

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 320 660 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
05.07.2006 Patentblatt 2006/27

(51) Int Cl.:
F01B 9/02 ^(2006.01) **F01M 1/06** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **00978950.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2000/003325

(22) Anmeldetag: **25.09.2000**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2002/027143 (04.04.2002 Gazette 2002/12)

(54) **BEWEGUNGSWANDLER UND VERFAHREN ZUM SCHMIEREN SEINER GLEITFLÄCHEN**

MOTION CONVERTER AND METHOD FOR LUBRICATING ITS SLIDING SURFACES

CONVERTISSEUR DE MOUVEMENT ET PROCEDE POUR LA LUBRIFICATION DE SES
SURFACES DE GLISSEMENT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
25.06.2003 Patentblatt 2003/26

(73) Patentinhaber: **Ficht, Reinhold
85614 Kirchseeon (DE)**

(72) Erfinder: **Ficht, Reinhold
85614 Kirchseeon (DE)**

(74) Vertreter: **Leonhard, Frank Reimund et al
Leonhard - Olgemöller - Fricke,
Postfach 10 09 62
80083 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 0 293 233 US-A- 4 345 797
US-A- 5 493 952 US-A- 5 494 135**

EP 1 320 660 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Schmieren der Gleitflächen einer Vorrichtung zum Umwandeln von geradlinigen Wechselbewegungen in eine Rotationsbewegung und umgekehrt, insbesondere für Hubkolbenmaschinen, sowie einen Bewegungswandler zum Ausführen des Verfahrens.

[0002] Die erwähnten Hubkolbenmaschinen weisen wenigstens zwei achsgleiche, gegenüberliegend angeordnete Arbeitszylinder und einen Wandler auf, der in einem Kurbelgehäuse angeordnet ist. Der Wandler wandelt die Translationsbewegungen der in den Arbeitszylindern gleitenden Arbeitskolben in eine Rotationsbewegung einer Kurbelwelle um oder umgekehrt. Die Kurbelwelle weist einen Kurbelzapfen auf, der in einem Gleitstein (Gleitstück) gelagert ist. Dieser führt geradlinige Wechselbewegungen zwischen inneren Gleitbahnen einer rahmenförmigen Schlaufe aus, die ihrerseits mit den Kolbenstangen fest verbunden ist und innerhalb des Kurbelgehäuses durch die Kurbelstangen linear bewegt wird. Solche Hubkolbenmaschinen können als Zweitakt-Brennkraftmaschine, als Viertaktmotor, als Hubkolbenverdichter oder dergleichen verwendet werden.

[0003] Solche, aus Gleitstein und Schlaufen-Rahmen bestehende Wandler für derartige Hubkolbenmaschinen zeigen die **DE-A 34 33 510** oder die **EP-B 429 918**.

[0004] Ein Problem bei derartigen Wandlern ist die zuverlässige Schmierung im Bereich zwischen den als Gleitbahnen ausgebildeten inneren Oberflächen des Schlaufenrahmens und den damit zusammenwirkenden Gleitflächen des Gleitsteins. Aus der **US-A 4,794,887** ist es bekannt, für eine solche Lagerung Kugellager oder Rollenlager zu verwenden. Auch ist es bekannt, Schmieröl von einer dem Hubkolbenmotor zugeordneten Ölpumpe durch Bohrungen in vorhandene Spalte zwischen den Gleitbahnen oder Gleitflächen zu fördern. Hierzu gehen Bohrungen von der Kurbelzapfenlagerung aus bis zu den Gleitflächen, welche Bohrungen in Nuten oder anderen Vertiefungen der Gleitoberflächen des Gleitsteins münden. Die Nuten sind fischgrätartig auf der Gleitfläche des Gleitsteins angeordnet. Die Nuten gehen von einer zentralen, sich in Gleitrichtung erstreckenden Nut aus. Alle Nuten münden im Bereich der Außenkanten der Gleitflächen. Die Gleitspalte sind somit vom Schmieröl ständig durchströmt, wobei das Öl aus den Spalten vorwiegend aus den an den Kanten offenen Nuten austritt. Ein ähnliches Schmierungssystem ist aus der **US-A 4,598,672** bekannt. Zusätzlich ist der Gleitstein bei dieser bekannten Ausführung an seitlichen Führungsflächen des Gleitsteins und entsprechenden Führungsflächen an Führungswangen des Schlaufenrahmens geführt. In den Endbereichen der Führungswangen sind nutenförmige Ausnehmungen eingebracht, die einendig mit den Quernuten der Gleitoberfläche korrespondieren, so daß Öl in die Ausnehmungen gelangt. Anderenfalls sind diese Ausnehmungen offen. Auch-hier wird das Lagersystem weitgehend von dem von der Pumpe gelieferten Öl durchströmt. Ein derartig offener Druckölkreislauf weist hohe Leckölmengen auf. Um diese Leckölmengen gering zu halten, wird der Gleitstein mit sehr geringem Spiel an die Führungsfläche des Kurbelschlaufenrahmens eingepaßt. Dies hat jedoch zur Folge, daß insbesondere bei hohen Pressungen zwischen Gleitstein und Schlaufenrahmen oder bei einer Verkantung des Gleitsteins im Rahmen, verursacht durch das Reibmoment zwischen Gleitstein und dem in ihm lagernden Kurbelzapfen, nicht immer gewährleistet ist, daß zwischen den gleitenden Flächen ein Ölfilm von ausreichender Dicke für eine reine Flüssigkeitsreibung vorliegt. Bei diesen bekannten Systemen werden erhebliche Abnutzungen an den Lagerflächen und Führungsflächen in Kauf genommen.

[0005] **US-A-5,493,952** (Daniel) veranschaulicht einem Motor mit "opposed pistons" und ein Gleitstück in einer hubbewegten Schlaufe. Ein Kurbelzapfen hat "leading" und "trailing" drills (Bohrungen vom Zentrum aus in radialer Richtung), welche die Zufuhr von Schmieröl abhängig von der Drehstellung erlauben. Zugeführt wird das Schmieröl durch Kanäle, welche in Lagerplatten (dort 31) münden.

[0006] Es ist **Aufgabe der Erfindung**, ein Verfahren vorzuschlagen, bei dem die Aufrechterhaltung einer reinen Flüssigkeitsreibung auch unter erschwerten Verhältnissen gewährleistet ist, wobei ein in entsprechender Weise ausgebildeter Wandler zum Ausführen des Verfahrens dient.

[0007] Die Aufgabe der Erfindung wird einmal durch ein Arbeitsverfahren (Anspr.1) Zur vorrichtungsmäßigen Verwirklichung dient ein Wandler, der pendelförmige Relativbewegungen des Gleitstücks (= Gleitstein) zulässt (vgl. Anspruch 7).

[0008] Die Erfindung geht davon aus, daß die entgegengesetzten Gleitoberflächen des Gleitstücks oder Gleitsteins und die Gleitflächen des Rahmens während eines Arbeitsspiels der beiden Kolbenzylindereinheiten während einer Umdrehung mehrmals wechselnd belastet bzw. entlastet werden. Diese Belastungswechsel werden für die Aufrechterhaltung einer zuverlässigen Schmierung der genannten Gleitflächen nutzbar gemacht. Dies geschieht dadurch, daß in Abhängigkeit von den linearen Bewegungswechseln und den damit verbundenen Belastungswechseln der das Gleiten ermöglichenden Schichten in den beiden Lagerspalten den Gleitstein relativ zu dem Rahmen in Richtung der linearen Wechselbewegungen entsprechende Pendelbewegungen von begrenztem Ausmaß ausführen läßt, die im wesentlichen senkrecht zur Gleitfläche verlaufen. Mit Hilfe dieser Pendelbewegungen wird jeweils Gleitmittel aus der höher belasteten Schicht in die geringer belastete Schicht geleitet. Man erhält so, ggf. zusätzlich zu dem äußeren Gleitmittelsystem, ein inneres System oder einen geschlossenen Kreislauf zwischen den beiden zu schmierenden Spalten. Es hat sich gezeigt, daß auf diese Weise zwischen den Gleitoberflächen des Gleitsteins und der Kurbelschlaufe immer eine zur Optimierung der Gleiteigenschaften bzw. Gleitbedingungen ausreichende liquide Gleitmittelschicht vorliegt, so daß über die gesamte Gleitstrecke der gleitenden Flächen im Arbeitsspalt ein definiertes Hydroplaning vorliegt, auch dann wenn der hohe

Druck von einem Last- oder Bewegungswechsel auftritt.

[0009] Wenn der eine Kolben einen Arbeitstakt ausführt, wird über die Kolbenstange auf den Rahmen der Kurbelschlaufe eine Belastung ausgeübt, die sich auf den Gleitstein überträgt. Die beiderseitigen Gleitflächen werden aufeinander gedrückt. In gleicher Weise wirkt die andere Kolbenzylindereinheit von der Gegenseite, zeitlich versetzt, so daß sich erhöhte Pressungen zwischen den Gleitflächen während einer Hin- und Herbewegung des Gleitsteins ergeben, die sich von einer Seite zur anderen Seite des Rahmens verlagern bzw. pendeln. Zusätzlich ergeben sich drehzahlabhängige Pressungen, die aus der Verdichtungsarbeit der Kolben im Arbeitsraum und im unterhalb des Kolbens vorhandenen, z. B. vom Trennwandlager abgeschotteten Gaswechselraum resultieren.

[0010] Im Rahmen der Erfindung wurde daher folgerichtig erkannt, daß dafür Sorge getragen werden muß, daß immer zu dem Zeitpunkt, zu dem die Pressungen bevorstehen, ein ausreichendes Polster in diesen Belastungsbereichen aufgebaut ist, das den Wechsellastdruck zu puffern vermag.

[0011] Im Gegensatz zum Stand der Technik, wo ein möglichst geringes Spiel zwischen Gleitstein und zugehörigem Rahmen vorgesehen wird, setzt die Erfindung darauf, daß zwischen den eng benachbarten Flächen ein Spiel von vorbestimmter Mindestgröße vorgesehen wird, so daß der Gleitstein in Abhängigkeit von den Bewegungswechseln gegenüber dem Rahmen eine begrenzte Bewegung entlang einer Achslinie - die in Richtung der Bewegung oder Erstreckung der Kolbenstangen verläuft - ausführen kann. Dies führt zu einer Atmungs- oder Ventilationbewegung im Bereich jedes Spaltes, wobei dieser Atemrhythmus auf beiden Seiten des Gleitsteins phasenverschoben ist.

[0012] Im Gleitstein ist das Bohrungssystem entsprechend angepaßt, so daß ein inneres Austauschsystem für das Gleitmittel zwischen den beiden Spalten entsteht. Dabei muß das Bohrungssystem so ausgebildet sein, daß das Öl von einem Schmierpalt in den anderen Schmierpalt in sehr kurzen Zeitspannen übertreten kann, ohne daß aus dem belasteten Schmierpalt zu viel Öl in dieser kurzen Zeit abfließt, um nicht die Schmierung im Sinne einer Flüssigkeitsreibung zu gefährden.

[0013] Trotz des für die Pendelbewegungen zwischen Gleitstein und Rahmen ausreichenden Spiels können die Leckölverluste möglichst klein gehalten werden.

[0014] Dabei ist es günstig, wenn die zusammenwirkenden Gleit- und Führungsflächen glatt sind, das heißt keine Nuten und keine Vertiefungen aufweisen, außer den Mündungen der Bohrungen des inneren Gleitmittel-Austauschsystems im Gleitstein. Dabei liegen die Mündungen dieser Bohrungen unmittelbar in den Gleitflächen, und zwar in vorbestimmten Bereichen dieser Gleitflächen.

