



(19)

(11)

EP 1 977 112 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
05.05.2010 Patentblatt 2010/18

(51) Int Cl.:
F04D 29/04 (2006.01) **F04D 29/16 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **07711923.8**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2007/002178

(22) Anmeldetag: **13.03.2007**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/104526 (20.09.2007 Gazette 2007/38)

(54) KREISELPUMPE MIT AXIALSCHUBAUSGLEICHSEINRICHTUNG

CENTRIFUGAL PUMP HAVING AN AXIAL THRUST BALANCING DEVICE

POMPE CENTRIFUGE A DISPOSITIF DE COMPENSATION DE LA POUSSEE AXIALE

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

(30) Priorität: **14.03.2006 DE 102006011613**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.10.2008 Patentblatt 2008/41

(73) Patentinhaber: **KSB Aktiengesellschaft
67227 Frankenthal (DE)**

(72) Erfinder:

- DWARS, Anja**
90471 Nürnberg (DE)
- KASTRUP, Norbert**
95444 Bayreuth (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A1- 0 121 053	DE-A1- 19 631 824
FR-A- 2 075 029	GB-A- 1 250 062
US-A- 5 980 114	

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 eine einstufige Kreiselpumpe mit Axialschubausgleichseinrichtung, wobei im Gehäuse der Kreiselpumpe ein mit einer Welle verbundenes Laufrad rotierend angeordnet ist, mindestens eine zwischen Laufrad und Gehäuse angeordnete Spaltabdichtung einen Entlastungsraum bildet, der Entlastungsraum mit einer druckübertragenden Verbindung an den Druckbereich der Kreiselpumpe angeschlossen ist, und zwischen Welle und Gehäuse eine Wellenabdichtung angeordnet ist.

[0002] Das Prinzip einer Axialschubentlastung ist im KSB-Kreiselpumpenlexikon, 3. aktualisierte Ausgabe, Juli 1989, Seiten 32 - 37, beschrieben. Die älteste Art der Axialschubentlastung gemäß Bild 7 sieht vor, dass ein Laufrad mit saug- und druckseitigen Dichtspalten versehen ist. Der im druckseitigen Radseitenraum angeordnete Dichtspalt ist als ein Drosselspalt ausgebildet und trennt zwei Räume unterschiedlichen Druckniveaus. Ein auf kleinerem Durchmesser angeordneter Entlastungsraum wird durch Entlastungsbohrungen, die in der die Laufradschaufeln haltenden Tragscheibe des Laufrades angeordnet sind, zur Saugseite des Laufrades hin entspannt. Damit wird - in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsbedingungen - eine gewünschte Reduktion der Axialkräfte auf das Laufrad und die anderen rotierenden Bauteile erreicht.

[0003] Die Druckschrift FR 2 075 023, die als nächstliegenden Stand der Technik angesehen wird, offenbart die Merkmale des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

[0004] Eine gattungsgemäße Axialschubentlastungseinrichtung ist durch die DE 196 31 824 A1 bekannt. Zusätzlich ist im saugseitigen Laufradbereich ein erster radial durchströmter Regelsspalt zwischen dem Laufradaustritt und einem saugseitigem Radiallager angeordnet. Ein solches saugseitiges Wellenlager ist als Gleitlager ausgebildet, unmittelbar auf dem Laufradsaummund angeordnet und aufwendig herzustellen.

[0005] Weiter ist im druckseitigen Laufradbereich gegenüber dem ersten Regelsspalt auf kleinerem Durchmesser ein zweiter radial durchströmter Regelsspalt angeordnet. Mit dieser Regelspalten-Lösung ist ein vollständiger Ausgleich des vom Laufrad erzeugten hydraulischen Axialschubes und in axialer Richtung ein berührungsreifer Betrieb des Laufrades möglich. Ein zusätzliches Axiallager ist für den normalen Betriebszustand nicht mehr erforderlich. Allenfalls für kurzzeitig zu durchfahrende Betriebszustände während einer Anfahr- oder Auslaufphase einer Pumpe sind sicherheitshalber die Regelspalte begrenzenden Flächen als Axiallagerflächen ausgebildet.

[0006] Eine andere Einrichtung zum Axialschubausgleich für ein- oder mehrstufige Kreiselpumpen mit geschlossenen Laufrädern ist durch die DE 34 36 979 A1 bekannt. Hierbei sind in einer Trennwand zwischen einem Gehäuseringraum und dem saugseitigen Seitenraum des Laufrades eine oder mehrere Druckaus-

gleichsöffnungen angeordnet. Diese Lösung wird bei Anwendungsfällen verwendet, bei denen sich mit den herkömmlichen Einrichtungen zum Axialschubausgleich noch kein befriedigendes Ergebnis erzielen lässt. Sie dient vor allem einer Korrektur bei bereits bestehenden Kreiselpumpen. Solch ein Spezialfall ist gewöhnlich bei Großpumpen gegeben, die in komplexen Anlagen eingebaut sind.

[0007] Durch die DE 20 43 550 C2 ist von einem Kompressor eine Steuereinrichtung für einen Axialschubausgleich einer hydrostatischen Drucklageranordnung bekannt, bei der die Veränderung der Tragfähigkeit mit einer hydrostatischen Einrichtung erreicht wird. Dazu ist eine das Laufrad antreibende Welle in einem Lagerträger in zwei Zylinderlagern radial gehalten und zusätzlich in zwei scheibenförmigen Drucklagern axial positioniert. Eine kontinuierlich fördernde Pumpeinrichtung erzeugt in den Drucklagern einen hydrostatischen Lagerdruck, der sich in Abhängigkeit von der Spaltweite des Lagers verändert kann. Axiale Verschiebungen der Welle führen zu solchen Änderungen der Spaltweite und beeinflussen in hydrodynamischer Weise die Lagerdrücke in den beiden Drucklagern. Eine Druckdifferenz zwischen den beiden Lagern dient als Steuergröße für ein Regelventil einer Axialschubausgleichseinrichtung des Laufrades. Sie verfügt über einen komplexen Aufbau, der für spezielle Sonderfälle gerechtfertigt ist. Nachteilig ist hier das Risiko einer Umweltgefährdung durch die aufwendigen Schmiermittelleitungen, da diese undicht oder beschädigt werden können.

