, die einen Lagerflansch 25, den Stator 4 und das Ein- und Auslassteil 70 umfassen, müssen bei der Montage gegeneinander zentriert sein. In Fig. 3 und in Fig. 4, die eine Ansicht X auf einen SAE-Anschluss, einen Teilschnitt entlang der Linie A und einen Teilschnitt entlang der Linie B der Fig. 3 darstellt, wird ausserdem gezeigt, dass zwei von den insgesamt zwölf Schrauben als Passschrauben 93 ausgeführt sind, die bei der Montage des Motors als erste eingesetzt werden sollen. Aus der Fig. 4 ist ebenfalls im Teilschnitt A der Fig. 3 ersichtlich, dass der Kreiskolbenmotor aufgrund der durch die internationale SAE-Norm vorgegebenen Lochbilder zur Befestigung des Motors sehr kompakt konstruiert sein sollte, damit Abmessungen und Gewicht optimiert sind. Auch eine Flanschverschraubung für den Hoch- und Niederdruckanschluss 55 bzw. 57 nach SAE-Norm ist hier dargestellt.

[0037] Ein Anwendungsfall für den erfindungsgemässen Kreiskolbenmotor ist die Verwendung als Radmotor, wie er in seiner einfachsten Form als Längsschnitt in Fig. 5 dargestellt ist. Äusserst vorteilhaft bei diesem Ausführungsbeispiel eines Radmotors ist die Ausbildung eines abtriebseitigen Wälzlagers 11 ausserhalb eines Leckraumes 85 direkt im Gehäuseteil 84 des Motors. Da derartige Radmotoren keine hohen Drehzahlen benötigen, ist als Schmierung eine Wälzlagerfett-Dauerfüllung ausreichend, die durch einen NILOS-Ring 72 nach aussen abgedichtet ist. Durch diese Konstruktion ist es möglich, dass ein Radflansch 40 einstückig mit der Welle 2 ausgeführt werden kann, so dass für grosse Radlasten die Welle 2 sehr robust ausbildbar ist.

[0038] Im Falle eines Radmotors gemäss Fig. 5 ist meistens eine rechts- und eine linksdrehende Version erforderlich. Auch hier ist es vorteilhaft, wenn das Drehventil bei der Montage um eine halbe Teilung versetzt werden kann, so dass hiermit bei gleichem Druckanschluss und somit bei gleicher Durchflussrichtung des Arbeitsfluids die Drehrichtung des Motors umkehrbar für gleiche physikalische Betriebsbedingungen ist.

[0039] Eine hydrostatische Radlagerung benötigt meistens eine vom Hydraulikdruck unabhängige, möglichst federbelastete, automatisch wirkende Parkbremse, um ein Wegrollen des geparkten Fahrzeugs zu verhindern. Die Fig. 6 zeigt eine mögliche Realisierung eines solchen Radmotors im Längsschnitt, bei dem auf der Seite gegenüber dem Abtrieb eine federbelastete Parkbremse 42 in Form einer Lamellenbremse angeordnet ist. Der erfindungsgemässe Kreiskolbenmotor ermöglicht in vorteilhafter Weise eine für grosse Drehmomente geeignete durchgehende Welle 2 mit einem gross dimensionierten Wellenfortsatz 41, so dass die Lamellen der Parkbremse 42 unmittelbar über eine Nabe 73 ihr Bremsmoment auf die Welle 2 übertragen können. Hierbei ist in fertigungstechnisch vorteilhafter Weise die Wellenaussenverzahnung 14 für das Exzentergetriebe 30 nach aussen hin verlängert, auf der die Nabe 73 drehmomentwirksam drehstarr verkeilt sein kann. Diese federbelastete Parkbremse 42 ist eine nasslaufende Lamellenbremse, die mit stark reduziertem Hydraulikdruck über den separaten Anschluss 43 freigegeben werden kann. Als Feder ist hier eine Tellerfeder 74 vorgesehen. Wie man aus Fig. 5 und 6 erkennen kann, ist die feststehende vierte Innenverzahnung 17 für das Exzentergetriebe 30 direkt in das Ein- und Auslassteil 70 eingearbeitet, z.B. mittels einer Zahnrad-Stossmaschine oder mittels einer Räumnadel. Daraus ergibt sich der Vorteil, dass die Wellenaussenverzahnung 14 auf der Welle 2 im Durchmesser grösser wird, so dass der Wellenfortsatz 41 eine grössere Drehmomentkapazität erhält. Besonders bei breiten Laufsätzen beim Leistungsteil 1 ist dies von besonderer Bedeutung, wie weiter unten erläutert. Damit der Verbreiterung des Laufsatzes des Leistungsteils 1 auch automatisch die Drehmoment übertragende zweite Innenverzahnung 8 des Kreiskolbens 6 und die zweite Aussenverzahnung 9 der Welle 2 verbreitert werden, kann hier das Hochdruckniveau weitestgehend beibehalten

werden und somit eine Leistungserhöhung erzielt werden. Bei den Maschinen mit Kardanwellenabtrieb zwischen dem Rotor und der Abtriebswelle ist dies nicht möglich. Deshalb wird dort bei breiteren Laufsätzen mit dem Stator 4 und dem Kreiskolben 6 meistens nur noch ein niedrigeres Druckniveau zugelassen. Motoren mit breiten Laufsätzen laufen wegen der höheren Schluckmenge in der Regel auch langsamer, so dass die Lebensdauer der Wälzlager 10 und 11 kein grosses Problem darstellt.

[0040] In zunehmendem Masse wird am Markt eine sogenannte «Sekundärregelung» verlangt, und zwar nicht nur bei hydraulischen Radantrieben, sondern vermehrt auch bei hydraulisch angetriebenen Seilwinden. Das Ziel dabei ist, dass der Drehzahlbereich am Abtrieb erhöht wird, ohne dass die Förderleistung der Pumpe in Bezug auf die Fördermenge vergrössert werden muss. Man spricht hier vom Eilgangbetrieb, der meistens bei vermindertem Drehmomentbedarf auftritt. In Fig. 7 und in Fig. 8 ist ein Hydromotor im Längsschnitt bzw. Querschnitt gemäss der Erfindung dargestellt, bei dem ausser dem ersten Leistungsteil 1 auf einem verlängerten Wellenende 44 der Welle 2 ein drehstarr mit dem ersten Leistungsteil 1 gekoppelter zweiter, bevorzugt schmalerer Leistungsteil 46 mit einer eigenen Radiallagerung 47 angeordnet ist, der über die Anschlüsse 75 und 76 getrennt mit Arbeitsfluid betrieben werden kann, vorzugsweise von ein und derselben Hydraulikpumpe. Ein Vorschlag über die Steuerung eines solchen 2/3-Stufenmotors mit dem ersten Leistungsteil 1 und dem zweiten Leistungsteil 46 ist in Fig. 9 in Form eines Hydraulikschaltplans mit exemplarischen Leistungsangaben dargestellt. Durch zwei getrennt 4/3-Wegeventile 48 und 49 handelsüblicher Bauart können damit bei gleicher Fördermenge einer Pumpe 83 bis zu drei Abtriebsdrehzahlen gefahren werden, wie sie in der Tabelle 77 beispielhaft angegeben sind. Die Vorwärts- und Rückwärtsstellungen der 4/3-Wegeventile sind durch die Buchstaben F bzw. R gekennzeichnet. Hierbei ist zu beachten, dass diejenige Motorstufe, die auf Umlauf geschaltet ist und somit kein Drehmoment abgibt, sowohl auf der Verdrängerseite als auch vor allem auf der Schluckseite unter Hochdruck betrieben werden muss, da sonst bei hohen Drehzahlen auf der Schluckseite Kavitation auftritt. Bei der in Fig. 9 dargestellten Regelung ist diesem Sachverhalt Rechnung getragen. Ein Drosselventil dient als Bremsventil 87 insbesondere bei Bergabfahrt des Fahrzeugs. Mittels eines Ventils 86 kann der Betriebszustand des Antriebs von Betrieb D auf Neutral N geschaltet werden.

