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

(11) EP 0 865 566 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
05.04.2000 Patentblatt 2000/14

(21) Anmeldenummer: **96946071.6**

(22) Anmeldetag: **11.12.1996**

(51) Int Cl.[7]: **F01L 1/356**, F01L 1/344

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE96/02382

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/21909 (19.06.1997 Gazette 1997/26)

(54) **VENTILTRIEB EINER BRENNKRAFTMASCHINE**

VALVE GEAR MECHANISM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

SYSTEME DE DISTRIBUTION D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT DE ES FR GB IT SE

(30) Priorität: **12.12.1995 DE 19546366**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.09.1998 Patentblatt 1998/39

(73) Patentinhaber: **Korostenski, Erwin**
74172 Neckarsulm (DE)

(72) Erfinder:
- **KOROSTENSKI, Erwin**
  D-74172 Neckarsulm (DE)
- **BERTSCH, Armin**
  D-74196 Neuenstadt (DE)
- **WALTER, Reiner**
  D-74172 Neckarsulm (DE)

(74) Vertreter: **Staudt, Hans-Peter, Dipl.-Ing. et al**
Harderstrasse 39
85049 Ingolstadt (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-96/18807

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 017, no. 486 (M-1473), 3.September 1993 & JP 05 118208 A (SHIGERU KAWAKAMI), 14.Mai 1993,**

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).

EP 0 865 566 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine und insbesondere einen Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine, bei der ein Drehkörper, vorzugsweise ein Nocken, auf einer Welle, vorzugsweise der Nockenwelle, während der Drehung der Welle zyklisch verdrehbar ist, um hierdurch eine variable Ventilsteuerung bereitzustellen.

[0002] Ein derartiger Ventiltrieb ist beispielsweise in der nicht vorveröffenlichten deutschen Patentanmeldung 195 02 836.8 beschrieben. Ein in dieser Patentanmeldung offenbarter Verstellmechanismus ist in Fig. 23 dargestellt und umfaßt eine Nockenwelle 100 mit einer Drehachse 500, auf der ein Nocken 200 gelagert ist. Ebenfalls auf der Nockenwelle 100 gelagert ist ein Innenexzenter 300, auf dessen zur Drehachse 500 exzentrischer Außenfläche 320 ein Außenexzenter 400 gelagert ist. Der Innenexzenter 300 und der Außenexzenter 400 sind über einen Innenexzenterzahnkranz 340 beziehungsweise einen Außenexzenterzahnkranz 440 drehbar, wodurch ein auf einer exzentrischen Außenfläche des Außenexzenters 400 gelagertes Zwischenglied 490 in einer Ebene senkrecht zur Drehachse 500 gegenüber der Nockenwelle 100 verschiebbar ist. Das Zwischenglied 490 ist mit dem Nocken 200 und der Nokkenwelle 100 antriebsmäßig gekoppelt. Hierzu greift ein als erstes Übertragungselement 800 drehbar in der Nockenwelle 100 gelagerter Axialstift 800 mit einer mit dem Axialstift 800 materialeinheitlich ausgebildeten Gleitsteinfahne 810 in eine als Gleitführung ausgebildete erste Nut 600 ein, die in dem Zwischenglied 490 ausgebildet ist. Eine der ersten Nut 600 diametral gegenüberliegende zweite Nut 700 des Zwischenglieds 490 befindet sich in Eingriff mit einer Gleitsteinfahne 910, die materialeinheitlich mit einem zweiten Axialstift 900 ausgebildet ist, der drehbar in einer Bohrung 110 des Nokkens 200 gelagert ist.

[0003] Die Drehung der Nockenwelle 1 wird über den ersten Axialstift 100 durch dessen Fahne 110 und die erste Nut 600 auf das Zwischenglied 490 übertragen und von dort über die zweite Nut 700 und die Fahne 910 des zweiten Axialstifts 900 auf Nocken 200. Befindet sich das Zwischenglied 490 in einer konzentrischen Stellung zur Nockenwelle 100, so dreht sich der Nocken 200 synchron mit der Nockenwelle 100. Wird demgegenüber das Zwischenglied 490 in einer Ebene senkrecht zur Drehachse 500 verschoben, so findet bei jeder Umdrehung der Nockenwelle 100 eine zyklische Überhöhung und anschließende Absenkung der Drehgeschwindigkeit des Nockens 200 gegenüber der Nockenwelle 100 statt, die dazu genutzt wird, die effektive Öffnungsdauer eines nicht dargestellten Gaseinlaßventils einer Brennkraftmaschine zu beeinflussen, das über einen Tassenstößel 205 betätigt wird.

[0004] Bei der zuvor beschriebenen Bewegung wird neben den Drehkräften ein Kippmoment auf das Zwischenglied 490 ausgeübt, das sich über die Lagerung des Zwischenglieds 490 auf dem Außenexzenter 400 abstützt. Hierdurch treten in diesem Bereich relativ hohe Kräfte auf, die in diesem Bereich besonders kritisch sind, da es sich um eine schnellaufende Lagerstelle handelt, die der Relativgeschwindigkeit des praktisch stillstehenden Außenexzenters 400 und des sich praktisch mit Nockenwellendrehzahl drehenden Zwischenglieds 490 ausgesetzt ist. Unter ungünstigen Bedingungen kann das Zwischenglied 490 zum Verkanten neigen.

[0005] Ein weiterer Nachteil dieser Anordnung ergibt sich dadurch, daß durch das Kippmoment des Zwischenglieds 490 dessen Parallelität zum Nocken 200 nicht gewährleistet ist. Dies kann zur Folge haben, daß zwischen den Gleitsteinfahnen 810 und 910 der Axialstifte 800 beziehungsweise 900 und den Nuten 600 beziehungsweise 700 des Zwischenglieds 490 nicht immer eine Flächenberührung, sondern unter Umständen eine Kantenberührung vorliegt. Dies erhöht den Verschleiß in diesem Bereich erheblich.

[0006] Aufgabe der Erfindung ist es, den zuvor beschriebenen Stand der Technik derart weiterzuentwikkeln, daß bei minimalem Bauvolumen die Reibung zwischen den sich zueinander bewegenden Bauteilen und somit der Verschleiß dieser Bauteile reduziert wird.

[0007] Die Lösung dieser Aufgabe ist in den Patentansprüchen angegeben.

[0008] Der erfindungsgemäße Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine verfügt über eine eine Drehachse aufweisende Welle, einen gegenüber der Welle verdrehbar gelagerten Drehkörper und ein die Welle umgebendes Zwischenglied, das in axialer Richtung neben dem verdrehbaren Drehkörper angeordnet und gegenüber der Welle verdrehbar ist und mit der Welle über eine erste Gleitführung und ein erstes Übertragungselement und mit dem Drehkörper über eine zweite Gleitführung und ein zweites Übertragungselement antriebsmäßig verbunden ist. Zwischen dem Drehkörper und dem Zwischenglied ist eine dritte Gleitführung vorgesehen, die eine Abstützung zwischen dem Drehkörper und dem Zwischenglied darstellt und gleichzeitig eine Relativbewegung zwischen dem Drehkörper und dem Zwischenglied in einer Richtung senkrecht zur Drehachse ermöglicht.

[0009] Diese dritte Gleitführung dient dazu, das durch die Übertragung der Drehbewegung erzeugte Kippmoment auf das Zwischenglied aufzunehmen. Durch die hierdurch bereitgestellte Abstützung wird die schnellaufende Lagerstelle zwischen dem Zwischenglied und dem Außenexzenter entlastet. Stattdessen findet die Abstützung gegen dieses Kippmoment zwischen dem Drehkörper und dem Zwischenglied statt, die nur eine geringe Relativgeschwindigkeit zueinander aufweisen. Das freie Kippmoment wird bei dem erfindungsgemäßen Ventiltrieb über die großflächige Lagerstelle zwischen dem Drehkörper und der Welle abgestützt, an der ebenfalls nur geringe Relativgeschwindigkeiten auftreten und die daher nur gering belastet ist. Hierdurch wer-

den die Gesamtreibungsverluste des Systems erheblich reduziert. Zudem wird das Haltemoment des Außenexzenters deutlich verringert.

[0010] Die dritte Gleitführung kann so ausgeführt sein, daß in dem Drehkörper eine Nut vorgesehen ist, in die ein an dem Zwischenglied ausgebildeter Steg eingreift. In einer vorteilhaften Ausgestaltung verläuft die Nut in Umfangsrichtung des Drehkörpers, wobei sie durch eine Öffnung unterbrochen ist, durch die hindurch das Zwischenglied mit dem Steg in radialer Richtung einführbar ist.

[0011] Um die Anlagefläche für das Zwischenglied zu vergrößern, kann neben dem Steg eine Zwischenscheibe in der Nut aufgenommen sein. Hierdurch findet eine Anlage des Zwischenglieds auch in dem Bereich statt, in dem die Nut unterbrochen ist.

[0012] Da bei der erfindungsgemäßen Anordnung das freie Kippmoment an der Lagerstelle zwischen Drehkörper und Welle abgestützt wird, ist es vorteilhaft, diese Lagerstelle besonders breit auszuführen. Aus diesem Grunde kann der Drehkörper im Bereich der Lagerfläche in Richtung der Drehachse verbreitert sein und Abmessungen aufweisen, die breiter sind als zumindest ein Teilabschnitt der Außenkontur des Drehkörpers.

[0013] In einer vorteilhaften Ausführungsform umfaßt das erste Übertragungselement einen Radialstift, der im wesentlichen senkrecht zur Drehachse in eine entsprechende Bohrung der Welle eingefügt ist, wobei der Radialstift in einer Aussparung eines Gleitsteins verschiebbar aufgenommen ist, der in einem Lagersitz des Zwischenglieds verschwenkbar gelagert ist. Die Verwendung des Radialstifts weist den Vorteil auf, daß bei der Krafteinleitung von der Welle in das Zwischenglied das Kippmoment reduziert wird, wodurch das insgesamt auftretende Kippmoment reduziert wird. Zudem kann der Radialstift die axiale Fixierung des Drehkörpers und des Zwischenglieds auf der Welle übernehmen.