[0008] Und die DD 231 829 A1 zeigt bei einer Kreiselpumpe ein anderes Verfahren zum Ausgleich eines Axialschubes. Hinter dem Laufrad ist in einem zusätzlichen Gehäuseteil ein mit der Welle rotierender Ausgleichskolben angeordnet, dessen Durchmesser ungefähr dem halben Laufraddurchmesser entspricht. Zwischen dem Ausgleichskolben und dem umgebenden Gehäuse ist eine lange Drosselstrecke ausgebildet, wodurch sich, in Strömungsrichtung gesehen, vor und hinter dem Ausgleichskolben unterschiedliche Druckbereiche ausbilden. Mit Hilfe von zwei Druckmessstellen, die den Pumpendruck im Druckstutzen und im Raum hinter dem Ausgleichskolben messen, wird eine daraus ermittelbare Druckdifferenz an einen Rechner übermittelt. Zusätzlich wird das Signal einer Drehzahlmesseinrichtung in den Rechner eingespeist. Der Rechner ermittelt bei einer auftretenden Differenz zwischen Axialschub und Ausgleichskraft des Ausgleichskolbens einen Entlastungsdruck für den Raum hinter dem Ausgleichskolben. Und durch ein Steuersignal an ein Stellventil wird der Druck im Bereich hinter dem Ausgleichskolben so weit verändert, bis ein Gleichgewichtszustand und somit eine Entlastung des Wellenlagers eintritt. Nachteilig ist die Erfassung und Verarbeitung von drei Parametern und die Verwendung eines speziellen Ausgleichskolbens, der nicht unmittelbar zur Funktion der Pumpe beiträgt, deren Bauvolumen und Teilevielfalt vergrößert und die Störanfälligkeit erhöht.

[0009] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine wenig aufwendige und betriebssichere Reduzierung des Axialschubs zu erreichen, die für eine wälzgelagerte Pumpenwelle eine hohe Lagerlebensdauer sowie eine hohe Lebensdauer der Wellenabdichtung gewährleistet.

[0010] Die Lösung sieht vor, dass die Welle in an sich bekannter Weise mit mindestens einem Axialkräfte aufnehmenden Wälzlagern versehen ist und dass über eine Verbindung eine Druckdifferenz zwischen einem Druck im Entlastungsraum und einer Stelle anderen Druckes im Kreiselpumpengehäuse als eine richtungskonstante und zulässige Axialkraft die rotierenden Pumpenteile gegen das Wälzlagern presst. Damit ist für die Lager und auch auf die Wellendichtung eine kontinuierliche und definierte Belastung gewährleistet. Es wurde erkannt, ursächlich für Schäden an Lagern und Wellenabdichtungen ist ein Problem von bekannten Ausgleichseinrichtungen bei bestimmten Betriebspunkten nur eine unzureichende Reduzierung der Axialkraft zu erreichen oder auch ein Pendeln der Axialkraft um den Wert 0 nicht vermeiden zu können. Der im letztgenannten Fall bedingte Vorzeichenwechsel einer solchen geringen Axialkraft führt zum sogenannten Schwimmen der rotierenden Teile. Dies stellt sich als deren wechselnde axiale Bewegung mit nennenswerter Frequenz zwischen den Anschlägen der Axiallagerung dar. Solche minimalen oszillierenden Bewegungen haben neben den Beschädigungen der Lager und der Wellenabdichtungen auch eine nachteilige Geräuschenwicklung zur Folge und werden erfindungsgemäß vermieden.

[0011] Da für die Auslegung einer Kreiselpumpe die jeweiligen Betriebsbedingungen bekannt sind, werden die Abmessungen der Spaltringabdichtungen, des Wellendichtungsraums und für den Entlastungsraum entsprechend ausgewählt, um über die Verbindung und die unterschiedlichen Drücke einen definierten Axialschub auf das Kräfte aufnehmende Wälzlagern zu erreichen. Dabei ist nach einer Ausgestaltung die einwirkende Axialkraft kleiner als die zulässige Lagerbelastung des kräfteaufnehmenden Wälzlagerns, wodurch die Lagerlebensdauer verlängert wird.

[0012] Nach weiteren Ausgestaltungen stellt eine in der Verbindung angeordnete Drosselinrichtung im Entlastungsraum die aus der Druckdifferenz entstehende richtungskonstante Axialkraft auf das Wälzlagern ein. Für einen Kreiselpumpenbetrieb mit annähernd konstanten Betriebsparametern ist es eine feste oder einstellbare Drosselinrichtung. Für Betriebszustände, bei denen die Varianz der Betriebsparameter sehr gering ist oder die eine Adaption an veränderte Betriebsparameter nicht erfordern, ist die Drosselinrichtung als eine fest einstellbare Drosselinrichtung ausgebildet. Und für Einsatzfälle mit veränderlichen Betriebsparametern einer Kreiselpumpe wird durch eine in der Verbindung angeordnete, einstell- oder regelbare Drosselinrichtung in dem Entlastungsraum die richtungskonstante Axialkraft auf das Wälzlagern erzeugt. Dadurch wird immer eine geringe und

in ihrer Richtung unveränderliche Axialkraft beibehalten. Deren Größe wird so gewählt, dass sie immer wesentlich unterhalb der zulässigen Axiallagerkraft liegt, um die Lagerlebensdauer nicht negativ zu beeinträchtigen. Und ihre Größe wird so groß gewählt, dass eine sich einstellende Axialkraft ein Schwimmen der rotierenden Teile und damit deren vorzeitige Zerstörung zuverlässig verhindert.