[0041] In Fig. 10 ist ein weiterer Kreiskolbenmotor gemäss der Erfindung im Längsschnitt dargestellt, der selbstverständlich auch als Radmotor gemäss Fig. 5 ausgebildet sein kann. Bei der Ausführungsform ist auf einem Wellenfortsatz 52 eine hydraulisch lösbare federbelastete Arbeitsbremse 50, ausgebildet als Lamellenbremse, angeordnet. Diese Arbeitsbremse 50, deren Bremskraft mittels Federn 78 aufgebracht wird, hat beispielsweise bei einer hydrostatisch angetriebenen Seilwinde für Auto- oder Schiffskrane die Aufgabe, die volle zulässige Seillast, die dem maximalen Hochdruck und somit dem höchsten Drehmoment des Motors entspricht, in der Schwebe zu halten, ohne Stützhydraulikdruck am Motor. Die Last sollte feinfühlig auf- und abwärts manipulierbar sein, so dass beim Übergang von der Aufwärts- zur Abwärtsbewegung und umgekehrt der Druckkolbenfluss am Kreiskolbenmotor von Primär auf Sekundär umgeschaltet werden muss. In dieser Wechselphase besitzt der Kreiskolbenmotor kein Drehmoment, da der Druck auf null abfällt. Die federbelastete Arbeitsbremse 50 übernimmt in diesem Moment das Haltemoment und muss somit so gross ausgelegt werden, dass sie das maximale Drehmoment des Kreiskolbenmotors übernehmen kann. Die Grösse und Anzahl der Federn 78 sind dementsprechend zu bemessen, ebenso die Grösse und Anzahl der Lamellen der Arbeitsbremse 50. Wie man aus der Fig. 10 erkennen kann, ist ein über einen separaten Anschluss 51 mit der Hochdruckpumpe verbindbarer Hochdruckkolben 79 vorgesehen, der in der Lage ist, die Arbeitsbremse 50 freizugeben, sofern der aufgebrachte Druck auf den Hochdruckkolben 79 durch Überwinden der Federkräfte der Federn 78 gross genug ist. In der Praxis hat es sich bewährt, dass dieser Druck zwischen 8 und 12 bar liegen muss, damit die Last bis zum Aufbau des erforderlichen Stützdrucks am Kreiskolbenmotor nicht absinkt.

[0042] Es ist schon viel darüber diskutiert worden, ob eine derart grosse dimensionierte Bremse für einen Hochmomentmotor, wie er bei der Erfindung vorliegt, sinnvoll ist. Die bisherige Anordnung für solche Windenantriebe sieht vor, dass anstatt eines Kreiskolbenmotors ein etwa um den Faktor 6 schneller laufender Axialkolbenmotor eingesetzt wird, der das Sonnenrad einer Planetengetriebeinstufe antreibt. Sein Drehmoment ist dementsprechend um den Faktor 6 kleiner. Zwischen den Axialkolbenmotor und die Planetenstufe ist dann die entsprechend ebenso um den Faktor 6 kleiner dimensionierte Lamellenbremse gleicher Bauart geschaltet, ähnlich wie sie in der Fig. 10 dargestellt ist. Beim Betrieb der Winde, die aus Gründen der Zeitersparnis auch im Eilgang gefahren werden muss, läuft diese kleine Bremse relativ zum Gehäuse beispielsweise mit der 6-fachen Drehzahl als die grosse Bremse gemäss der Erfindung.

[0043] Einen besonderen Vorteil haben nasslaufende Lamellenbremsen, da sie durch den Öldurchlauf an das Ölkühlsystem der Gesamtanlage angeschlossen werden können. Ausserdem sind sie weitgehend abriebfrei, so dass die Ölverschmutzung gering ist. Nachteilig ist, dass bei ölgefüllter Bremse eine beträchtliche, ölviskositätsbedingte, verlust erzeugende Schlupfleistung entsteht. Nach dem newtonschen Schubspannungsgesetz in einem Ölspace steigt die Schlupfleistung zwischen zwei Platten mit dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit, somit auch zwischen den laufenden und feststehenden Lamellen einer gelösten Bremse. Geht man davon aus, dass beim Vergleich der Schlupfleistungen einer grossen Bremse gemäss Fig. 10 und einer oben beschriebenen kleinen Bremse die Ölviskosität, die Dicke des Ölspace zwischen den Lamellen und die spezifische Pressung auf die Lamellen durch die Federkräfte gleich sind, dann ist bei der 6-fach schneller laufenden, kleinen Lamellenbremse diese Schlupfleistung etwa 4-fach so gross wie bei einer langsam laufenden grossen Bremse gemäss Fig. 10. Es ist somit offensichtlich, dass – abgesehen von der kostengünstigeren Lösung – die kompakte Version einer Haltebremse gemäss der Erfindung zusammen mit dem hier beschriebenen Hochmomentmotor eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades einer solchen Seilwinde bewirkt.