[0014] Das zweite Übertragungselement kann einen parallel zur Drehachse in einer Bohrung des Drehkörpers gelagerten Axialstift umfassen. Um eine besonders kompakte Anordnung zu verwirklichen, kann die Zwischenscheibe eine Unterbrechung aufweisen, die einen Freigang zu dem Axialstift hin gewährleistet, wobei die Zwischenscheibe auf der der Unterbrechung gegenüberliegenden Seite eine Abflachung aufweist, die an dem Gleitstein anliegt und als Verdrehsicherung der Zwischenscheibe wirkt.

[0015] Die Seitenflächen der Gleitsteinfahne können sich zu einer oder beiden Seiten des Axialstifts über den Umfang seines zylindrischen Schafts hinaus erstrekken, so daß der Axialstift zusammen mit der Gleitsteinfahne eine L-Form oder T-Form aufweist. Hierdurch wird eine vergrößerte Auflagefläche der Gleitsteinfahne und somit eine Verringerung der Flächenpressung zu der Nut des Zwischenglieds hin und im Falle einer T-Form eine symmetrische Krafteinleitung erreicht.

[0016] Die Bohrung des Drehkörpers, in der der Axialstift gelagert ist, kann auf der Seite, die von dem Zwischenglied abgewandt ist, verschlossen sein und die Welle kann eine Längsbohrung sowie eine oder mehrere von der Längsbohrung zur äußeren Oberfläche der Welle verlaufende Wellen-Ölbohrungen aufweisen. In dem Drehkörper kann eine Drehkörper-Ölbohrung so angeordnet sein, daß Öl von der Längsbohrung der Welle über die Wellen-Ölbohrung und die Drehkörper-Ölbohrung in die Bohrung zur Lagerung des Axialstifts zwischen diese und das geschlossene Ende dieser Bohrung gelangt, wodurch der Axialstift durch den Öldruck in feste Anlage an die Stirnwand in der Nut des Zwischenglieds gedrückt wird. Hierdurch wird das Gleitverhalten der Gleitsteinfahne in der Nut verbessert.

[0017] Je nach Anwendungsfall kann für zwei benachbarte Drehkörper ein gemeinsamer Innenexzenter vorgesehen sein. Der Radialstift kann über einen Absatz verfügen, der in zusammengefügtem Zustand mit einem Teil des Innenexzenters in Eingriff bringbar ist, so daß der Radialstift lagemäßig in der Welle fixiert und ein Herauswandern des Stifts aus der Welle durch formschlüssigen Eingriff verhindert ist.

[0018] Vorzugsweise ist die Welle eine Nockenwelle und der Drehkörper ein Nocken zur Betätigung eines Gaswechselventils. Hierdurch wird eine extrem kompakte Vorrichtung zur variablen Ventilsteuerung bereitgestellt. Das Zwischenglied kann hierbei so ausgeführt sein, daß seine Außenkontur in keiner Betriebsstellung über die Außenkontur des Nockens hinausragt. Dies ermöglicht die Verwendung dieser Ausführungsform bei Tassenstößel-Motoren.

[0019] Weiter Merkmale und Vorteile der Erfindung werden anhand der nachfolgenden Beschreibung vorteilhafter Ausführungsbeispiele unter Bezug auf die beigefügte Zeichnung verdeutlicht, in der

Fig. 1 einen Axialschnitt durch eine erste Ausführungsform der erfindungsgemäßen Anordnung zeigt,

Fig. 1A eine auseinandergezogene perspektivische Darstellung wesentlicher Bauteile der Anordnung nach Fig. 1 unter Weglassung der Nockenwelle,

Fig. 1B eine Fig. 1A entsprechende auseinandergezogene perspektivische Darstellung unter einem anderen Blickwinkel,

Fig. 2 ein Radialschnitt längs der Linie E-E in Fig. 1 ist,

Fig. 3 eine Frontalansicht eines als Nocken ausgebildeten Drehkörpers ist,

Fig. 4 eine Seitenansicht des Nockens gemäß Fig. 3 ist,

Fig. 5 eine Schnittansicht des Nockens längs der

Linie C-C in Fig. 3 ist,

Fig. 6 eine perspektivische Darstellung des Nokkens nach Fig. 3 ist,

Fig. 7 eine Frontalansicht einer Ausführungsform eines Zwischenglieds ist,

Fig. 8 eine Seitenansicht des Zwischenglieds nach Fig. 7 ist,

Fig. 9 eine Schnittansicht des Zwischenglieds längs der Linie H-H in Fig. 7 ist,

Fig. 10 eine Schnittansicht des Zwischenglieds längs der Linie I-I in Fig. 8 ist,

Fig. 11 eine perspektivische Darstellung des Zwischenglieds gemäß Fig. 7 ist,

Fig. 12 eine erste Seitenansicht einer Ausführungsform eines Radialstifts ist,

Fig. 13 eine perspektivische Darstellung des Radialstifts nach Fig. 12 ist,

Fig. 14 eine Ansicht des Radialstifts nach Fig. 12 von oben ist,

Fig. 15 eine erste Seitenansicht einer Ausführungsform eines Gleitsteins ist,

Fig. 16 eine perspektivische Darstellung des Gleitsteins nach Fig. 15 ist,

Fig 17 eine Draufsicht des Gleitsteins nach Fig. 15 in Richtung des Pfeils X in Fig. 15 ist,

Fig. 18 ein Axialschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Anordnung ist,

Fig. 19 ein Radialschnitt längs der Linie G-G in Fig. 18 ist,

Fig. 20 eine Darstellung einer Zwischenscheibe ist,

Fig. 21 ein Radialschnitt durch eine dritte Ausführungsform der erfindungsgemäßen Anordnung ist,

Fig. 22 einen Radialschnitt längs der Linie L-L in Fig. 21 ist und

Fig. 23 einen Axialschnitt durch einen Verstellmechanismus gemäß einem nicht vorveröffentlichten Stand der Technik zeigt.

[0020] Unter Bezug auf die Figuren 1-17 wird nachfolgend eine erste Ausführungsform eines Ventiltriebs mit einem Verstellmechanismus zur Bereitstellung einer variablen Ventilsteuerung für Brennkraftmaschinen erläutert. Ein als Nocken ausgebildeter Drehkörper 10 ist drehbar auf einer als Nockenwelle ausgebildeten Welle 1 gelagert, die beim Betrieb der Brennkraftmaschine, vorzugsweise durch die Kurbelwelle der Brennkraftmaschine (nicht gezeigt), mit halber Kurbelwellendrehzahl gedreht wird. In axialer Richtung neben dem Nocken 10 ist ein Innenexzenter 91 vorgesehen, der durch einen Lagerbock 92 drehbar an einen lediglich andeutungsweise dargestellten Zylinderkopf 93 fixiert ist. Auf einer zur Drehachse D exzentrischen Außenfläche des Innenexzenters 91 ist ein Außenexzenter 90 drehbar gelagert. Der Innenexzenter 91 ist über einen Innenexzenterzahnkranz 91A drehbar, während der Außenexzenter 90 durch einen zur Drehachse D koaxial zu dem Innenexzenter gelagerten Außenexzenterzahnkranz 90A drehbar ist, der mit einer Nase 90B in eine Nut 90C des Außenexzenters eingreift.

[0021] Zwischen dem Nocken 10 und der Exzenteranordnung befindet sich ein Zwischenglied 20, das auf einer exzentrischen Außenfläche des Außenexzenters 90 drehbar gelagert ist. Je nach Stellung des Außenexzenters 90 und des Innenexzenters 91 nimmt das Zwischenglied 20 eine zur Drehachse D koaxiale Stellung oder eine Stellung ein, in der seine Drehachse gegenüber der Drehachse D der Nockenwelle 1 versetzt ist.

[0022] Das Zwischenglied 20 ist mit der Nockenwelle 1 und dem Nocken 10 antriebsmäßig verbunden, so daß eine Drehung der Nockenwelle 1 über das Zwischenglied 20 auf den Nocken 10 übertragen wird. Wenn abhängig von der Stellung des Außenexzenters 90 und des Innenexzenters 91 die Drehung des Zwischenglieds 20 konzentrisch zur Drehung der Nockenwelle 1 verläuft, dreht sich der Nocken 10 synchron mit der Nokkenwelle 1. Wird durch entsprechende Verschiebung des Außenexzenters 90 und/oder des Innenexzenters 91 das Zwischenglied 20 aus seiner konzentrischen Stellung heraus radial zur Nockenwelle 1 verschoben, so findet bei jeder Umdrehung eine zyklische Geschwindigkeitsüberhöhung beziehungsweise Geschwindigkeitsabsenkung der Drehgeschwindigkeit des Nockens 10 gegenüber derjenigen der Nockenwelle 1 statt.

[0023] Die antriebsmäßige Verbindung der Nockenwelle 1 zum Zwischenglied 20 erfolgt über einen Radialstift 40, der in eine entsprechende Radialbohrung 4 der Nockenwelle 1 eingeführt ist. Die Nockenwelle 1 verfügt über eine Längsbohrung 2 und die Radialbohrung 4 weist eine Tiefe auf, die größer ist als die Summe des Nockenwellenradius und des Radius der Längsbohrung 2.

[0024] Der Radialstift 40 weist einen zylindrischen Abschnitt 42 auf, der vollständig in die Nockenwelle 1 eingeführt ist, sowie einen im wesentlichen rechteckigen Abschnitt 43, der aus der Nockenwelle 1 hervorsteht. Zwischen dem zylindrischen Abschnitt 42 und

dem rechteckigen Abschnitt 43 ist eine Schulter 41 ausgebildet. Durch Auswahl geeigneter Passungsmaße zwischen dem zylindrischen Teil 42 des Radialstifts 40 und der Radialbohrung 4 sowie einen entsprechenden Anschlag am geschlossenen Ende der Radialbohrung 4 ist der Radialstift 40 fest in der Nockenwelle 1 fixiert. Als zusätzliche formschlüssige Sicherung überdeckt der Innenexzenter 91 teilweise die Radialbohrung 4, wodurch aufgrund der Schulter 41 eine zusätzliche Sicherung gegen ein Herauswandern des Radialstifts 40 aus der Bohrung 4 erreicht wird.