[0013] Nach einer weiteren Ausgestaltung ist ein über 10 die Verbindung in seinem Druck veränderbarer Entlastungsraum auf der Saugseite oder der Druckseite des Laufrades angeordnet. Somit wird über die druckübertragende Verbindung immer nur ein Entlastungsraum in seinem Druck verändert, um eine definierte Axialkraft auf 15 das Wälzlagern zu erhalten. Die Verbindung kann dabei zwischen der Saugseite oder der Druckseite der Pumpe hergestellt werden. Dies ist abhängig von den Abmessungen innerhalb des Pumpengehäuses und von denen des Laufrades.

[0014] Nach einer weiteren Ausgestaltung erfasst ein 20 Sensor eine axiale Wälzlagerbelastung, ein Regler erzeugt mit dem Sensorsignal ein Stellsignal für eine verstellbare Drosselinrichtung und die Drosselinrichtung stellt im Entlastungsraum eine das Wälzlagern belastende 25 Axialkraft ein. Dies hat den zusätzlichen Vorteil der Unabhängigkeit der Regelung vom Verschleißverhalten der flüssigkeitsberührten Teile. Eine Größenveränderung in einem der Laufrad-Drosselpalte würde andere Druckverhältnisse in dem Entlastungsraum und damit andere 30 Kräfte auf das Wälzlagern bedingen. Solche sich während einer längeren Betriebsdauer allmählich einstellende Veränderungen werden aber durch den Sensor sofort erfasst und vom Regler in Form eines angepassten Reglersignals kompensiert.

[0015] Hierbei erfasst der Sensor die axiale Lagerbelastung nach Größe und Richtung. Dazu sieht eine Weiterung vor, dass eine oder mehrere im Regler hinterlegte 35 Reglerkennlinie(n) die axiale Lagerbelastung verändernde Einflüsse korrigiert oder korrigieren. Mit Hilfe des Sensorsignals werden im Bereich des Lagers auftretende Instabilitäten, Axialkräfte und/oder Drücke in einem Entlastungs- und/oder Wellendichtungsraum erfasst. Der Regler verarbeitet diese Signalwerte und stellt mit Hilfe einer oder verschiedener Reglerkennlinie(n) den zulässigen 40 Betriebszustand wieder her. Somit wird auch bei unkalkulierbaren Betriebssituationen, die durch überraschende äußere Einflüsse bedingt sind, zuverlässig eine Überlastung und damit eine Schädigung der Lager und der Wellendichtung verhindert.

[0016] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den 45 Zeichnungen dargestellt und werden im folgenden näher beschrieben. Es zeigen die

Fig. 1 - 4 verschiedene Ausbildungen eines Entlastungsraumes am Laufrad einer einstufigen Kreiselpumpe.

[0017] Fig. 1 zeigt ein Kreiselpumpengehäuse 1 mit

einem darin angeordneten Laufrad 2 und einem das Gehäuse verschließenden Pumpendeckel 3. Das Laufrad 2 verfügt im Bereich des Laufradeintritts über einen saugseitigen Drosselspalt in Form einer Spaltdichtung 4, der einen hohen Druck im saugseitigen Laufradseitenraum 5 gewährleistet und Spaltverluste reduziert. In Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen einer solchen Kreiselpumpe weist das Laufrad 2 auf größerem Durchmesser eine zweite, hier druckseitige Spaltdichtung 6 auf, die im größeren Durchmesserbereich einen hohen Druck im druckseitigen Laufradseitenraum 7 gewährleistet. Die druckseitige Spaltdichtung 6 begrenzt oder umhüllt mit ihrem Durchmesser einen auf kleinerem Durchmesser angeordneten Entlastungsraum 8, der über eine Verbindung 13 mit einer darin angeordneten einstellbaren Drosselinrichtung 14 mit einem Ort anderen Druckes, hier dem Druckstutzen 15 der Kreiselpumpe, verbunden ist. Die Verbindung 13 kann als ein übliches Leitungssystem gestaltet sein. Der in Fig. 1 gewählte Ort anderen Druckes weist einen höheren Druck auf als derjenige vom Entlastungsraum 8 und die Wahl des Ortes ist abhängig von den späteren Betriebsbedingungen einer Pumpe. Der Ort anderen Druckes kann im Bereich des Laufradaustrittes, einer Leiteinrichtung, dem Druckstutzen liegen oder der Ort ist als ein externes Druckreservoir ausgebildet. Infolgedessen wirken auf die einander gegenüberliegenden Stirnflächen des Laufrades aus den verschiedenen Drücken resultierende Kräfte ein, die eine resultierende Axialkraft F_A bedingen.

[0018] Durch die Wahl des Spalt durchmessers D der druckseitigen Spaltdichtung 6, deren Spaltweite S und mit Hilfe der Verbindung 13 mit Drossel 14 wird das Druckniveau auf der Laufradrückseite oder im druckseitigen Laufradbereich auf einen Wert eingestellt. Aus den Flächenverhältnissen im saugseitigen Laufradseitenraum 5, im druckseitigen Laufradseitenraum 7 und im Entlastungsraum 8 sowie der Drücke in diesen Räumen resultieren unterschiedliche Kräfte. Eine weitere Kraft resultiert aus dem Druck im Saugstutzen 18 in Verbindung mit einer Wellendichtung 17 im Raum 16, da letztere gegen Atmosphärendruck abdichtet. Aus den Druckbelastungen auf das Laufrad 2 resultiert eine definierte Axialkraft F_A die das Laufrad 2 und die antreibende Welle 10 in Richtung der Wälzlagern 11 bis 11.2 schiebt. Von den im Lagerträger 12 angeordneten Wälzlagern ist das Wälzlagern 11 in der gezeigten Ausführungsform als ein reines Radiallager ausgebildet, während zwei paarweise angeordnete Wälzlagern 11.1 und 11.2 aufgrund ihrer Ausbildung die Radial- und Axialkräfte aufnehmen. Sie bestehen hier aus zwei Schräkgugellagern, wobei auch andere Wälzlagernbauformen anwendbar sind.

