

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 688 955 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
29.12.1999 Patentblatt 1999/52

(51) Int Cl.⁶: **F04D 29/04**

(21) Anmeldenummer: **95108418.5**

(22) Anmeldetag: **01.06.1995**

(54) **Einrichtung zum Axialschubausgleich bei Kreiselumpen**

Device for the compensation of axial thrust in centrifugal pumps

Dispositif pour l'équilibrage de la poussée axiale dans les pompes centrifuges

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE DK FR GB

(30) Priorität: **23.06.1994 DE 4421888**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.12.1995 Patentblatt 1995/52

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

(72) Erfinder: **Metzinger, Wolfgang**
D-91257 Pegnitz (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 4 026 905 **FR-A- 413 135**
FR-A- 500 808 **FR-A- 518 914**

- 'centrifugal pump lexicon' 1975 ,
KLEIN,SCHANZLIN & BECKER * Seite 14 - Seite
18 *

EP 0 688 955 B1

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

Beschreibung

[0001] Für den hydraulischen Axialschubausgleich bei Kreispumpen stehen sehr unterschiedliche Maßnahmen und Elemente zur Verfügung. Eine wesentliche Gemeinsamkeit der Mehrzahl der hierfür verwendeten Einrichtungen besteht darin, daß sie für die Bewerkstelligung des hydraulischen Ausgleichs einer in einem Drosselspalt erzeugten Druckdifferenz bedürfen. Da die durch einen Drosselspalt zu erzielende Druckdifferenz aber proportional der Förderhöhe der Kreispumpe ist, kann es bei kleineren Förderhöhen, beispielsweise im Überlastbereich der Kreispumpe, zu einem Versagen der Ausgleichseinrichtung, also zu einem Anstreifen des Laufrades an einem feststehenden Teil der Kreispumpe kommen. Um dies zu verhindern, sah man noch ein Axiallager vor, das den von der hydraulisch wirkenden Ausgleichseinrichtung nicht bewältigten Restschub aufzunehmen vermochte.

[0002] Durch die DE-A 40 26 905 ist eine Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubes bei Kreispumpen bekannt, die neben einem in herkömmlicher Weise arbeitenden hydraulischen Axialschubausgleich ein zweites, ebenfalls hydraulisch wirkendes Ausgleichssystem besitzt. Dieses zweite System stützt sich auf Mittel, die eine Druckerhöhung im druckseitigen Seitenraum des Laufrades bei einer unter einen vorgegebenen Wert absinkenden Förderhöhe bewirken. Da es somit nicht auf die Pumpenförderhöhe als Wirkparameter angewiesen ist, kann es auch bei kleinen Förderhöhen selbständig einen vollständigen Ausgleich der Axialkräfte erreichen.

[0003] Eine weitere Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubes bei Kreispumpen ist durch die FR-A 413 135 bekannt. Sie verfügt über verschiedene am Laufrad und an dem das Laufrad umgebenden Gehäuse gebildete Mittel, die in einem Wirkzusammenhang miteinander stehen. So ist als erstes ein veränderlicher Spalt auf der Saugseite zwischen einem am Einlauf des Laufrades gebildeten Laufradhals und der das Laufrad umgebenden Gehäusewand zu nennen. Weiterhin sind radiale und axiale Dichtspalte vorhanden, die zwischen konzentrisch zur Laufradachse verlaufenden Absätzen gebildet werden, welche am Umfang der druckseitigen Deckscheibe und der Gehäusewand angeordnet sind. Außerdem sind in der Nähe der Laufradnabe mehrere Entlastungsbohrungen vorgesehen. Schließlich wird zwischen einem an der druckseitigen Deckscheibe angeordneten Absatz und einem Gehäuseabsatz ein auf größerem Durchmesser als die Entlastungsbohrungen gelegener veränderlicher Axialspalt gebildet.