[0015] Das Spiel zwischen den seitlichen Flanken (Führungsflächen) ist deutlich kleiner, als das zwischen den Gleitflächen konstruktiv vorgesehene Spiel, welches die Wechselbewegungen oder Pendelbewegungen zwischen Gleitstein und Rahmen zuläßt. Das konstruktiv vorgesehene Spiel, mit dem der Gleitstein im Kurbelschlaufenrahmen sitzt, zusammen mit der dadurch bedingten Pendelbewegung des Gleitsteins im Rahmen, erzeugt einen Pump- und Leiteffekt für das Schmieröl. Dadurch kann einerseits Gleitmittel vom belasteten Liquidfilm teilweise in die an der Oberfläche mündenden Bohrungen im Gleitstein zurückgedrückt werden. Damit wird in diesen Bohrungen ein Sperrdruck aufgebaut, der den Zutritt von Gleitmittel von der Druckpumpe in den belasteten Spalt verhindert. Dabei ist der Druck des von der Druckquelle kommenden Gleitmittels kleiner als der Druck in dem jeweils höher belasteten Spalt.

[0016] Auf der anderen Seite entsteht in dem gerade entlasteten Spalt ein zusätzliches Spiel und damit ein Unterdruck. Beide Effekte sorgen einzeln oder gemeinsam dafür, daß Öl von dem höher belasteten Spalt in den entlasteten Spalt geleitet wird, während gleichzeitig das von der Pumpe kommende Schmiermittel im wesentlichen ausschließlich in den entlasteten Spalt umgelenkt wird. Damit wird in dem entlasteten Spalt bis vor dem Zeitpunkt, zu dem dieser Spalt belastet werden wird, ein Film von ausreichender Dicke aufgebaut, der für den nachfolgenden (schlagenden) Belastungsvorgang dieses Spaltes eine zuverlässige Flüssigkeitsreibung und Pufferung gewährleistet.

[0017] Die direkten Mündungen der Bohrungen in den Gleitflächen des Gleitsteins erreichen, daß das gesamte austretende Schmiermittel jeweils in den Schmierpalt zwischen den Gleitflächen gelangt und zwangsläufig zur Schmierung dieser Flächen beiträgt. Ein derart "geschlossener" innerer Kreislauf weist nur geringe Leckölverluste in den Schmierpalt auf und sorgt im Zusammenspiel mit dem Pump- oder Leiteffekt aufgrund des Schlackerspiels zur Pendelbewegung des Gleitsteins für ein sicheres Abfangen schlagender Lastwechsel (Wechsel des belasteten Spaltes).

[0018] Ein weiterer Vorteil liegt darin, daß die Pumpe nur noch so ausgelegt zu werden braucht, daß das von ihr gelieferte Schmierfluid gerade ausreicht, um die geringen Verluste im inneren Schmierpalt zu ersetzen.

[0019] In diesem Zusammenhang ist es zweckmäßig, einen seitlich und an den Enden offenen Kurbelschlaufenrahmen zu verwenden, so daß vom Gleitstein verdrängte Luft und Leckfluid aus dem Innenraum des Schlaufenrahmens befördert werden kann.

[0020] Die Lagerflächen des Gleitsteins tragen keine inneren Nuten zur Führung des Gleitmittels. Ebenso ist die gegenüberliegende Gleitbahn im Rahmen ungenutzt ausgebildet, ohne Fluidfluß leitende innere Nuten oder Bahnen. Diese flache Ausbildung bedingt aber nicht, daß die Gleitfläche des Gleitsteins (auch als Gleitstück bezeichnet) völlig eben sein muß, vielmehr kann sie auch leicht ballig so gestaltet sein, daß sie - zu den Stirnseiten hin - einen leicht größeren Spalt bildet, als in der Mitte, mit Bezug auf die Gleitbahn des Rahmens. Es wird so vermieden, daß der bei den Wechselbewegungen an den Umkehrpunkten leicht verkantete Gleitstein eine erhöhte Pumpwirkung durch Ausbil-

den von Bugwellen von Gleitmittel verursacht, die eine Erhöhung der Leckverluste zur Folge hätte. Zusätzlich trägt zur Verminderung dieses Effektes die leicht elastisch nachgiebige Gestaltung der stimseitigen Enden des Gleitstücks bei, die bei diesen Verkantungen bewirkenden Umkehrpunkten der Bewegung unter stark erhöhtem Druck nachgeben, zur Vermeidung einer zu starken Spaltverminderung, die zu der erhöhten Bugwelle und dem Fördern von Gleitmittel aus dem den Druck aufnehmenden Lagerspalt führen würde.

[0021] Die Erfindung wird nachfolgend anhand schematischer Zeichnungen an einem Beispiel näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 in einer Schnittdarstellung senkrecht zur Kurbelwelle eine Vierzylinder-Zweitakt-Brennkraftmaschine;

Figur 2 in auseinandergezogener Darstellung wesentliche Teile eines Wandlers;

Figur 3a ein Diagramm, das Belastungswechsel während einer Umdrehung zeigt;

Figur 3b ein Diagramm, das die Stellungen der Welle zu Figur 3a zeigt;

Figur 4, Figur 5 in gleicher Schnittdarstellung durch den Kurbelzapfen den Wandler von Figur 2 bei unterschiedlichen Belastungszuständen der Lagerspalte S_a, S_b ;

Figur 6, Figur 7, Figur 8, Figur 9 ein Detail in unterschiedlichen Ausführungen; und

Figur 10, Figur 11 weitere Beispiele für die Ausführung des inneren oder geschlossenen Schmier-systems.

[0022] **Figur 1** zeigt den Aufbau z. B. einer Vierzylinder-Zweitakt-Brennkraftmaschine mit einem Schnitt durch die Ebene eines Arbeitszylinderpaars 1,2. Das zweite, gleich aufgebaute Arbeitszylinderpaar 11,12 liegt in der Darstellung hinter dem ersten Zylinderpaar und wird vom Schnitt nicht erfaßt.

[0023] Die beiden Arbeitszylinder 1,2 sind achsgleich und einander gegenüberliegend, mit einer Mittelachse 18a angeordnet, die mit x bezeichnet ist. Die Arbeitskolben 3,4 sind an Kolbenstangen 5,6 starr befestigt. Am anderen Ende stehen die Kolbenstangen 5,6 mit einer Bewegungswandlereinrichtung in Verbindung. Dazu sind die Kolbenstangen fest an einem Kurbelschlaufenrahmen 7 fest angeordnet, in dem ein Gleitstein 8 aufgenommen ist. Im Gleitstein 8 als Mehrkantstück sitzt zentral ein Kurbelzapfen 9 einer Kurbelwelle. Der Wandler ist in einem Kurbelgehäuse 13 angeordnet, dessen Innenraum jeweils von einem unterhalb des Kolbens 3,4 vorgesehenen Gaswechselraum 14 des jeweiligen Zylinders 1 oder 2 durch ein Trennwandlager 15 flüssigkeits- und gasdicht abgeschottet ist. Oberhalb des Kolbens ist ein Brennraum 17 vorgesehen.

[0024] Die Arbeitsweise dieser durch Zündung einer Zündeinrichtung 16 betriebenen Kolbenzylindereinheit ist bekannt. Sie braucht daher nicht näher beschrieben zu werden. Es wird lediglich bemerkt, daß sich bei der Arbeitsweise Gasdruck- und Massenkräfte in Abhängigkeit vom Druckaufbau im jeweiligen Gaswechselraum 14 und Brennraum 17 überlagern; wodurch es zu wechselnden Pressungen $F_G = f_G(\omega)$ im Bereich einer Gleitbahn 18,19 zwischen Gleitstein 8 und Rahmen 7 kommt, während der Drehbewegung ω .

[0025] In **Figur 2** ist der Wandler dargestellt. Der Wandler besteht aus der Kurbelwelle 10 mit zumindestens einem Kurbelzapfen 9, der in dem Gleitstein 8 mittels Gleitlagerschalen 43a,43b drehbar gelagert ist, und dem Rahmen 7, bestehend aus den Rahmenhälften 7a,7b, in welchem der Gleitstein 8 geradlinig gleitbar, verschieblich geführt ist.

[0026] Die Kurbelwelle 10 ist zum Beispiel als einfach gekröpfte Kurbelwelle einstückig aufgebaut. Je nach Bauart und/oder Baugröße der Maschine kann sie auch mehrteilig als sogenannte gebaute Kurbelwelle ausgeführt sein. Sie weist als Schwung- oder Ausgleichsmittel scheibenförmige Wangen 22 auf, die beiderseits des Kurbelzapfens 9 angeordnet sind.

[0027] Schräg von der Umfangsfläche eines Lagerzapfens weg führt, den Lagerzapfen 9 und die Wange 22 durchdringend, zum Zentrum des Kurbelzapfens 9 hin eine Bohrung 45, die dort in eine den Kurbelzapfen 9 durchdringende Querbohrung 46 mündet. Das äußere Ende der Bohrung steht über ein geeignetes System mit einer Schmieröldruckquelle der Maschine in Verbindung.

[0028] Der Gleitstein 8 weist eine Lagerbohrung 93 zur Aufnahme des Kurbelzapfens 9 auf. Zur Lagerung sind hier zwei Gleitlagerschalenhälften 43a,43b vorgesehen. Die Gleitlagerschalen 43a,43b sind dünnwandige Halbzylinderschalen. Die Innenfläche der Gleitlagerschale ist im Durchmesser derart bemessen, daß sie im montierten Zustand die Umfangsfläche des Kurbelzapfens 9 mit geringem Spiel umschließt. An ihrer Innenfläche ist mittig eine Umfangsnut 71 vorgesehen, in der, über den Umfang verteilt, Durchlassbohrungen 73 eingebracht sind. Die Lage der Nut 71 ist so gewählt, daß die Querbohrung 46 des Kurbelzapfens 9 endseitig jeweils in die Nut 71 mündet.

[0029] Insbesondere bei Kleinmotoren, kann der Gleitstein 8 aus einem Gleitlagermaterial hergestellt sein, so daß man auf die Gleitlagerschalen 43a, 43b verzichten könnte.

[0030] Der Gleitstein 8, bestehend aus zwei Hälften 8a, 8b, umfaßt die Lagerschalen klemmend. Er weist auf entgegengesetzten Außenseiten eine erste Gleitfläche 82 und eine zweite Gleitfläche 83 auf. Diese sind eben, ggf. mittig leicht ballig gestaltet.

[0031] Jeweils die an die Gleitflächen 82, 83 des Gleitsteins angrenzenden Bereiche bilden Führungsgleitflächen (Wangen) 80, 81 (später 84a, 85a) und sind glattflächig ausgebildet. Die Gleitflächen 82, 83 und/oder die Führungsflächen können beispielsweise gehärtet und geschliffen sein oder eine Beschichtung aus Gleitlagerwerkstoff aufweisen oder mit einem Gleitlagerblech belegt sein. Sie weisen bevorzugt keinerlei Vertiefungen, Taschen oder Nuten auf. Die Gleitflächen 82, 83 des Gleitsteins bilden jeweils mit den Führungsflächen Begrenzungskanten 90 und 91, die vorzugsweise gratfrei und scharfkantig ausgeführt sind oder einen Übergangsradius oder eine entsprechende Anphasung aufweisen, was weiter unten näher erläutert wird, vgl. Figuren 6 ff.

[0032] Im Zentrum des Gleitsteins 8 ist eine Kurbelzapfenbohrung 93 mit einer Innenfläche 94 vorgesehen, deren Innendurchmesser geringfügig kleiner als der Außendurchmesser der Gleitschalen 43a, 43b ist. Dadurch werden die Gleitschalen 43 vom Gleitstein 8 klemmend und verdrehsicher umgriffen. Die Verdrehsicherung kann auch formschlüssig erfolgen. Mittig in der Bohrung 93 ist, korrespondierend zu den Bohrungen 73 der Gleitlagerschalen 43a, 43b, eine radial umlaufende, im Querschnitt etwa rechteckförmige Nut 95 vorgesehen. Ausgehend von dieser Nut 95 weist der Gleitstein 8 über den Umfang verteilt mindestens zwei, vorzugsweise vier Bohrungen 97 auf, welche radial zur Bohrung verlaufen und andemendig jeweils in etwa in der Mitte der bezüglich der Gleitrichtung äußerend Drittel der Gleitflächen 82, 83 des Gleitsteins, und zwar direkt in diesen Gleitflächen 82, 83 münden. Von den Bohrungen 97 zweigen jeweils Bohrungen 98 etwa rechtwinklig ab, welche nahe den äußeren Enden des mittleren Drittels der Gleitflächen 82 bzw. 83 direkt in diese münden, vgl. **Figur 4, 5**.