Patentansprüche

1. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor, mit
 - einem als Abtrieb wirkenden Leistungsteil (1), der
 - einen zentrischen, feststehenden Stator (4) mit einer ersten Innenverzahnung (5) mit der Zähnezahl d,
 - einen Kreiskolben (6) mit einer teilweise in die erste Innenverzahnung (5) eingreifenden erste Aussenverzahnung (7) mit einer Zähnezahl c und einer zweiten Innenverzahnung (8) mit einer Zähnezahl b,
 - eine zentrisch gelagerte Welle (2) mit einer teilweise in die zweite Innenverzahnung (8) eingreifenden zweiten Aussenverzahnung (9) mit einer Zähnezahl a
 umfasst, wobei der Kreiskolben (6) zum Ausführen einer Orbitbewegung derart exzentrisch angeordnet und dimensioniert ist, dass sich mit Arbeitsfluid ver- und entsorgbare Zahnkammern zwischen der ersten Innenverzahnung (5) und der ersten Aussenverzahnung (7) bilden,
 - einem Ein- und Auslassteil (70) zur Ver- und Entsorgung des Leistungsteils (1) mit dem Arbeitsfluid,
 - einem scheibenförmigen Drehventil (3) zur Steuerung der Ver- und Entsorgung der Zahnkammern mit dem Arbeitsfluid,
 - einem Zahnradgetriebe zwischen einer – insbesondere von einem Sonnenrad (13) gebildeten – Wellenaussenverzahnung (14) der Welle (2) und einem feststehendem Innenzahnkranz (92) als Synchronantrieb für das Drehventil (3), und
 - zwei beidseitig am Leistungsteil (1) unmittelbar benachbart auf der Welle (2) angeordneten Wälzlager (10, 11),
 dadurch gekennzeichnet, dass
 - das Drehventil (3) zu der Welle (2) und zu dem Stator (4) zentrisch laufend gelagert ist,
 - das Zahnradgetriebe ausschliesslich im Leckölbereich des Kreiskolbenmotors angeordnet ist und
 - das Zahnradgetriebe als ein Planetengetriebe (80) mit mindestens einem Planetenträger (91), der mit dem Drehventil (3) drehfest verbunden ist und auf welchem Planetenräder (90) zwischen der Wellenaussenverzahnung (14) und dem feststehenden Innenzahnkranz (92) angeordnet sind, ausgebildet ist.
2. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor, mit
 - einem als Abtrieb wirkenden Leistungsteil (1), der
 - einen zentrischen, feststehenden Stator (4) mit einer ersten Innenverzahnung (5) mit der Zähnezahl d,
 - einen Kreiskolben (6) mit einer teilweise in die erste Innenverzahnung (5) eingreifenden erste Aussenverzahnung (7) mit einer Zähnezahl c und einer zweiten Innenverzahnung (8) mit einer Zähnezahl b,
 - eine zentrisch gelagerte Welle (2) mit einer teilweise in die zweite Innenverzahnung (8) eingreifenden zweiten Aussenverzahnung (9) mit einer Zähnezahl a
 umfasst, wobei der Kreiskolben (6) zum Ausführen einer Orbitbewegung derart exzentrisch angeordnet und dimensioniert ist, dass sich mit Arbeitsfluid ver- und entsorgbare Zahnkammern zwischen der ersten Innenverzahnung (5) und der ersten Aussenverzahnung (7) bilden,
 - einem Ein- und Auslassteil (70) zur Ver- und Entsorgung des Leistungsteils (1) mit dem Arbeitsfluid,
 - ein scheibenförmiges Drehventil (3) zur Steuerung der Ver- und Entsorgung der Zahnkammern mit dem Arbeitsfluid,
 - ein Zahnradgetriebe zwischen einer – insbesondere von einem Sonnenrad (13) gebildeten – Wellenaussenverzahnung (14) der Welle (2) mit einer Zähnezahl w und einer vierten Innenverzahnung (17) eines feststehenden Innenzahnkranzes (28) mit einer Zähnezahl z als Synchronantrieb für das Drehventil (3), und
 - zwei beidseitig am Leistungsteil (1) unmittelbar benachbart auf der Welle (2) angeordnete Wälzlager (10, 11),
 dadurch gekennzeichnet, dass
 - das Drehventil (3) zu der Welle (2) und zu dem Stator (4) zentrisch laufend gelagert ist,
 - das Zahnradgetriebe ausschliesslich im Leckölbereich des Motors angeordnet ist und
 - das Zahnradgetriebe als ein Exzentergetriebe (30) mit einem Exzenter (26), der mit dem Drehventil (3) drehfest verbunden ist, ausgebildet ist.
3. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass
 - das Exzentergetriebe (30) als Taumelgetriebe und
 - der Exzenter als scheibenförmiger Exzenter (26), der über einen topfförmigen Verbindungsteil (27) mit dem Drehventil (3) über Mitnehmerverzahnungen (31, 32) im Drehzahlverhältnis 1:1 drehfest verbunden ist, ausgebildet ist.
4. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Exzenter (26)
 - eine dritte Innenverzahnung (15) mit einer Zähnezahl x und eine dritte Aussenverzahnung (16) mit einer Zähnezahl y aufweist,
 - zwischen der Wellenaussenverzahnung (14) und der vierten Innenverzahnung (17) angeordnet ist und
 - mit seiner dritten Innenverzahnung (15) mit der Wellenaussenverzahnung (14) der Welle (2) und mit seiner dritten Aussenverzahnung (16) mit der vierten Innenverzahnung (17) des feststehenden Innenzahnkranzes (28) kämmt.
5. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahlen (a, b, c, d) des Leistungsteils (1) und die Zähnezahlen (w, x, y, z) des Exzentergetriebes (30) die Gleichung

$$\frac{\frac{b}{a} \cdot d - c}{d - c} = \frac{\frac{x}{w} \cdot z - y}{z - y}$$

erfüllen und dieser Gleichungsausdruck eine positive ganze Zahl ist.