[0025] Um vorteilhaftere Reibverhältnisse zwischen dem die Bohrung 4 teilweise überdeckenden Abschnitt des Innenexzenters 91 und der Schulter 41 zwischen dem zylindrischen Abschnitt 42 und dem rechteckigen Abschnitt 43 des Radialstifts 40 zu erhalten, ist die Schulter 41 mit einem Radius entsprechend der Krümmung der Oberfläche der Nockenwelle 1 ausgeführt (siehe Fig. 12). Hierdurch wird eine Flächenberührung sichergestellt und die Ausbildung eines Schmierfilms ermöglicht.

[0026] Der rechteckige Abschnitt 43 wird von einer Aussparung 51 eines Gleitsteins 50 gleitend umfaßt. Der Gleitstein 50 weist die Form eines an zwei Seiten abgeflachten Zylindersegments auf, wobei die beiden abgerundeten Seitenflächen 52, 53 Mantelsegmente eines Zylinders sind, die durch eine Stirnfläche 54 miteinander verbunden sind. Die Aussparung 51 ist zu der der Stirnfläche 54 gegenüberliegenden Seite hin offen und weist zwei Gleitflächen 55, 56 zur Gleitberührung mit zwei einander gegenüberliegenden Flächen des rechteckigen Abschnitts 43 des Radialstifts 40 und zwei Schultern 57, 58 zur Anlage an eine dritte Fläche des rechteckigen Abschnitts 43 des Radialstifts 40 auf.

[0027] Zwischen den Schultern 57, 58 ist eine Vertiefung 59 ausgebildet, um die Montage des Radialstifts 40 zu erleichtern. Wenn nämlich der Durchmesser des zylindrischen Abschnitts 42 des Radialstifts 40 kleiner ist als zumindest die größere der beiden Querschnittskanten 44, 45 seines im wesentlichen rechteckigen Abschnitts 43, kann der Radialstift 40 aufgrund der Vertiefung 59 durch die in Überdeckung mit der Radialbohrung 4 liegende Aussparung 51 in die Welle 1 eingeschoben werden.

[0028] Der rechteckige Abschnitt 43 des Radialstifts 40 und die Aussparung 51 des Gleitsteins 50 sind hinsichtlich ihrer Abmessungen so aufeinander abgestimmt, daß der Gleitstein 50 über den rechteckigen Abschnitt 43 gleiten kann.

[0029] Das Zwischenglied 20 weist einen Lagersitz 22 auf, der auf der dem Nocken 10 zugewandten Seite offen ist. Die an die offene Seite angrenzenden konkaven Seitenwände 25, 26 des Lagersitzes 22 sind dem Radius der Seitenflächen 52, 53 des Gleitsteins 50 entsprechend ausgebildet, so daß der durch die offene Seite des Lagersitzes 22 in den Lagersitz 22 einschiebbare Gleitstein 50 gegenüber dem Zwischenglied 20 verschwenkt werden kann. Eine Stirnfläche 27 des Lagersitzes 22 dient zur Anlage des Gleitsteins 50. Eine in der Stirnfläche 27 vorgesehene Vertiefung 27A ermöglicht das Einführen des Radialstifts 40 bei der Montage.

[0030] Auf der dem Lagersitz 22 gegenüberliegenden Seite des Zwischenglieds 20 ist eine Nut 23 ausgebildet, in die eine Gleitsteinfahne 71 eingreift, die materialeinheitlich mit einem Axialstift 70 ausgebildet ist. Der Axialstift 70 ist drehbar in einer an einem Ende verschlossenen und parallel zur Drehachse D verlaufenden Bohrung 13 im Nocken 10 gelagert. Eine in dem Nocken 10 vorgesehene Drehkörper-ölbohrung 19 ist zumindest zeitweilig in Überdeckung mit einer Wellen-Ölbohrung 3 der Nockenwelle 1 und mündet mit ihrem gegenüberliegenden Ende in der Bohrung 13 in einem Bereich zwischen dem von der Gleitsteinfahne 71 abgewandten Ende des Axialstifts 70 und dem verschlossenen Ende der Bohrung 13. Durch eine entsprechende Nut (nicht dargestellt) des Nockens 10 im Bereich der Lagerfläche zur Nockenwelle 1 kann sichergestellt sein, daß sich die Drehkörper-Ölbohrung 19 über den gesamten Drehbereich des Nockens 10 gegenüber der Nockenwelle 1 in Verbindung mit der Wellen-Ölbohrung 3 befindet. Auf diese Weise wird gewährleistet, daß ein in der Längsbohrung 2 der Nockenwelle 1 vorherrschender Öldruck auf die Stirnseite des Axialstifts 70 aufgebracht wird und die Gleitsteinfahne 71 gegen die Stirnwand 24 der Nut 23 des Zwischenglieds 20 drückt, um das Spiel zwischen der Gleitsteinfahne 71 und der Nut 23 beim Anlagewechsel zu dämpfen. Der Durchmesser des Zapfens des Axialstifts 70 ist vorzugsweise kleiner als die Breite der Gleitsteinfahne 21 beziehungsweise der Nut 23. Die Länge des Zapfens des Axialstifts 70 ist vorzugsweise größer als die halbe Breite des Nockens 1.

[0031] Das Zwischenglied 20 verfügt an derjenigen Stirnseite, die die offene Seite der Nut 23 und die offene Seite des Lagersitzes 22 aufweist, über einen Steg 21, der im wesentlichen in Umfangsrichtung verläuft und durch die Nut 23 und die offene Seite des Lagersitzes 22 unterbrochen wird. Der Steg 21 kann durch radiales Einschieben in eine Nut 11 eingeführt werden, die auf der dem Zwischenglied 20 zugewandten Seite des Nokkens 10 ausgebildet ist. Die Nut 11 verläuft im wesentlichen in Umfangsrichtung und wird durch eine Öffnung 12 unterbrochen, die das radiale Einschieben des Stegs 21 ermöglicht. Die Tiefe der Nut 11 und die Stärke des Stegs 21 sind so aufeinander abgestimmt, daß ein Kippmoment des Zwischenglieds 20 aufgefangen werden kann und gleichzeitig über einen gewissen Umfang eine radiale Verschiebung und eine Verdrehung des Zwischenglieds 20 gegenüber dem Nocken 10 möglich ist.

[0032] Die Nut 11 des Nockens 10 wird auf ihrer dem Zwischenglied 20 zugewandten Seite durch einen im wesentlichen in Umfangsrichtung verlaufenden Steg 17 begrenzt, der ebenfalls von der Öffnung 12 unterbrochen wird. Um die Anlagefläche zum Auffangen des Kippmoments zu vergrößern, weicht dieser Steg 17 in einem Mittelbereich 18 im Bereich der Linie D-D in Fig. 3 von der Umfangsrichtung ab. In diesem Bereich ist der

Steg 17 bezüglich des Bodens der Nut 11 erhöht, beispielweise dadurch, daß in dem Mittelbereich 18 die Oberkanten des Stegs 17 auf beiden Seiten der Bohrung für die Nockenwelle 1 parallel zueinander verlaufen.

[0033] Entsprechend ist der Boden der an dem Zwischenglied 20 durch den Steg 21 gebildeten Nut 28 in einem entsprechenden Mittelbereich 29 gegenüber der Oberkante des Stegs 21 abgesenkt, beispielweise dadurch, daß in diesem Mittelbereich 29 die Bodenabschnitte der Nut 28 einen geänderten Krümmungsradius aufweisen.

[0034] Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß bei vielzylindrigen Motoren mehrere Verstellmechanismen der zuvor beschriebenen Art auf einer durchgehenden Nockenwelle 1 montiert sind, gestaltet sich der Montagevorgang dieser Mechanismen wie folgt.

[0035] Der Axialstift 70 wird mit seinem zylindrischen Schaft in die Bohrung 13 des Nockens 10 eingeführt. Der Gleitstein 50 wird von der offenen Seite des Lagersitzes 22 her in diesen eingelegt. Das Zwischenglied 20 wird von der der Bohrung 13 und somit der Nockenspitze entgegengesetzten Seite des Nockens 10 her mit seinem Steg 21 in die Nut 11 eingeführt. Hierbei tritt die Gleitsteinfahne 71 in die Nut 23 ein. In dieser Stellung sind das Zwischenglied 20 und der Nocken 10 axial zueinander fixiert. Die somit hergestellte Einheit aus Zwischenglied und Nocken wird auf die Nockenwelle aufgeschoben und die Aussparung des Gleitsteins 50 mit der Radialbohrung 4 in der Nockenwelle 1 in Überdekkung gebracht. Der Radialstift 40 wird durch die Aussparung 51 in die Radialbohrung 4 eingeschoben. Die vormontierte Exzentereinheit mit dem Außenexzenter 90, dem Innenexzenter 91 und den Exzenterzahnkränzen 90A, 91A wird auf die Nockenwelle aufgeschoben und der Außenexzenter 90 in den Lagersitz des Zwischenglieds 20 eingeführt. In dieser Endposition überdeckt der Innenexzenter 91 einen Teil der Radialbohrung 4 und sichert so den Radialstift 40 gegen Herauswandern.

[0036] Unter Bezug auf die Figuren 18-20 wird im folgenden eine zweite Ausführungsform erläutert, die sich von der vorstehend beschriebenen ersten Ausführungsform lediglich dadurch unterscheidet, daß die Nut 11 des Nockens 10 neben dem Steg 21 des Zwischenglieds 20 eine Zwischenscheibe 60 aufnimmt, die dazu dient, die Anlagefläche für das Zwischenglied 20 insbesondere im Bereich der Öffnung 12 am Nocken 10 zu vergrößern. Die Zwischenscheibe 60 ist im wesentlichen ringförmig und weist zur Nockenspitze hin eine Abflachung 62 auf, die einen Freigang für den Axialstift 70 bereitstellt und als Verdrehsicherung wirkt. An der der Unterbrechung 61 gegenüberliegenden Seite der Zwischenscheibe 60 ist eine Unterbrechung 61 vorgesehen, die einen Freigang für den Gleitstein 50 bereitstellt.

[0037] Fig. 21 zeigt eine dritte Ausführungsform, bei der für zwei Nocken 10A, 10B ein gemeinsamer Innenexzenter 91 vorgesehen ist. Hierbei ist auf beiden Seiten des Nockenwellenlagers eine Verstelleinheit vorgesehen, so daß ein nachträgliches Einschieben des Exzenters nicht möglich ist. Aus diesem Grunde sind an den Exzentern örtliche Aussparungen (nicht gezeigt) vorgesehen, um den Radialstift bei kompletierter Vormontageeinheit aus Nocken 10A, 10B, den beiden Zwischengliedern 20 und den Exzentern durch die Aussparungen 51 in den jeweiligen Gleitsteinen 50 in die entsprechenden Radialbohrungen 4 der Nockenwelle 1 einführen zu können.