[0004] Ergänzend sind noch der Absenkung des Axialschubes dienende Elemente zu erwähnen, wie sie durch das "Centrifugal Pump Lexicon", KSB, 1975, Seiten 14 - 18, bekannt sind. Es handelt sich um mehrere auf der Druckseite des Laufrades angeordnete radial verlaufende Häuserippen. Die Häuserippen befinden

den sich in einem Raum, der zwischen zwei rotierenden Teilen, nämlich der Welle des Laufrades und einem an der druckseitigen Deckscheibe des Laufrades vorhandenen ringförmigen Absatz gebildet wird. Der genannte ringförmige Absatz und ein auf größerem Durchmesser angeordneter Gehäuseabsatz bilden wiederum einen Dichtspalt. Die freiliegend angeordneten Häuserippen üben eine abbremsende Wirkung auf die im Radseitenraum rotierende Flüssigkeit aus. Sie werden daher zu einer zusätzlichen Absenkung der Laufradaxialkraft vor allem bei halbaxialen Laufrädern genutzt, bei denen die Lage des Dichtspaltes zwischen Laufrad- und Gehäuseabsatz konstruktiv festliegt. Im Bereich des die Häuserippen aufnehmenden druckseitigen Raumes besitzt das Laufrad mehrere in der Nähe seiner Nabe angeordnete Entlastungsbohrungen.

[0005] Auch die vorliegende Erfindung bezweckt einen vollständigen hydraulischen Ausgleich des Axialschubes. Sie geht allerdings einen anderen Weg als die oben geschilderten Einrichtungen.

[0006] Genau gesagt handelt es sich bei der Erfindung um eine Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubes bei Kreispumpen, insbesondere bei Kreispumpen mit einer spezifischen Drehzahl von mehr als 15 min^{-1} , wobei folgende miteinander im Wirkzusammenhang stehende Merkmale am Laufrad und der das Laufrad umgebenden Gehäusewand der Kreispumpe vorhanden sind:

a) ein zwischen einem Laufradhals (7) und der Gehäusewand (5) gebildeter veränderlicher Dichtspalt (3, 6; 18);

b) mehrere auf der Druckseite des Laufrades (2) angeordnete radial verlaufende Häuserippen (14);

c) ein oder mehrere, auf größerem Durchmesser als die Häuserippen (14) angeordnete(r) radiale(r) und/oder diagonale(r) Dichtspalt(e) (8, 9; 22, 23), der oder die zwischen kreisringförmig und konzentrisch zur Laufradachse verlaufenden Absätzen (10, 12, 13; 19, 20, 21) gebildet ist oder sind, welche an der druckseitigen Deckscheibe (11) des Laufrades (2) und der Gehäusewand (5) angeordnet sind;

d) mehrere in Nähe der Laufradnabe angeordnete Entlastungsbohrungen (17);

e) ein auf einem zwischen den Häuserippen (14) und den Entlastungsbohrungen (17) gelegenen, konzentrisch zur Laufradachse verlaufenden Kreisring angeordneter veränderlicher Axialspalt (16) zwischen der druckseitigen Deckscheibe (11) des Laufrades (2) und der Gehäusewand (5), wobei der Axialspalt (16) zwischen einem an der Deckscheibe (11) oder der Gehäusewand (5) angeordneten Absatz (15) und der ebenen oder ebenfalls mit einem Absatz versehenen Gegenfläche gebildet ist.

[0007] Der veränderliche, Regelverhalten besitzende Dichtspalt wird gemäß einer ersten Ausgestaltung der Erfindung durch einen Axialspalt zwischen der saugseitigen Stirnfläche des Laufrades und der Gehäusewand gebildet. Empfehlenswert, aber nicht Bedingung, ist ein zusätzlicher, zwischen dem Laufradhals und der Gehäusewand gebildeter Radialspalt, so daß beide Spalte zusammen einen Winkelspalt formen.

[0008] Eine hierzu alternative Ausgestaltung sieht einen als Diagonalspalt ausgebildeten veränderlichen Dichtspalt vor.

[0009] In einer bevorzugten Ausführung der Erfindung sind die Häuserippen und die diesen jeweils nächstgelegenen Absätze an der Gehäusewand unmittelbar aneinander angrenzend gestaltet.