[0019] Und die Welle 10, die hier in einem Lagerträger 12 gelagert ist, kann ebenso gut unter Wegfall des Lagerträgers als ein Bestandteil eines antreibenden Elektromotors ausgebildet sein. In einem solchen Fall sind die Wälzlagern des Motors entsprechend dimensioniert, um einen Axialschub der Pumpe aufnehmen zu können. Ist dieses nicht der Fall, kann der entsprechend ausgebil-

dete Lagerträger 12 oder der Pumpendeckel 3 mit einer - an sich bekannten, hier nicht dargestellten - kurzen Steckwelle versehen sein, die nur in einem Wälzlagern 11.1 gehalten wäre. Deren Wellenende würde dann mit einem Wellenstumpf eines Blockmotors verbunden werden.

[0020] Mit Hilfe der einstellbaren Drosselinrichtung 14 wird das Druckniveau im Entlastungsraum 8 während des Betriebes über einen großen Wertebereich eingestellt. Bei Verwendung einer Drosselinrichtung 14 sind bisher übliche, hier gestrichelt dargestellte Entlastungsbohrungen 9 am Laufrad 2 nicht mehr erforderlich und vorhanden. Der Druck im Entlastungsraum 8 und einem Wellendichtungsraum 16 wird so eingestellt, dass eine daraus resultierende Axialkraft F_A das als Festlager ausgebildete Wellenlager in Form der Wälzlagern 11.1, 11.2 immer unterhalb von deren zulässigen Grenzwerten liegt. Sollten sich während der Lebensdauer einer Pumpe durch einen Verschleiß in der Spaltdichtung 4 der 6 andere Druckverhältnisse im Raum 5 und/oder 8 einstellen oder Schwingungen der rotierenden Teile auftreten, so kann durch einfaches Verstellen der Drosselinrichtung 14 der ursprüngliche Belastungszustand der Wälzlagern wieder hergestellt werden.

[0021] Fig. 2 entspricht im Aufbau der Darstellung in Fig. 1, wobei jedoch der druckseitige Entlastungsraum 8 über die Verbindung 13 mit der Saugseite 18 der Kreiselpumpe in Wirkverbindung steht. Auch in diesem Fall ist das Laufrad 2 ohne Entlastungsbohrungen ausgestattet. Statt dessen erfolgt über die Verbindung 13 eine Entlastung zur Saugseite 18. Auch hier wird mit Hilfe der einstellbaren Drosselinrichtung 14.1 das Druckniveau im Entlastungsraum 8 und Wellendichtungsraum 16 so eingestellt, dass die Belastung der Wellendichtung 17 und des Wälzlagers 11.1, 11.2 immer unterhalb der zulässigen Lager-Grenzwerte liegen. Zur Erfassung der Lagerzustände dient ein Sensor 19, der mit einem Regler 20 verbunden ist. Änderungen des Lagerzustandes werden vom Sensor 19 erfasst und an den Regler 20 weiter geleitet. Dieser ermittelt daraus ein Reglersignal, mit dessen Hilfe die regelbare Drosselinrichtung 14.1 verstellt und die zulässige Axialkraft F_A wieder eingestellt wird.

[0022] Fig. 3 zeigt eine Variante, bei der ein saugseitiger Entlastungsraum 21 durch einen zweiten, auf größerem Durchmesser angeordneten, saugseitigen Drosselspalt in Form einer Spaltdichtung 22 mit einem Spalt durchmesser D und einer Spaltweite s gebildet ist. Der in den Fig. 1 und 2 dargestellte druckseitige Entlastungsraum ist bei dieser Variante entfallen. Dieser saugseitige Entlastungsraum 21 ist über die Verbindung 13 mit integrierter Drosselinrichtung 14 mit dem Druckbereich vom Druckstutzen 15 der Kreiselpumpe verbunden. Durch entsprechende Einstellung der Drosselinrichtung 14 wird die Erzeugung der kontinuierlichen Axialkraft F_A gewährleistet.

[0023] Fig. 4 zeigt eine Variante von Fig. 3, wobei die Kreiselpumpe für einen Betrieb mit sehr hohem Zulaufdruck ausgebildet ist. Infolge dessen ist der saugseitige

Entlastungsraum 21 mit dem Saugbereich 18 über die druckführende Verbindung 13 verbunden, um die definierte Axialkraft F_A auf das Wellenlager 11.1, 11.2 zu gewährleisten. Auch hier kann mit Hilfe eines Lagersensors 19, einer Regeleinrichtung 20 und einer regelbaren Drosseleinrichtung 14.1 während eines laufenden Betriebes die Axialkraft F_A beeinflusst werden.

[0024] Bei den Ausführungsformen der Fig. 2 und 4 ist im Bereich des die Axialkräfte aufnehmenden Lagers, das hier aus zwei Wälzlagern 11.1, 11.2 in Form von Schräkgugellager besteht, ein Lager-Belastungssensor angeordnet, der laufend die Axialkraft ermittelt. Er kann ebenso bei den Ausführungsformen der Fig. 1 und 3 Verwendung finden. Er liefert ein Signal an eine Regeleinrichtung 20, die eine jeweils vorhandene Axialkraft F_A mit einem hinterlegtem Sollwert vergleicht. Bei einer Abweichung erzeugt die Regeleinrichtung 20 ein Regelsignal für eine regelbare Drosseleinrichtung 14.1. Diese regelt den Druck im Entlastungsraum 8 oder 21 auf einen Wert ein, der eine definierte, niedrige Axialkraft F_A für die Wälzlager 11.1, 11.2 zur Folge hat.

