

(19)



(11)

EP 1 649 165 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.10.2008 Patentblatt 2008/41

(51) Int Cl.:
F04B 27/10 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **04740065.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2004/006621

(22) Anmeldetag: **18.06.2004**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/021967 (10.03.2005 Gazette 2005/10)

(54) **AXIALKOLBENVERDICHTER, INSBESONDERE CO2 VERDICHTER FÜR KRAFTFAHRZEUG-KLIMAAANLAGEN**

AXIAL PISTON COMPRESSOR, IN PARTICULAR CO2 COMPRESSOR FOR VEHICLE AIR-CONDITIONING SYSTEMS

COMPRESSEUR A PISTON AXIAL, NOTAMMENT COMPRESSEUR CO2 POUR SYSTEMES DE CLIMATISATION DE VEHICULES

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IT LI LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **31.07.2003 DE 10335159**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.04.2006 Patentblatt 2006/17

(73) Patentinhaber: **Valeo Compressor Europe GmbH 68766 Hockenheim (DE)**

(72) Erfinder: **SCHWARZKOPF, Otfried 71106 Magstadt (DE)**

(74) Vertreter: **Popp, Eugen et al MEISSNER, BOLTE & PARTNER Postfach 86 06 24 81633 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 10 154 599 DE-A- 19 749 727
DE-U- 20 022 242

EP 1 649 165 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Axialkolbenverdichter, insbesondere CO₂-Verdichter für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, mit einem in seiner Neigung zu einer Antriebswelle verstellbaren, von der Antriebswelle drehangetriebenen Schwenkscheibe, insbesondere Schwenkring, wobei dieser mit einem längs der Antriebswelle axial verschieblich gelagerten Schwenklager verbunden und an einem im Abstand von der Antriebswelle mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement abgestützt ist, wobei die Kolben jeweils eine Gelenkanordnung aufweisen, an der der Schwenkring in Gleiteingriff steht.

[0002] In der EP 1 172 557 A2 ist ein Axialkolbenverdichter mit einer zweiteiligen Stützvorrichtung für eine Schwenkscheibe beschrieben, wobei die zweiteilige Stützvorrichtung sowohl zur axialen Abstützung der Schwenkscheibe als auch zur Drehmomentübertragung dient. In Fig. 12 ist der bekannte Axialkolbenverdichter im schematischen Längsschnitt dargestellt. Ein an der Antriebswelle 14 befestigtes erstes Mitnehmerteil 17, das als Lager in Form einer Aufnahmebohrung 17b ausgeführt ist, ist mit einem erheblichen Abstand neben der Schwenkscheibe 18 angeordnet. Ein zweites, in den ersten gelenkig eingreifendes Mitnehmerteil 19 ist als seitlicher Fortsatz der Schwenkscheibe 18 ausgebildet. Das erste sowie zweite Mitnehmerteil liegen jeweils paarweise vor. Üblicherweise ist das Lagerspiel eines Mitnehmers und seines Lagerteiles mit einem etwas weiteren Lagerspiel ausgestattet, um definierter führen und dabei eine Überbestimmung oder eine sogenannte Doppelpassung vermeiden zu können. Das hat zur Folge, daß ein solcher Verdichter nicht drehzahlunabhängig betrieben werden kann. Die zweiteilige Stützvorrichtung hat des weiteren den Nachteil, daß es relativ schwer und lang baut mit der Folge, daß der Verdichter entsprechend schwer und lang ausgebildet ist. Außerdem hat die einen verdickten Nabenteil 18a aufweisende Schwenkscheibe 18 durch ihren seitlichen Fortsatz ein verhältnismäßig großes Trägheitsmoment. Auch ist der Schwerpunkt relativ weit von der sogenannten Kippachse entfernt. Die Folge davon ist, daß eine plötzliche Veränderung der Drehgeschwindigkeit mit entsprechender Trägheit zu einer Neigungsverstellung der Schwenkscheibe 18 führt. Weiterhin bewirkt der von der Kippachse relativ weit entfernte Schwerpunkt eine Unwucht, da das Triebwerk nur für einen (vorzugsweise) mittleren Schwenkscheiben-Kippwinkel ausgewuchtet werden kann. Die Variabilität der Schwerpunktlage bewirkt unerwünschte Änderungen im Regelverhalten (in Abhängigkeit des Kippwinkels). Schließlich ist bei der bekannten Konstruktion noch von Nachteil, daß die Gaskraftabstützung abhängig ist vom Kippwinkel der Schwenkscheibe. Des weiteren ist problematisch, daß die Mittelachsen der Axialkolben 20 von der Antriebswelle 14 weiter beabstandet sind als die Abstützung an der Mitnehmerscheibe 17, und sich diese Verhältnisse in Abhängigkeit des Kippwinkels ändern. Dies führt zu einem nicht-linearen Verlauf der Regelcha-

rakteristik.

[0003] Ein erheblicher Fortschritt gegenüber dem vorgenannten Stand der Technik wird durch die Konstruktion gemäß der DE 197 49 727 A1 erreicht. Dort ist die Schwenkscheibe durch einen Schwenkring ersetzt. Dadurch wird eine besonders kompakte Bauweise erhalten, die einer Kippbewegung des Schwenkrings geringe Trägheitskräfte entgegensetzt. Weiterhin wird eine exakte Einhaltung der inneren Totpunktposition der Axialkolben gewährleistet. Veränderliche schädliche Räume werden vermieden. Anhand der Figuren 13 und 14 soll nunmehr der Axialkolbenverdichter gemäß der DE 197 49 727 A1 etwas näher erläutert werden.

[0004] Wie bereits erwähnt, hat die Schwenkscheibe die Form eines Schwenkringes 6. An einer Stelle ihres Umfanges weist der Schwenkring 6 einen radial nach innen offenen Eingriffsraum 28 auf, in den der Kopf eines mit der Antriebswelle 5 fest verbundenen, die Antriebskraft übertragenden Mitnehmers 13 eingreift. Auf diese Weise wird ein seitlich angeordneter Mitnehmer, der größere Trägheitskräfte, eine größere Baulänge und größeren Herstellungsaufwand zur Folge hat, vermieden. Der mit der Bezugsziffer 1 gekennzeichnete Axialkolbenverdichter weist vorzugsweise sieben Kolben 2 auf, die in Umfangsrichtung in gleichem Winkelabstand voneinander angeordnet sind. Die Axialführung erfolgt jeweils innerhalb von Zylinderbohrungen 3 im Verdichtergehäuse 4. Die Hubbewegung der Kolben 2 erfolgt durch den Eingriff eines zur Antriebswelle 5 schräg verlaufenden Schwenkringes 6 in eine Eingriffskammer 7, die angrenzend an den geschlossenen Hohlraum 8 der Kolben 2 vorgesehen ist. Zwischen den Kolben 2 und dem Schwenkring 6 sind jeweils Gelenkanordnungen wirksam, die jeweils zwei kugelsegmentartige Gelenksteine 11, 12 umfassen. Diese korrespondieren mit komplementären Lagermulden innerhalb eines brückenartigen Kolbenfußes. Zwischen den Flachseiten der kugelsegmentartigen Gelenksteine 11, 12 ist der Schwenkring 6 gleitend gelagert. Die Drehmomentübertragung von der Antriebswelle 5 zum Schwenkring 6 erfolgt durch einen in der Antriebswelle 5 befestigten Mitnehmerbolzen 13, dessen beispielsweise kugelförmiger Kopf 15 in eine Radialbohrung 16 des Schwenkringes 6 eingreift. Dabei ist die Position des Mitnehmerkopfes 15 so gewählt, daß sein Mittelpunkt 17 mit demjenigen der Gelenkanordnung definiert durch die Gleitsteine 11, 12 übereinstimmt. Außerdem liegt dieser Mittelpunkt auf einem Kreis, der die geometrischen Achsen der sieben Kolben 2 miteinander verbindet. Auf diese Weise ist die Totpunktposition der Kolben 2 exakt bestimmt und ein minimaler schädlicher Raum gewährleistet. Die Kopfform des freien Mitnehmerendes ermöglicht die Veränderung der Neigung des Schwenkringes 6, indem der Mitnehmerkopf 15 einen Lagerkörper für die die Hubweite der Kolben verändernde Schwenkbewegung des Schwenkringes 6 bildet. Weitere Voraussetzung für ein Verschwenken des Schwenkringes 6 ist die Verschiebbarkeit ihrer Lagerachse 20 in Richtung der Antriebswelle 5. Hierzu ist die

Lagerachse 20 durch zwei gleichachsig beidseitig einer Schiebehülse 21 gelagerte Lagerbolzen 22, 23 gebildet, die außerdem in radialen Bohrungen 24, 25 des Schwenkringes 6 gelagert sind. Die Schiebehülse 21 weist hierzu beidseitig Lagerhülsen 26, 27 auf, die den Ringraum 28 zwischen der Schiebehülse 21 und dem Schwenkring 6 überbrücken (siehe auch Fig. 14).

[0005] Die Begrenzung der Verschiebbarkeit der Lagerachse 20 und damit die maximale Schrägstellung des Schwenkringes 6 ergibt sich durch den Mitnehmerbolzen 13, indem sich dieser durch ein in der Schiebehülse 21 vorgesehenes axiales Langloch 30 hindurcherstreckt, so daß die Schiebehülse 21 an den Enden des erwähnten Langloches 30 Anschläge findet. Die Kraft für die Verstellung der Neigung des Schwenkringes 6 und damit für eine entsprechende Regelung des Axialkolbenverdichters ergibt sich aus der Summe der jeweils beidseitig der Kolben 2 gegeneinander wirkenden Drücke.

[0006] Diese Kraft ist vom Druck im Triebwerksraum 33 abhängig. Für die Regelung dieses Drucks kann eine Strömungsverbindung mit einer äußeren Druckgasquelle vorgesehen sein. Je höher der Druck an der Triebwerksraumseite der Kolben 2 bzw. im Triebwerksraum 33 relativ zum Druck an der gegenüberliegenden Seite der Kolben 2 ist, umso kleiner wird der Hub der Kolben 2 und damit die Förderleistung des Verdichters. Die Einstellung der Position der Schiebehülse 21 und damit des Hubes der Kolben bzw. der Förderleistung des Verdichters erfolgt durch mindestens eine mit der Schiebehülse 21 zusammenwirkende Feder 34, 35. Vorzugsweise ist die Schiebehülse 21 zwischen zwei Schraubendruckfedern 34, 35 eingeschlossen, die sich über die Antriebswelle 5 hinweg erstrecken.

[0007] Nachteilig bei dem bekannten Verdichter ist, daß das Kontaktprinzip zwischen Mitnehmer und Schwenkring ein ungleichmäßiges Verformungsverhalten zur Folge hat. Die durch den Mitnehmer bedingte Verformung der Gleitflächen bzw. Flachseiten des Schwenkringes hat ein unruhiges Laufverhalten der Gleitsteine und damit der Kolben 2 zur Folge. Im Bereich der zylindrischen Radialbohrung im Schwenkring, innerhalb der sich der kugelförmige Kopf 15 des Mitnehmers 13 abstützt, kommt es aufgrund der dort sehr kleinen Wandstärken des Schwenkringes zu relativ starken Verformungen. Dadurch werden die Laufeigenschaften der Gleitsteine 11, 12 auf den Flachseiten des Schwenkringes 6 merklich verschlechtert.

[0008] In der WO 02/38959 ist eine Weiterentwicklung des Axialkolbenverdichters gemäß der DE 197 49 727 A1 dargestellt. Das beschriebene Verformungsverhalten soll dort erheblich reduziert werden. Im wesentlichen konzentrieren sich die einzelnen Vorschläge auf unterschiedliche geometrische Formgebungen zwischen Drehmomentstütze und Aufnahmebohrung des Schwenkringes.

[0009] Durch die FR 2 782 126 A1 ist ein weiteres Schwenkscheiben-Triebwerk für Axialkolbenverdichter bekannt. Bei dieser bekannten Konstruktion ragt ein Mit-

nehmer in eine Schwenkscheibe hinein. Gegenüber der Konstruktion gemäß der DE 197 49 727 A1 ist die Schwenkscheibe allerdings auch in radialer Richtung angelenkt und weist deshalb in radialer Richtung keine Verschiebbarkeit auf. Dadurch kommt es zu einer Außermittigkeit der Schwenkscheibe (d.h. Abweichung des Scheibenmittelpunktes von der Antriebswelle als Funktion des Kippwinkels der Schwenkscheibe), wodurch Unwucht verursacht wird. Der Vorteil dieser Konstruktion liegt darin, daß das Gelenk die Kräfte flächig übertragen kann. Dementsprechend klein kann das Gelenk vergleichsweise gebaut werden.