Bezugszeichenliste

[0038]

1	Welle, Nockenwelle
2	Längsbohrung
3	Wellen-Ölbohrung
4	Radialbohrung
10, 10A, 10B	Drehkörper, Nocken
11	Nut
12	Öffnung
13	Bohrung
14	Lagerfläche
15	erste Gleitführung
16	zweite Gleitführung
17	Steg
18	Mittelbereich
19	Drehkörper-Ölbohrung
20	Zwischenglied
21	Steg
22	Lagersitz
23	Nut
24	Stirnwand
25	konkave Seitenwand
26	konkave Seitenwand
27	Stirnfläche
28	Nut
29	Mittelbereich
30	dritte Gleitführung
40	erstes Übertragungselement, Radialstift
41	Absatz
42	zylindrischer Abschnitt
43	rechteckiger Abschnitt
44	Querschnittskante
45	Querschnittskante
50	Gleitstein
51	Aussparung
52	Seitenfläche
53	Seitenfläche
54	Stirnfläche
55	Gleitfläche
56	Gleitfläche

57 Schulter
58 Schulter
59 Vertiefung

60 Zwischenscheibe
61 Unterbrechung
62 Abflachung

70 zweites Übertragungselement, Axialstift
71 Gleitsteinfahne

90 Außenexzenter
90A Außenexzenterzahnkranz
90B Nase
90C Nut
91 Innenexzenter
91A Innenexzenterzahnkranz
92 Lagerbock
93 Zylinderkopf

Patentansprüche

1. Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine

- mit einer eine Drehachse (D) aufweisenden Welle (1),
- mit einem gegenüber der Welle (1) verdrehbar gelagerten Drehkörper (10) und
- mit einem die Welle (1) umgebenden Zwischenglied (20), das in axialer Richtung neben dem verdrehbaren Drehkörper (10) angeordnet und gegenüber der Welle (1) verdrehbar ist und mit der Welle (1) über eine erste Gleitführung (15) und ein erstes Übertragungselement (40, 50) und mit dem Drehkörper (10) über eine zweite Gleitführung (16) und ein zweites Übertragungselement (70) antriebsmäßig verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß
  zwischen dem Drehkörper (10) und dem Zwischenglied (20) eine dritte Gleitführung (30) vorgesehen ist, die eine Abstützung zwischen dem Drehkörper (10) und dem Zwischenglied (20) darstellt und gleichzeitig eine Relativbewegung zwischen dem Drehkörper (10) und dem Zwischenglied (20) in einer Richtung senkrecht zur Drehachse (D) ermöglichte und, daß
  die dritte Gleitführung (30) eine ineinandergreifende Nut-Steg-Führung (11, 21) zwischen dem Drehkörper (10) und dem Steg (21) umfaßt.

2. Ventiltrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß eine Nut (11) in dem Drehkörper (10) vorgesehen ist und ein Steg (21) an dem Zwischenglied (20) ausgebildet ist.

3. Ventiltrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Nut (11) in Umfangsrichtung des Drehkörpers (10) verläuft und durch eine Öffnung (12) unterbrochen ist, durch die hindurch das Zwischenglied (20) mit dem Steg (21) in radialer Richtung einführbar ist.

4. Ventiltrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß ein die Nut (11) begrenzender Steg (17) des Drehkörpers (10) in einem Mittelbereich (18) bezüglich des Bodens der Nut (11) erhöht und ein Boden einer durch den Steg (21) gebildeten Nut (28) in einem dem Mittelbereich (18) entsprechenden Mittelbereich (29) gegenüber der Oberkante des Stegs (21) abgesenkt ist.

5. Ventiltrieb nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Oberkanten des Stegs (17) in dem Mittelbereich (18) auf beiden Seiten der Bohrung für die Welle (1) parallel zueinander verlaufen und die Bodenabschnitte der Nut (28) im Mittelbereich (29) einen gegenüber den anderen Bereichen der Nut (28) geänderten Krümmungsradius aufweisen.

6. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Nut (11) neben dem Steg (21) eine Zwischenscheibe (60) aufnimmt, die eine Vergrößerung der Anlagefläche für das Zwischenglied (20) bereitstellt.

7. Ventiltrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenscheibe (60) im wesentlichen ringförmig ist, an einer Seite eine Unterbrechung (61) aufweist und an der der Unterbrechung gegenüberliegenden Seite mit einer Abflachung (62) versehen ist, die eine Verdrehsicherung der Zwischenscheibe (60) bewirkt.

8. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehkörper (10) eine Lagerfläche (14) zur Welle (1) hin aufweist, die in Richtung der Drehachse (D) breiter ist als zumindest ein Teilabschnitt der Außenkontur des Drehkörpers (10).

9. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Übertragungselement (40, 50) einen Radialstift (40) umfaßt, der im wesentlichen senkrecht zur Drehachse (D) in die Welle (1) eingefügt ist, daß der Radialstift (40) in einer Aussparung (51) eines Gleitsteins (50) verschiebbar aufgenommen ist und daß der Gleitstein (50) in einem Lagersitz (22) des Zwischenglieds (20) verschwenkbar gelagert ist.

10. Ventiltrieb nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Fixierung des Drehkörpers (10) und des Zwischenglieds (20) auf der Welle (1) über

den Radialstift (40) erfolgt.

11. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Übertragungselement (70) einen parallel zur Drehachse (D) in einer Bohrung (13) des Drehkörpers (10) gelagerter Axialstift (70) umfaßt.

12. Ventiltrieb nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Ende des Axialstifts (70) mit einer zwei parallele Seitenflächen aufweisenden Gleitsteinfahne (71) versehen ist, die in eine Nut (23) des Zwischenglieds (20) eingreift, wobei sich die Seitenflächen in Richtung der Nut (23) zu einer oder beiden Seiten des Axialstifts (70) über dessen Umfang hinaus erstrecken, so daß der Axialstift (70) zusammen mit der Gleitsteinfahne (71) eine L-Form oder eine T-Form aufweist.

13. Ventiltrieb nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Bohrung (13) in dem Drehkörper (10) auf der dem Zwischenglied (20) abgewandten Seite verschlossen ist, daß die Welle (1) eine Längsbohrung (2) und mindestens eine von der Längsbohrung (2) zur äußeren Oberfläche der Welle (1) verlaufende Wellen-Ölbohrung (3) aufweist und daß der Drehkörper (10) eine Drehkörper-ölbohrung (19) aufweist, durch die Öl von der Längsbohrung (2) über die Wellen-Ölbohrung (3) in die Bohrung (13) zwischen deren geschlossenem Ende und dem Axialstift (70) gelangen kann, wodurch der Axialstift (70) in feste Anlage an die Stirnwand (24) der Nut (23) gedrückt wird.

14. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Zwischenglied (20) drehbar auf einem Außenexzenter (90) gelagert ist, der drehbar auf einer exzentrischen Umfangsfläche eines auf der Welle (1) drehbaren Innenexzenters (91) gelagert ist.

15. Ventiltrieb nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß für zwei benachbarte Drehkörper (10A, 10B) ein gemeinsamer Innenexzenter (91) vorgesehen ist.

16. Ventiltrieb nach Anspruch 14 oder 15, soweit diese auf einen der Ansprüche 8 bis 12 rückbezogen sind, dadurch gekennzeichnet, daß der Radialstift (40) einen Absatz (41) aufweist, der in zusammengefügtem Zustand mit einem Teil des Innenexzenters (91) in Eingriff bringbar ist, so daß er lagemäßig in der Welle (1) fixiert ist.

17. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle (1) eine Nockenwelle und der Drehkörper (10) ein Nokken zur Betätigung eines Gaswechselventils ist.

18. Ventiltrieb nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Außenkontur des Zwischenglieds (20) ein keiner Betriebsstellung über die Außenkontur des Drehkörpers (10) hinausragt.

Claims

1. A Valve gear mechanism for an internal combustion engine comprising

- a shaft having an axis of rotation (D);
- a rotating body (10) mounted in such a way that it can turn about said shaft (1); and
- an intermediate member (20) surrounding said shaft (1) and being rotatable with respect to said shaft (1) and being located adjacent to the rotatable rotating body (10) in an axial direction and having a drive connection to said shaft (1) via a first sliding guide (15) and a first transmission element (40, 50) and to said rotating body (10) via a second sliding guide (16) and a second transmission element (70),

characterized in that between said rotating body (10) and said intermediate member (20) there is provided a third sliding guide (30) constituting a support between said rotating body (10) and said intermediate member (20) and, at the same time, allowing a relative movement between said rotating body (10) and said intermediate member (20) in a direction perpendicular to said axis of rotation (D) and that said third sliding guide (30) comprises an engaging groove-web guide between said rotating body (10) and said web (21).

2. The valve gear mechanism as claimed in claim 1, characterized in that a groove (11) is provided in said rotating body (10) and a web (21) is formed at said intermediate member (20).

3. The valve gear mechanism as claimed in claim 2, characterized in that said groove (11) extends in the circumferential direction of said rotating body (10) and is discontinous due to an orifice (12) through which said intermediate member (20) with its web (21) is insertable in a radial direction.

4. The valve gear mechanism as claimed in claim 3, characterized in that a web (17) defining said groove (11) of said rotating body (10) is elevated with respect to the bottom of said groove (11) in a central region (18) and a bottom of a groove (28) formed by said web (21) is lowered with respect to the upper edge of said web (21) in a central region (29) corresponding to said central region (18).

5. The valve gear mechanism as claimed in claim 4, characterized in that the upper edges of said web (17) in the central region (18) extend in parallel to each other on both sides of the bore for said shaft (1) and the bottom portions of said groove (28) have a radius of curvature in said central region (29) which is different from that in the other portions in said groove (28).

6. The valve gear mechanism as claimed in any of claims 1 to 5, characterized in that said groove (11) accommodates an intermediate disk (60) adjacent to said web (21) for providing an increased contact surface for said intermediate member (20).