[0033] An den Stirnseiten ist der Gleitstein ausgenommen und bildet an den Enden der Gleitflächen sich zur Welle 10 hin verjüngende Zungen 88, 89. Diese sind so ausgebildet und bemessen, daß sie bei Übersteigen eines vorbestimmten Belastungsdruckes geringfügig elastisch nachgeben können. Damit wird in den Situationen, in denen aufgrund eines vorbestimmten Spiels der Gleitstein sich im Gleitspalt in eine in Gleitrichtung geneigte Kippstellung stellt, erreicht, daß die dabei entstehende Keilform des Spaltes in Gleitrichtung einen vorbestimmten Keilwinkel nicht übersteigt. Dadurch lassen sich die möglichen Leckverluste des Gleitmittels in engen Grenzen halten und direkter Kontakt der Gleitflächen miteinander vermeiden.

[0034] Wie **Figur 10** zeigt, kann die Bohrung 97 auch als Sacklochbohrung ausgeführt sein, in welche die Zweigbohrung 98 derart einmündet, daß ein abgewinkelter Versorgungskanal gebildet ist. Es können aber auch allein die Bohrungen 97, sich geradlinig erstreckend, vorgesehen sein (**Figur 11**).

[0035] Der Gleitstein 8 ist vorzugsweise zweiteilig ausgebildet. Wird eine gebaute Kurbelwelle verwendet, kann der Gleitstein 8 auch einstückig sein. Zur Verbindung der Gleitsteinhälften 8a, 8b sind Verbindungsmittel vorgesehen. Die Befestigungsmittel sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt, sie sind auch z.B. aus der DE-A 34 35 501 bekannt.

[0036] Das Schmieröl (als Beispiel von Gleitmittel), welches von einer externen Druckquelle der Maschine geliefert wird, steht in der Innennut 71 der Lagerschalen 43 an. Das von dieser Pumpe gelieferte Schmieröl ist bezüglich Druck und Menge so abgestimmt, daß im wesentlichen nur unvermeidliche, aber aufgrund der Ausbildung des Wandlers geringe Verluste ersetzt werden und der Druck ausreicht, um das extern zugeführte Schmieröl jeweils in den geringer belasteten Lagerspalt fließen zu lassen.

[0037] Der Gleitstein 8 ist im Rahmen 7 in Axialrichtung y im wesentlichen formschlüssig und in Gleitrichtung z, welche senkrecht zur Axialrichtung und senkrecht zur Zylinderachse x der Arbeitszylinder 1, 2 steht, geradlinig gleitbar geführt. Der Kurbelschlaufenrahmen 7 ist bevorzugt zweiteilig, 7a, 7b, ausgeführt. Bei einem Motor mit gebauter Kurbelwelle kann der Rahmen 7 auch ggf. einteilig ausgeführt sein. Die Rahmenhälften 7a, 7b sind gleichartig symmetrisch ausgebildet. Sie weisen je einen Steg 110 auf, dessen Innenseite eine Gleitfläche 112 bildet. Die Gleitfläche oder Gleitbahn 112 kann gehärtet und geschliffen sein, eine Beschichtung aus Gleitlagerwerkstoff aufweisen oder mit einem Gleitlagerblech belegt sein, wobei beachtet werden sollte, daß jeweils eine oberflächenharte Gleitfläche mit einer oberflächenweichen Gleitbahn zusammenwirkt.

[0038] Die Längserstreckung der Lagerfläche 112 ist so gewählt, daß die Gleitflächen 82, 83 in der in Gleitrichtung jeweiligen Extremstellung des Gleitsteins 8 vollständig von den Lagerflächen 112 bedeckt sind. Seitlich sind in dem Rahmen jeweils senkrecht zur Gleitbahn 112 Schenkelstege 115, 116 einstückig derart angeformt, daß die Rahmenhälften 7a, 7b einen H-förmigen Querschnitt aufweisen. An den in Gleitrichtung weisenden Enden sind die Rahmenhälften 7a, 7b jeweils gemäß der EP-A 429 918 offen ausgestaltet.

[0039] Zwischen den Schenkelstegen 115, 116 sind die Kolbenstangen 5 und 6, vorzugsweise einstückig, angebracht. An den Schenkelstegen 115, 116 sind Buchsen 121 angeformt, die zur Aufnahme von z.B. Dehnschrauben dienen, mit denen die Rahmenhälften 7a, 7b fest miteinander verbunden werden können.

[0040] Die Schenkelstege 115, 116 weisen auf der Innenseite Führungsflächen 127, 128 auf. Diese Führungsflächen

grenzen unmittelbar an die Gleitflächen 112 an. Die Führungsflächen verlaufen parallel zueinander und senkrecht zur Gleitbahn 112 und sie stoßen mit der Gleitbahn entlang einer Begrenzungskante 131 zusammen. Diese Bereiche, wo Führungsflächen und Gleitflächen zusammenstoßen, sind vorzugsweise freischnittfrei oder mit einem kleinen Übergangsradius bzw. einer kleinen Übergangsphase versehen, wie dies noch näher erläutert wird. Für die Ausgestaltung dieser Übergangs- oder Eckbereiche 131 oder 132 ist vorgesehen, daß sie im Querschnitt kleinstmöglich ausgeführt sind, um die an den offenen Enden unvermeidlich austretenden Schmierölmengen (Leckagen) so klein wie möglich zu halten.

[0041] In den **Figuren 6, 7, 8 und 9** ist der Gleitstein 8 jeweils in einer Ausgangsstellung mit einem Abstand S1 von den Gleitflächen 112 und einem Abstand S2 von den Führungsflächen 127, 128 gezeigt. Der dadurch gebildete Spalt ist mit Schmieröl gefüllt. Eine extrem ausgelenkte Stellung des Gleitsteins 8 ist gestrichelt wiedergegeben. Die Begrenzungskanten 90, 91 tragen in dieser Stellung die Bezugszeichen 90', 91'. Die Figuren 6 bis 9 sind nicht maßstäblich zu sehen, sondern verdeutlichen nur prinzipiell unterschiedliche Ausgestaltungsformen der Eckbereiche 132 zwischen Gleitflächen und Führungsflächen von Gleitstein 8 und Rahmen 7. Befindet sich der Gleitstein 8 in seiner theoretischen Extremlage, so ist in allen Ausführungsformen gemäß Figur 6 bis 9 ein Resteckkanal 132' vorhanden. Dieser Resteckkanal ist in seiner Querschnittsfläche zu minimieren.

[0042] Gemäß **Figur 6** ist der Gleitstein 8 an seiner Begrenzungskante 90, 91 scharfkantig oder mit einer lediglich gebrochenen Kante ausgeführt. Die Begrenzungskante 131 des Rahmens 7 ist ein Freischnitt, der jedoch in seinen Abmessungen kleinstmöglich ausgebildet ist. Diese Ausführung ist insbesondere dann zweckmäßig, wenn die Führungsflächen 127, 128 und die Gleitfläche 112 mit einer beschliffenen Oberfläche versehen ist. Gemäß **Figur 7** sind die Begrenzungskanten 90, 91 des Gleitsteins 8 bzw. die Begrenzungskanten 131 des Rahmens 7 als Außen- bzw. Innenphase ausgeführt und derart angepaßt, daß ein Resteckkanal 132' verbleibt, wenn der Gleitstein 8 in seiner theoretischen Extremstellung zu liegen kommt. Der Resteckkanal ist im Querschnitt trapezförmig. Gemäß **Figur 8** sind der Gleitstein 8 und der Rahmen 7 jeweils im Bereich ihrer Begrenzungskanten 90, 91 und 131 angephast, wobei die Erstreckungsebenen der Phasenflächen zueinander einen Winkel einschließen, so daß der Kanal 132' im Querschnitt zu den Führungsflächen 127, 128 hin konvergiert und somit keilförmig ausgebildet ist. Gemäß **Figur 9** sind die Begrenzungskanten 90, 91 und die Kante 131 des Gleitsteins 8 bzw. des Rahmens 7 jeweils mit einem Radius versehen, wobei die Radien derart abgestimmt sind, daß ein sichelspaltförmiger Kanal 132' verbleibt.

[0043] Die Wahl der Ausgestaltung des Eckkanals 132 hängt im wesentlichen von Baugröße und Bauart der Kolbenmaschine sowie den für die Einzelteile verwendeten Werkstoffen und das Fertigungsverfahren ab. So eignen sich die Ausführungsformen gemäß Figur 7, 8 und 9 des Rahmens 7 insbesondere für eine räumende Bearbeitung des Rahmens 7. Die Führungsflächen 127, 128 und die Gleitfläche 112 können analog zum Gleitstein 8 mit Oberflächenbeschichtungen bzw. -behandlungen zur weiteren Verbesserung der Gleiteigenschaften versehen sein.

[0044] Die Führungsflächen 127, 128 haben zueinander in Axialrichtung einen Abstand, welcher größer ist als der Abstand der Führungsgleitflächen 84a, 85a des Gleitsteins 8, so daß der Gleitstein 8 in Axialrichtung mit einem vorbestimmten Spiel S2 geführt ist. Das Spiel S2 ist deutlich kleiner gewählt als das Spiel S1 im Bereich der Gleitflächen 112.

[0045] Zur Schmierung der zwischen den Führungsflächen 127, 128 gebildeten Spalten dient das Öl, das aus den Öffnungen 97, 98 austritt und von den Gleitflächen 82, 83 über die Begrenzungskante 90, 91 in diesen Spalt gelangt.

[0046] Die Schenkelstege 115, 116 sind U-förmig ausgeschnitten, siehe 130. Die Ausschnitte erstrecken sich bis in die Nähe der Gleitflächen 127, 128.

[0047] Die Belastung der Gleitflächen und Schmierölschichten zwischen diesen ist beim Betrieb eines Wandlers in Abhängigkeit vom Richtungswechsel des Rahmens 7 veränderlich. Die Belastung resultiert im wesentlichen aus einer Überlagerung der an den Arbeitskolben 2, 3 entstehenden Gasdruckkräften und den in ihrer Wirkrichtung entgegengesetzten Massenkräften der bewegten Teile des Wandlers. Aus dem Diagramm der **Figur 3a** ist erkennbar, daß auf der Ordinate die resultierenden Gleitsteinkräfte F_G und auf der Abszisse die Kurbelwinkel $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ aufgetragen sind. Die dargestellte Kurve repräsentiert beispielhaft die resultierenden Gleitsteinkräfte, wie sie bei einer Brennkraftmaschine für die spezifische Drehzahl von z.B. $n = 4000$ U/min auftreten. Man erkennt, daß die Belastung bei etwa $\varphi_1 = 4^\circ$ erstmals, bei etwa $\varphi_2 = 41^\circ$ zum zweiten Mal und etwa bei $\varphi_3 = 79^\circ$ zum dritten Mal das Vorzeichen wechselt, weil die Belastungskurve die Null-Lastlinie dort jeweils schneidet.

[0048] Das bedeutet in diesem Fall, daß während einer Umdrehung von 360° sechs Lastwechsel zwischen dem Gleitstein und dem Rahmen 7 stattfinden. Für die Stellen $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ sind unter dem Diagramm schematisch die Pressungszustände dargestellt, die jeweils nach dem Durchlaufen der Punkte $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ vorliegen. So belastet beispielsweise im Bereich $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$ und dem Bereich $\varphi \geq \varphi_3$ die Gleitfläche 83 des Gleitsteins 8 die Gleitfläche 112 der Rahmenhälfte 7a, während im Bereich $\varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3$ die Gleitbahn 82 die Gleitbahn 112 der Rahmenhälfte 7b belastet. Zwischen der jeweils entlasteten Gleitsteinfläche und der zugehörigen Gleitbahn einer Rahmenhälfte liegt somit ein Spielspalt S, wie in **Figur 3b** eingezeichnet. Die Größe des Spielspaltes S ergibt sich aus der Differenz des Einbauspiels S1 des Gleitsteins 8 und der Dicke des Films auf der belasteten Seite des Gleitsteins 8.