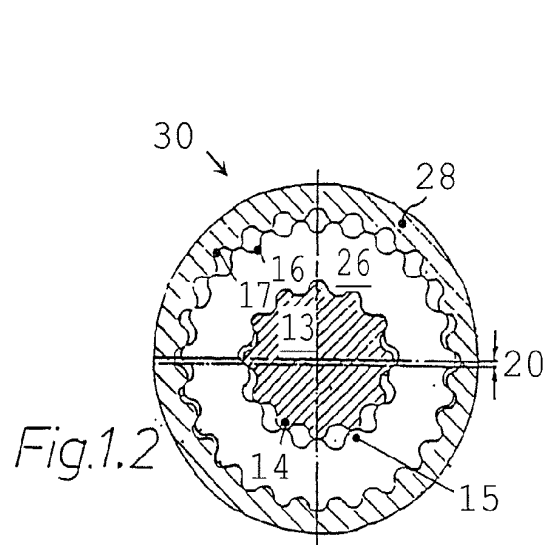
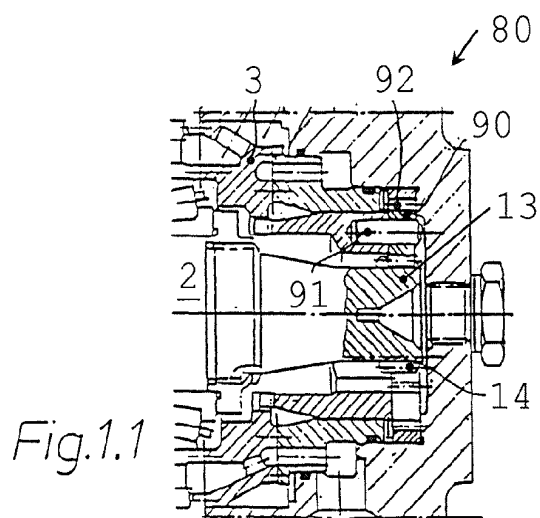
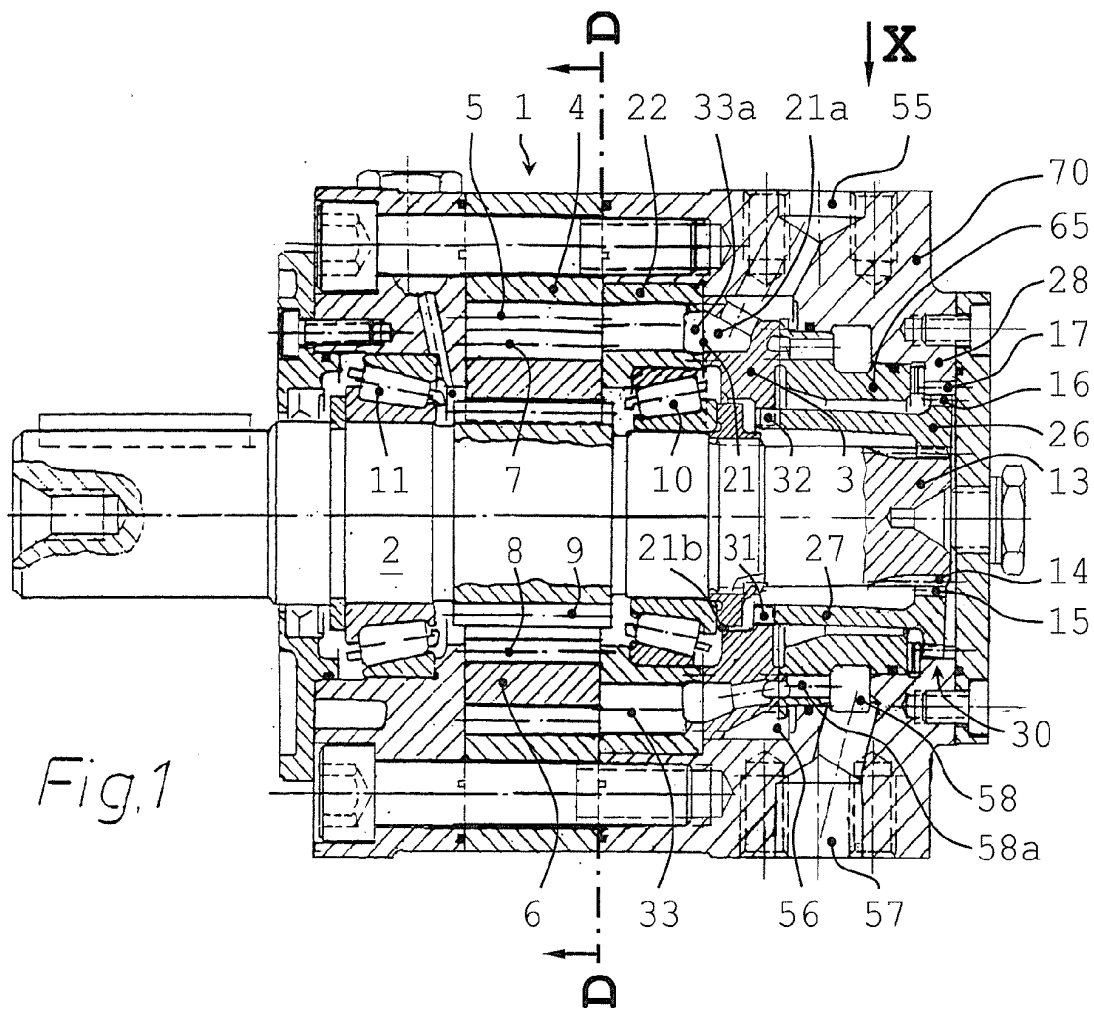
6. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die positive ganze Zahl gleich 3 ist.
7. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Exzentergetriebe (30) derart ausgelegt ist, dass das Verhältnis zwischen der Drehzahl N_e der Exzentrizität (20) des Exzentergetriebes (30) und der Drehzahl N_w der Welle (2) nach der Gleichung

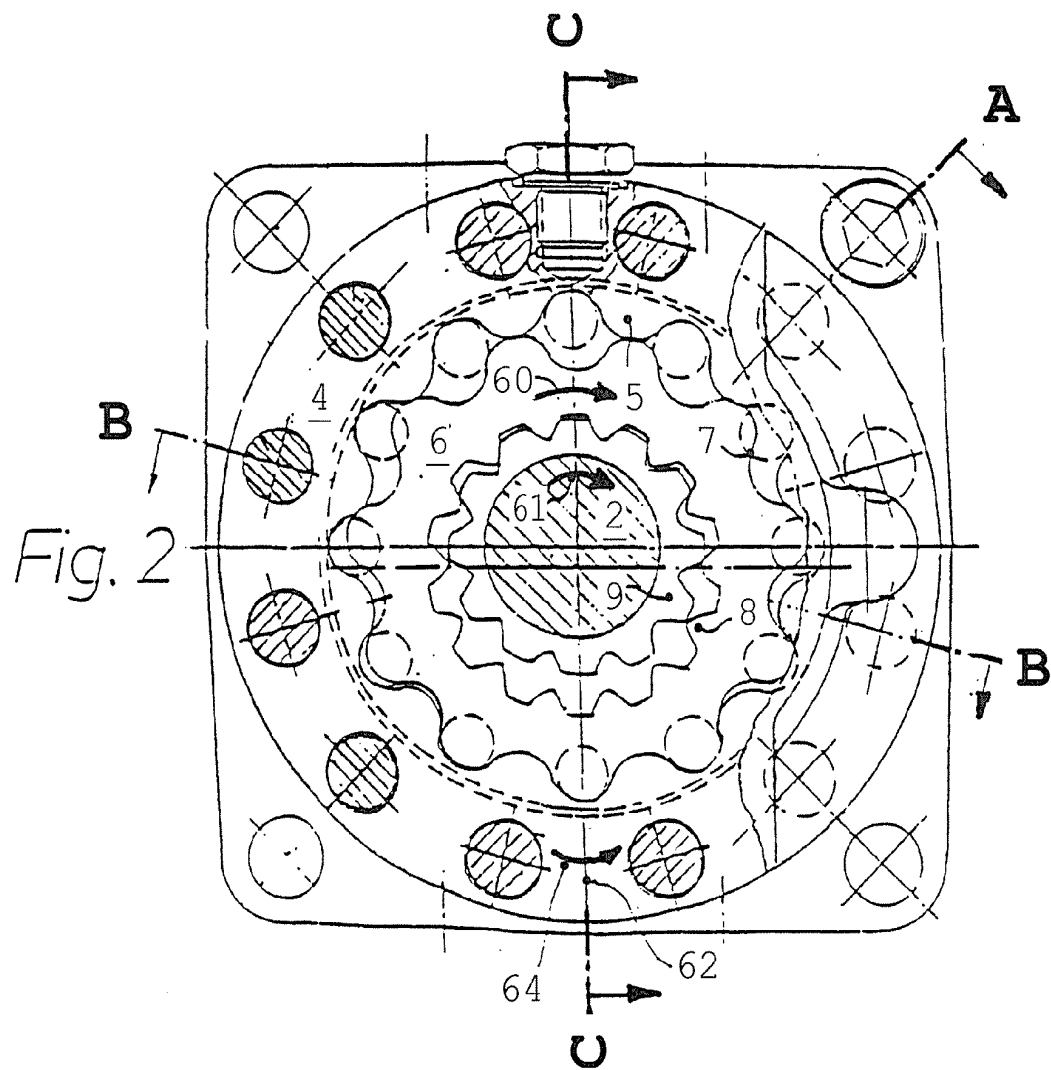
$$\frac{N_e}{N_w} = - \frac{w \cdot y}{x \cdot z - w \cdot y}$$