7. The valve gear mechanism as claimed in claim 6, characterized in that said intermediate disk (60) is substantially annular, comprises a gap (61) at one side thereof and a flattened region (62) at a side thereof opposite to that of said gap which serves as a safety device against a rotation of said intermediate disk (60).

8. The valve gear mechanism as claimed in any of the preceding claims, characterized in that said rotating body (10) has a bearing surface (14) for said shaft (1) which in the direction of the axis of rotation is broader than at least a section of the outer contour of said rotating body (10).

9. The valve gear mechanism as claimed in any of the preceding claims, characterized in that said first transmission element (40, 50) comprises a radial pin (40) which is inserted in said shaft (1) in a direction substantially perpendicular to said axis of rotation (D), that said radial pin (40) is slidably received in a recess (51) of a sliding block (50) and that said sliding block (50) is pivotably supported in a bearing seat (22) of said intermediate member (20).

10. The valve gear mechanism as claimed in claim 9, characterized in that the axial fixing of said rotating body (10) and said intermediate member (20) on said shaft (1) is effected by said radial pin (40).

11. The valve gear mechanism as claimed in any of the preceding claims, characterized in that said second transmission element (70) comprises an axial pin (70) parallel to said axis of rotation (D) and rotatably supported in a bore (13) of said rotating body (10).

12. The valve gear mechanism as claimed in claim 11, characterized in that one end of said axial pin (70) is provided with a sliding block lug (71) having two parallel side surfaces which is in engagement with a groove (23) of said intermediate member (20), said side surfaces extending in the direction of said groove (23) on one or both sides of said axial pin (70) beyond the circumference thereof so that said axial pin (70) together with said sliding block lug (71) has an L-form or a T-form.

13. The valve gear mechanism as claimed in claims 11 or 12, characterized in that said bore (13) in said rotating body (10) is closed at the end thereof opposite to said intermediate member (20), said shaft (1) has a longitudinal bore (2) and at least one shaft oil bore (3) extending from said longitudinal bore (2) to the outer surface of said shaft (1) and said rotating body (10) has a rotating body oil bore (19) through which oil from said longitudinal bore (2) via said shaft oil bore (3) can reach said bore (13) in a region between the closed end thereof and said axial pin (70), whereby said axial pin (70) is forced into close contact to the end wall (24) of said groove (23).

14. The valve gear mechanism as claimed in any of the preceding claims, characterized in that said intermediate member (20) is rotatably supported on an outer eccentric element (90) which is rotatably supported on an eccentric circumferential surface of an inner eccentric element (91) rotatably supported on said shaft (1).

15. The valve gear mechanism as claimed in claim 14, characterized in that two adjacent rotating bodies (10A, 10B) are provided on a common inner eccentric element (91).

16. The valve gear mechanism as claimed in claim 14 or 15, as far as relating to any of the claims 8 to 12, characterized in that said radial pin (40) has a step (41) which in an assembled state can be brought in engagement with a portion of said inner eccentric element (91) so that said radial pin (40) is fixed regarding its position in said shaft (1).

17. The valve gear mechanism as claimed in any of the preceding claims, characterized in that said shaft (1) is a cam shaft and said rotating body (10) is a cam for operating a gas exchange valve.

18. The valve gear mechanism as claimed in claim 17, characterized in that the outer contour of said intermediate member (20) does not extend beyond the outer contour of said cam (10) in any operational position.

Revendications

1. Mécanisme d'entraînement pour soupapes d'un moteur à combustion interne

   - avec un arbre (1) comprenant un axe de rota-

tion (D),

- avec un corps de rotation (10) logé de façon rotative par rapport à l'arbre (1) et

- avec un élément intermédiaire (20) entourant l'arbre (1), cet élément étant arrangé en direction axiale à côté du corps de rotation rotatif (10) rotatif par rapport à l'arbre (1) et lié de façon entraînante avec l'arbre (1) par un premier guidage à glissement (15) et un premier élément de transmission (40, 50) et avec le corps de rotation (10) par un deuxième guidage à glissement (16) et un deuxième élément de transmission (70) ,

caractérisé en ce qu'entre le corps de rotation (10) et l'élément intermédiaire (20) est prévu un troisième guidage à glissement (30) formant un appui entre le corps de rotation (10) et l'élément intermédiaire (20) qui rend en même temps possible un mouvement relatif entre le corps de rotation (10) et l'élément intermédiaire (20) dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation (D) et que le troisième guidage à glissement (30) comprend un guidage emboîtant à rainure et languette (11, 21) entre le corps de rotation (10) et la languette (21).

2. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'une rainure (11) est prévue dans le corps de rotation (10) et qu'une languette (21) est formée sur l'élément intermédiaire (20).

3. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 2, caractérisé en ce que la rainure (11) s'étend le long de la circonférence du corps de rotation (10) et que la rainure est interrompue par une ouverture (12), par laquelle l'élément intermédiaire (20) avec la languette (21) est introduisible en direction radiale.

4. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'une languette (17) du corps de rotation (10) limitant la rainure (11) est surhaussée par rapport au fond de la rainure (11) dans une zone centrale (18) et qu'un fond d'une rainure (28) formée par la languette (21) est abaissé par rapport au bord supérieur de la languette (21) dans une zone centrale (29) correspondante à la zone centrale (18).

5. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 4, caractérisé en ce que les bords supérieurs de la languette (17) sont parallèles l'un par rapport à l'autre de tous les deux côtés de l'alésage pour l'arbre (1) dans la zone centrale (18) et que les portions du fond de la rainure (28) dans la zone centrale (29) ont un rayon de courbure modifié par rapport aux autres portions de la rainure (28).

6. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon les revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la rainure (11) reçoit à côté de la languette (21) un disque intermédiaire (60) qui offre un élargissement de la surface de contact pour l'élément intermédiaire (20).

7. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 6, caractérisé en ce que le disque intermédiaire (60) est essentiellement annulaire, comporte sur un côté une interruption (61) et est pourvu du côté vis-à-vis de l'interruption d'un aplatissement (62) qui forme un assurage contre rotation du disque intermédiaire (60).

8. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le corps de rotation (10) comporte une surface d'appui (14) vers l'arbre (1), cette surface étant plus large en direction de l'axe de rotation (D) par rapport à au moins une portion du contour externe du corps de rotation (10).

9. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le premier élément de transmission (40, 50) comprend une tige radiale (40), introduite dans l'arbre (1) de façon essentiellement perpendiculaire à l'axe de rotation (D), que la tige radiale (40) est contenue de façon coulissante dans un évidement (51) d'une tête coulissante (50) et que la tête coulissante (50) est logée de façon pivotable dans un siège (22) de l'élément intermédiaire (20).

10. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 9, caractérisé en ce que le fixage axiale du corps de rotation (10) et de l'élément intermédiaire (20) sur l'arbre (1) se fait par la tige radiale (40).

11. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le deuxième élément de transmission (70) comprend une tige axiale (70) logée parallèlement à l'axe de rotation (D) dans un alésage (13) du corps de rotation (10).

12. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 11, caractérisé en ce que l'une des extrémités de la tige axiale (70) est pourvue d'une queue (71) comportant deux parois parallèles et qui s'engage dans une rainure (23) de l'élément intermédiaire (20), les parois s'étendant en direction de la rainure (23) vers un ou l'autre des deux côtés de la tige axiale (70) outre sa circonférence, de manière-

re que la tige axiale (70) présente avec la queue (71) de la tête coulissante une forme d L ou T.

13. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 11 ou 12, caractérisé en ce que l'alésage (13) dans le corps de rotation (10) est fermé du côté qui n'est pas orienté vers l'élément intermédiaire (20), que l'arbre (1) comporte un alésage longitudinal (2) et au moins un alésage de passage d'huile pour l'arbre (3) s'entendant de l'alésage longitudinal (2) à la surface extérieure de l'arbre (1) et que le corps de rotation (10) comporte un alésage de passage d'huile pour le corps de rotation (19), à travers lequel de l'huile provenant de l'alésage longitudinal (2) passant à travers l'alésage de passage d'huile pour l'arbre (3) peut arriver dans l'alésage (13) entre son extrémité fermée et la tige axiale (70), de sorte que la tige axiale (70) est pressée en fort contact avec la face (24) de la rainure (23).

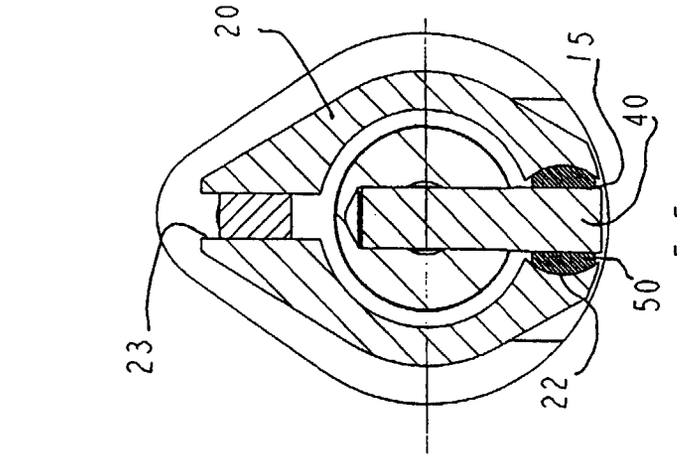
14. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'élément intermédiaire (20) est logé de façon rotative sur un excentrique périphérique (90) qui est logé de façon rotative sur une surface excentrique périphérique d'un excentrique intérieur (91) rotatif sur l'arbre (1).

15. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 14, caractérisé en ce que pour deux corps de rotation adjacents (10A, 10B) est prévu un excentrique intérieur commun (91).

16. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 14 ou 15, dans la mesure où celles-ci se réfèrent aux revendications 8 à 12, caractérisé en ce que la tige radiale (40) comporte un gradin (41) engageable en état assemblé dans une partie de l'excentrique intérieur (91) de sorte à être fixé en ce qui concerne sa position dans l'arbre (1) .

17. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'arbre (1) est un arbre à cames et le corps de rotation (10) une came pour actionner une soupape d'échange du gaz.

18. Mécanisme d'entraînement pour soupapes selon la revendication 17, caractérisé en ce que le contour externe de l'élément intermédiaire (20) ne dépasse dans aucune position d'exercice le contour extérieur du corps de rotation (10).