[0049] Der Gleitstein 8 führt aufgrund der an ihm wirkenden Kräfte F_G während eines Kurbelwellenumlaufs eine Pendelbewegung zwischen den Gleitbahnen 112 des Rahmens 7 aus, welche je nach Drehzahl und Betriebsweise der

Maschine als Brennkraftmaschine oder als Hubkolbenkompressor zumindest einmal pro Umdrehung stattfindet. Bei bestimmten Drehzahlen, bei denen sich die Gas- und Massenkräfte so überlagern, daß die resultierende Belastung des Gleitstein die Null-Lastlinie mehrfach schneidet, kann diese Pendelbewegung auch mehrfach als nur einmal pro Kurbelwellenumdrehung stattfinden.

[0050] Im folgenden wird eine derartige Pendelbewegung anhand der **Figuren 4 und 5** näher erläutert. In **Figur 4** wirkt die Kraft F_G über die Rahmenhälfte 7b auf die Gleitfläche 82 und belastet einen Ölfilm 140 zwischen den Flächen 82 und 112. Dadurch verringert sich der Abstand zwischen Gleitfläche 82 und Gleitbahn 112, mit der Folge, daß eine Verdrängung von Öl aus dem Spalt S_b zwischen diesen Flächen stattfindet. Ein Teil des verdrängten Öls wird um die Begrenzungskante 90, 91 des Gleitsteins 8 zwischen die seitlichen Führungsspalten gedrückt und dient dort der Schmierung. Aufgrund des konstruktiv relativ gering gewählten Axialspiels S_2 des Gleitsteins 8 im Rahmen 7 verläßt nur eine geringe Leckölmenge die Führungsspalte. Ein beachtlicher Teil des verdrängten Öls dringt in die Bohrungen 97, 98 ein und baut in diesen auf Seiten der belasteten Gleitsteinhälfte einen Sperrdruck für das von der Pumpe geförderte Öl auf. Gleichzeitig entsteht aufgrund der Vergrößerung des Abstandes zwischen der noch entlasteten (noch nicht belasteten) Gleitfläche 83 des Gleitsteins und der Gleitbahn 112 der Rahmenhälfte 7a ein Unterdruck im dortigen Spalt S_a mit Ölfilm 141, der das Ausströmen des Öls auf der entlasteten Seite des Gleitsteins 8 unterstützt. Die Erfindung nutzt somit die Pendelbewegung des Gleitsteins im Rahmen zur Ausbildung eines den Aufbau einer ausreichenden Schmierölschicht deutlich unterstützenden Leit- und Pumpeffekts. Somit wird auf der jeweils entlasteten Seite des Gleitsteins 8 vor der Belastung eine ausreichend dicke Schicht 141 aufgebaut, die während der gesamten folgenden Belastungsphase, insbesondere für den schlagenden Befastungsbeginn ein definiertes Hydroplaning zwischen den gleitenden belasteten Flächen sicherstellt. Dabei wirkt der durch die Pendelbewegung erzeugte Pumpeffekt mit dem von der Mutterölpumpe zugeführten Schmieröl zusammen, welches durch die Bohrung 45, 46 in die Ringnut 71 eingespeist wird. Die Pumpwirkung setzt sich aus dem Verdrängungsdruck im höher belasteten Lagerspalt und dem Unterdruck in dem noch geringer belasteten Lagerspalt zusammen.

[0051] Um einen ungewollt starken Abbau des belasteten Ölfilms 140 zu verhindern, sind die Bohrungen 97, 98 in ihrem Durchmesser derart bemessen, daß zwar eine zur Verwirklichung des Pumpeffektes und zum Aufbau des Sperrdruckes ausreichende Ölmenge vom belasteten Schmierfilm in die Bohrung 97, 98 gelangen kann, es jedoch sichergestellt ist, daß der belastete Ölfilm 140 während der gesamten Belastungsphase immer ein zur Aufrechterhaltung eines ausreichend dicken Ölfilmes erforderliches Mindestmaß aufweist. Dies kann dadurch erreicht werden, daß die in die Gleitsteinflächen randnäher mündenden Ölzuführungsbohrungen, z.B. die Bohrungen 97, im Mündungsbereich einen geringeren Durchmesser aufweisen als randfernere Bohrungen 98, da die im Randbereich zwar erfindungsgemäß verringerten, aber nicht vollständig zu verhindernden Leckölverluste eine Verringerung der rückströmenden Teilmenge notwendig machen kann. Dem kann durch eine Verengung der randnahen Bohrungen im Mündungsbereich zuverlässig entgegengewirkt werden.

[0052] Kehrt sich, z.B. bei $\varphi_2 = 41^\circ$ die Richtung der resultierenden Kraft F_G auf den Gleitstein 8 um, wie dies **Figur 5** zeigt, so wird der Ölfilm 141 der belastete und der Ölfilm 140 der entlastete. Analog zur Situation in **Figur 4** wird nun das Öl aus dem Spalt S_b mit der Gleitmittelschicht 141 verdrängt und gelangt zumindest teilweise in die Bohrungen 97, 98, die in die nun belastete Gleitsteingleitfläche 83 münden und bewirkt nun dort ein Zurückpumpen und einen Sperrdruck. Auch hier strömt zu diesem Zeitpunkt das von der Ölpumpe geförderte Öl zum Aufbau des Ölfilms 140 von den Bohrungen 45 und 46 über die Nuten 71 und 95, und zwar in Richtung der Gleitfläche 82 des Gleitstein zum Spalt S_a . Damit kehrt sich beim Wechsel der Belastungsrichtung bedingt durch die sich ergebenden Druckverhältnisse in den Dämpfungsschichten 141, 140 die Strömungsrichtung des Öls in den Bohrungen 97, 98 der beiden Gleitsteinhälften 8a, 8b um.

[0053] Der Pumpeffekt ist spürbar von der Größe des Spielspaltes S zwischen dem Gleitstein 8 und dem Rahmen 7 abhängig, da beispielsweise zu große Spielspalte die randseitig austretende Leckagen und damit die Dicke und die Druckverhältnisse in dem Gleitfilm nachteilig beeinflussen können. Dies gilt es gerade im Umkehrpunkt des Gleitsteins zu verhindern, indem die Gleitgeschwindigkeit kurzzeitig den Wert "Null" annimmt und so die hydrodynamische Tragwirkung des Ölfilms kurzzeitig ausbleibt. In diesem Betriebszustand muß somit gewährleistet sein, daß der belastete Film zwischen dem Gleitstein 8 und dem Rahmen 7 durch randliche Leckverluste nicht zu stark geschwächt wird.

[0054] Bei der beschriebenen Ausbildung des Wandlers ist unter Ausnutzung des Pumpeffektes und/oder des Leiteffektes zwischen dem belasteten und entlasteten Seiten des Gleitsteins (den gegenüberliegenden Spalten S_a, S_b) im Zusammenspiel mit einer Minimierung der Leckölverluste im Druckölkreislauf zuverlässig erreicht, daß der Wandler in kritischen Betriebszuständen zuverlässig und dauerhaft mit Schmieröl in ausreichender Menge versorgt ist und im Betrieb ein definiertes Hydroplaning sichergestellt ist. Somit liegen zwischen dem Gleitstein und Kurbelschlaufenrahmen in jeder Betriebssituation immer optimale Gleitbedingungen vor und schlagende Lastwechsel vermögen die erhöht aufgebaute Pufferschicht nicht zu durchdringen.

[0055] In **Figuren 4 und 5** ist jeweils eine "Bugwelle" 140a, 141a an dem Spalt S_b gezeigt, der die Last gerade übernimmt, durch eine schlagende Wechselbewegung des Gleitsteins vom bislang belasteten gegenüberliegenden Lagerspalt, zum jetzt zu belastenden Lagerspalt. Diese eingezeichnete erhöhte Fördermenge eines Gleitmittels ist so weitgehend als möglich zu vermeiden, um dem Spalt möglichst geringe Leckagen zuzuordnen. Eine leichte elastische Nachgiebigkeit

der Zunge 89,88 ist hierfür vorteilhaft, was durch die Ausnehmungen 81 gemäß Figur 2 erreicht wird, die im Querschnitt der Figuren 4,5 deutlicher werden. Auch begünstigend ist hierfür eine besondere Ausformung der Lagerfläche 82,83, die zu einem geringfügig erhöhten Randbereich des Spaltes führt, zur Reduzierung der Leckverluste.

5

Patentansprüche

1. **Verfahren** zum Schmieren von Lagerflächen einer Vorrichtung zum Umwandeln linearer Wechselbewegungen in eine Rotationsbewegung oder umgekehrt, insbesondere für Hubkolbenmaschinen, welcher Bewegungswandler einen die geradlinigen Wechselbewegungen zwangsweise ausführenden, schlaufenförmigen Rahmen (7) mit quer zu den Wechselbewegungen verlaufenden, sich gegenüberliegenden inneren Lagerflächen (112) und ein zwischen bzw. entlang diesen hin und her verschiebbar geführtes Gleitstück (8) sowie eine die Rotationsbewegung ausführende Pleuellwelle aufweist, deren Pleuellzapfen (9) in dem Gleitstück drehbar gelagert ist,

(i) wobei das Gleitstück - mit den Gleitlagerflächen des Rahmens Lagerspalten bildende - Gleitflächen aufweist;
(ii) die beiden Lagerspalte über das Drehtager des Pleuellzapfens und ein inneres Kanalsystem im Gleitstück mit einer Gleitmittelquelle zur Bildung von Gleitschichten in Verbindung gehalten werden;
(iii) in Abhängigkeit von den linearen Bewegungswechseln und damit verbundener Belastungswechsel der Gleitschichten in den beiden Spalten das Gleitstück relativ zum Rahmen - in Richtung der linearen Wechselbewegungen entsprechende - Pleuellbewegungen von begrenztem Ausmaß ausführt und mit Hilfe dieser Pleuellbewegungen jeweils Gleitmittel aus dem höher belasteten Spalt in den geringer belasteten Spalt gefördert wird;

um den Lagerspalten Gleitmittel aus einer Gleitmittelquelle im Wesentlichen nur im Maße von aus den beiden Spalten austretenden Leckmengen zuzuführen.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei

(iv) in den beiden Lagerspalten liquide Schichten (140,141) mit einer die Gleitwirkung begünstigenden Wirkung gebildet und in einer für eine Gleitreibung in den Lagerspalten ausreichenden Dicke aufrechterhalten werden, indem - abhängig von Belastungswechseln der liquiden Schichten (140,141) in den beiden Lagerspalten - das Gleitstück relativ zum Rahmen in Richtung der linearen Wechselbewegungen Pleuellbewegungen von begrenztem Ausmaß ausführt, um jeweils Liquid von dem höher belasteten Lagerspalt in den geringer belasteten Lagerspalt gesteuert zu fördern oder seinen Fluß aus einer Quelle in den geringer belasteten Lagerspalt zu begünstigen,

zum Aufbau einer puffernden Liquidschicht (141) jeweils in dem vor einem Lastwechsel geringer belasteten Lagerspalt.

3. Verfahren nach Anspruch 1, wobei das von dem einen Spalt in den anderen Spalt (S_b, S_a) vor einem Belastungswechsel gepumpte oder dorthin geleitete Gleitmittel unmittelbar in einer durchgehend glatten, insbesondere ebenen Gleitfläche selbst des Gleitstücks in den Lagerspalt eingeführt wird.

4. Verfahren nach Anspruch 1, wobei das Gleitmittel aus der Druckquelle dem Drehtager des Pleuellzapfens und dem inneren Kanalsystem des Gleitstücks mit einem zweiten Druck zugeführt wird, der unter dem ersten Druck in der Gleitmittelschicht des höher belasteten Lagerspaltes liegt.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, bei dem der innere Kreislauf zwischen den beiden Lagerspalten (S_a, S_b) im Wesentlichen geschlossen ist und die Leckverluste aus den Lagerspalten minimiert werden.

6. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die beiden Gleitlagerflächen (82,83) des Gleitstücks (8) über ein Kanalsystem (97,98) im Gleitstück (8) so miteinander verbunden sind, und abhängig von den Belastungswechseln der beiden Gleitlagerspalten Schmiermittel von dem höher belasteten Spalt in den geringer belasteten Spalt zwangsweise überführt wird.

7. **Bewegungswandler** für eine Hubkolbenmaschine mit einem schlaufenförmigen Rahmen (7), der zur Ausführung linearer Wechselbewegungen mit Pleuellstangen (5,6) der Hubkolbenmaschine verbunden ist und im Rahmeninneren zwei sich gegenüberliegende und sich quer zur Richtung der linearen Wechselbewegungen erstreckende

Gleitlagerflächen (112) aufweist, zwischen denen gleitbar ein Gleitstück (8) angeordnet und geführt ist, in dem der Pleuelzapfen (9) einer drehbar gelagerten Pleuelwelle (10) gelagert ist, und mit einem externen Schmiermittelsystem, das mit einer Druckquelle und mit dem Pleuelager (43,93) des Pleuelzapfens (9) und den beiden Gleitlager-
 5 spalten zwischen Gleitstück (8) und Rahmen (7) verbunden ist, bei dem zwischen Rahmen (7) und Gleitstück (8) in Richtung der linearen Wechselbewegung ein vorbestimmtes Spiel vorgesehen ist, das so bemessen ist, daß das Gleitstück (8) gegenüber dem Rahmen (7) in Richtung der linearen Wechselbewegungen und in Abhängigkeit von den Richtungswechseln und den Belastungswechseln **pendelförmige Relativbewegungen** ausführen kann, und bei dem die beiden Gleitlagerflächen (82,83) des Gleitstücks (8) über ein Bohrungssystem (97,98) im Gleitstück (8) so verbunden sind, daß **dem jeweils geringer belasteten** Lagerspalt zusätzlich zu dem Schmiermittel aus dem
 10 externen Schmiermittelsystem (45,46) weiteres Schmiermittel **aus dem** höher belasteten Lagerspalt zugeführt wird, zum Aufbau einer dämpfenden Puffer- und Gleitlage in dem danach stärker belasteten Lagerspalt (S_a).

8. Bewegungswandler nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die die beiden Lagerspalte begrenzenden Gleitlagerflächen (112,82,83) von Rahmen (7) und Gleitstück (8) durchgehend glatt, insbesondere ohne Vertiefungen
 15 oder Nuten, ausgebildet sind und die Mündungen des inneren Bohrungssystems (97,98) im Gleitstück (8) unmittelbar in den Gleitflächen (82,83) des Gleitstücks (8) vorgesehen sind.

9. Bewegungswandler nach einem der Ansprüche 7 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** etwa mittig in einer Lage-
 20 rausnehmung (93) für den Pleuelzapfen (9) der Gleitstück (8) eine Umfangsnut (95) aufweist, welche die jeweils in einer der Gleitlagerflächen (82,83) des Gleitstücks (8) mündenden Bohrungen (97) zu einem geschlossenen inneren Schmiermittel-Austauschsystem direkt miteinander verbindet.

10. Bewegungswandler nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** das mit der Druckquelle verbundene Kanal-
 25 system (45,46) an das interne Schmiermittel-Austauschsystem (95,97,98) im Bereich der inneren Umfangsnut (95) der Lagerbohrung (93) für den Pleuelzapfen (9) angeschlossen ist.

11. Bewegungswandler nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Pleuelzapfen (9) selbst eine Umfangs-
 30 nut oder eine den Pleuelzapfen (9) aufnehmende Lagerschale (43) eine innere Umfangsnut (71) aufweist, mit der die Zuführungsbohrung (46) im Pleuelzapfen (9) des äußeren Schmiermittelsystems und die innere Umfangsnut (95) in der Lagerbohrung (93) - ggf. über Öffnungen (71) in der Lagerschale (43a,43b) - direkt strömungsmäßig in Verbindung gebracht sind.

12. Bewegungswandler nach Anspruch 7, bei dem zur seitlichen Führung des Gleitstücks (8) im Rahmen (7) beide Teile
 35 seitliche Führungsflächen (84,85; 127,128) aufweisen, die unter Bildung von Führungsspalten paarweise zusammenwirken, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Führungsspalte jeweils direkt an die Gleitlagerspalte anschließen und ihre Weite (S_2) deutlich kleiner als die Weite (S_1) der Gleitlagerspalte ist.

13. Bewegungswandler nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die jeweiligen Endbereiche der Gleitlager-
 40 flächen (82,83) des Gleitstücks (8) an in Gleitrichtung weisenden, im begrenzten Maße elastisch nachgebend ausgebildeten Vorsprüngen (88,89) des Gleitstücks (8) vorgesehen sind.

14. Bewegungswandler nach Anspruch 7 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** im Gleitstück wenigstens vier von
 45 einer Umfangsnut (95) einer Lagerbohrung (93) im wesentlichen radial ausgehende Kanäle (97) vorliegen, die etwa mittig zwischen Längsseiten des Gleitstücks (8) in den Gleitflächen (82,83) münden.

15. Bewegungswandler nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Bohrungsmündungen im Wesentlichen
 im Bereich der beiden äußeren Drittel - gemessen in Gleitrichtung (z) - der Gleitflächen (82,83) des Gleitstücks (8) liegen.

16. Bewegungswandler nach Anspruch 14 oder 15, **dadurch gekennzeichnet, daß** die radialen Bohrungen (97) in der
 50 Umfangsnut (95) der Lagerbohrung (93) im wesentlichen in gleichen Umfangsabständen münden.

17. Bewegungswandler nach einem der Ansprüche 7 oder 14 bis 16, **dadurch gekennzeichnet, daß** von den Bohrungen
 55 (97) etwa rechtwinklig ausgehende Zweigbohrungen (98) zur Gleitfläche hin zueinander konvergieren.

18. Bewegungswandler nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Mündungsquerschnitt der weiter innen
 liegenden Bohrungsmündungen (98) größer ist als ein Mündungsquerschnitt der weiter außen liegenden Bohrungsmündungen (97).

19. Bewegungswandler nach Anspruch 7, wobei die Gleitflächen (82,83) des Gleitstücks (8) mittig ballig ausgeformt sind.

Claims

1. Process for lubricating bearing surfaces of a device for converting linear reciprocating movements into a rotary movement or vice versa, in particular for reciprocating machines, which movement converter has a loop-like frame (7) forcibly executing the straight-line reciprocating movements with opposing inner bearing surfaces (112) running transversely to the reciprocating movements and a sliding contact (8) guided to be displaceable backwards and forwards between or along the latter and a crankshaft executing the rotary movement, the crankpin (9) of which is mounted rotatably in the sliding contact,

(i) wherein the sliding contact has sliding surfaces - which form bearing gaps with the sliding bearing surfaces of the frame;

(ii) the two bearing gaps are kept connected via the pivot bearing of the crankpin and an inner channel system in the sliding contact with a lubricant source for the formation of sliding layers;

(iii) as a function of the linear movement changes and hence associated stress changes of the sliding layers in the two gaps, the sliding contact executes corresponding pendulum movements of limited extent relative to the frame - in the direction of the linear reciprocating movements - and with the aid of these pendulum movements, in each case lubricant is conveyed from the higher stressed gap into the lower stressed gap;

in order to supply to the bearing gaps lubricant from a lubricant source essentially only to the extent of leakage quantities emerging from the two gaps.

2. Process according to claim 1, wherein

(iv) in the two bearing gaps, liquid layers (140, 141) having an effect favouring the sliding action are formed and maintained in a thickness which is adequate for sliding friction in the bearing gaps, in that - depending on stress changes of the liquid layers (140, 141) in the two bearing gaps - the sliding contact executes pendulum movements of limited extent relative to the frame in the direction of the linear reciprocating movements, in order to convey in each case liquid from the higher stressed bearing gap to the lower stressed bearing gap in controlled manner or to favour its flow from a source into the lower stressed bearing gap,

to build up a buffering liquid layer (141) in each case in the lower stressed bearing gap before a load change.

3. Process according to claim 1, wherein the lubricant pumped from the one gap to the other gap (S_b , S_a) before a stress change or passed there, is introduced into the bearing gap directly in an entirely smooth, in particular flat sliding surface itself of the sliding contact.

4. Process according to claim 1, wherein the lubricant is supplied from the pressure source to the pivot bearing of the crankpin and to the inner channel system of the sliding contact at a second pressure, which lies below the first pressure in the lubricant layer of the higher stressed bearing gap.

5. Process according to one of claims 1 to 4, in which the inner circuit is essentially closed between the two bearing gaps (S_a , S_b) and the leakage losses from the bearing gaps are minimised.

6. Process according to claim 1, wherein the two sliding bearing surfaces (82, 83) of the sliding contact (8) are thus connected to one another via a channel system (97, 98) in the sliding contact (8), and depending on the stress changes of the two sliding bearing gaps, lubricant is forcibly transferred from the higher stressed gap to the lower stressed gap.

7. Movement converter for a reciprocating machine having a loop-like frame (7), which is connected to piston rods (5, 6) of the reciprocating machine to execute linear reciprocating movements and in the frame interior has two opposing sliding bearing surfaces (112) extending transversely to the direction of linear reciprocating movements, between which a sliding contact (8) is arranged and guided to be slidable, in which the crankpin (9) of a rotatably mounted crankshaft (10) is mounted, and having an external lubricant system, which is connected to a pressure source and to the pivot bearing (43, 93) of the crankpin (9) and the two sliding bearing gaps between sliding contact (8) and frame (7), in which between frame (7) and sliding contact (8) in the direction of linear reciprocating movement, a

predetermined clearance is provided, which has dimensions so that the sliding contact (8) may execute relative pendulum movements with respect to the frame (7) in the direction of the linear reciprocating movements and as a function of the direction changes and the stress changes, and in which the two sliding bearing surfaces (82, 83) of the sliding contact (8) are connected in the sliding contact (8) via a bore system (97, 98) so that further lubricant is supplied from the higher stressed bearing gap to the particular lower stressed bearing gap in addition to the lubricant from the external lubricant system (45, 46), to build up a damping buffer and sliding layer in the subsequently more stressed bearing gap (S_a).

8. Movement converter according to claim 7, **characterised in that** the sliding bearing surfaces (112, 82, 83) of frame (7) and sliding contact (8) defining the two bearing gaps are formed to be entirely smooth, in particular without depressions or grooves and the ports of the inner bore system (97, 98) in the sliding contact (8) are provided directly in the sliding surfaces (82, 83) of the sliding contact (8).
9. Movement converter according to one of claims 7 to 8, **characterised in that** approximately centrally in a bearing recess (93) for the crankpin (9), the sliding contact (8) has a peripheral groove (95), which connects directly to one another the particular bores (97) opening into one of the sliding bearing surfaces (82, 83) of the sliding contact (8) to form a closed inner lubricant exchange system.
10. Movement converter according to claim 9, **characterised in that** the channel system (45, 46) connected to the pressure source is connected to the internal lubricant exchange system (95, 97, 98) in the region of the inner peripheral groove (95) of the bearing bore (93) for the crankpin (9).
11. Movement converter according to claim 10, **characterised in that** the crankpin (9) itself has a peripheral groove or a bearing box (43) accommodating the crankpin (9) has an inner peripheral groove (71), to which the supply bore (46) in the crankpin (9) of the outer lubricant system and the inner peripheral groove (95) in the bearing bore (93) are connected directly in terms of flow - optionally via openings (71) in the bearing box (43a, 43b).
12. Movement converter according to claim 7, in which for lateral guiding of the sliding contact (8) in the frame (7), both parts have lateral guide surfaces (84, 85; 127, 128), which cooperate in pairs with formation of guide gaps, **characterised in that** the guide gaps connect in each case directly to the sliding bearing gaps and their width (S_2) is significantly less than the width (S_1) of the sliding bearing gaps.
13. Movement converter according to claim 7, **characterised in that** the particular end regions of the sliding bearing surfaces (82, 83) of the sliding contact (8) are provided on projections (88, 89) of the sliding contact (8) pointing in sliding direction and designed to be resiliently flexible to a limited extent.
14. Movement converter according to claim 7 or 9, **characterised in that** at least four channels (97) starting essentially radially from a peripheral groove (95) of a bearing bore (93) are present in the sliding contact, and open into the sliding surfaces (82, 83) approximately centrally between longitudinal sides of the sliding contact (8).
15. Movement converter according to claim 14, **characterised in that** the bore ports lie essentially in the region of the two outer thirds - measured in sliding direction (z) - of the sliding surfaces (82, 83) of the sliding contact (8).
16. Movement converter according to claim 14 or 15, **characterised in that** the radial bores (97) in the peripheral groove (95) of the bearing bore (93) open essentially at equal peripheral distances.
17. Movement converter according to one of claims 7 or 14 to 16, **characterised in that** branch bores (98) starting approximately at right angles from the bores (97) converge to one another towards the sliding surface.
18. Movement converter according to claim 17, **characterised in that** a port cross-section of the bore ports (98) lying further inwards is greater than a port cross-section of the bore ports (97) lying further outwards.
19. Movement converter according to claim 7, wherein the sliding surfaces (82, 83) of the sliding contact (8) are shaped to be spherical centrally.