[0010] Die DE 101 52 097 A1 zeigt eine Konstruktion ähnlich derjenigen gemäß der FR 2 782 126 A1.

[0011] Schließlich wird auch in der DE 2 951 647 A1 noch ein Triebwerk offenbart, mit dem der Schadraum der Kolben konstant eingestellt werden kann. Im wesentlichen stützt sich die Schwenkscheibe über einen kreisförmigen Bereich (an der Unterseite der Schwenkscheibe) an einem Mitnehmerbereich der Antriebswelle ab, wobei der kreisförmige Bereich sein Zentrum im Bereich der Kolbenlagerung findet und dort für alle Kippwinkel konstant positionierbar sein soll. Analog wird dieses Triebwerksmerkmal auch bei der DE 197 49 727 A1 gelöst.

[0012] Ergänzend zu dem zitierten Stand der Technik sei auch noch auf die DE 42 90 950 A1 verwiesen. Auch dort stützt sich die Schwenkscheibe, die in diesem Fall eine Taumelscheibe trägt, über einen kreisförmigen Bereich ab, der etwa konzentrisch zu einem Pleuelgelenk liegt, welches in der Taumelscheibe gelagert ist. Es kann nicht davon ausgegangen werden, daß bei dieser Konstruktion der obere Totpunkt der Kolben bei Kippwinkelländerung konstant bleibt.

[0013] Allen bekannten Schwenkscheiben-Triebwerken ist nachteilig die Überlagerung folgender Funktionen:

- Drehmomentübertragung sowie
- Abstützung der Schwenkscheibe so, daß der obere Totpunkt der Kolben unverändert bleibt, d.h. unabhängig von der Neigung der Schwenkscheibe.

[0014] Die Erfüllung dieser beiden Funktionen führt zu folgendem charakteristischem Verhalten:

- Durch beide Funktionseinflüsse wird z.B. der kugelförmige oder kugelformähnliche Kopf des Mitnehmers gemäß der Konstruktion nach den Fig. 13 und 14 in zwei Bereichen erheblichen Flächenpressungen unterworfen.
- Diese Flächenpressung wird auch an den entsprechenden Bereichen der Schwenkscheibe erreicht.
- Durch die erwähnten Flächenpressungen kommt es zu Verformungen, die sich aufgrund von Gegebenheiten gegenseitig unkontrollierbar beeinflussen können.
- Reibungsspitzen führen zu einer Hysterese beim

Kippen und Zurückkippen der Schwenkscheibe.

[0015] Beim Stand der Technik gemäß der bislang bevorzugten Ausführungsform nach DE 197 49 727 A1 (Figuren 13, 14) wird der Mitnehmer sowohl durch das Drehmoment beaufschlagt als auch durch Axialkräfte (Gaskraft). Die entsprechenden Biegemomentverläufe weisen ihr Maximum jeweils im Bereich der Aufnahme in der Antriebswelle auf. Die Folge davon ist:

- Die Dimensionierung und Auslegung der Antriebswelle (Durchmesser), Wellenaufnahme (Passungslänge), als auch Mitnehmer (Durchmesser und Werkstoff) werden im wesentlichen durch die Kräfte und Drehmomente bestimmt, die am Mitnehmer angreifen.
- Der Durchmesser des Mitnehmers und des am freien Ende desselben angeordneten Kugelkopfes geben die Dimension der Aufnahmebohrung im Schwenkring vor; über die erforderliche Restwandstärke des Schwenkringes im Bereich der erwähnten Aufnahmebohrung wird die Mindestdicke bzw. Mindesthöhe des Schwenkringes vorgegeben, wobei letztere natürlich umgekehrt auch die Größe des Kugelkopfes bestimmt.
- Damit der Mitnehmer aufgrund seines (großen, auslegungsbedingten) Durchmessers in den Schwenkring hineinragen kann, wird ein vergleichsweise schmaler Ring verwendet, bei dem die Gleitsteine je nach Position der Antriebswelle innen oder/und außen einen Überstand aufweisen, so daß Stützfläche verlorengeht.

[0016] Um dennoch die erforderlichen Kräfte aufnehmen zu können, ist es erforderlich, den Durchmesser der kugelsegmentförmigen Gleitsteine überdurchschnittlich groß zu bemessen. Dies wiederum hat relativ lange Kolben, d.h. Kolben mit relativ langen Kolbenbrücken zur Folge. Die Konsequenz davon sind entsprechend hohe Massenkräfte infolge der Kolben, die das Regelverhalten wiederum ungünstig beeinflussen können. Dementsprechend werden Kompensationsmaßnahmen erforderlich.

[0017] Vergleichsweise große Kolben und Gleitsteine wirken sich auch negativ auf die Wandstärke im Brückenbereich der Kolben aus, da vergleichsweise große Biegemomente wirken.

[0018] Ein Vergleich der Konstruktionen, insbesondere der Drehmomentstützen gemäß der EP 1 172 557 A2 und DE 197 49 727 A1 offenbart neben vielen Vorteilen der letztgenannten Konstruktion auch einen klaren Nachteil bei der Kraftübertragung infolge Drehmoment- und Gaskraftabstützung. Da bei der Konstruktion gemäß der EP 1 172 557 A2 diese Funktionen durch in einer Bohrung geführte Bolzen gelöst wird, ist die Kontaktfläche zwischen Mitnehmer und zugeordnetem Lager eher durch eine Linie definiert, die je nach Schmierfilm und gewollter Verformung infolge Hertz'scher Pressung zu einer Fläche wird. Dagegen wird es bei der Mitnehmer-

konstruktion nach der DE 197 49 727 A1 einen Punktkontakt geben, der je nach Schmierfilm und gewollter Verformung infolge Hertz'scher Pressung einen sogenannten "spot" zur Kraftübertragung bereitstellt. Da zwei Kräfte erheblicher Größe einwirken, kann es zu einer überhöhten Flächenpressung und zum sogenannten "Festfressen" am Mitnehmerkopf kommen.

[0019] Da es durch die Einleitung zweier Kräfte zu einer Überlagerung von Deformationen am Mitnehmerkopf kommt, muß ein erhöhtes Lagerspiel vorgesehen werden, was sich natürlich hinsichtlich Geräusch und Verschleiß nachteilig äußert.

[0020] Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Axialkolbenverdichter der eingangs genannten Art bereitzustellen, bei dem sichergestellt ist, daß die axial wirkenden Gaskräfte auf Höhe der Krafteinleitung abgestützt und nicht durch übermäßige Hebelwirkung verstärkt werden. Dadurch soll eine vorteilhaftere Regelcharakteristik erzielt werden. Des weiteren soll sichergestellt sein, daß die Schwenkscheibe relativ zu den wirkenden Kolbenkräften immer an weitgehend gleicher Stelle axial abgestützt wird. Die Axialabstützung der Schwenkscheibe soll sich also mit diesen und weiteren Aufgaben bzw. Ziele werden durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst, wobei vorteilhafte Details und Weiterbildungen der Erfindung in den Unteransprüchen beschrieben sind.

[0021] Ein wesentlicher Punkt der vorliegenden Erfindung besteht also darin, daß die axiale Abstützung der Kolben bzw. Gaskraftabstützung über einen außerhalb der zwischen Kolben und Schwenkring angeordneten Gelenkanordnung wirksamen, am Stützelement anliegenden und mit dem Schwenkring wirkverbundenen Stützbogen erfolgt, wobei die Stützfläche zwischen Stützbogen und Stützelement als sich konzentrisch zur Gelenkanordnung zwischen Kolben und Schwenkscheibe erstreckende Lagerfläche ausgebildet ist. Vorzugsweise ist die Lagerfläche kreisbogenförmig bzw. zylindrisch. Denkbar ist auch eine sphärische Lagerfläche.

[0022] Von ganz wesentlicher Bedeutung ist eine Ausführungsform, bei der der Stützbogen in etwa radialer Richtung relativ zum Schwenkring verschieblich gelagert ist. Dadurch ist es möglich, daß die axiale Abstützung von der Änderung der Neigung des Schwenkringes unbeeinflusst bleibt, und zwar der "Abstützpunkt". Vorzugsweise ist zwischen Stützbogen und Schwenkring noch ein elastisches Element und/oder dämpfendes Element wirksam, durch das der Stützbogen vom Schwenkring weg bzw. radial nach innen gedrängt wird, sofern es sich um einen Stützbogen handelt, der sich von radial innen nach radial außen erstreckt. Als elastisches Vorspannelement dient vorzugsweise eine Tellerfeder bzw. Tellerfeder-Anordnung.

[0023] Die vorgeschlagene Konstruktion ist einfach, funktionssicher und optimal dimensionierbar, und zwar aufgrund der Tatsache, daß die Möglichkeit besteht, die Gaskraftabstützung von der Drehmomentübertragung zu entkoppeln. Es sind jedoch auch Konstruktionen

denkbar, bei denen diese Entkoppelung nicht stattfindet, bei denen also durch den Stützbogen sowohl axiale Gaskräfte abgestützt als auch Drehmomente von der Antriebswelle auf den Schwenkring übertragen werden.

[0024] Die kreisbogenförmige Lagerfläche bezieht sich auf die Kontur in einer sich durch den Stützbogen hindurch erstreckenden Radialebene. Genauso gut ist - wie erwähnt - eine sphärische Lagerfläche denkbar. Letztere hätte den Vorteil, daß zusätzlich Drehmomente übertragen werden könnten, ohne daß dafür weitere Maßnahmen ergriffen werden. Von ganz wesentlicher Bedeutung ist eine Ausführungsform, bei der der Stützbogen in etwa radialer Richtung relativ zum Schwenkring verschieblich gelagert ist. Dadurch ist es möglich, daß die axiale Abstützung von der Änderung der Neigung des Schwenkringes unbeeinflusst bleibt, und zwar der "Abstützpunkt". Vorzugsweise ist zwischen Stützbogen und Schwenkring noch ein elastisches Element und/oder dämpfendes Element wirksam, durch das der Stützbogen vom Schwenkring weg bzw. radial nach innen gedrängt wird, sofern es sich um einen Stützbogen handelt, der sich von radial innen nach radial außen erstreckt. Als elastisches Vorspannelement dient vorzugsweise eine Tellerfeder bzw. Tellerfeder-Anordnung.

[0025] Die vorgeschlagene Konstruktion ist einfach, funktionssicher und optimal dimensionierbar, und zwar aufgrund der Tatsache, daß die Möglichkeit besteht, die Gaskraftabstützung von der Drehmomentübertragung zu entkoppeln. Es sind jedoch auch Konstruktionen denkbar, bei denen diese Entkoppelung nicht stattfindet, bei denen also durch den Stützbogen sowohl axiale Gaskräfte abgestützt als auch Drehmomente von der Antriebswelle auf den Schwenkring übertragen werden.

[0026] Die kreisbogenförmige Lagerfläche bezieht sich auf die Kontur in einer sich durch den Stützbogen hindurch erstreckenden Radialebene. Genauso gut ist - wie erwähnt - eine sphärische Lagerfläche denkbar. Letztere hätte den Vorteil, daß zusätzlich Drehmomente übertragen werden könnten, ohne daß dafür weitere Maßnahmen ergriffen werden müßten. Eine zylindrische Lagerfläche hat jedoch den Vorteil, daß die Bearbeitung relativ einfach ist. Dies gilt sowohl für den Stützbogen als auch für das Stützelement.

[0027] Vorzugsweise erstreckt sich die Lagerfläche in die Antriebswelle hinein. Damit wird eine besonders kompakte Bauweise erhalten.