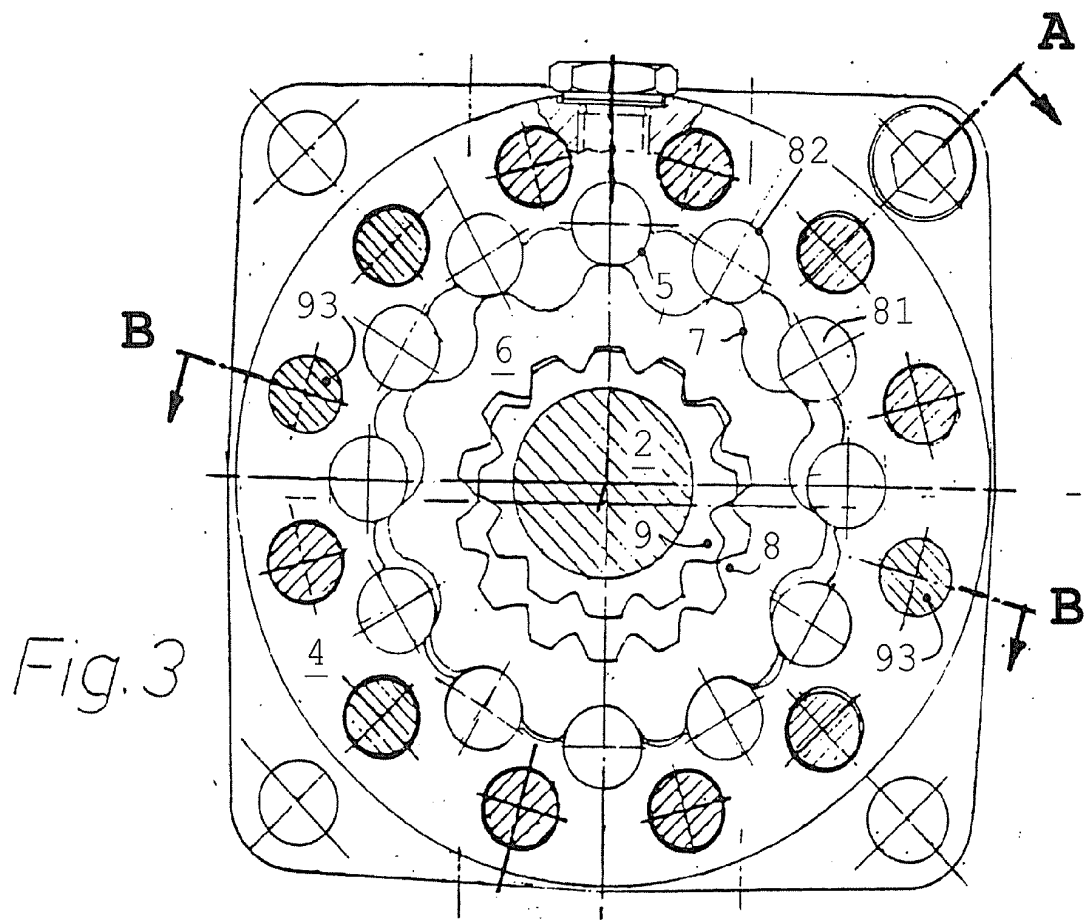
zwischen -3 und -9 liegt.

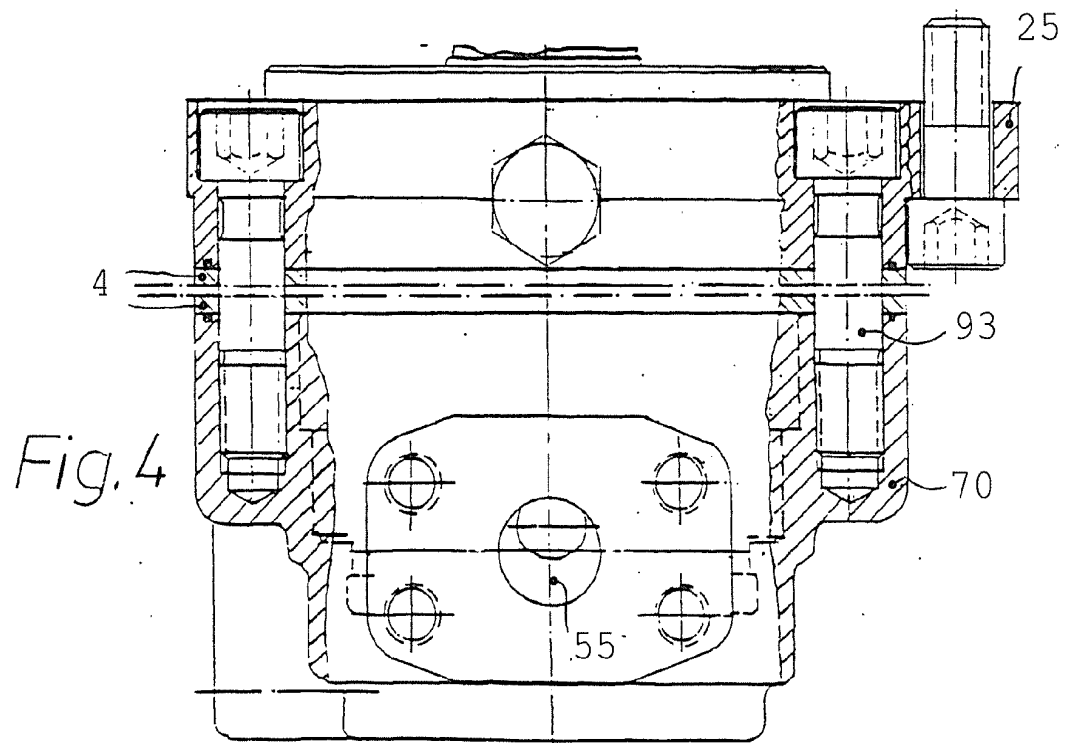
8. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahlen (a, b, c, d) des Leistungsteils (1) gleich $a=12$, $b=14$, $c=11$ und $d=12$ und die Zähnezahlen (w, x, y, z) des Exzentergetriebes (30) gleich $w=12$, $x=13$, $y=23$ und $z=24$ sind.
9. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahlen (a, b, c, d) des Leistungsteils (1) gleich $a=12$, $b=14$, $c=11$ und $d=12$ und die Zähnezahlen (w, x, y, z) des Exzentergetriebes (30) gleich $w=9$, $x=10$, $y=17$ und $z=18$ sind.
10. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 2 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die gemeinsame Exzentrizität (20) des Exzentergetriebes (30) das 0.013- bis 0.015-Fache des mittleren Teilkreisdurchmessers von Steuerschlitzen (21) in einer Steuerplatte (22) ist.
11. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die gemeinsame Exzentrizität (20) des Exzentergetriebes (30) das 0.015- bis 0.022-Fache des mittleren Teilkreisdurchmessers von Steuerschlitzen (21) in einer Steuerplatte (22) ist.
12. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 3 oder einem der auf Anspruch 3 rückbezogenen Ansprüche 4 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahl der Mitnehmerverzahnungen (31, 32) doppelt so gross ist wie die Zähnezahl c der ersten Aussenverzahnung (7) des Kreiskolbens (6) des Leistungsteils (1).
13. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Innenverzahnung (5) des Stators (4) durch drehend gelagerte Rollen (81) gebildet wird.
14. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass auf einem Wellenfortsatz (41) der Welle (2) auf derjenigen der abtreibenden Seite der Welle (2) gegenüberliegenden Seite der Welle (2) eine federbelastete Parkbremse (42) angeordnet ist, die über einen separaten Anschluss (43) hydraulisch entsperrbar ist.
15. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass auf einem Wellenfortsatz (52) der Welle (2) auf derjenigen der abtreibenden Seite der Welle (2) gegenüberliegenden Seite der Welle (2) eine federbelastete Arbeitsbremse (50) angeordnet ist, die über einen separaten Anschluss (51) durch den Arbeitsdruck des Kreiskolbenmotors entsperrbar ist.
16. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass auf einem verlängerten Wellenende (44) der Welle (2) auf derjenigen der abtreibenden Seite der Welle (2) gegenüberliegenden Seite der Welle (2) ein zweiter Leistungsteil (46) angeordnet ist, der drehstarr mit dem ersten Leistungsteil (1) gekoppelt ist und insbesondere eine eigene Radiallagerung (47) für das verlängerte Wellenende (44) aufweist.
17. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die spezifische Schluckmenge des zweiten Leistungsteils (46) kleiner ausgeführt ist als die des ersten Leistungsteils (1).
18. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 16 oder 17, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Leistungsteil (1) und der zweite Leistungsteil (46) durch zwei getrennte 4/3-Wegventile (48) und (49) schaltbar sind.
19. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass der jeweils auf Umlauf geschaltete Leistungsteil (1, 46) sowohl auf der divergierenden als auch auf der konvergierenden Seite des Schluck- bzw. Verdrängersystems unter Zufuhrdruck schaltbar ist.
20. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass auf der abtreibenden Seite der Welle (2) ein Radflansch (40) drehfest angeordnet ist, zum direkten Antrieb eines auf dem Radflansch (40) anordenbaren Rades.