Patentansprüche

1. Einstufige Kreiselpumpe mit Axialschubausgleichseinrichtung, wobei im Gehäuse der Kreiselpumpe ein mit einer Welle verbundenes Laufrad rotierend angeordnet ist, mindestens eine zwischen Laufrad (2) und Gehäuse angeordnete Spaltringabdichtung (6) einen Entlastungsraum bildet, der Entlastungsraum mit einer druckübertragenden Verbindung (13) an den Druckbereich der Kreiselpumpe angeschlossen ist, und zwischen Welle (10) und Gehäuse eine Wellenabdichtung angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Welle (10) mit mindestens einem Axialkräfte aufnehmenden Wälzlager (11.1, 11.2) versehen ist und dass über die Verbindung (13) eine Druckdifferenz zwischen einem Druck im Entlastungsraum (8, 21) und einer Stelle anderen Druckes im Kreiselpumpengehäuse (1) als eine richtungskonstante und zulässige Axialkraft (F_A) die rotierenden Pumpenteile (2, 10) gegen das Wälzlagern (11.1, 11.2) presst.
 2. Kreiselpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Axialkraft (F_A) kleiner als die zulässige Lagerbelastung des kräfteaufnehmenden Wälzlagern (11.1, 11.2) ist.
 3. Kreiselpumpe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine in der Verbindung (13) angeordnete Drosseleinrichtung (14) im Entlastungsraum (8, 21) die aus der Druckdifferenz entstehende richtungskonstante Axialkraft (F_A) auf das Wälzlagern (11.1, 11.2) einstellt.
 4. Kreiselpumpe nach Anspruch 3, **dadurch gekenn-**

zeichnet, dass die Drosseleinrichtung (14) einstell- oder regelbar ausgebildet ist.

- 5 5. Kreiselpumpe nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein über die Verbindung (13) in seinem Druck veränderbarer Entlastungsraum (8, 21) auf der Saugseite oder der Druckseite des Laufrades (2) angeordnet ist.

10 6. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Sensor (19) eine Wälzlagerverbelastung erfasst, dass ein Regler (20) mit dem Sensorsignal ein Stellsignal für eine regelbare Drosselleinrichtung (14.1) erzeugt und dass die Drosselleinrichtung (14.1) im Entlastungsraum (8, 21) eine das Wälzlagern (11.1, 11.2) belastende richtungskonstante Axialkraft (F_A) einstellt.

15 7. Kreiselpumpe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Sensor (19) eine axiale Lagerbelastung nach Größe und Richtung erfasst.

20 8. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine oder mehrere im Regler (20) hinterlegte Reglerkennlinie oder Reglerkennlinien die axiale Lagerbelastung verändernde Einflüsse korrigiert oder korrigieren.

25 30 **Claims**

35 1. Single-stage centrifugal pump having an axial-thrust balancing device, an impeller connected to a shaft being arranged rotatably in the casing of the centrifugal pump, at least one split-ring seal (6) arranged between the impeller (2) and casing forming a relief space, the relief space being connected to the pressure region of the centrifugal pump by means of a pressure-transmitting connection (13), and a shaft seal being arranged between the shaft (10) and casing, **characterized in that** the shaft (10) is provided with at least one rolling bearing (11.1, 11.2) absorbing axial forces, and **in that** a pressure difference between a pressure in the relief space (8, 21) and a location of another pressure in the centrifugal-pump casing (1) presses, as a directionally constant and permissible axial force (F_A) the rotating pump parts (2, 10) against the rolling bearing (11.1, 11.2) via the connection (13).

40 2. Centrifugal pump according to Claim 1, **characterized in that** the axial force (F_A) is lower than the permissible bearing load of the force-absorbing rolling bearing (11.1, 11.2).

45 3. Centrifugal pump according to Claim 1 or 2, **characterized in that** a throttle device (14) arranged in the connection (13) sets in the relief space (8, 21)

50

55

the directionally constant axial force (F_A) upon the rolling bearing (11.1, 11.2) which arises from the pressure difference.

4. Centrifugal pump according to Claim 3, **characterized in that** the throttle device (14) is designed to be adjustable or controllable.
5. Centrifugal pump according to Claim 1, 2, 3 or 4, **characterized in that** a relief space (8, 21), the pressure of which is variable via the connection (13), is arranged on the suction side or the pressure side of the impeller (2).
6. Centrifugal pump according to one of Claims 1 to 5, **characterized in that** a sensor (19) detects a rolling-bearing load, **in that** a controller (20) generates by means of the sensor signal an actuating signal for a controllable throttle device (14.1), and **in that** the throttle device (14.1) sets in the relief space (8, 21) a directionally constant axial force (F_A) loading the rolling bearing (11.1, 11.2).
7. Centrifugal pump according to Claim 6, **characterized in that** the sensor (19) detects an axial bearing load in terms of magnitude and of direction.
8. Centrifugal pump according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** one or more controller characteristic curves stored in the controller (20) corrects or correct influences which vary the axial bearing load.

Revendications

1. Pompe centrifuge à un étage comprenant un dispositif de compensation de la poussée axiale, dans laquelle un rotor connecté à un arbre est disposé de manière rotative dans le carter de la pompe centrifuge, au moins une garniture d'étanchéité annulaire à fente (6) disposée entre le rotor (2) et le carter formant un espace de détente, l'espace de détente étant raccordé avec une connexion transmettant la pression (13) à la partie pression de la pompe centrifuge, et entre l'arbre (10) et le carter étant disposée une garniture d'étanchéité d'arbre, **caractérisée en ce que** l'arbre (10) est pourvu d'au moins un palier à roulement (11.1, 11.2) recevant les forces axiales, et **en ce que**, par le biais de la connexion (13), une différence de pression entre une pression dans l'espace de détente (8, 21) et un point à une autre pression dans le carter (1) de la pompe centrifuge, en tant que force axiale admissible et de direction constante (F_A), presse les parties rotatives de la pompe (2, 10) contre le palier à roulement (11.1, 11.2).