[0028] Erfindungsgemäß wird die Schwenkscheibe durch ein in Umfangsrichtung oder in Längsrichtung unbewegliches "Gelenk" konstant abgestützt. Ein Kippen der Scheibe führt dazu, daß sich der Innendurchmesser ebenso wie der Außendurchmesser des Schwenkringes projiziert auf die Verdichterquerebene verkleinert, und zwar in der Verdichterkippebene. In der Verdichterquerebene stellt sich der Schwenkring elliptisch dar. Dadurch, daß der Schwenkring quasi geringfügig nach innen rutscht, muß hierfür ein Freiheitsgrad in bezug auf den Stützbogen bereitgestellt werden. Zu diesem Zweck ist eine Konstruktion gemäß den Ansprüchen 8 f. vorge-

sehen. Diese spezielle Konstruktion nimmt natürlich Bezug auf die Konstruktion gemäß Anspruch 2. Der radiale Freiheitsgrad zwischen Schwenkring und Stützbogen ist also erforderlich, um einen konstanten "Abstützpunkt" für die Gaskraftabstützung zu erhalten. Das maximale Spiel zwischen dem inneren Umfang des Schwenkringes und dem Stützbogen beträgt etwa 1,5 mm bis 2,0 mm. Vorzugsweise ist zwischen Stützbogen und Schwenkring - wie bereits erwähnt - ein elastisches Druckelement eingefügt.

[0029] Schließlich sei noch darauf hingewiesen, daß die Drehmomentübertragung auch durch eine zwischen Schiebehülse und Antriebswelle wirksame Paßfeder erfolgen kann; der Stützbogen wird dann vorzugsweise nicht geführt.

[0030] Der wenigstens eine Radialstift zwischen Schwenkring und Stützbogen gemäß Anspruch 8 f. kann z.B. als Rundbolzen, Vierkant oder Zweiflach ausgebildet sein.

[0031] Die Kippwinkel für den Minimalhub und den Maximalhub können durch geeignete Anschläge begrenzt sein, z.B. dadurch, daß die Schiebehülse in beiden Richtungen eine Limitierung auf der Antriebswelle (Anschläge).

[0032] Ergänzend wird dazu auf die auf die Anmelderin zurückgehende ältere deutsche Patentanmeldung Nr. 103 24 802.4 vom 2. Juni 2003 verwiesen.

[0033] Nachstehend werden bevorzugte Ausführungsformen eines erfindungsgemäßen Axialkolbenverdichters anhand der beigefügten Zeichnung näher beschrieben. Diese zeigt in:

Fig. 1 eine erste Ausführungsform eines Schwenkring-Triebwerkes für einen Axialkolbenverdichter in perspektivischer Ansicht;

Fig. 2 das Schwenkring-Triebwerk gemäß Fig. 1 im Axialschnitt längs Linie II-II in Fig. 1;

Fig. 3 das Triebwerk gemäß den Fig. 1 und 2 in Explosionsdarstellung;

Fig. 3a das Triebwerk gemäß den Fig. 1 bis 3 im schematischen Längsschnitt unter Darstellung eines minimalen Kippwinkels des Schwenkringes;

Fig. 3b das Triebwerk gemäß Fig. 3a unter Darstellung eines maximalen Kippwinkels des Schwenkringes;

Fig. 4 ein abgewandeltes Ausführungsbeispiel im Axialschnitt entsprechend dem Axialschnitt gemäß Fig. 2;

Fig. 5 ein drittes Ausführungsbeispiel eines Schwenkring-Triebwerkes im Axialschnitt;

- Fig. 6 ein viertes Ausführungsbeispiel eines Schwenkring-Triebwerks im Axialschnitt;
- Fig. 7 ein fünftes Ausführungsbeispiel eines Schwenkring-Triebwerks im Axialschnitt;
- Fig. 8 ein sechstes Ausführungsbeispiel eines Schwenkring-Triebwerks im Axialschnitt;
- Fig. 9 ein siebtes Ausführungsbeispiel eines Schwenkring-Triebwerks im Axialschnitt;
- Fig. 10 das Triebwerk gemäß Fig. 9 in Stirnansicht entsprechend den Pfeilen X-X in Fig. 9; und
- Fig. 11 das Triebwerk gemäß den Fig. 9 und 10 in Explosionsdarstellung.

[0034] In den Figuren 1 bis 3b ist eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Schwenkring-Triebwerks 100 für einen Axialkolbenverdichter für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen schematisch dargestellt. Dieses Triebwerk 100 umfaßt eine in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle 104 verstellbare, von der Antriebswelle drehangetriebene, im vorliegenden Fall ringförmige Schwenkscheibe bzw. Schwenkring 107, wobei dieser Schwenkring sowohl mit einer auf der Antriebswelle 104 axial verschieblich gelagerten Schiebehülse 108 als auch mit einem im Abstand von der Antriebswelle 104 mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement 109 gelenkig verbunden ist. Diese gelenkige Verbindung ist als Axialabstützung ausgebildet, wie insbesondere die Figuren 2, 3a und 3b erkennen lassen. Die Zusammenwirkung des Schwenkringes 107 mit den Axialkolben entspricht derjenigen gemäß Stand der Technik, z.B. nach Fig. 13.

[0035] Das Schwenklager des Schwenkringes 107 definiert eine sich quer zur Antriebswelle 104 erstreckende Schwenkachse 101. Diese Schwenkachse 101 wird des weiteren definiert durch zwei gleichachsig beidseitig der Schiebehülse 108 gelagerte Lagerbolzen 102, 103 (siehe Fig. 3). Diese Lagerbolzen 102, 103 sind in radialen Bohrungen des Schwenkringes 107 gelagert. Diese radialen Bohrungen sind in Fig. 3 mit der Bezugsziffer 120 gekennzeichnet. Die Schiebehülse 108 kann zu diesem Zweck beidseitig zusätzlich Lagerhülsen 105, 106 (siehe Fig. 3) aufweisen, die den Ringraum 119 zwischen der Schiebehülse 108 und dem Schwenkring 107 überbrücken. Die entsprechende Konstruktion entspricht weitgehend dem Stand der Technik nach Fig. 13.

[0036] Von Bedeutung ist die axiale Abstützung des Schwenkringes an dem mit der Antriebswelle 104 mitdrehend angeordneten Stützelement 109. Diese Abstützung erfolgt durch einen mit dem Schwenkring 107 wirkverbundenen Stützbogen 110. Dieser Stützbogen 110 ist so ausgebildet, daß er eine zwischen Kolben und Schwenkring wirksame Gelenkanordnung übergreift, und zwar so, daß unabhängig von der Neigung des

Schwenkringes 107 eine Kollision zwischen diesem und dem Stützbogen 110 einerseits und dem die vorgenannte Gelenkanordnung umfassenden Kolbenfuß 111 andererseits ausgeschlossen ist (siehe dazu Fig. 2). Der dem Kolbenfuß 111 zugeordnete Kolben ist mit der Bezugsziffer 118 gekennzeichnet.

[0037] Das Stützelement 109 ist Teil einer mit der Antriebswelle 104 drehfest verbundenen Scheibe 112.

[0038] Die Stützfläche des Bogens 110 erstreckt sich etwa konzentrisch zum Mittelpunkt der zwischen Kolben 118 und Schwenkring 107 wirksamen Gelenkanordnung, wie sie anhand der Fig. 13 näher beschrieben ist. Die axiale Abstützung ist also außerhalb der vorgenannten Gelenkanordnung wirksam mit der Folge, daß die Gelenkanordnung, die zwischen Kolben und Schwenkring wirksam ist, durch axiale Abstützungsmaßnahmen nicht beeinträchtigt wird. Dies gilt insbesondere für die Dimensionierung der vorgenannten Gelenkanordnung. Die Gelenkanordnung ist ebenso wie beim Stand der Technik durch zwei kugelsegmentartige Gelenksteine 121, 122 (siehe Fig. 2) definiert, zwischen denen der Schwenkring 107 gleitend eingreift. Den sphärischen Lagerflächen der Gelenksteine 121, 122 sind korrespondierende sphärische Mulden an den einander zugekehrten Stirnseiten des Kolbenfußes 111 zugeordnet.

[0039] Des weiteren ist erkennbar, daß bei der dargestellten Ausführungsform das Schwenklager des Schwenkringes 107 nur zur Drehmomentübertragung und das Stützelement 109 nur zur axialen Abstützung der Kolben 118 bzw. Gaskraftabstützung dienen. Die Drehmomentübertragung ist also von der Axialabstützung des Schwenkringes 107 entkoppelt.

[0040] Von besonderem Interesse ist noch die Stützfläche am Stützelement 109 für den Stützbogen 110. Diese Stützfläche ist als kreisbogenförmige bzw. zylindrische Lagerfläche 123 ausgebildet. Um eine Verschiebung der Stützlinie bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 zu vermeiden, d.h. eine Verschiebung aus dem Zentrum der Kolben 118 heraus, ist der Stützbogen 110 in radialer Richtung relativ zum Schwenkring 107 verschieblich gelagert, so wie dies die Figuren 3a, 3b sehr gut erkennen lassen. Bei minimalem Kippwinkel des Schwenkringes 107 entsprechend Fig. 3a ist der Stützbogen 110 am weitesten vom inneren Umfangsrand des Schwenkringes 107 entfernt. Diese Entfernung beträgt in der Praxis etwa zwischen 1,0 mm bis 2,0 mm. Bei maximalem Kippwinkel des Schwenkringes 107 wird der Spalt zwischen Schwenkring 107 und Stützbogen 110 auf ein Minimum reduziert. Zur Definition der vorgenannten Relativbewegung des Stützbogens 110 ist zwischen dem Schwenkring 107 und dem Stützbogen 110 bei der Ausführungsform nach den Figuren 1 bis 3b ein sich innerhalb der Schwenkringebeine erstreckender Radialstift 124 wirksam. Dieser Stift dient zur Radialführung des Stützbogens 110 relativ zum Schwenkring 107. Statt eines einzigen Radialstiftes 124 können auch zwei sich parallel zueinander erstreckende Radialstifte entsprechend der Ausführungsform nach den Figuren 9 bis 11

vorgesehen sein. Bei der Ausführungsform nach den Figuren 3a, 3b ist der Radialstift 124 am Schwenkring 107 ortsfest angebracht, insbesondere in eine entsprechende Radialbohrung eingepreßt. Der Stützbogen 110 ist dann relativ zu dem Radialstift 124 auf diesem verschieblich geführt.

[0041] Entsprechend der Ausführungsform gemäß Fig. 6 ist zwischen dem Schwenkring 107 und dem Stützbogen 110 noch ein elastisches Druckelement in Form einer Tellerfeder 125 angeordnet, die den Stützbogen 110 radial nach innen drängt, d.h. vom inneren Umfang des Schwenkringes 107 nach innen weg.

[0042] Falls der Stützbogen 110 auch zur Drehmomentübertragung dienen soll, erstreckt sich dieser vorzugsweise in eine entsprechende Mulde 113 an der dem Stützbogen 110 zugewandten Seite des Stützelements 109 hinein, so wie dies bei der Ausführungsform nach Fig. 6 dargestellt ist. Die Mulde 113 ist vorzugsweise als Radialnut ausgebildet.

[0043] Alternativ kann die Stützfläche auch sphärisch ausgebildet sein, so wie dies bei der Ausführungsform nach Fig. 8 angedeutet ist. Die dort dargestellte sphärische Mulde ist mit der Bezugsziffer 126 gekennzeichnet. Auch damit läßt sich zusätzlich zur Axialabstützung eine Drehmomentübertragung erreichen.

[0044] Wie jedoch bereits oben erwähnt, ist es vorteilhaft, wenn die Drehmomentübertragung von der axialen Gaskraftabstützung entkoppelt ist.

[0045] Zu diesem Zweck ist es z.B. auch denkbar, die Drehmomentübertragung zwischen Schiebehülse 108 und Antriebswelle 104 durch eine Paßfeder 114 entsprechend der Ausführungsform gemäß Fig. 6 zu gewährleisten. Statt einer Paßfeder 114 kann entsprechend Fig. 5 auch ein sich durch die Schiebehülse 108 und die Antriebswelle 104 hindurch erstreckender Querbolzen 115 zur Drehmomentübertragung dienen, wobei der Querbolzen 115 z.B. durch eine Vierkantpressung im Bereich der Schiebehülse 108 verdrehgesichert sein kann.

[0046] Zwischen der Schiebehülse 108 und der Antriebswelle 104 kann noch eine Schraubendruckfeder 117 (siehe beispielhafte Darstellung in Fig. 3a, 3b) wirksam sein, die sich innerhalb der Schiebehülse 108 an dieser einerseits und an einem Ringvorsprung der Antriebswelle 104 andererseits abstützt und die Schiebehülse 108 axial in Richtung zu den Kolben 118 hin drängt.