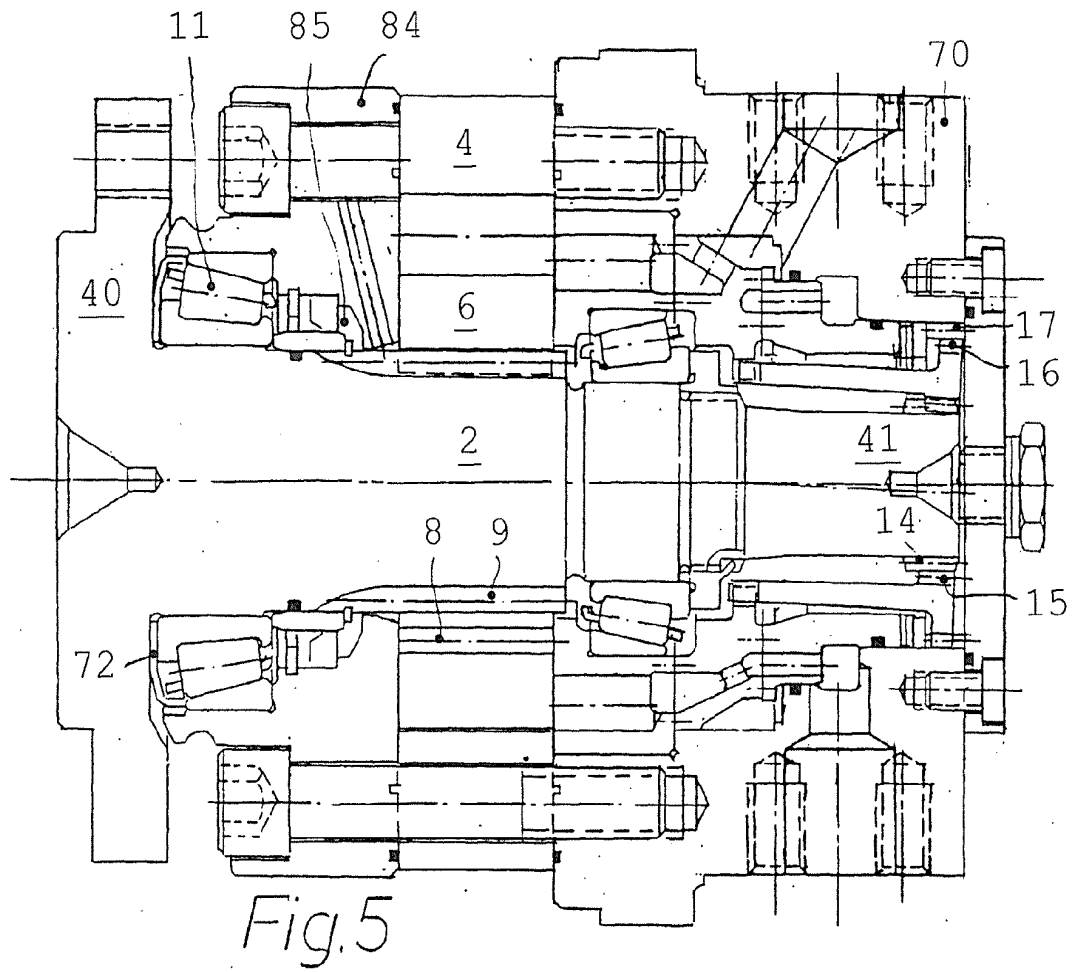
21. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass das abtriebsseitige Wälzlager (11) der beiden beidseitig am Leistungsteil (1) unmittelbar benachbart auf der Welle (2) angeordneten Wälzlager (10, 11) ausserhalb des Leckraumes (85) des Kreiskolbenmotors mit einer Wälzlagerfett-Dauerfüllung direkt im Gehäuseteil (84) des Kreiskolbenmotors angeordnet ist.
22. Hydrostatischer, langsamlaufender Kreiskolbenmotor nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, dass der Radflansch (40) einstückig mit der Welle (2) ausgeführt ist.
23. Hydrostatischer, langsamlaufender Radmotor, gekennzeichnet durch einen hydrostatischen Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 20 bis 22, wobei auf dem Radflansch (40) ein unmittelbar von dem hydrostatischen Kreiskolbenmotor antreibbares Rad angeordnet ist.
24. Hydrostatischer, langsamlaufender Windenantrieb, gekennzeichnet durch einen hydrostatischen Kreiskolbenmotor nach einem der Ansprüche 20 bis 22, wobei auf dem Radflansch (40) eine unmittelbar von dem hydrostatischen Kreiskolbenmotor antreibbare Seiltrommel angeordnet ist.