Revendications

1. Procédé de graissage de surfaces de paliers d'un dispositif de conversion de mouvements alternatifs linéaires en un mouvement de rotation ou inversement, notamment de machines à piston alternatif, lequel convertisseur de mouvements comporte un cadre (7) en forme d'étrier effectuant de manière forcée les mouvements alternatifs rectilignes, avec des surfaces de palier intérieures (112) opposées s'étendant transversalement aux mouvements alternatifs, et un coulisseau (8) guidé de façon à pouvoir se déplacer en va-et-vient entre ou le long de ces dernières, ainsi qu'un vilebrequin effectuant le mouvement de rotation, dont le tourillon de manivelle (9) est monté en rotation dans le coulisseau,

(i) le coulisseau comportant des surfaces de glissement - formant avec les surfaces de paliers lisses du cadre - des interstices de paliers ;

(ii) les deux interstices de palier étant maintenus en liaison avec une source de lubrifiant, destinée à la formation de couches de glissement, par l'intermédiaire du coussinet de pivotement du tourillon de manivelle et d'un système de canaux intérieur du coulisseau ;

(iii) en fonction des alternances des mouvements linéaires, et de la contrainte alternée associée à cela des couches de glissement dans les deux interstices, le coulisseau effectuant des mouvements oscillants correspondants d'un degré limité par rapport au cadre - en direction des mouvements alternatifs linéaires - et du lubrifiant étant respectivement acheminé à l'aide de ces mouvements oscillants à partir de l'interstice plus fortement sollicité dans l'interstice plus faiblement sollicité ;

afin de n'amener pour l'essentiel du lubrifiant d'une source de lubrifiant aux interstices de palier que proportionnellement aux quantités de fuites sortant des deux interstices.

2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel

(iv) des couches liquides (140, 141) avec un effet favorisant l'effet de glissement sont engendrées dans les deux interstices de palier, et maintenues à une épaisseur suffisante pour une friction de glissement dans les interstices de palier, par le fait que - en fonction des contraintes alternées des couches liquides (140, 141) dans les deux interstices de palier - le coulisseau effectue des mouvements oscillants d'un degré limité par rapport au cadre en direction des mouvements alternatifs linéaires, afin d'acheminer respectivement du liquide de façon commandée de l'interstice de palier plus fortement sollicité dans l'interstice de palier plus faiblement sollicité, ou de favoriser son débit à partir d'une source dans l'interstice de palier plus faiblement sollicité,

afin d'engendrer respectivement une couche liquide (141) à effet tampon dans l'interstice de palier plus faiblement sollicité avant une alternance de charge.

3. Procédé selon la revendication 1, dans lequel le lubrifiant pompé ou dirigé d'un interstice dans l'autre interstice (S_b , S_a) avant une alternance de charge, est introduit directement dans l'interstice de palier dans une surface de glissement lisse de bout en bout, notamment une surface de glissement plane du coulisseau lui-même.

4. Procédé selon la revendication 1, dans lequel le lubrifiant de la source de pression est amené au coussinet de pivotement du tourillon de manivelle et au système de canaux intérieur du coulisseau à une deuxième pression, qui est inférieure à la première pression de la couche de lubrifiant de l'interstice de palier plus fortement sollicité.

5. Procédé selon l'une des revendications 1 à 4, dans lequel le circuit intérieur entre les deux interstices de palier (S_a , S_b) est sensiblement fermé, et les pertes dues aux fuites des deux interstices de palier sont minimisées.

6. Procédé selon la revendication 1, dans lequel les deux surfaces de paliers lisses (82, 83) du coulisseau (8) sont reliées entre elles par l'intermédiaire d'un système de canaux (97, 98) prévu dans le coulisseau (8), et du lubrifiant est transféré de manière forcée de l'interstice plus fortement sollicité à l'interstice plus faiblement sollicité en fonction des alternances de charge des deux interstices de palier.

7. Convertisseur de mouvements pour une machine à piston alternatif, comportant un cadre (7) en forme d'étrier qui, pour l'exécution de mouvements alternatifs linéaires, est relié à des tiges de piston (5, 6) de la machine à piston alternatif, et à l'intérieur du cadre deux surfaces de paliers lisses (112) opposées s'étendant transversalement à la direction des mouvements alternatifs linéaires, entre lesquelles un coulisseau (8) est disposé et guidé de façon à pouvoir coulisser, dans lequel est monté le tourillon de manivelle (9) d'un vilebrequin (10) monté en rotation, et

comportant un système de lubrification externe qui est relié à une source de pression et au coussinet de pivotement (43, 93) du tourillon de manivelle (9), ainsi qu'aux deux interstices de paliers lisses situés entre le coulisseau (8) et le cadre (7), dans lequel un jeu prédéterminé est prévu entre le cadre (7) et le coulisseau (8) en direction du mouvement alternatif linéaire, ce jeu étant dimensionné de telle sorte que le coulisseau (8) puisse effectuer des mouvements oscillants relatifs par rapport au cadre (7) en direction des mouvements alternatifs linéaires, et en fonction des alternances de sens et des alternances de charge, et dans lequel les deux surfaces de paliers lisses (82, 83) du coulisseau (8) sont reliées dans le coulisseau (8) par l'intermédiaire d'un système de perçages (97, 98) de telle sorte que, en plus du lubrifiant du système de lubrification externe (45, 46), du lubrifiant supplémentaire soit amené de l'interstice de palier plus fortement sollicité à l'interstice de palier respectivement plus faiblement sollicité, afin d'engendrer une couche tampon et de glissement à effet d'amortissement dans l'interstice de palier (S_a) plus fortement sollicité situé en aval.

8. Convertisseur de mouvements selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** les surfaces de paliers lisses (112, 82, 83) du cadre (7) et du coulisseau (8) délimitant les deux interstices de palier sont réalisées en étant lisses de bout en bout, notamment sans renforcements ou rainures, et **en ce que** les débouchés du système intérieur de perçages (97, 98) du coulisseau (8) sont prévus directement dans les surfaces de glissement (82, 83) du coulisseau (8).

9. Convertisseur de mouvements selon l'une des revendications 7 à 8, **caractérisé en ce que**, environ au milieu d'un évidement de palier (93) pour le tourillon de manivelle (9), le coulisseau (8) comporte une rainure périphérique (95), qui relie directement entre eux les perçages (97) débouchant respectivement dans l'une des surfaces de paliers lisses (82, 83) du coulisseau (8), pour former un système interchangeable de lubrification interne fermé.

10. Convertisseur de mouvements selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** le système de canaux (45, 46) relié à la source de pression est raccordé au système interchangeable de lubrification interne (95, 97, 98) dans la zone de la rainure périphérique intérieure (95) de l'alésage de palier (93) pour le tourillon de manivelle (9).

11. Convertisseur de mouvements selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** le tourillon de manivelle (9) comporte lui-même une rainure périphérique ou un coussinet de palier (43) doté d'une rainure périphérique intérieure (71) recevant le tourillon de manivelle (9), par l'intermédiaire de laquelle le perçage d'amenée (46) pratiqué dans le tourillon de manivelle (9) du système de lubrification externe et la rainure périphérique intérieure (95) de l'alésage de palier (93) sont en liaison directe d'écoulement, le cas échéant par l'intermédiaire d'orifices (71) du coussinet de palier (43a, 43b).

12. Convertisseur de mouvements selon la revendication 7, dans lequel, pour le guidage latéral du coulisseau (8) dans le cadre (7), les deux parties comportent des surfaces de guidage latéral (84, 85 ; 127, 128), qui agissent conjointement par couples en formant des interstices de guidage, **caractérisé en ce que** les interstices de guidage respectifs se raccordent directement aux interstices de paliers lisses, et **en ce que** leur largeur (S_2) est nettement inférieure à la largeur (S_1) des interstices de paliers lisses.

13. Convertisseur de mouvements selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** les zones d'extrémité respectives des surfaces de paliers lisses (82, 83) du coulisseau (8) sont prévues sur des saillies (88, 89) du coulisseau (8) orientées dans le sens du glissement, qui sont agencées en cédant de façon élastique à un degré limité.

14. Convertisseur de mouvements selon la revendication 7 ou 9, **caractérisé en ce qu'**au moins quatre canaux (97) sont prévus dans le coulisseau, qui partent pour l'essentiel radialement d'une rainure périphérique (95) d'un alésage de palier (93), et débouchent approximativement au milieu dans les surfaces de glissement (82, 83) entre des côtés longitudinaux du coulisseau (8).

15. Convertisseur de mouvements selon la revendication 14, **caractérisé en ce que** les débouchés des perçages sont pour l'essentiel situés dans la zone des deux tiers extérieurs - mesurés dans le sens du glissement (z) - des surfaces de glissement (82, 83) du coulisseau (8).

16. Convertisseur de mouvements selon la revendication 14 ou 15, **caractérisé en ce que** les perçages radiaux (97) pratiqués dans la rainure périphérique (95) de l'alésage de palier (93) débouchent pour l'essentiel à des écartements périphériques identiques.

17. Convertisseur de mouvements selon l'une des revendications 7 ou 14 à 16, **caractérisé en ce que** des perçages

EP 1 320 660 B1

de dérivation (98), qui partent environ à angle droit des perçages (97), convergent vers la surface de glissement.

5 **18.** Convertisseur de mouvements selon la revendication 17, **caractérisé en ce qu'**une section transversale des débouchés des perçages (98) situés plus à l'intérieur est plus importante qu'une section transversale des débouchés des perçages (97) situés plus à l'extérieur.

19. Convertisseur de mouvements selon la revendication 7, dans lequel les surfaces de glissement (82, 83) du coulisseau (8) sont conformées de façon bombée au milieu.