20
15
40
50
23
22

E-E

Fig. 2

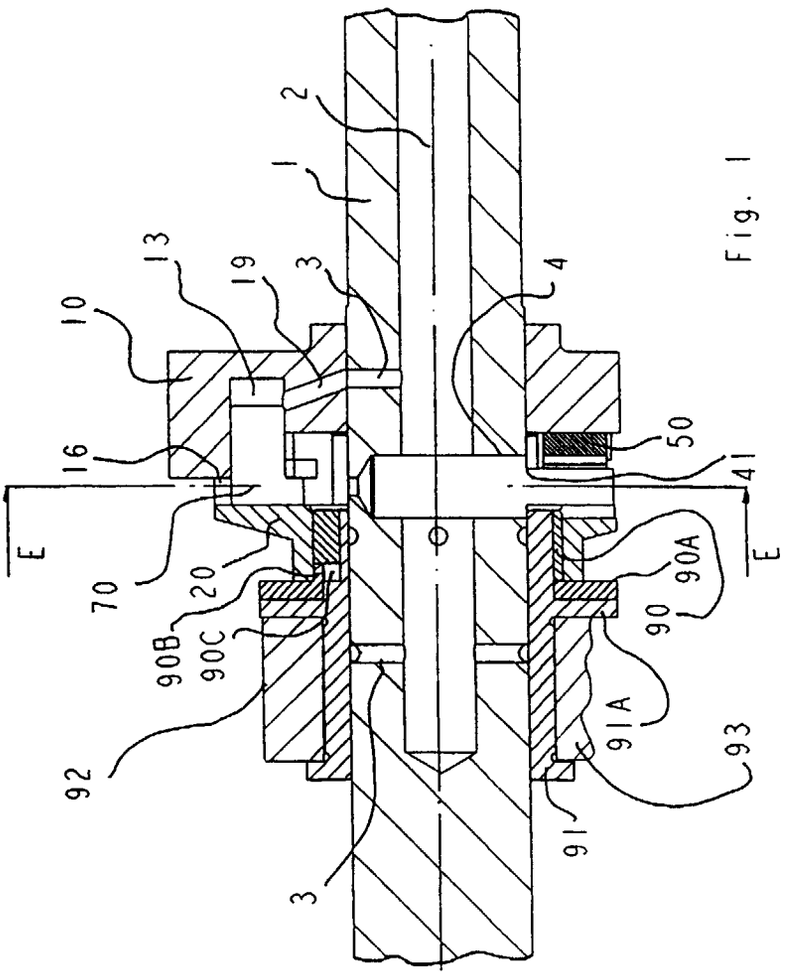

2
1
13
19
3
4
10
16
50
41
E
E
70
20
90A
90
90B
90C
91A
92
93
91
3

Fig. 1

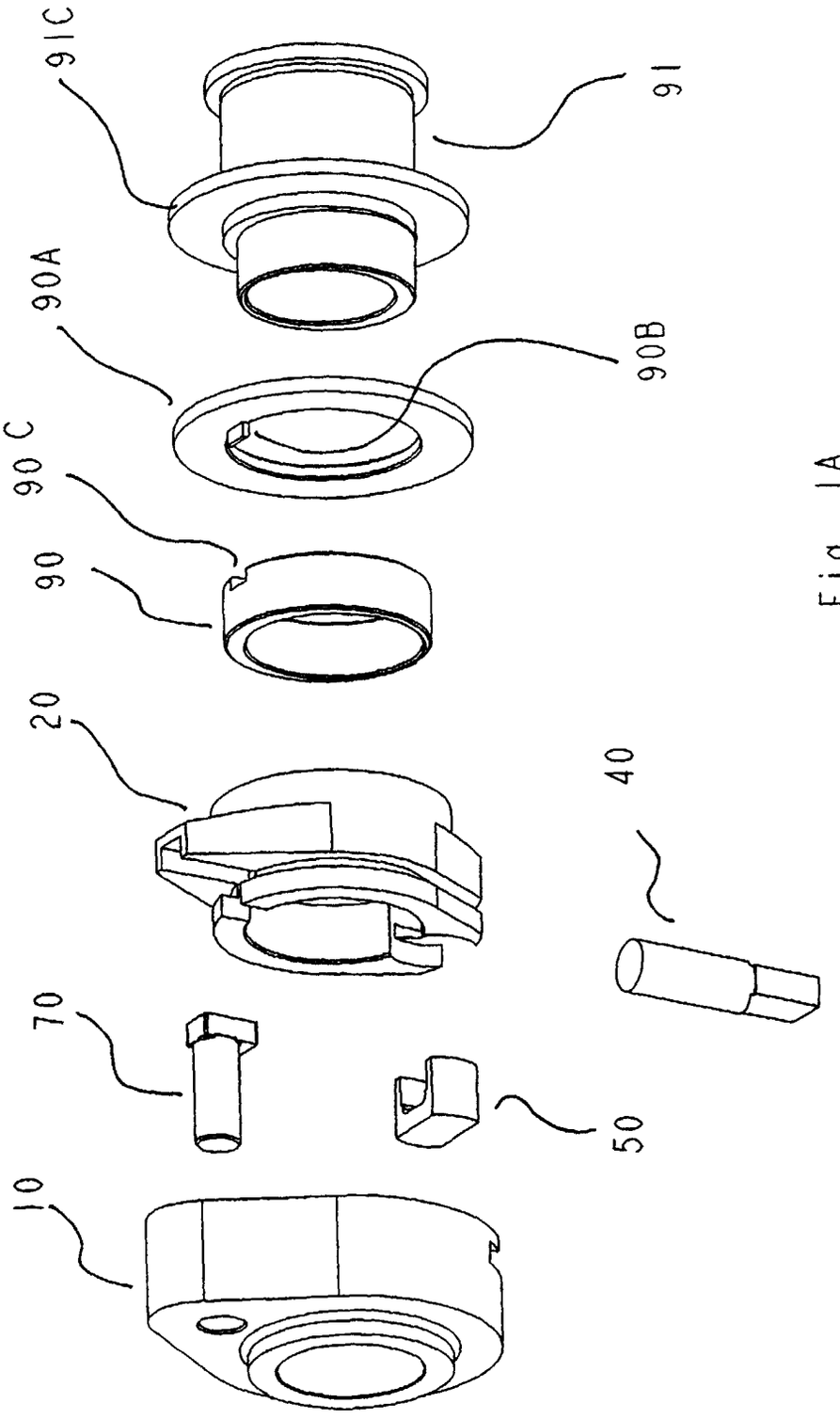


Fig. 1A

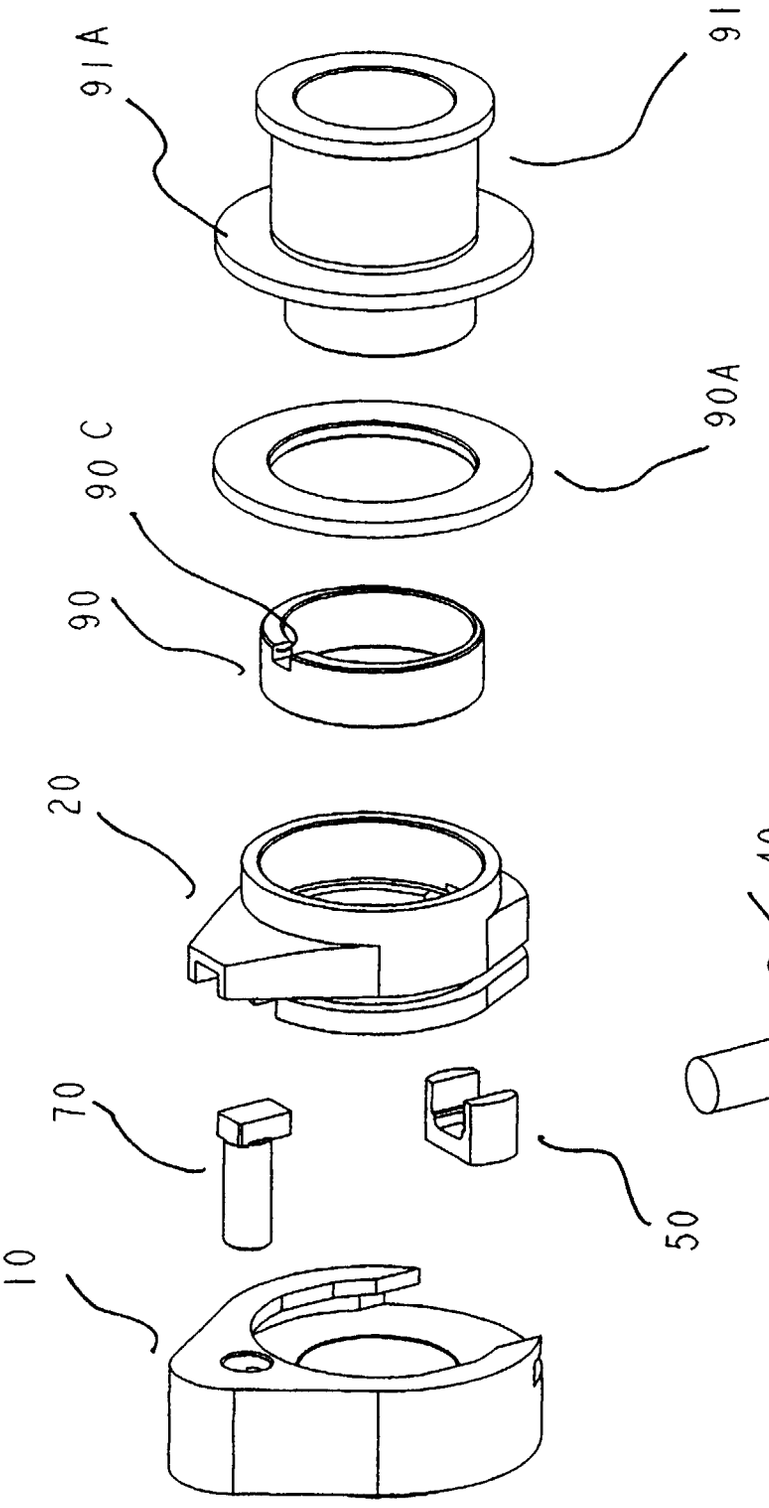


Fig. 1B

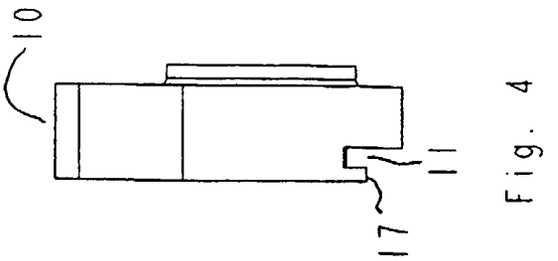


Fig. 4

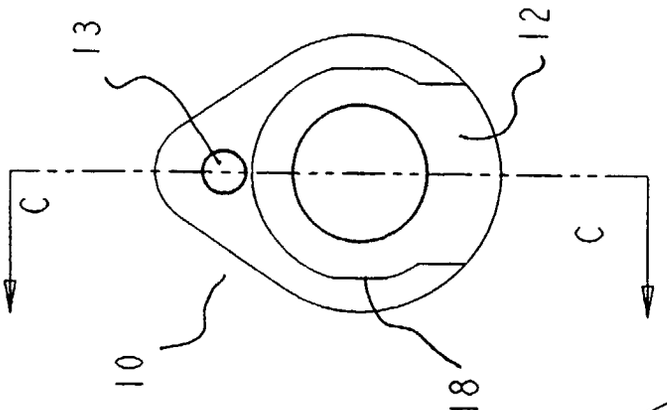


Fig. 3

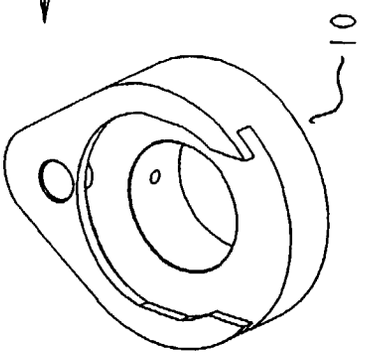


Fig. 6

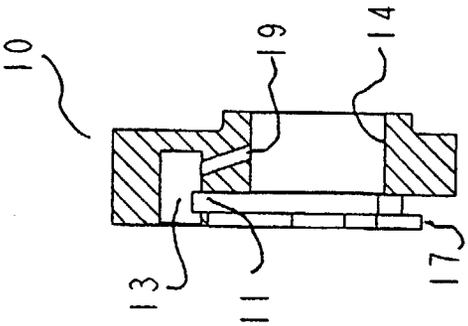


Fig.5
C-C

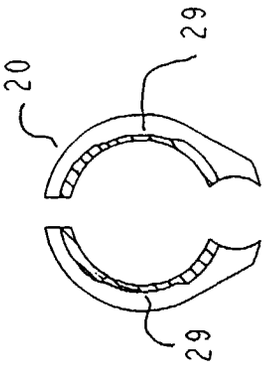


Fig. 10
I-I