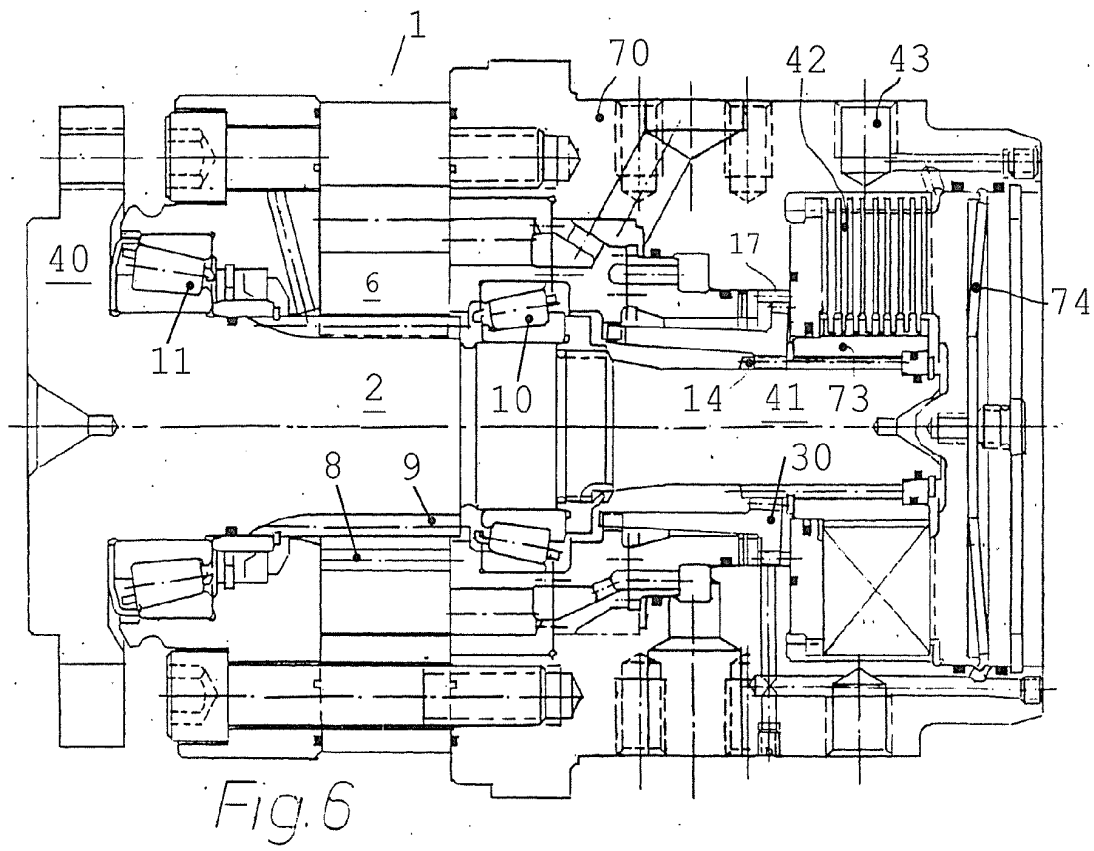












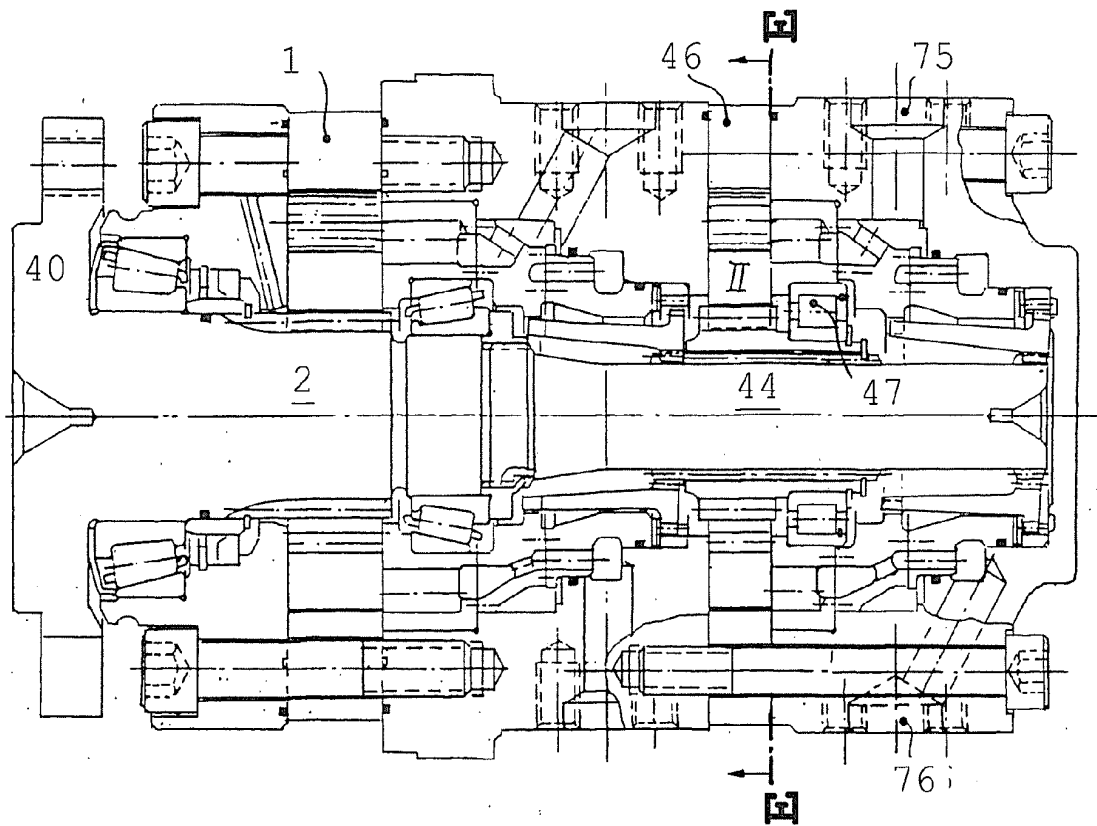


Fig. 7