2. Pompe centrifuge selon la revendication 1, **carac-**

térisée en ce que la force axiale (F_A) est inférieure à la contrainte de palier admissible du palier à roulement (11.1, 11.2) recevant les forces.

3. Pompe centrifuge selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce qu'un dispositif d'étranglement** (14) disposé dans la connexion (13) ajuste dans l'espace de détente (8, 21), la force axiale (F_A) de direction constante produite à partir de la différence de pression sur le palier à roulement (11.1, 11.2).
4. Pompe centrifuge selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** le dispositif d'étranglement (14) est réalisé de manière ajustable ou réglable.
5. Pompe centrifuge selon la revendication 1, 2, 3 ou 4, **caractérisée en ce qu'un espace de détente** (8, 21) de pression variable par le biais de la connexion (13) est disposé du côté aspiration ou du côté pression du rotor (2).
6. Pompe centrifuge selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce qu'un capteur** (19) détecte une contrainte de palier à roulement, **en ce qu'un régulateur** (20) produit avec le signal de capteur un signal de commande pour un dispositif d'étranglement réglable (14.1) et **en ce que** le dispositif d'étranglement (14.1) ajuste dans l'espace de détente (8, 21) une force axiale (F_A) de direction constante sollicitant le palier à roulement (11.1, 11.2).
7. Pompe centrifuge selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** le capteur (19) détecte une contrainte de palier axiale en termes d'amplitude et de direction.
8. Pompe centrifuge selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce qu'une ou plusieurs caractéristiques de réglage** déposées dans le régulateur (20) corrigent les influences modifiant la contrainte de palier axiale.