[0047] Der maximale Kippwinkel des Schwenkringes 107 beträgt etwa 18°, während der minimale Kippwinkel zwischen etwa 0° und 2° liegt. Die Kippwinkel können durch Anschläge vorgegeben sein, insbesondere Anschläge für die axiale Verschiebung der Schiebehülse 108.

[0048] Wie oben dargelegt, erstreckt sich der Stützbogen 110 etwa konzentrisch zum Mittelpunkt der zwischen Kolben und Schwenkring wirksamen Gelenkanordnung. Konkret erstreckt sich die kreisförmige Lagerfläche konzentrisch zur sphärischen Lagerfläche der dem Kolben 118 abgewandten Gelenksteine 122. Der Mittelpunkt einer durch die Gelenksteine definierten Kugelfläche liegt

auf der Kolbenlängsachse bzw. auf einem Kreis, durch den sich die Kolbenlängsachsen hindurch erstrecken. In Projektion sollte also die axiale Abstützung bzw. (theoretisch) Stützlinie auf dem Mittelpunkt der in Projektion kreisförmigen Gleitsteine liegen. Dieser Mittelpunkt stimmt mit der Kolbenlängsachse überein. Erfindungsgemäß bleibt diese Stützlinie auch bei Veränderung der Neigung des Schwenkringes 107 unverändert. Dies ist möglich, weil sich der Stützbogen 110 radial relativ zum Schwenkring 107 bewegen kann.

[0049] Die dargestellten Ausführungsformen zeigen des weiteren, daß die kreisbogenförmige Lagerfläche 123 des Stützbogens 110 sich jeweils in die Antriebswelle 104 hineinerstreckt. Dadurch erhält man eine äußerst kompakte Bauweise. Außerdem ist es dann noch besser möglich, mittels des Stützbogens 110 bei Bedarf auch ein Drehmoment zu übertragen, nämlich dann, wenn der Stützbogen 110 so schmal ausgebildet ist, daß er sich in eine Axialmulde der Antriebswelle 104 hinein erstrecken kann.

[0050] Die Ausführungsform nach Fig. 4 stimmt mit derjenigen gemäß den Figuren 1 bis 3b weitgehend überein; lediglich zur Drehmomentübertragung ist noch zwischen Schiebehülse 108 und Antriebswelle 104 eine Paßfeder 114 angeordnet. Die Paßfeder ist an der Antriebswelle 104 axial unverschieblich plaziert. Mit ihrem über den Umfang der Antriebswelle 104 vorstehenden Teilabschnitt ragt sie in eine Längsnut an der Innenseite der Schiebehülse 108 hinein. Diese Längsnut ist in Fig. 4 mit der Bezugsziffer 116 gekennzeichnet.

[0051] Auch bei der Ausführungsform nach Fig. 6 ist die Drehmomentübertragung in der beschriebenen Weise ausgebildet.

[0052] Zu der Ausführungsform nach Fig. 5 sei noch erwähnt, daß sich der Querbolzen 115 durch ein sich axial erstreckendes Langloch innerhalb der Antriebswelle 104 hindurch erstreckt. Dieses Langloch ist mit der Bezugsziffer 127 gekennzeichnet. Die axiale Begrenzung des Langloches 127 bildet auch die Anschläge für den minimalen und maximalen Kippwinkel des Schwenkringes 107.

[0053] Im übrigen ist der Stützbogen 110 drehmomentenfrei.

[0054] Die Ausführungsform nach Fig. 6 wurde bereits weiter oben näher beschrieben. Sie stimmt mit derjenigen gemäß Fig. 4 weitgehend überein. Es ist lediglich vorgesehen, daß sich der Stützbogen 110 in eine Mulde des Stützelements 109 hinein erstreckt, so daß mittels des Stützbogens 110 auch eine Drehmomentübertragung möglich ist.

[0055] Bei der Ausführungsform nach Fig. 7 erstreckt sich der Stützbogen 110 ebenfalls in eine Mulde 113 hinein. Damit ist auch hier eine Drehmomentübertragung mittels des Stützbogens 110 vorgesehen. Im übrigen ist bei der Ausführungsform nach Fig. 7 der Radialstift 124 bei den vorgehend beschriebenen Ausführungsformen durch einen Vierkant 128 ersetzt.

[0056] Zu der Ausführungsform nach Fig. 8 wurde be-

reits weiter oben Ausführungen gemacht.

[0057] Die Ausführungsform nach den Figuren 9 bis 11 unterscheidet sich von derjenigen nach den Figuren 1 bis 3b nur dadurch, daß der dort vorgesehene Radialstift 124 durch zwei sich parallel zueinander und im Abstand voneinander erstreckende Radialstifte 124 ersetzt ist. Alle übrigen Teile dieses Triebwerkes stimmen mit denjenigen des Ausführungsbeispiels gemäß den Figuren 1 f. überein.

[0058] Es sei an dieser Stelle nochmals erwähnt, daß durch die radiale Relativverschiebung zwischen Stützbogen 110 und Schwenkring 107 die Kontaktfläche zwischen Stützbogen 110 und Stützelement 109 bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 nicht wandert, so wie dies bei einer ebenen, d.h. sich streng senkrecht zur Antriebswellenachse erstreckenden Stützlagerfläche der Fall wäre.

[0059] Schließlich sei noch erwähnt, daß eine Ausführungsvariante für die Abstützung des Schwenkringes 107 am Stützelement 109 denkbar ist, die sich dadurch auszeichnet, daß die Stützfläche des Stützelements 109 durch ein innerhalb desselben schwenkbar gelagertes Zylinderstift-Segment definiert ist, an dessen Flachseite der Stützbogen 110 anliegt. Der Stützbogen 110 wäre bei dieser Ausführungsform nicht kreisbogenförmig, sondern etwa U-förmig ausgebildet. Der der Stützfläche des Stützelements 109 zugewandte Schenkel ist mit einer ebenen Gleitfläche ausgebildet, die an der Flachseite des Zylinderstift-Segments anliegt. Bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 würde normalerweise eine Relativverschiebung zwischen der Stützfläche des Stützbogens 110 und der Flachseite des Zylinderstift-Segments sowie gleichzeitig ein Verschwenken des Zylinderstift-Segments innerhalb einer zylinderförmigen Mulde im Stützelement 109 stattfinden. Aufgrund der erfindungsgemäßen Radialverschieblichkeit zwischen Schwenkring 107 und Stützbogen 110 kann eine derartige Relativverschiebung jedoch vermieden, zumindest auf ein Minimum reduziert werden. Damit wäre gewährleistet, daß der obere Totpunkt der Kolben jeweils exakt konstant gehalten wird. Die Kontaktfläche für die Gaskraftabstützung wandert bei dieser Ausführungsform ebenso wie bei den vorbeschriebenen Ausführungsformen bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 weder nach innen noch nach außen.

[0060] Abschließend sei noch angemerkt, daß die beschriebene Grundidee zur axialen Abstützung einer Schwenkscheibe oder eines Schwenkringes auch Konstruktionen umfaßt, bei denen der Stützbogen innen, außen oder von oben (Zugkraft statt Druckkraft) wirksam ist, wobei sämtlichen Konstruktionen gemeinsam ist, daß der Stützbogen bzw. die axiale Abstützung des Schwenkringes bzw. auch einer Schwenkscheibe konzentrisch außerhalb der Gelenksteine bzw. des Wirkbereichs der Gelenksteine angeordnet und wirksam ist.

[0061] Damit hat man den Vorteil, daß die Gelenkstein-Anordnung optimal dimensioniert werden kann. Auch erhält man den Vorteil einer relativ großen Kontaktfläche

für die Gaskraftabstützung mit der Folge entsprechend niedrigerer spezifischer Flächenpressung und geringerem Verschleiß.

[0062] Zur Funktionsstabilität sei noch erwähnt, dass eine Dislokation zwischen Stützbogen 110 und Stützelement 109 und/oder Antriebswelle 104 sicher vermieden werden kann, wenn ich die Stützbogen-Lagerfläche(n) über einen Winkelbereich von etwa 30° bis 190°, insbesondere etwa 150° erstreckt (s. Winkelbereich "α" in Fig. 4). Dann ist eine Dislokation, insbesondere bei Einwirkung von Zugkräften ausgeschlossen. Natürlich und die Lagerflächen am Stützelement und an der Antriebswelle so ausgebildet, dass sie denselben Krümmungsmittelpunkt aufweisen, und in einem Arbeitsgang hergestellt werden können.

[0063] Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentlich beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

Bezugszeichen

[0064]

25	100	Schwenkring-Triebwerk
	101	Schwenkachse
	102	Lagerbolzen
	103	Lagerbolzen
	104	Antriebswelle
30	105	Lagerhülse
	106	Lagerhülse
	107	Schwenkring
	108	Schiebehülse
	109	Stützelement
35	110	Stützbogen
	111	Kolbenfuß
	112	Scheibe
	113	Mulde
	114	Paßfeder
40	115	Querbolzen
	116	Längsnut
	117	Schraubendruckfeder
	118	Kolben
	119	Ringraum
45	120	Lagerbohrung
	121	Gelenkstein
	122	Gelenkstein
	123	Lagerfläche
	124	Radialstift
50	125	Tellerfeder
	126	sphärische Mulde
	127	Langloch
	128	Vierkant

55

Patentansprüche

1. Axialkolbenverdichter, insbesondere CO₂-Verdich-

ter für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, mit einem in seiner Neigung zu einer Antriebswelle (104) verstellbaren, von der Antriebswelle (104) drehangetriebenen Schwenkscheibe in Form eines Schwenkringes (107), wobei dieser mit einem längs der Antriebswelle (104) axial verschieblich gelagerten Schwenklager verbunden und an einem im Abstand von der Antriebswelle (104) mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement (109) abgestützt ist, wobei die Kolben (118) jeweils eine Gelenkanordnung (121, 122) aufweisen, an der der Schwenkring (107) in Gleiteingriff steht,

dadurch gekennzeichnet, daß

die axiale Abstützung der Kolben (118) bzw. Gaskraftabstützung über einen außerhalb der zwischen Kolben (118) und Schwenkring (107) angeordneten Gelenkanordnung (121, 122) wirksamen, am Stützelement (109) anliegenden und mit dem Schwenkring (107) wirkverbundenen Stützbogen (110) erfolgt, wobei die Stützfläche zwischen Stützbogen (110) und Stützelement (109) als sich zur Gelenkanordnung (121, 122) zwischen Kolben (118) und Schwenkring (107) konzentrisch erstreckende Lagerfläche (123) ausgebildet ist.

2. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Stützbogen (110) in etwa radialer Richtung relativ zum Schwenkring (107) verschieblich gelagert ist.

3. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet, daß

zwischen Stützbogen (110) und Schwenkring (107) ein elastisches Element (125) wirksam ist, durch das der Stützbogen (110) vom Schwenkring (107) weg, insbesondere etwa radial nach innen gedrängt wird.

4. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet, daß

die sich zur Gelenkanordnung (121, 122) zwischen Kolben (118) und Schwenkring (107) erstreckende Lagerfläche (123) kreisbogenförmig bzw. zylinderflächig oder sphärisch ausgebildet ist, wobei der geometrische Mittelpunkt der Lagerfläche (123) mit dem Mittelpunkt der zwischen Kolben (118) und Schwenkring (107) angeordneten Gelenkanordnung (121, 122) zusammenfällt.

5. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 4,

dadurch gekennzeichnet, daß

sich die Lagerfläche (123), an der sich der Stützbogen (110) abstützt, in die Antriebswelle (104) hinein erstreckt.

6. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1

bis 5,

wobei die zwischen Kolben (118) und Schwenkring (107) wirksame Gelenkanordnung zwei kugelsegmentartige Gelenksteine (121, 122) mit jeweils sphärischer Lagerfläche umfaßt, die mit komplementären Lagermulden innerhalb eines brückenartigen Kolbenfußes (111) korrespondieren und zwischen deren Flachseiten der Schwenkring (107) gleitend gelagert ist,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Stützbogen (110) sich über die freie Stirnseite des Kolbenfußes (111) hinweg erstreckt.

7. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Schwenklager des Schwenkringes (107) im wesentlichen nur zur Drehmomentübertragung und das Stützelement (109) im wesentlichen nur zur axialen Abstützung der Kolben (118) bzw. Gaskraftabstützung dienen, wobei für letzteres der Schwenkring (107) einen die zwischen Kolben und Schwenkscheibe wirksame Gelenkanordnung (121, 122) übergreifenden Stützbogen (110) aufweist.

8. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 7,

dadurch gekennzeichnet, daß

zwischen Schwenkring (107) und Stützbogen (110) wenigstens ein sich innerhalb der Schwenkringebe-
ne erstreckender Radialstift (124) wirksam ist, der zur Radialführung des Stützbogens (110) relativ zum Schwenkring (107) dient.

9. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 8,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Radialstift (124) am Schwenkring (107) befestigt und der Stützbogen (110) am Radialstift (124) längsverschieblich geführt ist, oder umgekehrt.

10. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 9,

dadurch gekennzeichnet, daß

das Schwenklager des Schwenkringes (107) entweder einen sich durch eine Langlochbohrung der Antriebswelle (104) hindurch erstreckenden Gelenkbolzen oder zwei sich relativ zur Antriebswelle (104) diametral erstreckende Lagerbolzen (105, 106) umfaßt, die mit ihren antriebswellenseitigen Enden jeweils mit einer längs der Antriebswelle (104) axial verschieblich gelagerten Schiebehülse (108) verbunden sind.

11. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 10,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Drehmomentübertragung von Antriebswelle (104) auf Schwenkring (107) über eine zwischen Schiebehülse (108) und Antriebswelle (104) wirksa-

me Paßfeder (114) erfolgt.

12. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 5 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Stützbogenlagerfläche (123) am Stützelement (109) und ggf. auch im Bereich der Antriebswelle (104) sich über einen Winkelbereich (α) von 30° bis 190°, insbesondere etwa 150° erstreckt.

Claims

1. Axial piston compressor, especially a CO₂ compressor for motor vehicle air-conditioning systems, having a tilt plate in the form of a tilt ring (107), which is variable in terms of its inclination with respect to a drive shaft (104) and which is driven in rotation by the drive shaft (104), the tilt ring being connected to a pivot bearing mounted so as to be axially displaceable along the drive shaft (104) and being supported on a supporting element (109) arranged at a spacing from the drive shaft (104) and rotating therewith, the pistons (118) having in each case an articulated arrangement (121, 122) with which the tilt ring (107) is in sliding engagement,
characterized in that
the axial support of the pistons (118), i.e. the gas force support, is effected by means of a supporting arc (110) which is effective outside the articulated arrangement (121, 122) arranged between piston (118) and tilt ring (107), is in contact with the supporting element (109) and is in operative connection with the tilt ring (107), the supporting surface between supporting arc (110) and supporting element (109) being in the form of a bearing face (123) extending concentrically with respect to the articulated arrangement (121, 122) between piston (118) and tilt ring (107).
2. Axial piston compressor according to claim 1,
characterized in that
the supporting arc (110) is mounted so as to be displaceable in an approximately radial direction relative to the tilt ring (107).
3. Axial piston compressor according to claim 2,
characterized in that
a resilient element (125) is effective between supporting arc (110) and tilt ring (107), by means of which resilient element the supporting arc (110) is displaced away from the tilt ring (107), especially approximately radially inwards.
4. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 3,
characterized in that
the bearing face (123) extending with respect to the

articulated arrangement (121, 122) between piston (118) and tilt ring (107) is in the shape of an arc of a circle, i.e. has a cylindrical surface, or is spherical, the geometric centre point of the bearing face (123) coinciding with the centre point of the articulated arrangement (121, 122) arranged between piston (118) and tilt ring (107).

5. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 4,
characterized in that
the bearing face (123) on which the supporting arc (110) is supported extends into the drive shaft (104).
6. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 5,
the articulated arrangement effective between piston (118) and tilt ring (107) comprising two articulating blocks (121, 122) in the shape of a segment of a sphere, each having a spherical bearing surface, which blocks correspond to complementary bearing recesses inside a bridge-like piston foot (111) and between the flat sides of which the tilt ring (107) is slidingly mounted,
characterized in that
the supporting arc (110) extends beyond the free end face of the piston foot (111).
7. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 6,
characterized in that
the pivot bearing of the tilt ring (107) serves substantially only for providing torque transfer and the supporting element (109) serves substantially only for providing the pistons (118) with axial support, i.e. gas force support, the tilt ring (107) having for the latter a supporting arc (110) which overlaps the articulated arrangement (121, 122) effective between piston and tilt plate,
8. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 7,
characterized in that
at least one radial pin (124) extending within the plane of the tilt ring is effective between tilt ring (107) and supporting arc (110), which radial pin serves for radial guidance of the supporting arc (110) relative to the tilt ring (107).
9. Axial piston compressor according to claim 8,
characterized in that
the radial pin (124) is attached to the tilt ring (107) and the supporting arc (110) is guided so as to be longitudinal displaceable on the radial pin (124), or *vice versa*.
10. Axial piston compressor according to any one of claims 1 to 9,

characterized in that

the pivot bearing of the tilt ring (107) comprises either a joint pin extending through an elongate bore in the drive shaft (104) or two mounting pins (105, 106) extending diametrically relative to the drive shaft (104), which mounting pins are each connected by their driveshaft-side end to a sliding sleeve (108) mounted so as to be axially displaceable along the drive shaft (104).

11. Axial piston compressor according to claim 10, **characterized in that** the torque transfer from drive shaft (104) to tilt ring (107) is effected by means of splines (114) effective between sliding sleeve (108) and drive shaft (104).
12. Axial piston compressor according to any one of claims 5 to 11, **characterized in that** the supporting arc bearing face (123) on the supporting element (109) and, where applicable, also in the region of the drive shaft (104) extends over an angular region (α) of from 30° to 190°, especially about 150°.

Revendications

1. Compresseur à piston axial, notamment compresseur CO₂ pour systèmes de climatisation de véhicules, avec un plateau oscillant en forme d'anneau pivotant (107) réglable dans son inclinaison vers un arbre de transmission (104), orienté par l'arbre de transmission (104), sachant que celui-ci est relié à un palier oscillant logé de manière mobile axialement le long de l'arbre de transmission (104) et est appuyé à un élément de support (109) disposé à distance de l'arbre de transmission (104) en tournant avec celui-ci, les pistons (118) comportant respectivement un ensemble articulé (121, 122) auquel l'anneau pivotant (107) s'agrippe en coulissant. **caractérisé en ce que**, le support axial des pistons (118) ou le support par gaz s'effectue par le biais d'un arc-boutant (110) actif placé sur l'élément de support (109) en-dehors de l'ensemble articulé (121, 122) agencé entre pistons (118) et anneau pivotant (107) et relié activement à l'anneau pivotant (107), la surface d'appui entre l'arc-boutant (110) et l'élément de support (109) étant configurée comme une surface d'appui (123) s'étendant de manière concentrique vers l'ensemble articulé (121, 122) entre pistons (118) et anneau pivotant (107).
2. Compresseur à piston axial selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'arc-boutant (110) est logé de manière coulissante dans le sens à peu près radial par rapport à l'anneau

pivotant (107).

3. Compresseur à piston axial selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** qu'un élément élastique (125) agit entre arc-boutant (110) et anneau pivotant (107), à travers lequel l'arc-boutant (100) est enfoncé loin de l'anneau pivotant (107), notamment à peu près radialement vers l'intérieur.
4. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la surface d'appui (123) s'étendant vers l'ensemble articulé (121, 122) entre pistons (118) et anneau pivotant est configurée en forme d'arc de cercle ou avec une surface cylindrique ou de manière sphérique, le centre géométrique de la surface d'appui (123) coïncidant avec le centre de l'ensemble articulé (121, 122) disposé entre pistons (118) et anneau pivotant (107).
5. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** la surface d'appui (123), sur laquelle s'appuie l'arc-boutant (110), s'étend vers l'intérieur dans l'arbre de transmission (104).
6. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 5, l'ensemble articulé actif entre pistons (118) et anneau pivotant (107) comprenant deux blocs articulés (121, 122) en forme de segments sphériques avec respectivement une surface d'appui sphérique, qui correspond à des cavités de palier complémentaires à l'intérieur d'un pied de piston en forme de pont (111) et entre les côtés plats de laquelle l'anneau pivotant est logé en coulissant, **caractérisé en ce que** l'arc-boutant (110) s'étend au-dessus de la face avant libre du pied de piston (111).
7. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** le palier oscillant de l'anneau pivotant (107) ne sert essentiellement qu'au transfert du couple de rotation et l'élément de support (109) ne sert essentiellement qu'au support axial des pistons (118) ou au support par gaz, sachant que pour ce dernier l'anneau pivotant (107) comporte un arc-boutant (110) chevauchant l'ensemble articulé (121, 122) agissant entre pistons et plateau oscillant.
8. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce**

qu'au moins un axe radial (124) s'étendant à l'intérieur de la surface de l'anneau pivotant agit entre anneau pivotant (107) et arcboutant (110), cet axe servant au guidage radial de l'arcboutant (110) par rapport à l'anneau pivotant (107).

5

9. Compresseur à piston axial selon la revendication 8, **caractérisé en ce que**

l'axe radial (124) est fixé à l'anneau pivotant (107) et l'arcboutant (110) est introduit en glissant longitudinalement contre l'axe radial (124) ou vice-versa.

10

10. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 1 à 9,

caractérisé en ce que

15

le palier oscillant de l'anneau pivotant (107) comprend soit un axe articulé s'étendant à travers un alésage oblong de l'arbre de transmission (140) soit deux pivots (105, 106) s'étendant diamétralement par rapport à l'arbre de transmission (104), qui sont reliés avec leurs extrémités du côté de l'arbre de transmission respectivement avec un manchon coulissant (108) logé en coulissant axialement le long de l'arbre de transmission (104).

20

25

11. Compresseur à piston axial selon la revendication 10,

caractérisé en ce que

le transfert du couple de rotation de l'arbre de transmission (104) à l'anneau pivotant (107) s'effectue par le biais d'un ressort d'ajustage (114) agissant entre manchon coulissant (108) et arbre de transmission (104).

30

12. Compresseur à piston axial selon l'une des revendications 5 à 11,

35

caractérisé en ce que

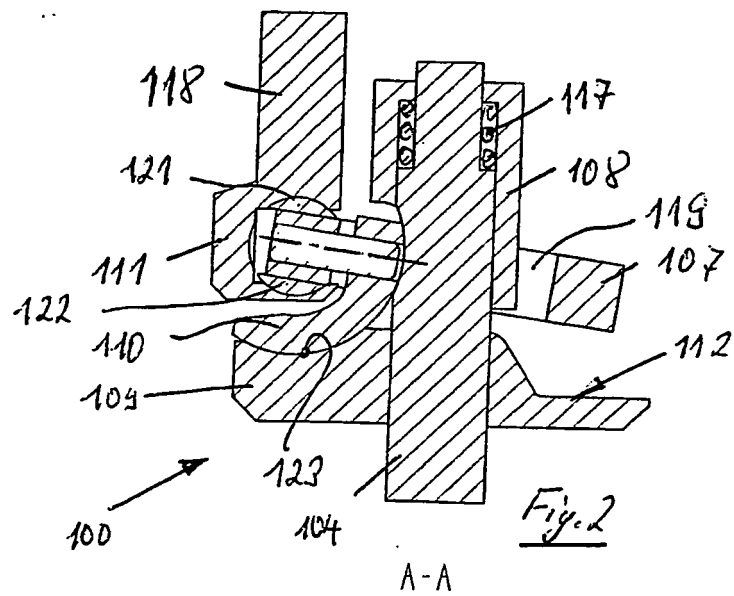
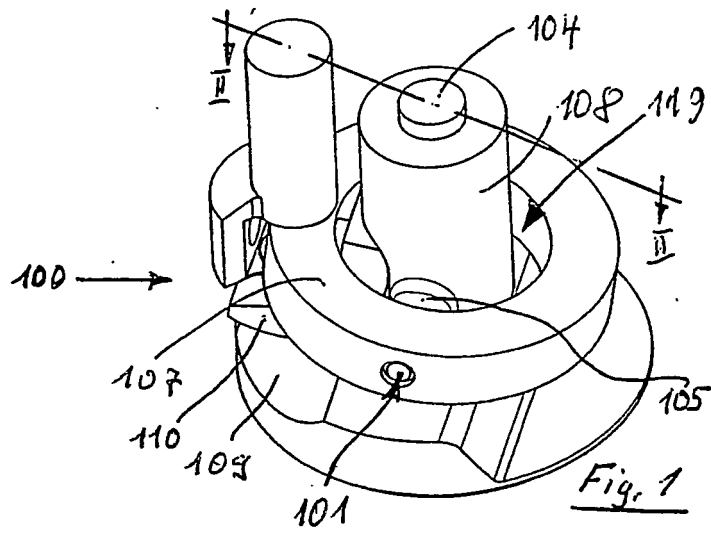
la surface d'appui de l'arcboutant (123) s'étend sur l'élément de support (109) et le cas échéant aussi dans la zone de l'arbre de transmission (104) au-dessus d'une zone angulaire (α) de 30° à 190°, notamment environ de 150°.