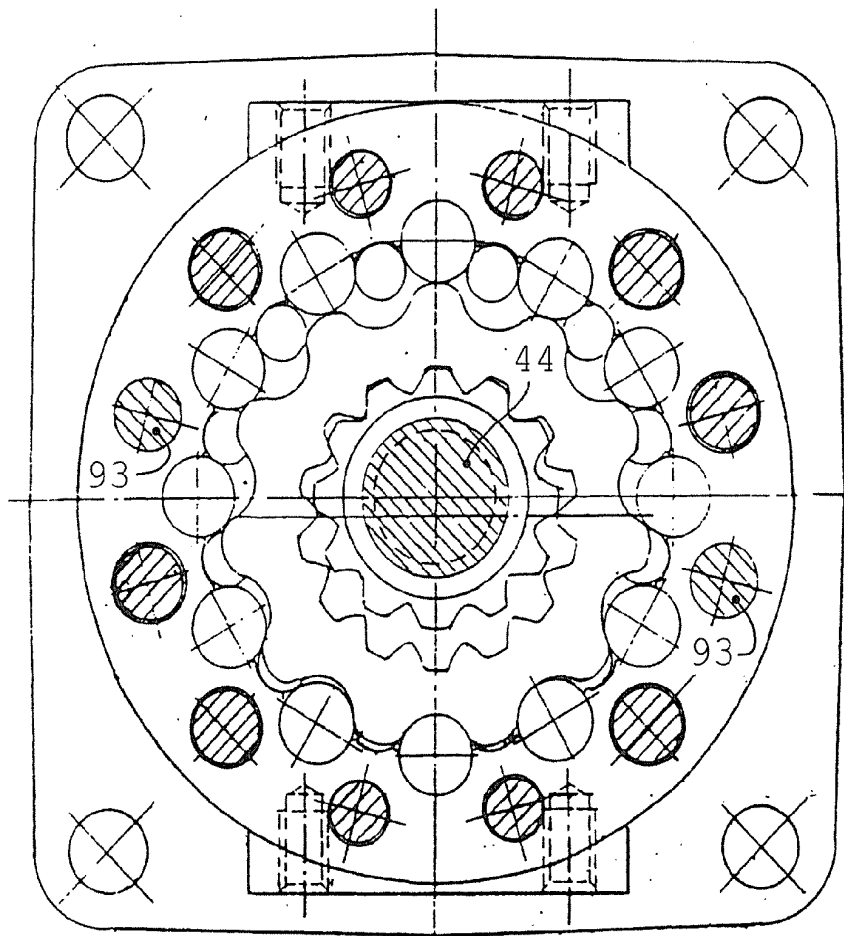
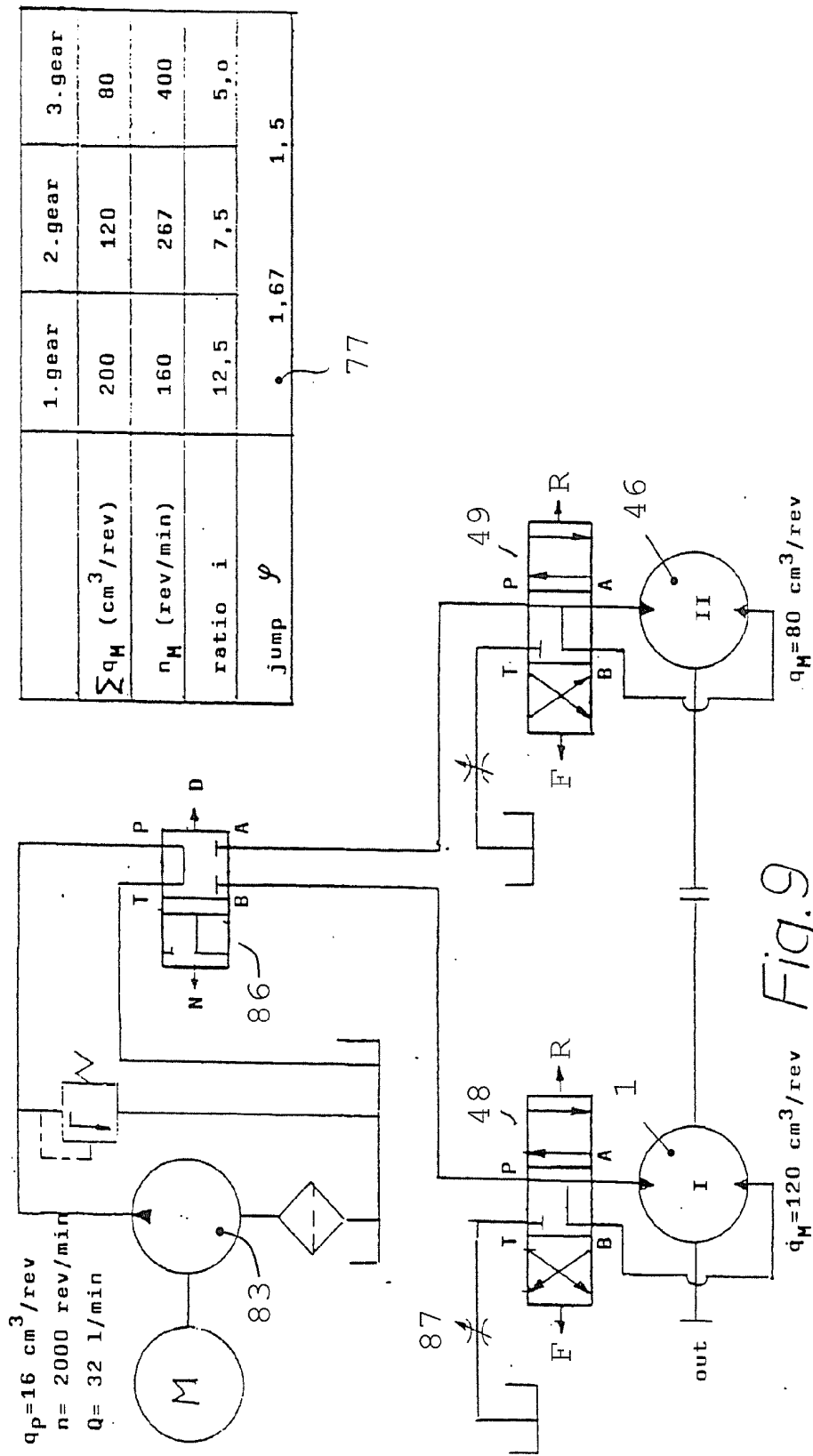


Fig. 8



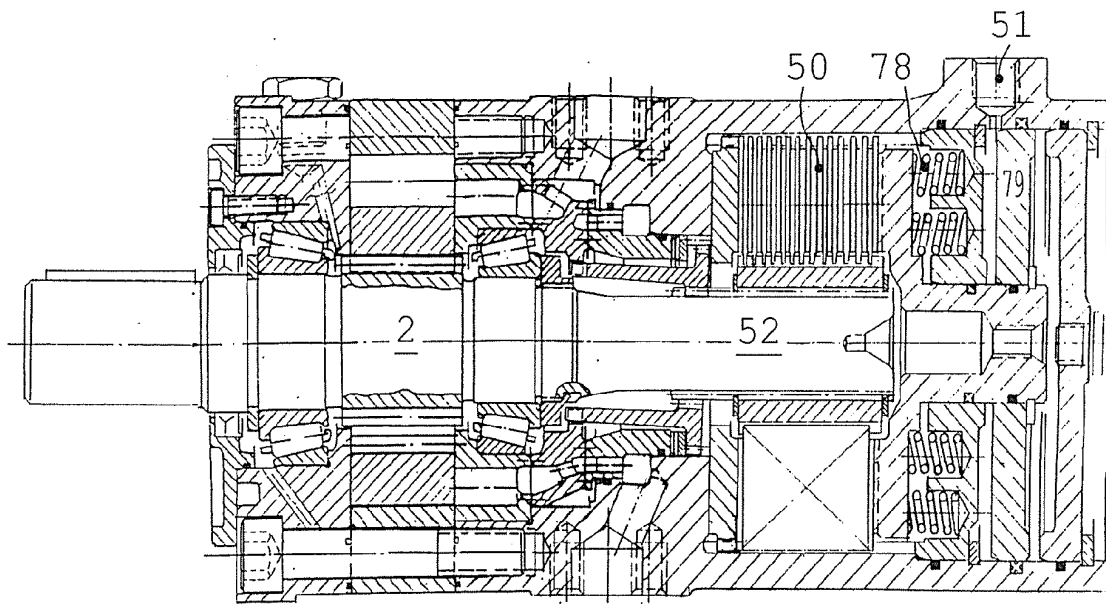


Fig.10