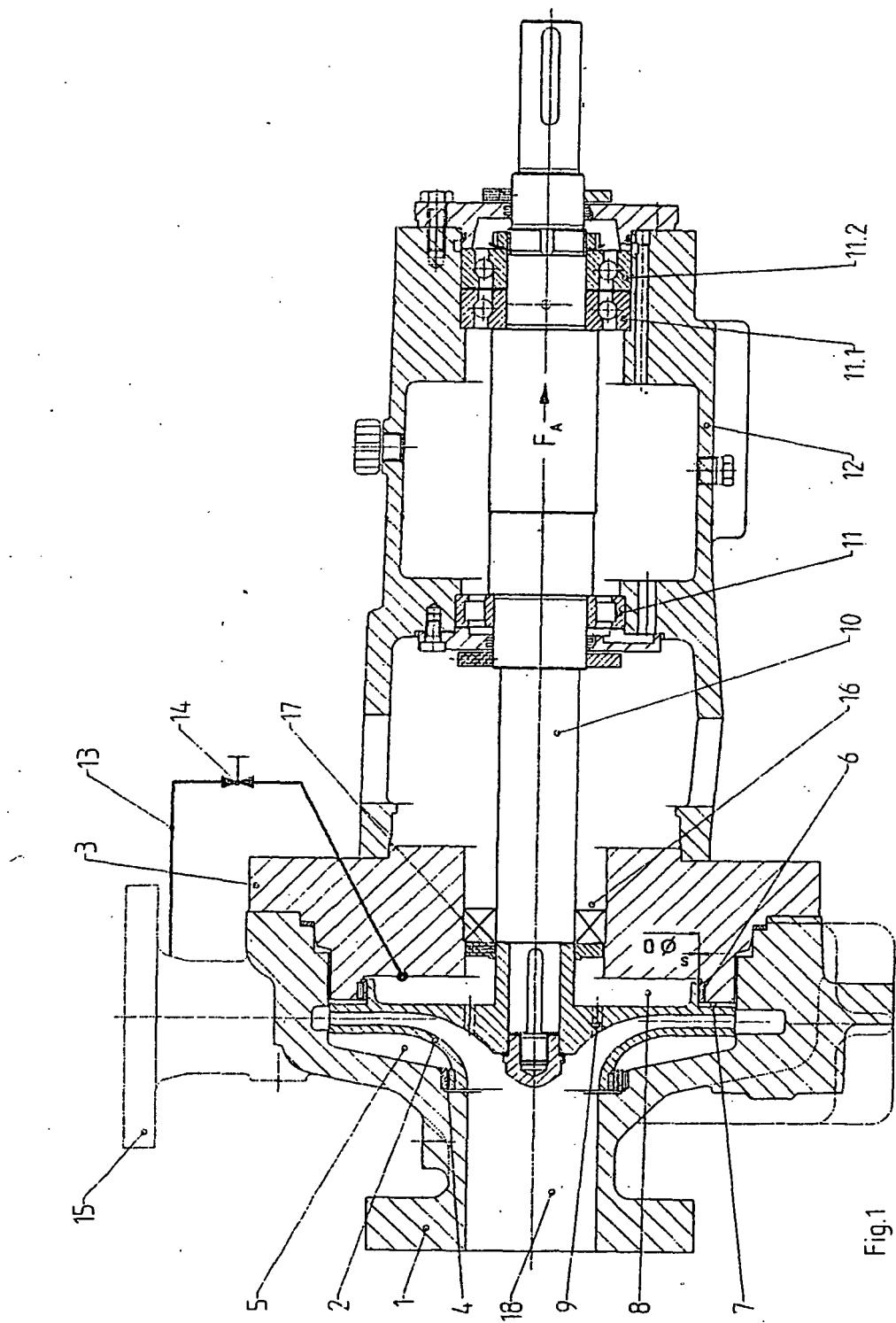


Fig.1

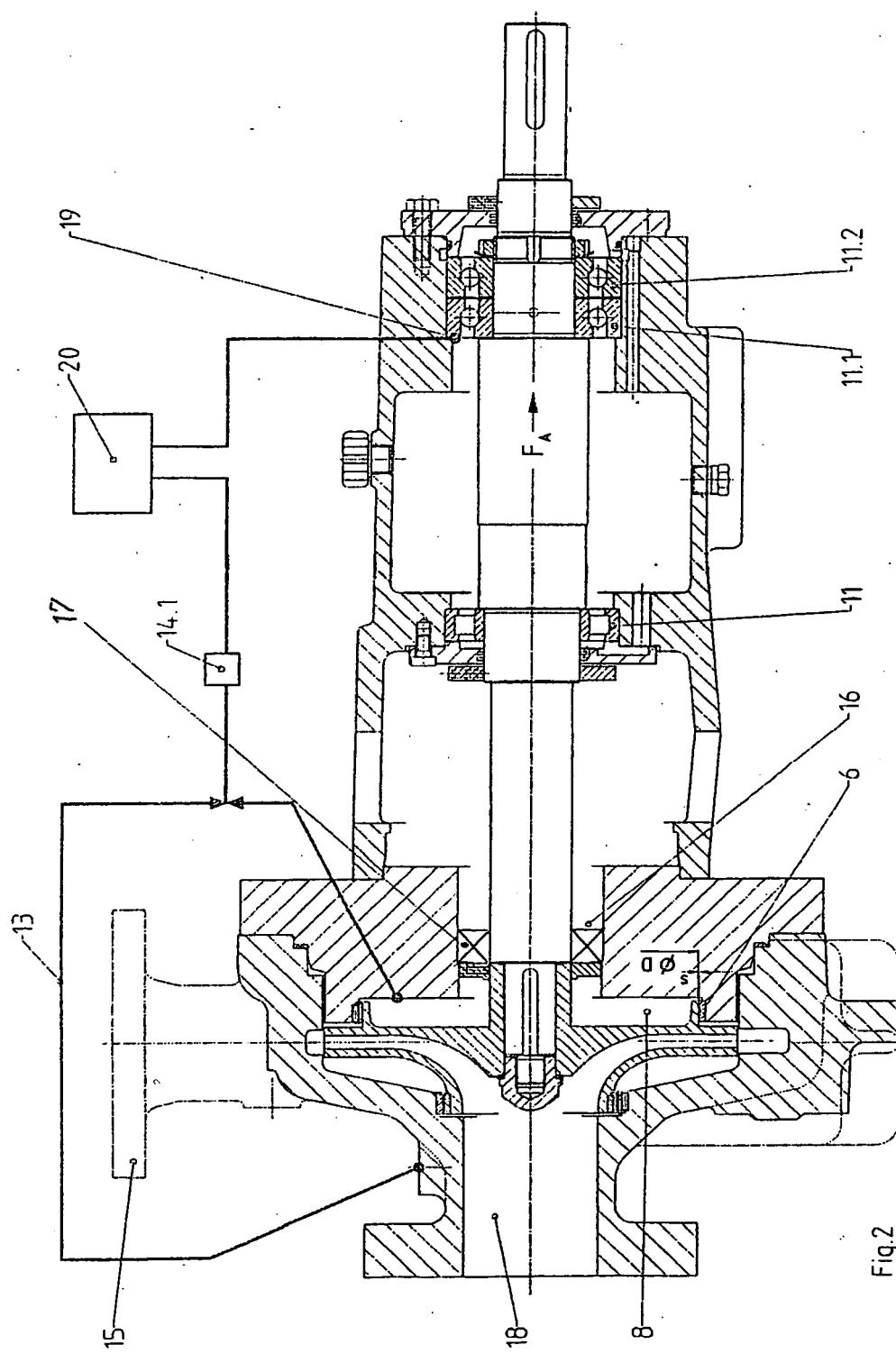
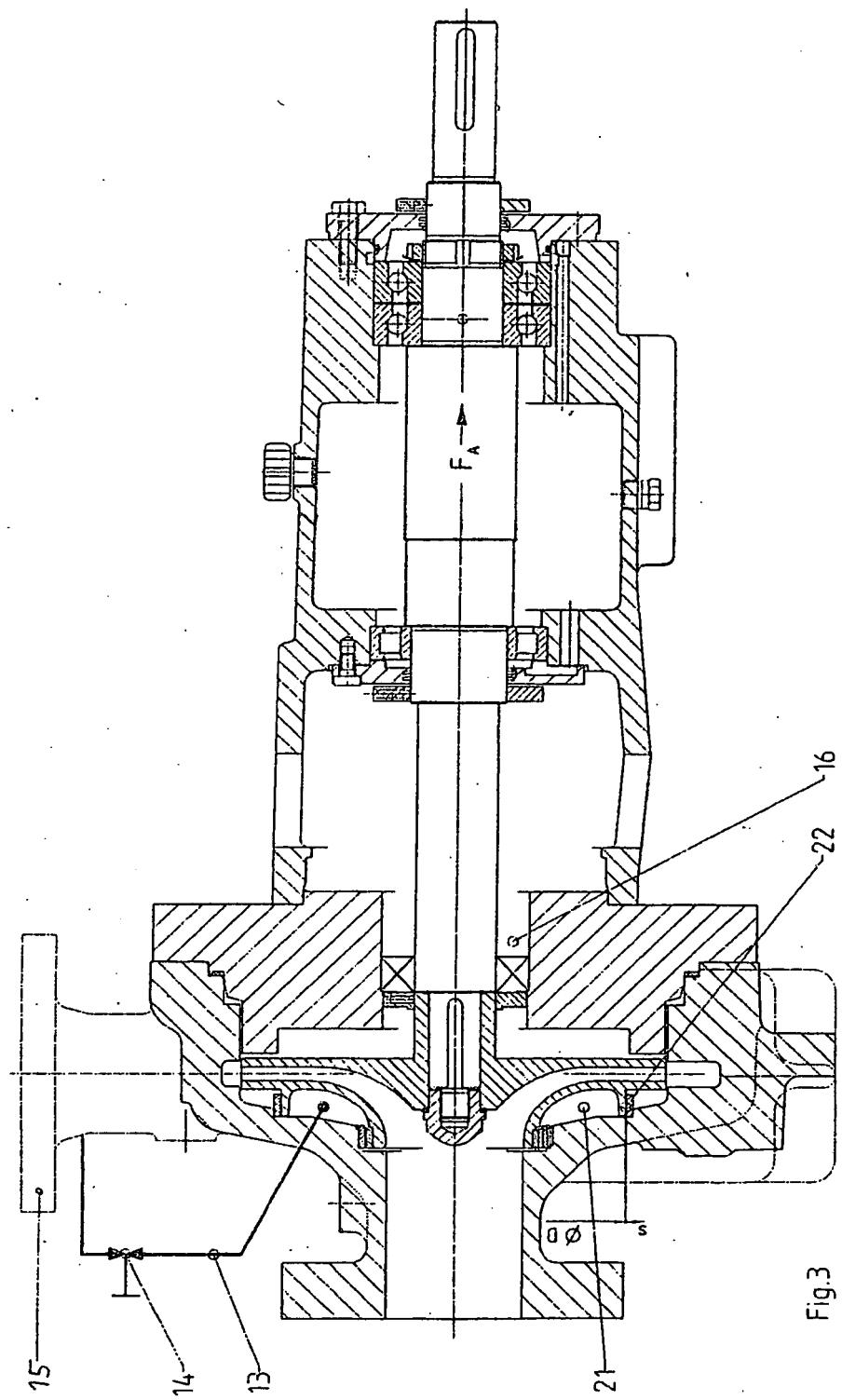