10

15

20

25

30

35

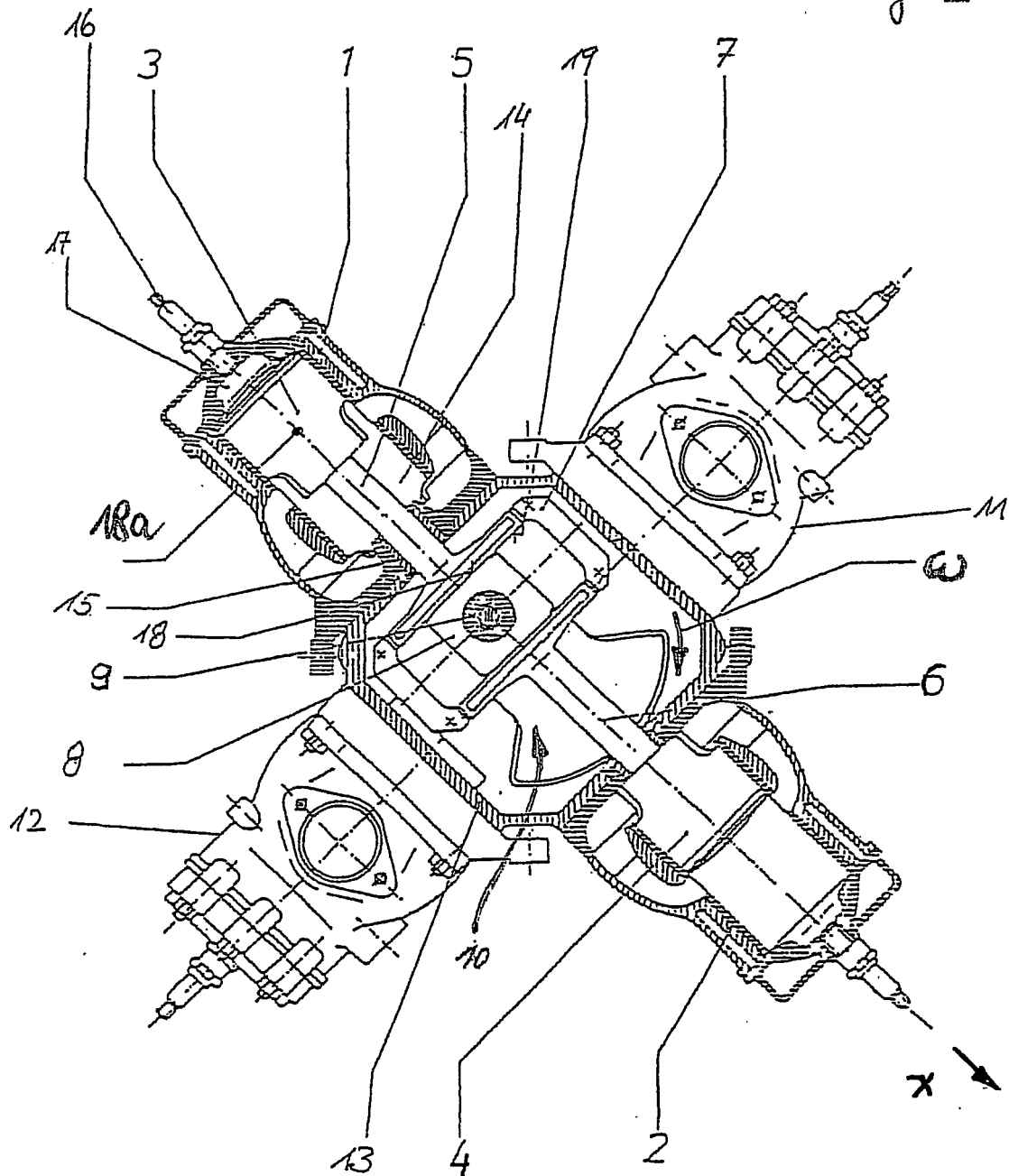
40

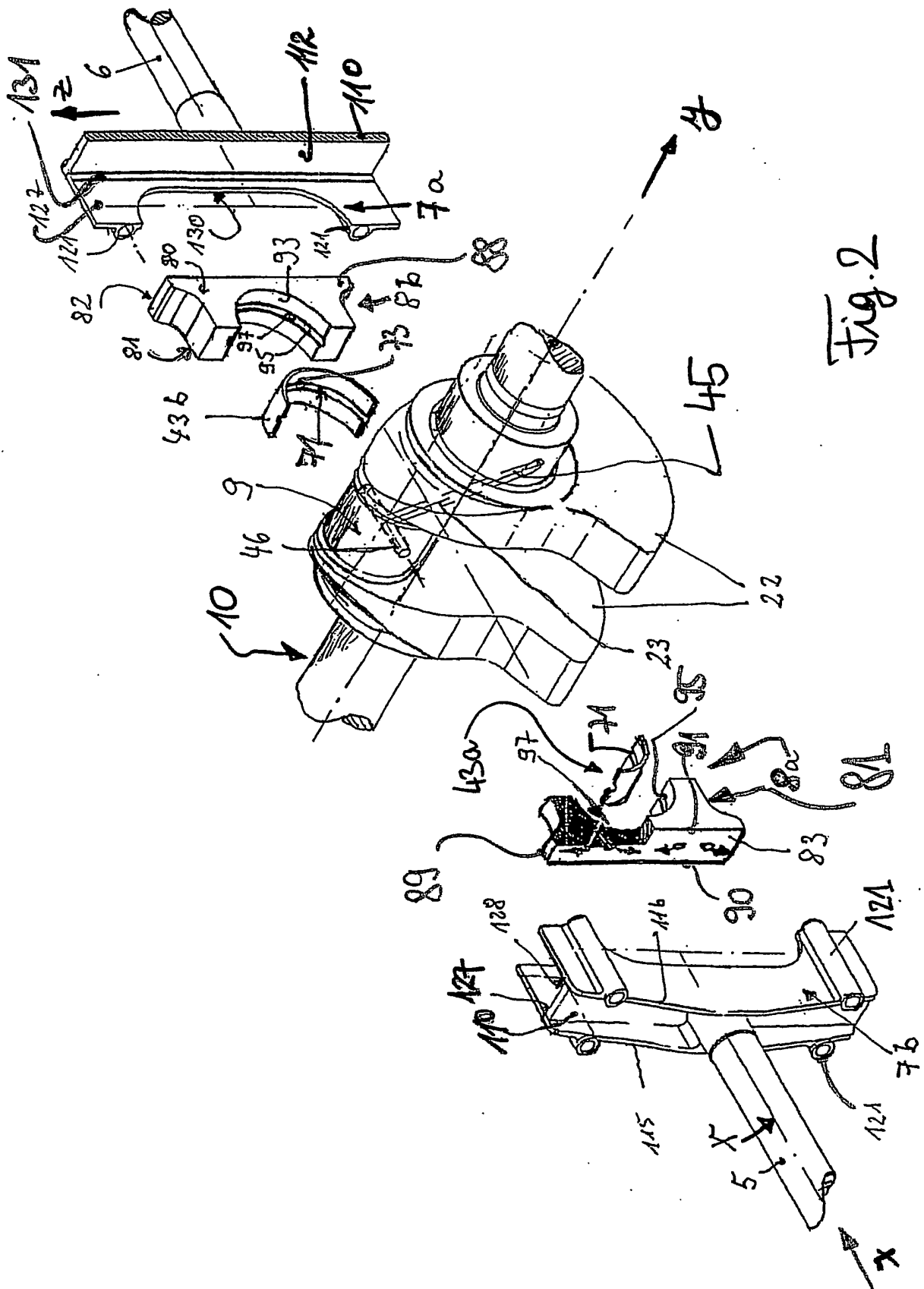
45

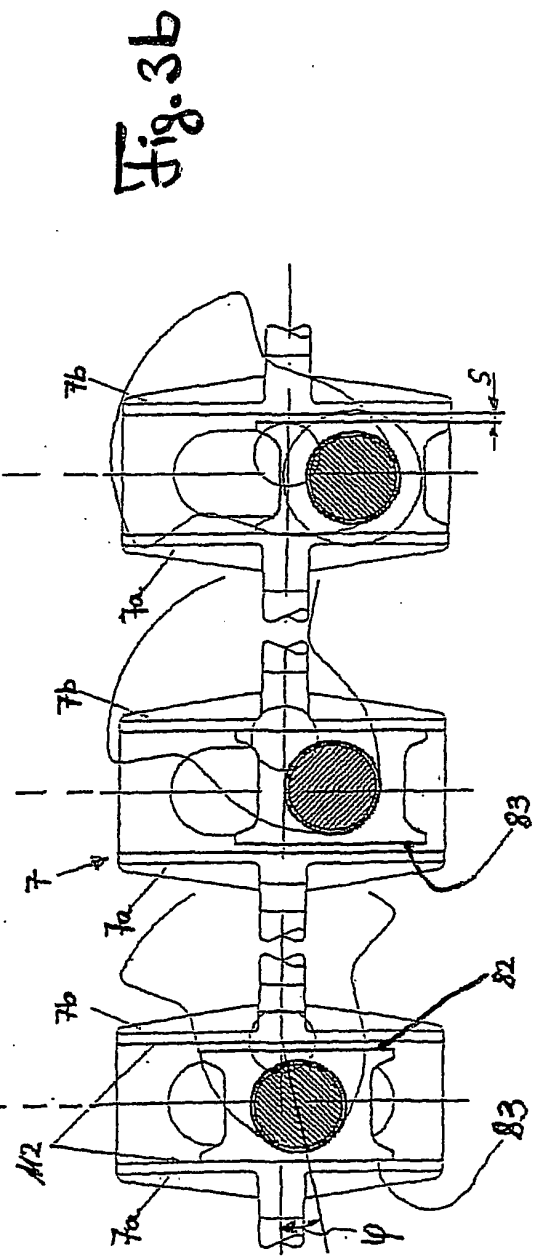
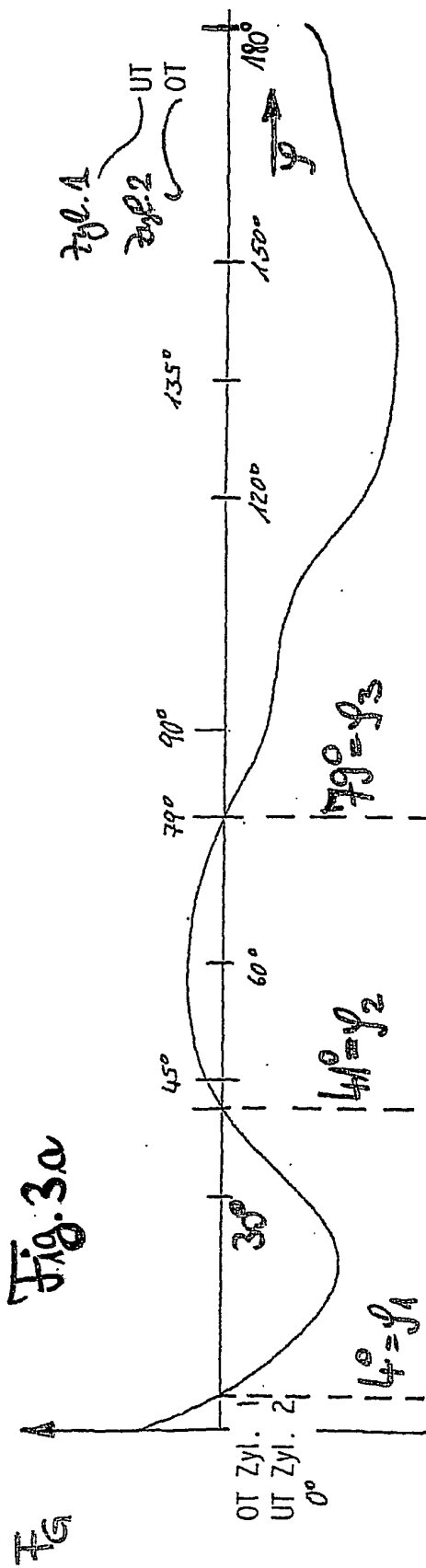
50