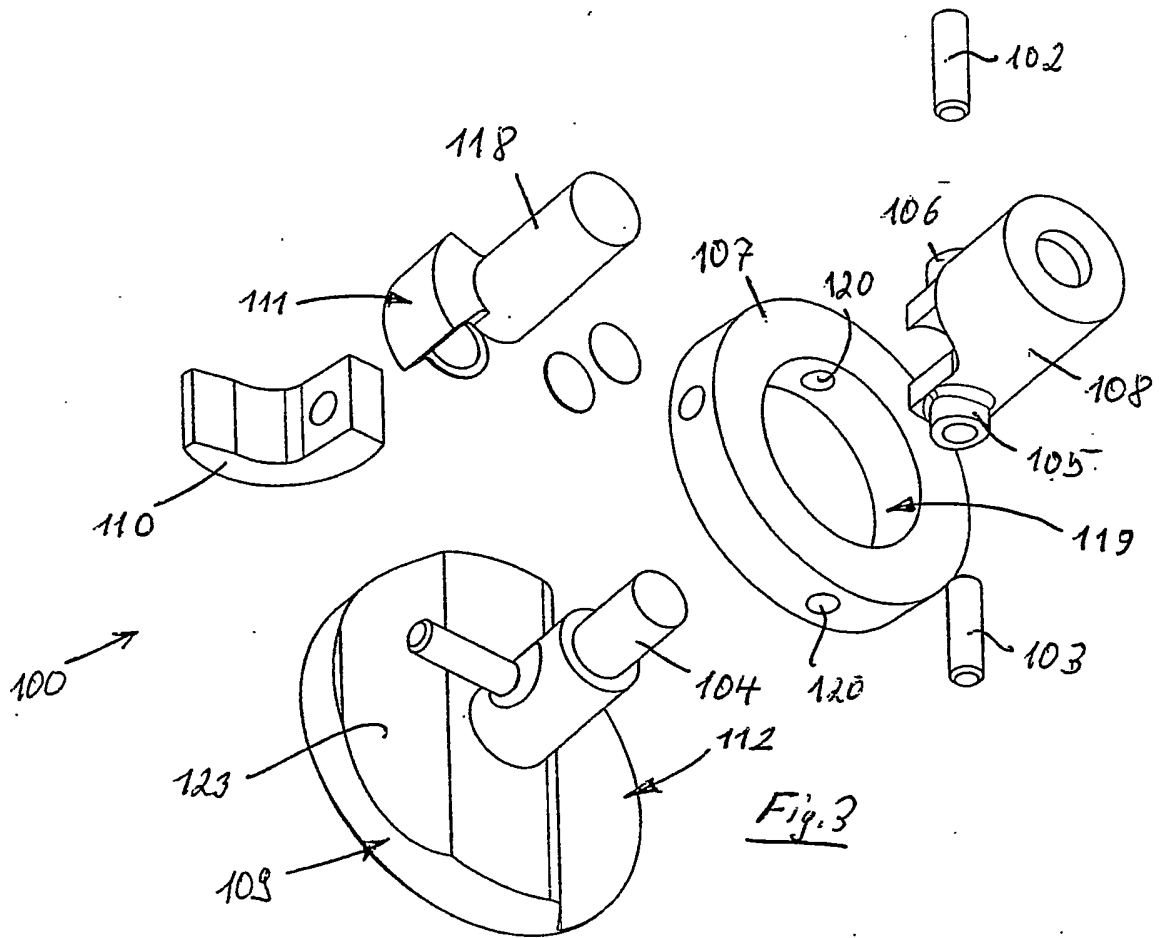
40

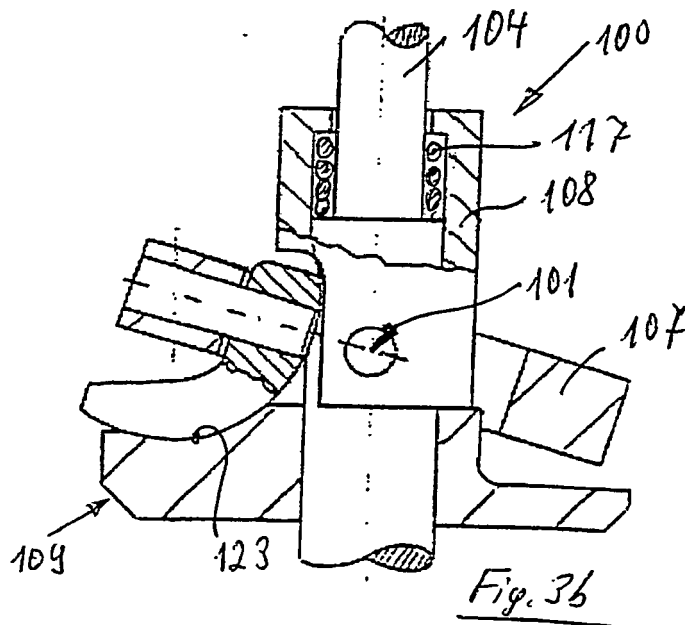
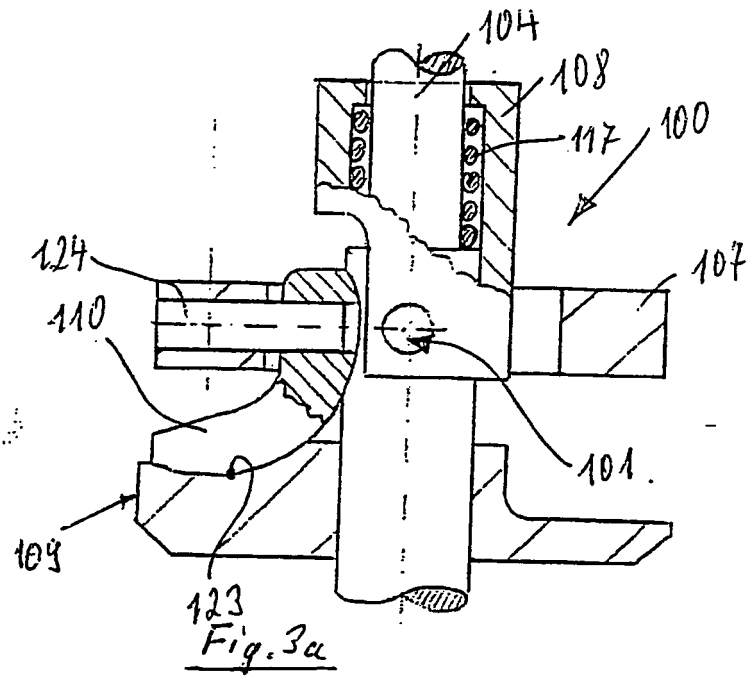
45