Fig.2



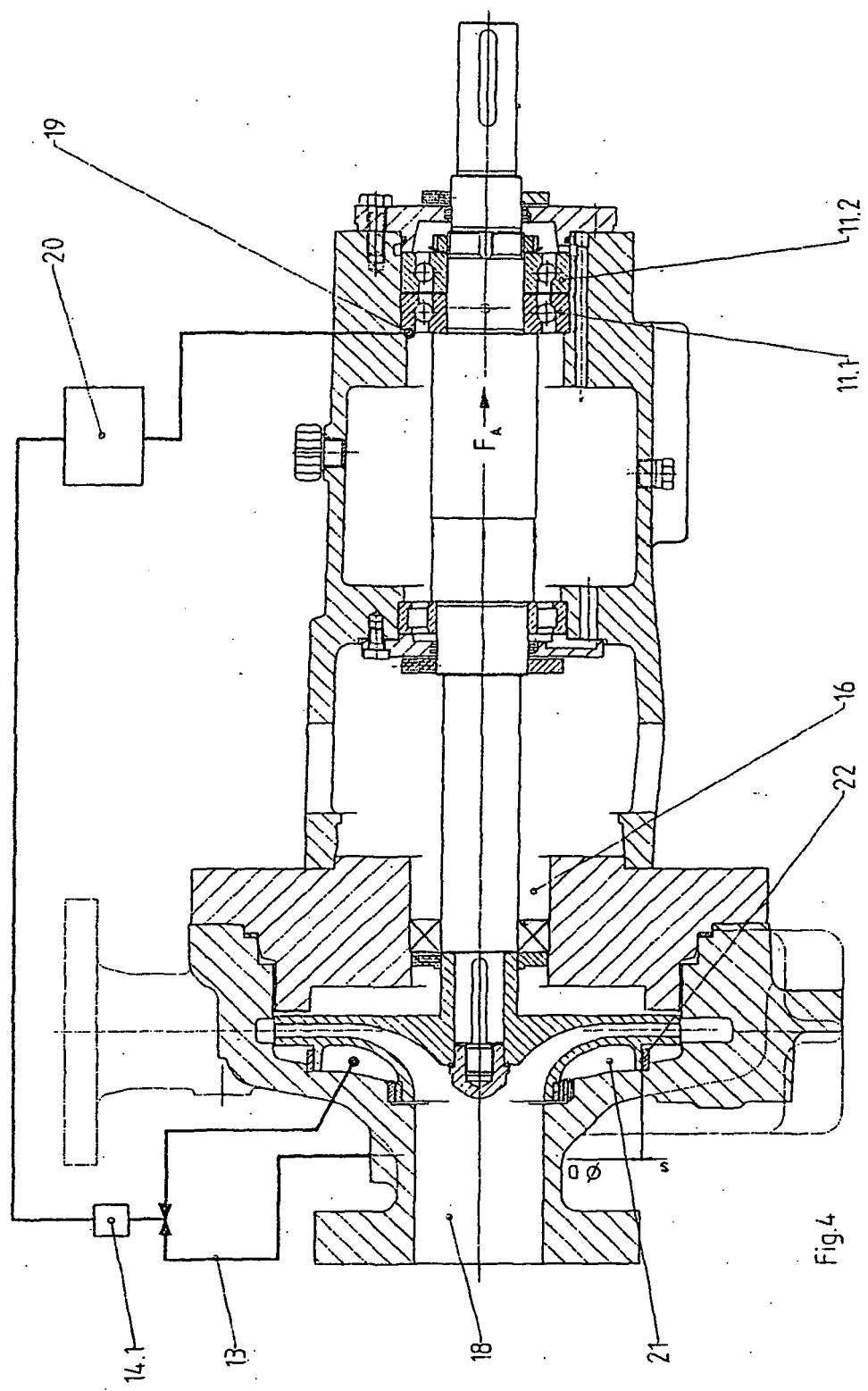


Fig.4

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

- FR 2075023 [0003]
- DE 19631824 A1 [0004]
- DE 3436979 A1 [0006]
- DE 2043550 C2 [0007]
- DD 231829 A1 [0008]

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- KSB-Kreiselpumpenlexikon. Juli 1989, 32-37 [0002]