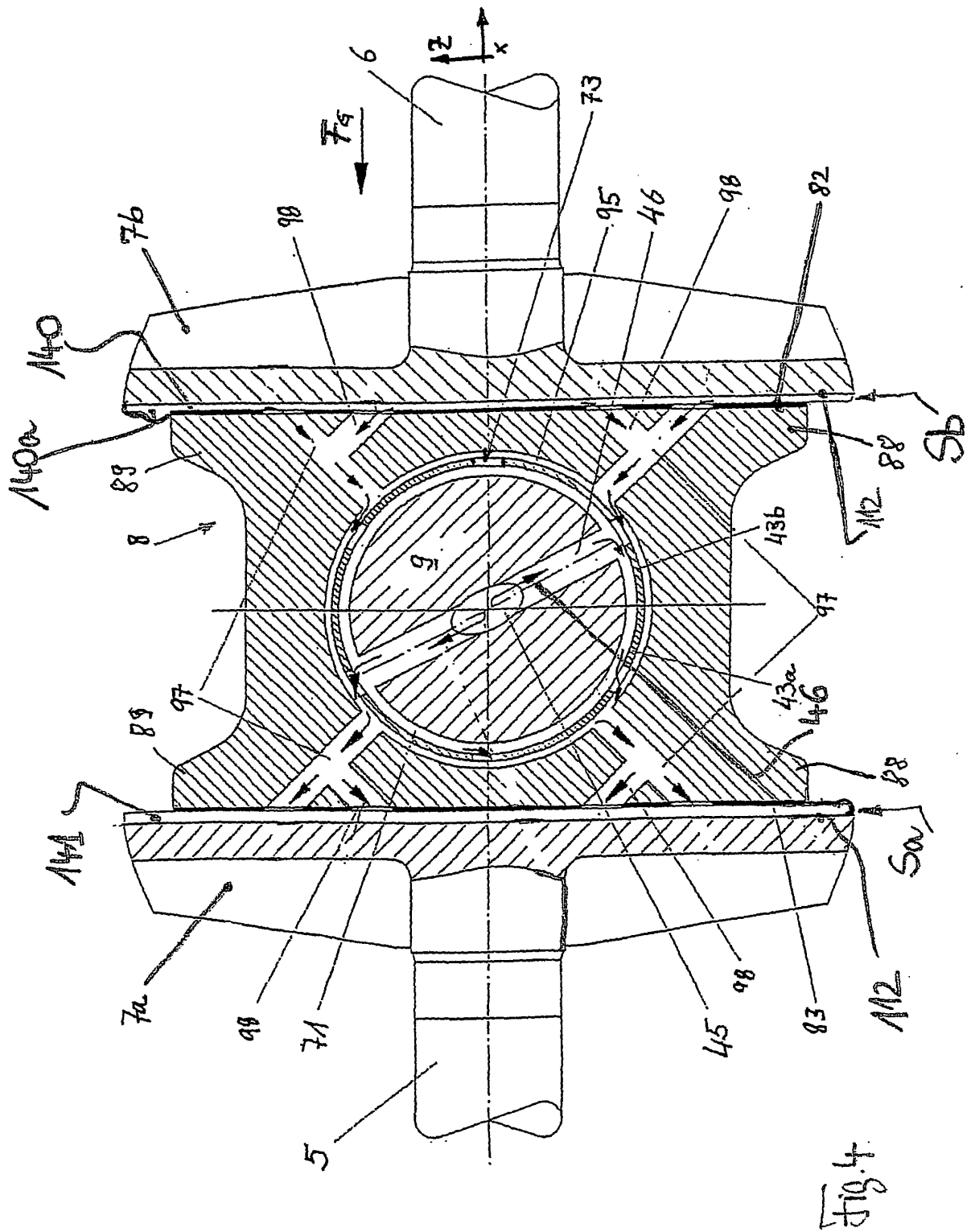
55

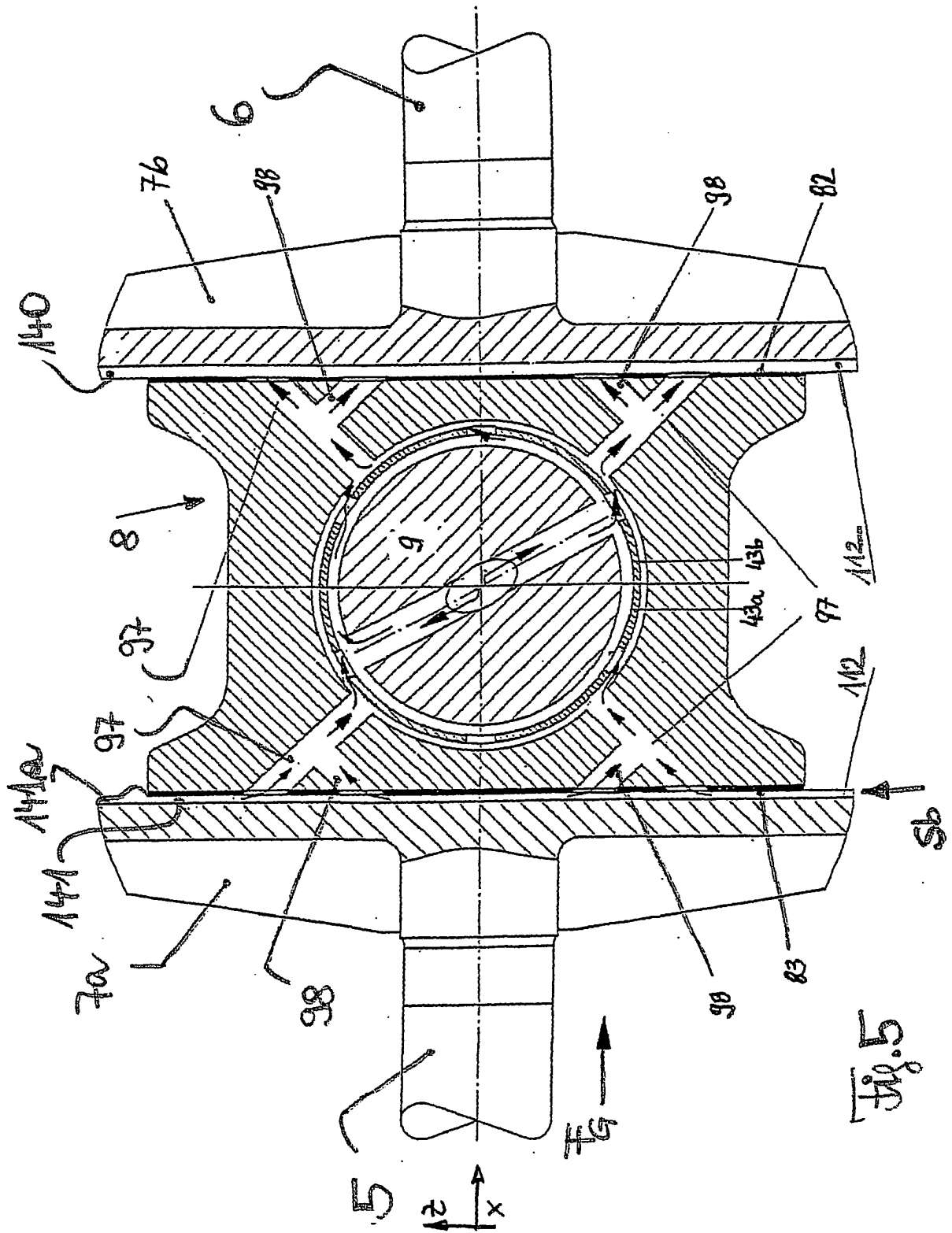
Fig. 1











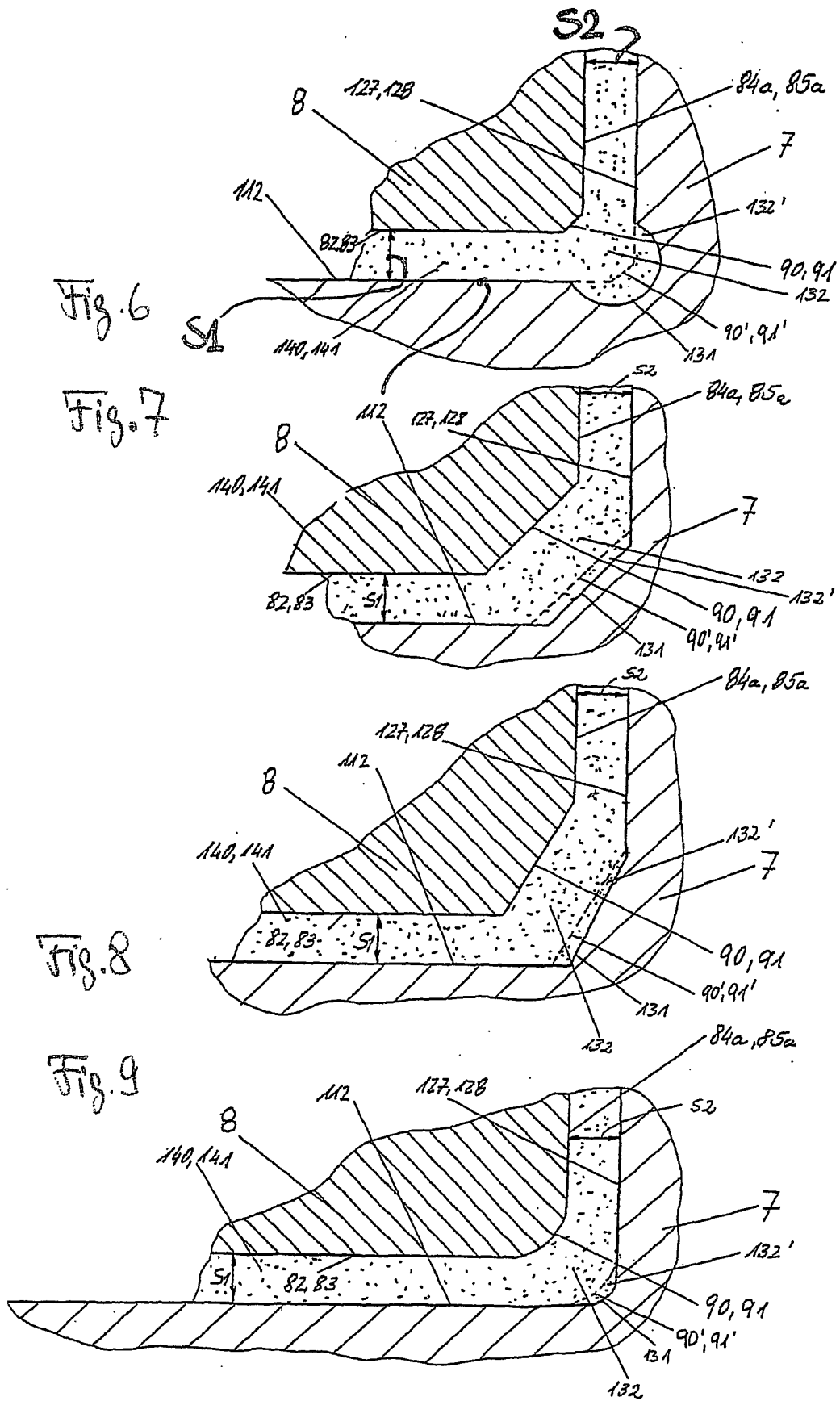


Fig. 11

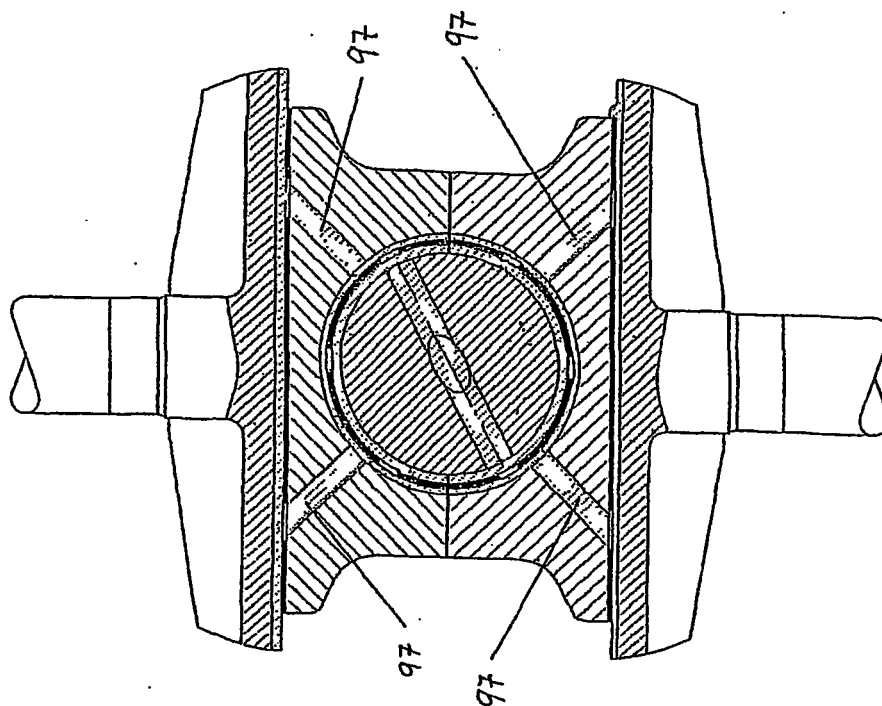


Fig. 10