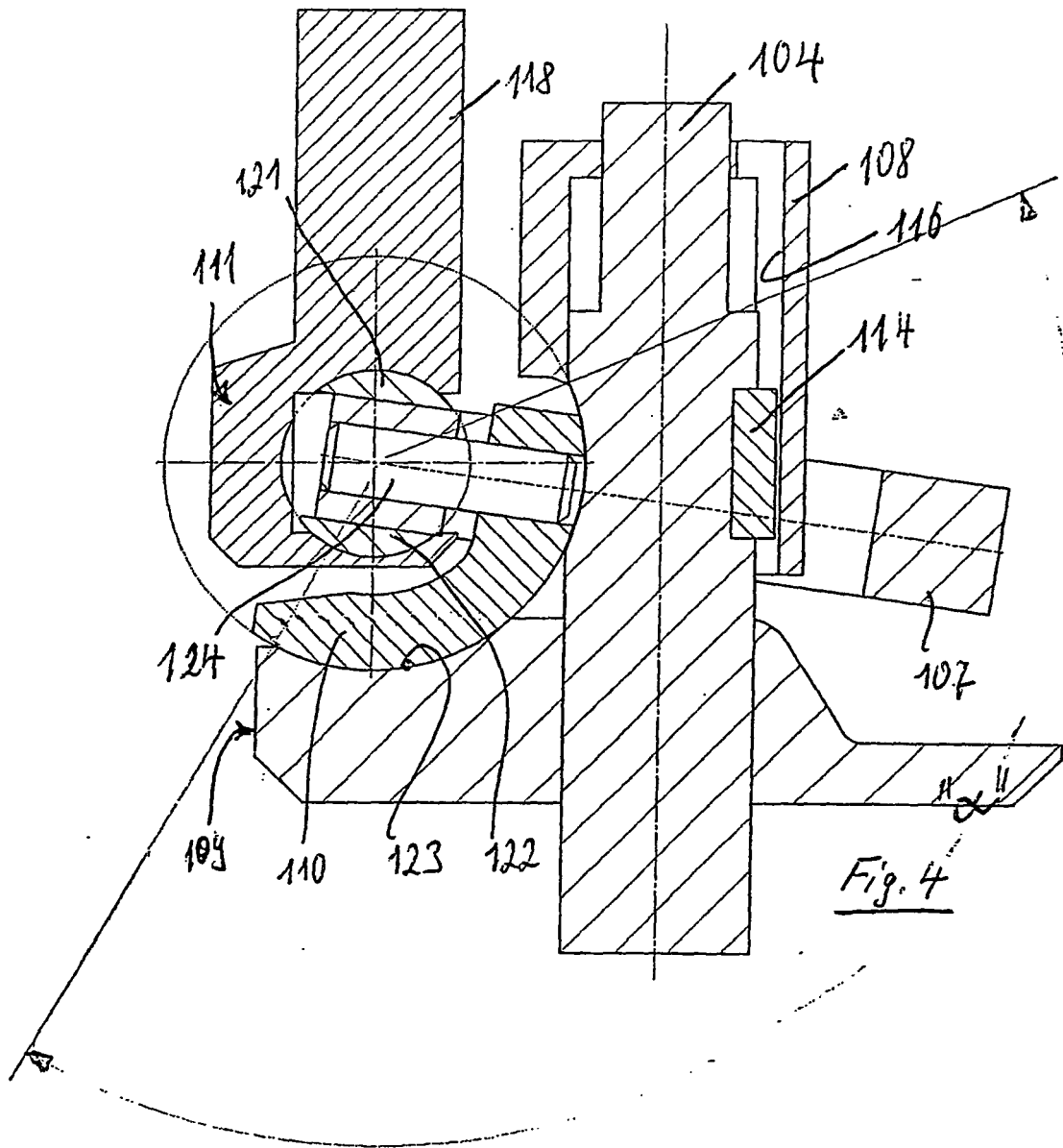
50

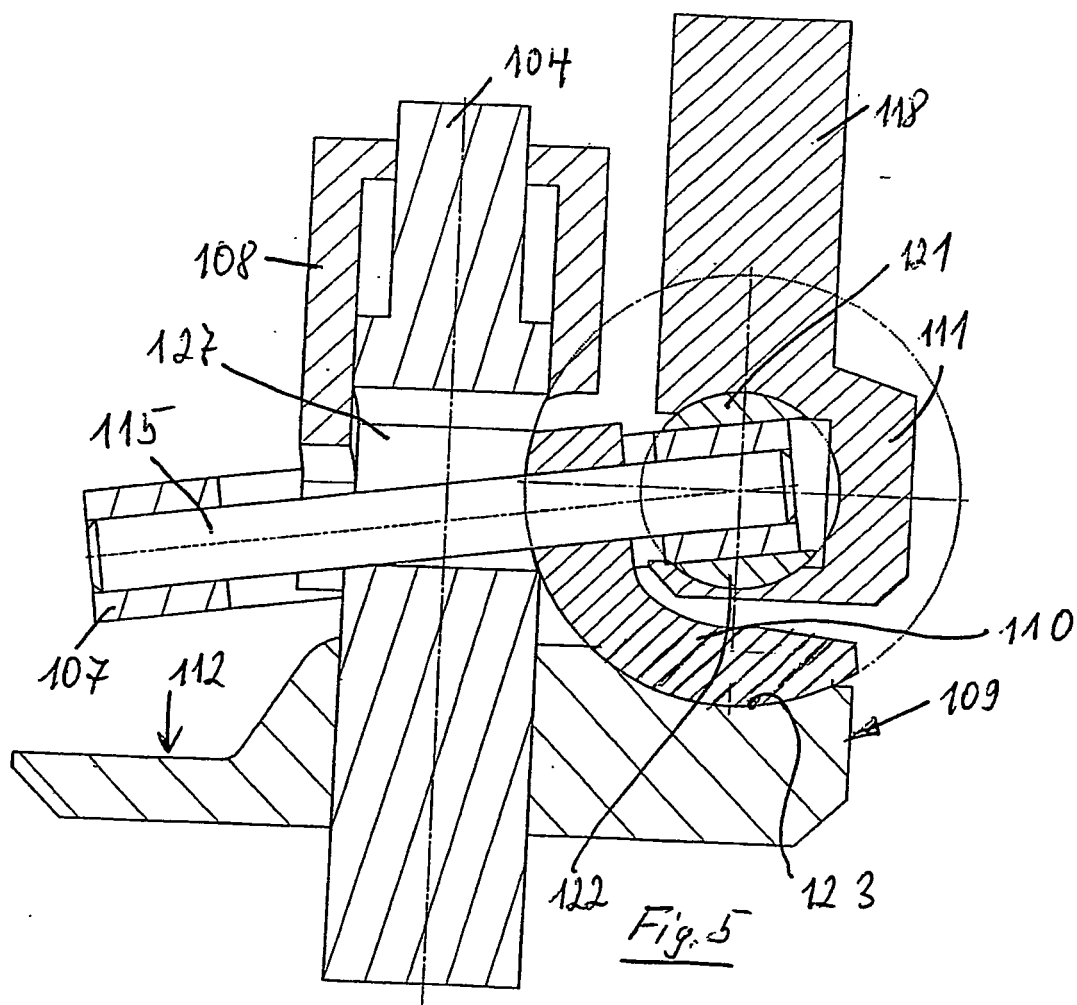
55

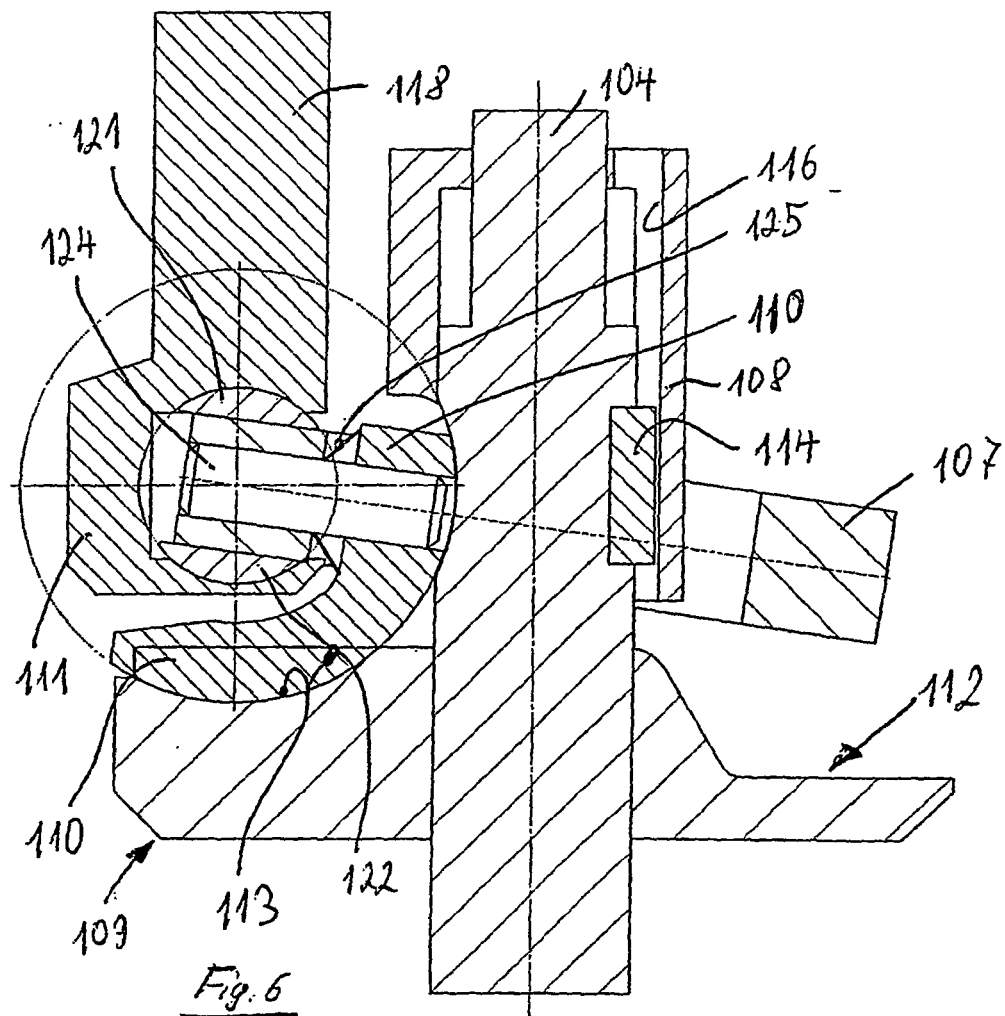


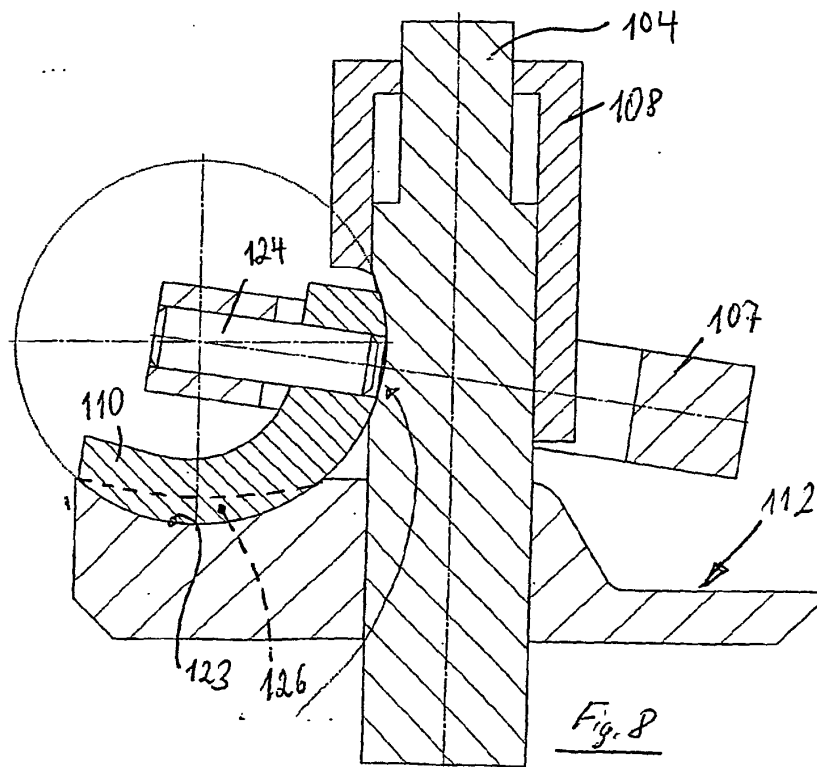
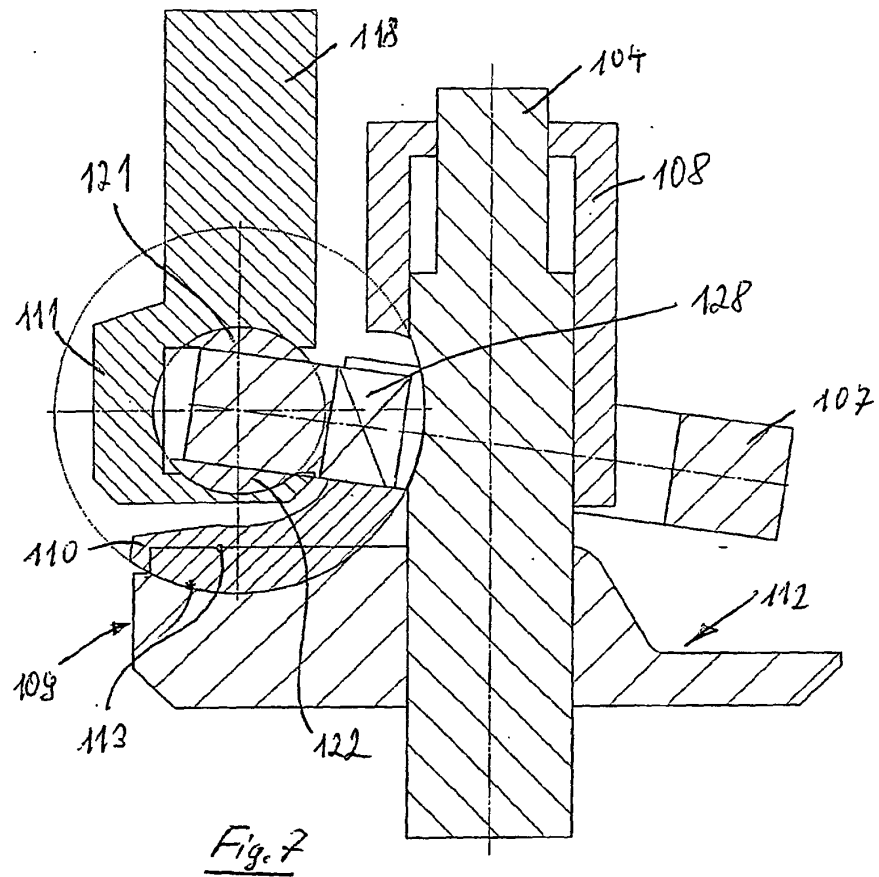