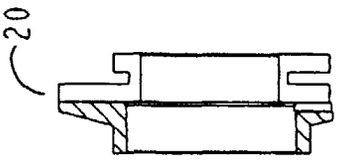


Fig. 9
H-H

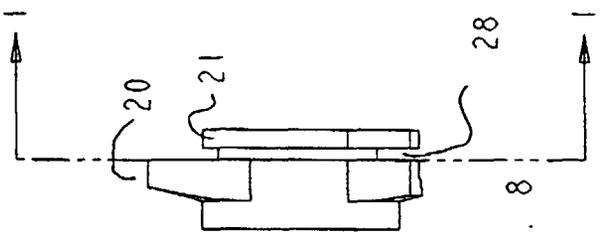


Fig. 8

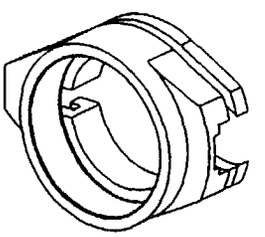


Fig. 11

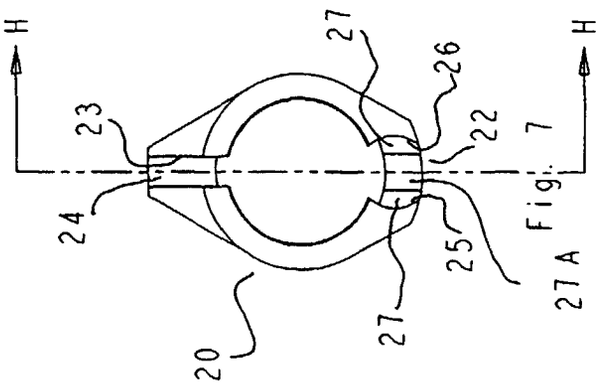


Fig. 7

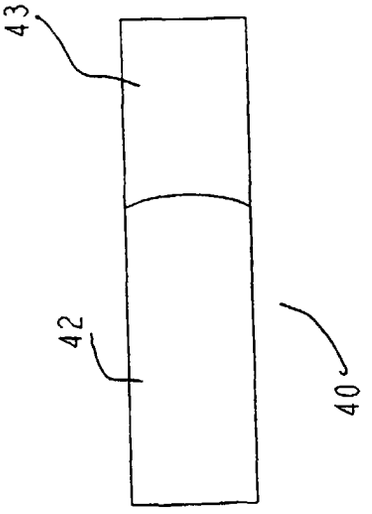


Fig. 12

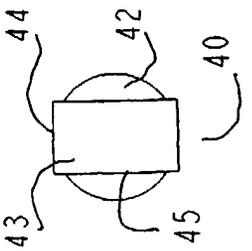


Fig. 14

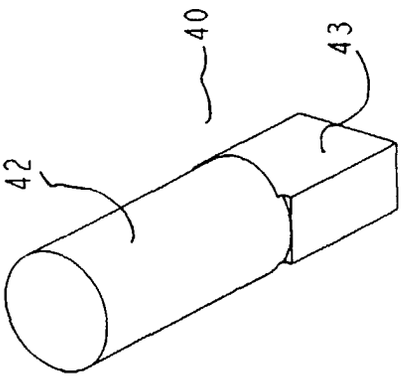


Fig. 13

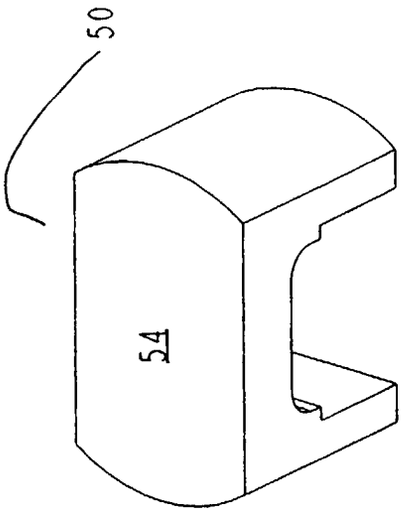


Fig. 16

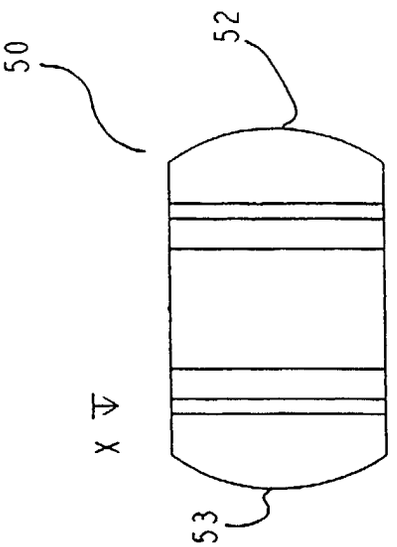


Fig 15

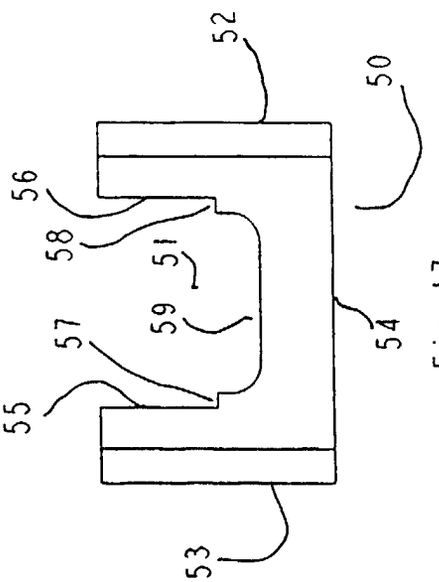
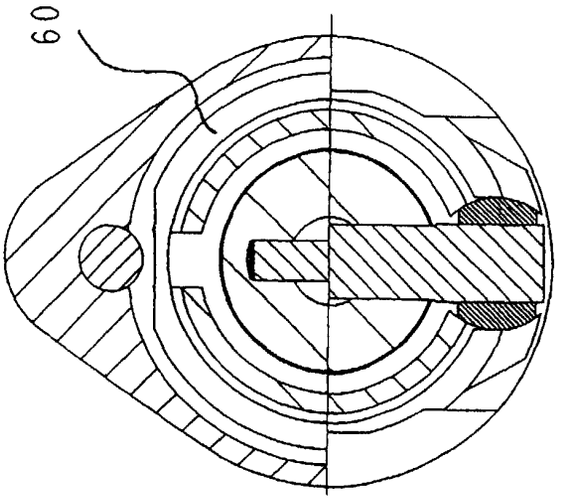