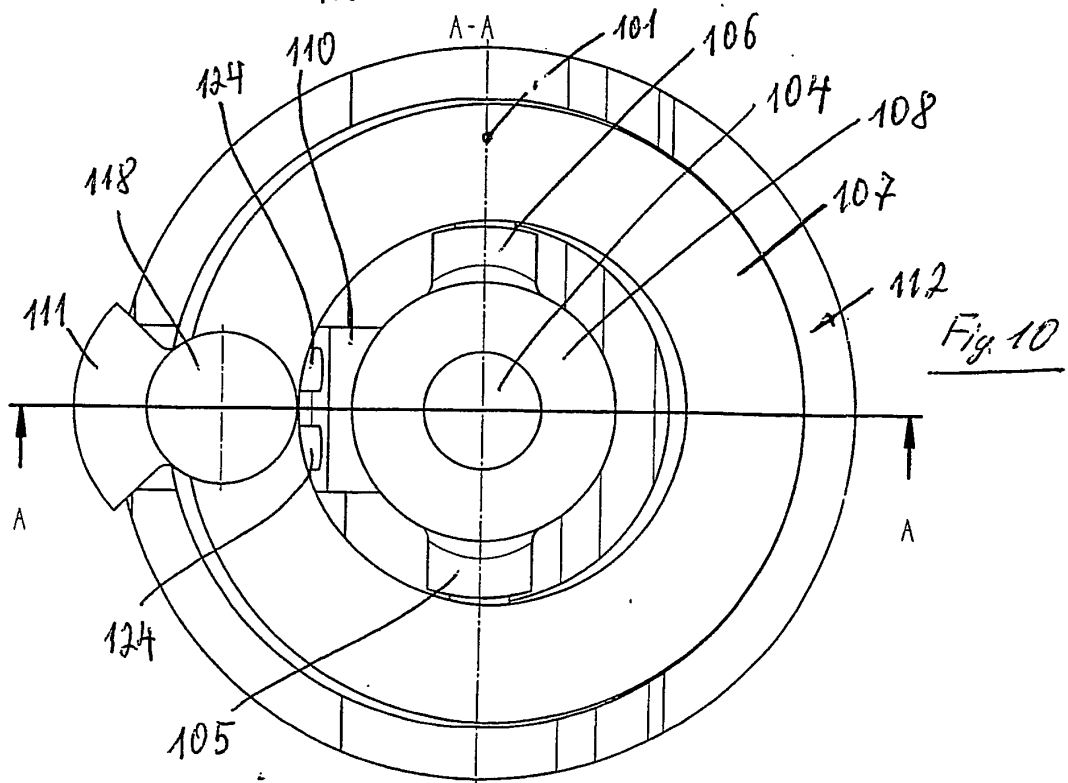
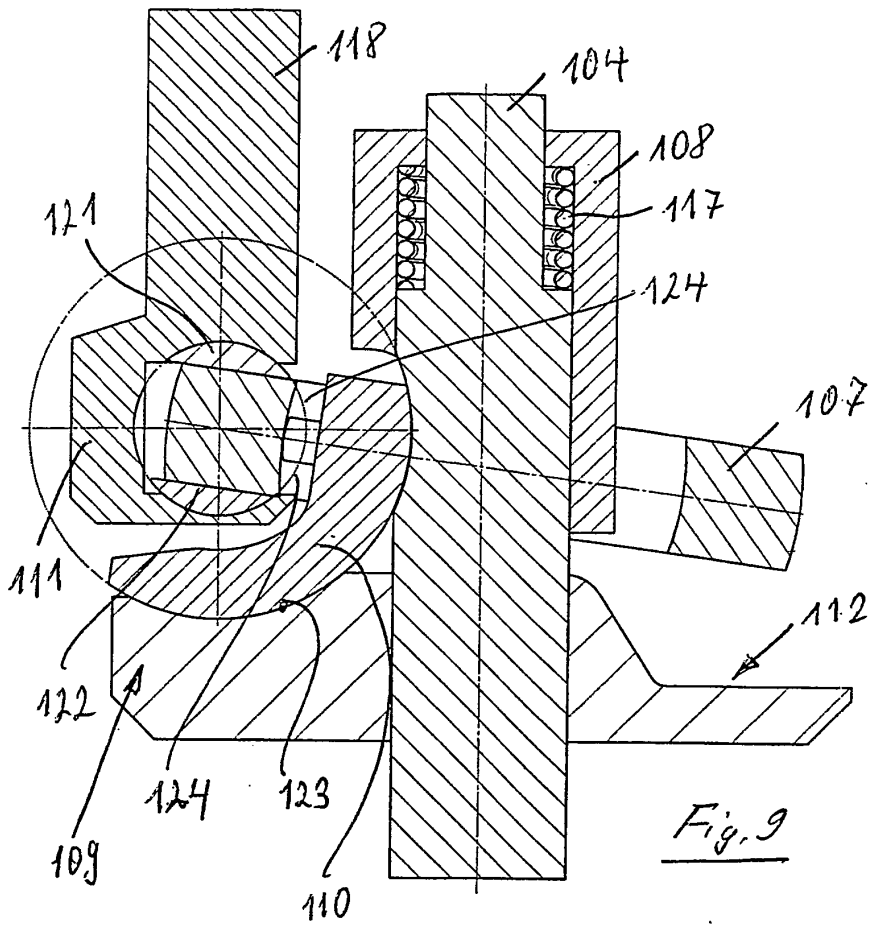


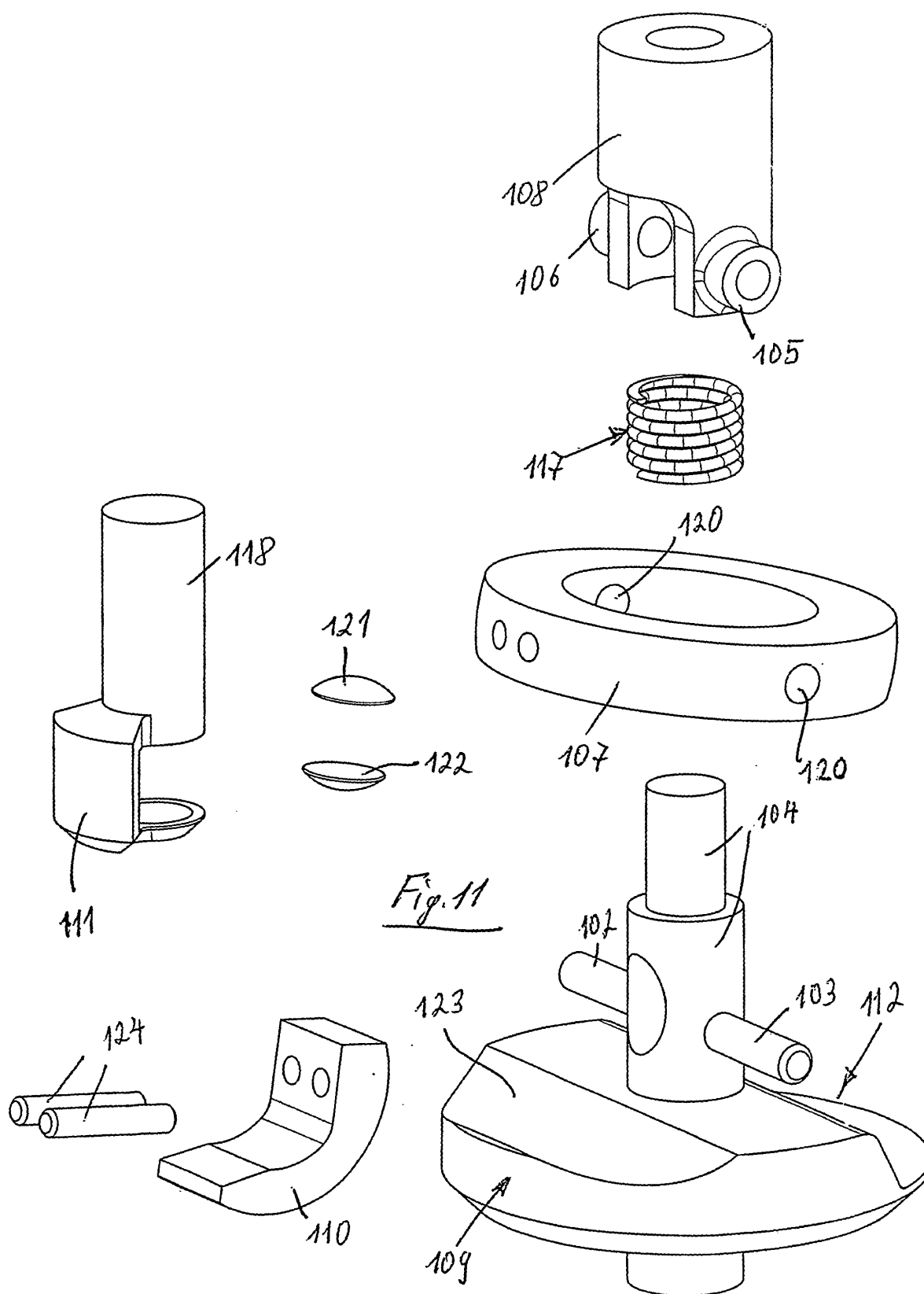


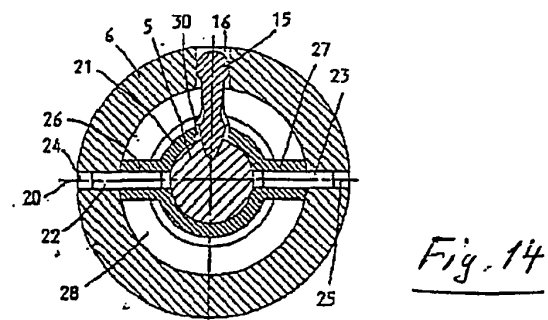
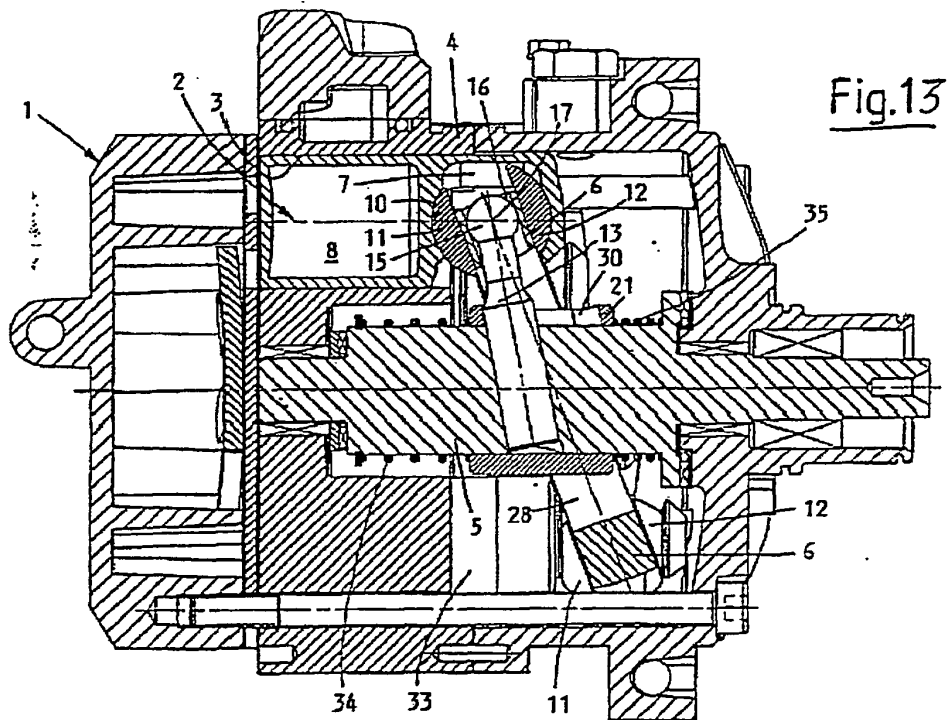
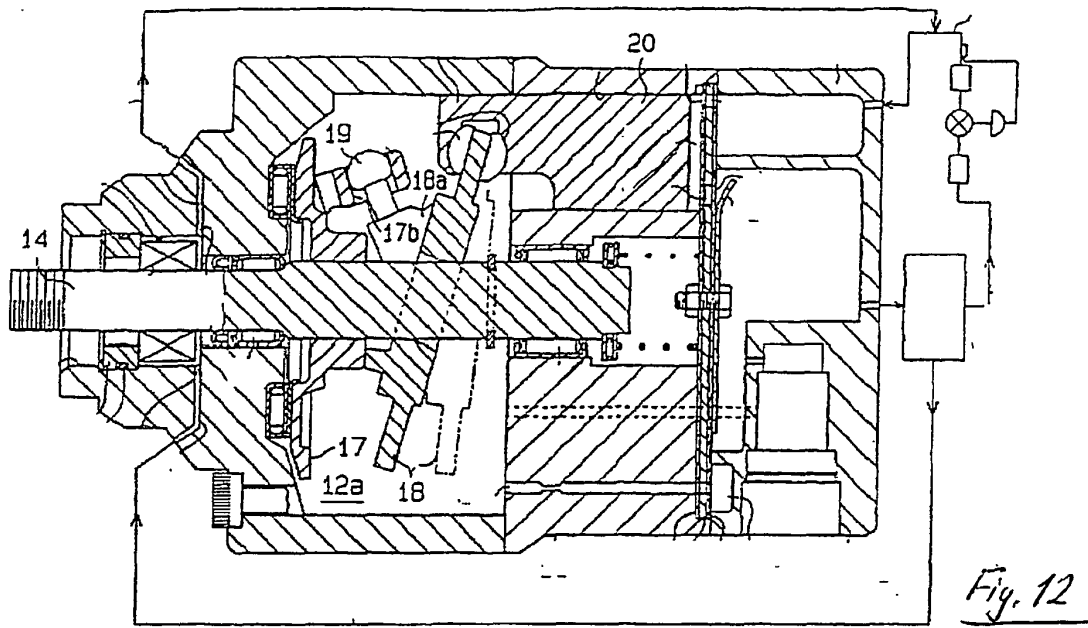












IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1172557 A2 [0002] [0018] [0018]
- DE 19749727 A1 [0003] [0003] [0008] [0009] [0011] [0015] [0018] [0018]
- WO 0238959 A [0008]
- FR 2782126 A1 [0009] [0010]
- DE 10152097 A1 [0010]
- DE 2951647 A1 [0011]
- DE 4290950 A1 [0012]
- DE 10324802 [0032]