Fig 17



G-G
Fig. 19

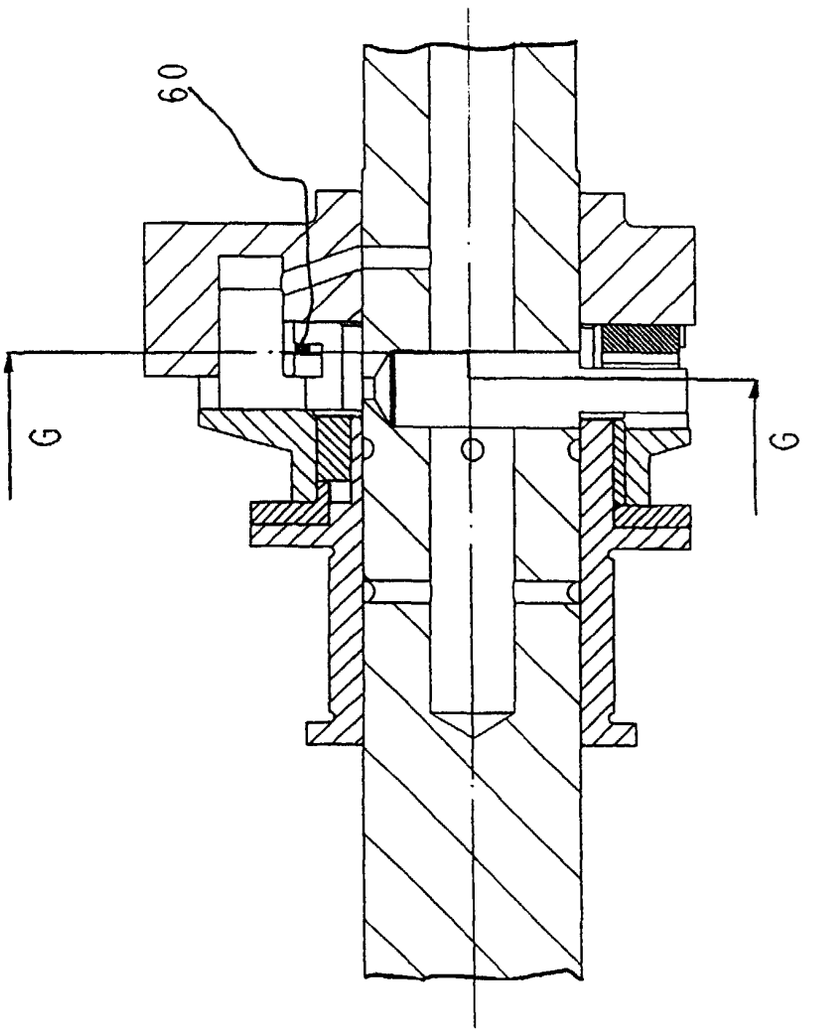


Fig. 18

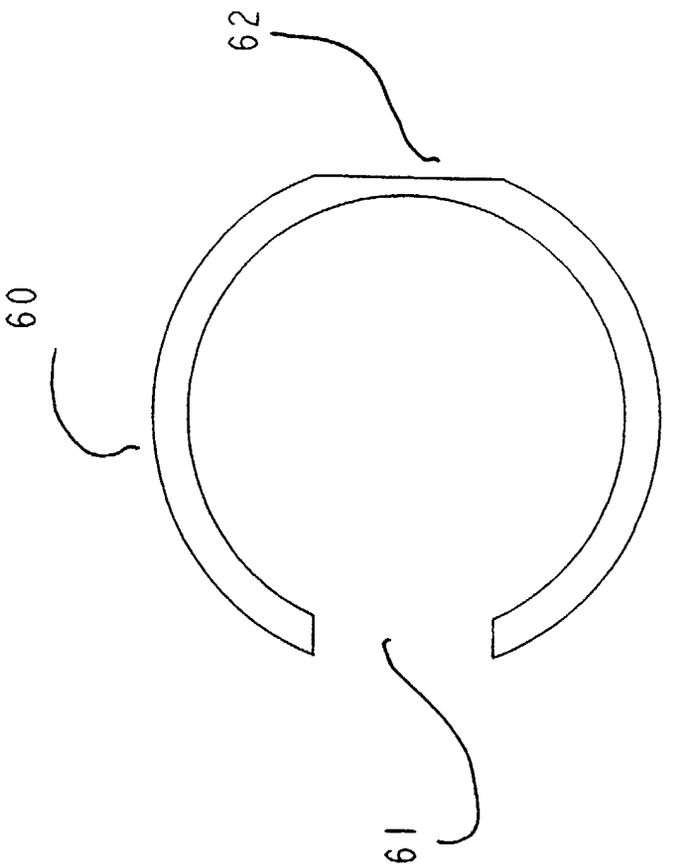
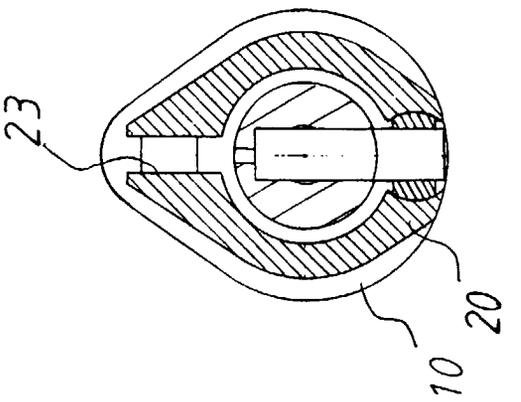


Fig. 20



L-L

Fig. 22

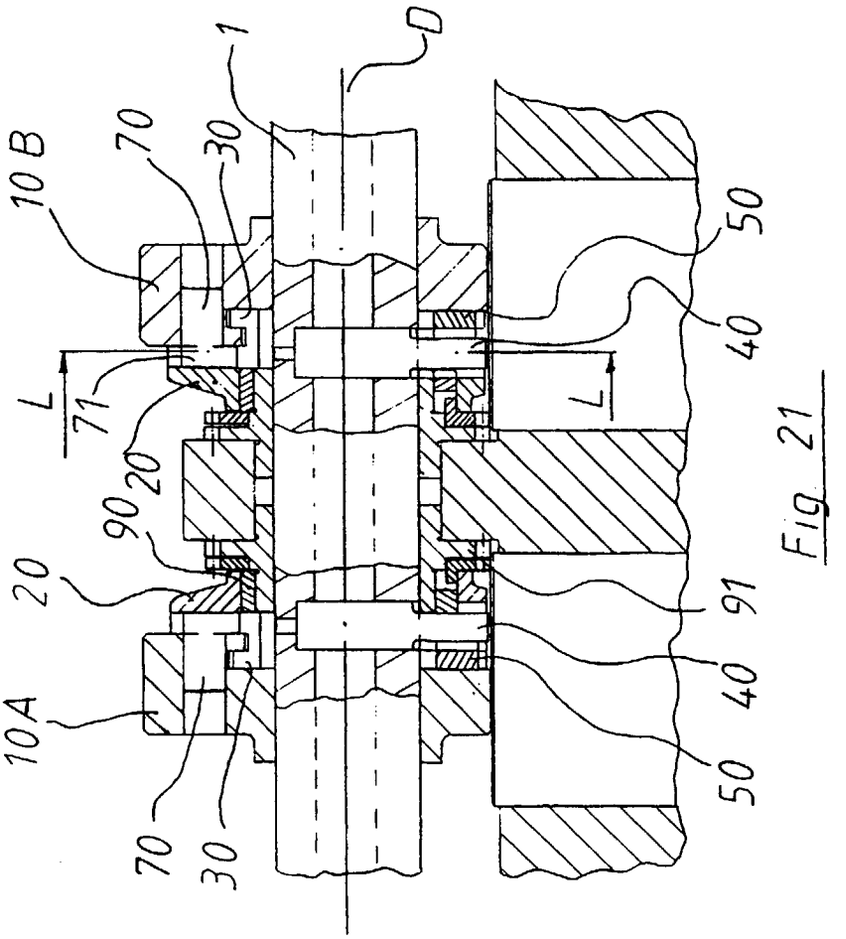


Fig. 21

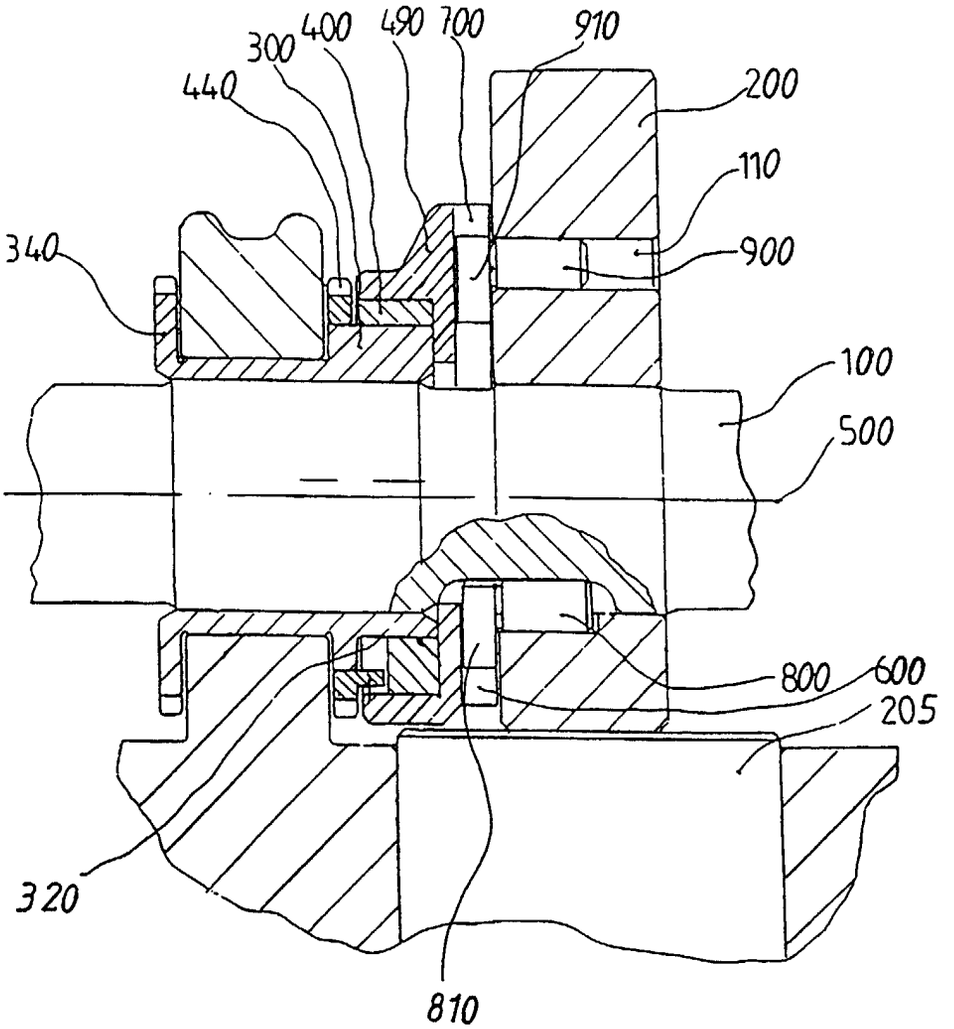


Fig. 23
Stand der Technik