[0010] Die Einzelmerkmale der Erfindung sind zwar grundsätzlich bekannt. Allerdings wurden sie bisher in anderen Kombinationen als der erfindungsgemäßen eingesetzt, wobei jeweils noch ein zumindest als Notlager dienendes Axiallager erforderlich war. Die Erfindung macht ein Axiallager entbehrlich, weil der Läufer, also die aus dem Laufrad, der Welle und dem Rotor des antreibenden Elektromotors gebildete Einheit, axial berührungsfrei fixiert ist und bei einer Auslenkung aus dieser so eingenommenen Gleichgewichtslage durch hohe Rückstellkräfte wieder in seine axiale kraftfreie Ursprungslage zurückgebracht wird.

[0011] Anhand mehrerer Ausführungsbeispiele soll dies näher erläutert werden. Die Zeichnung zeigt in

- Fig. 1 einen Ausschnitt aus einem Kreiselumpengehäuse mit einer erfindungsgemäßen Einrichtung zum Axialschubausgleich,
- Fig. 2 einen der Fig. 1 entsprechenden Ausschnitt aus einer Variante des erfindungsgemäßen Axialschubausgleichs,
- Fig. 3 ein Diagramm, welches das Zusammenwirken der am Laufrad der Fig. 1 angreifenden Kräfte zeigt,
- Fig. 4 ein entsprechendes Diagramm für die Ausführung der Fig. 2,
- Fig. 5 einen der Fig. 1 entsprechenden Ausschnitt einer weiteren Variante der erfindungsgemäßen Einrichtung.

[0012] Bei der mit einem Gehäuse 1 und einem Laufrad 2 ausgestatteten Kreiselpumpe der Fig. 1 wirken verschiedene saug- und druckseitig platzierte Elemente zur Erreichung eines vollständigen Axialschubausgleichs zusammen.

[0013] Auf der Saugseite befindet sich ein winkelförmiger Dichtspalt, der aus einem veränderlichen Axialspalt 3 zwischen der Stirnfläche 4 des Laufrades 2 und der dieser gegenüberliegenden Gehäusewand 5 und ei-

nem Radialspalt 6 unveränderlicher Weite zwischen dem Laufradhals 7 und der diesen umschließenden Gehäusewand 5 gebildet wird.

[0014] Auf der Druckseite sind mehrere, auf unterschiedlichen Durchmessern angeordnete Elemente vorgesehen. In einer vom größeren zum kleineren Durchmesser reichenden Reihenfolge sind dies:

Radiale Dichtspalte 8 und 9, die zwischen einem kreisringförmig und konzentrisch zur Achse des Laufrades 2 verlaufenden Absatz 10 an der druckseitigen Deckscheibe 11 des Laufrades 2 und Absätzen 12 und 13 an der gegenüberliegenden Gehäusewand 5 gebildet werden;

mehrere radial verlaufende, gleichmäßig über den Umfang verteilte Häuserippen 14, welche radial begrenzt werden durch den auf größerem Durchmesser angeordneten Absatz 13 und einen auf kleinerem Durchmesser vorgesehenen Absatz 15;

ein veränderlicher Axialspalt 16, der zwischen dem Absatz 15 und der druckseitigen Deckscheibe 11 gebildet wird.

Schließlich sind noch mehrere Entlastungsbohrungen 17 vorgesehen, die in der Nähe der Nabe des Laufrades 2 angeordnet sind.

[0015] Die in der Fig. 2 dargestellte Variante stimmt im wesentlichen mit der Ausführung der Fig. 1 überein, einen Unterschied bildet allein der saugseitige Dichtspalt, der bei der Einrichtung der Fig. 2 als Diagonalspalt 18 gestaltet ist. Der Vorteil des Diagonalspaltes 18 gegenüber dem aus Axialspalt 3 und Radialspalt 6 bestehenden Winkelspalt liegt in seinem besseren Regelverhalten, wie sich auch anhand der Diagramme der Figuren 3 und 4 erkennen läßt. Der Nachteil liegt in der aufwendigeren Fertigung eines Diagonalspaltes.

[0016] Die bereits angesprochenen Figuren 3 und 4 zeigen die dem axialen Bewegungsweg s des Laufrades 2 zugeordneten variablen Kräfte, wobei die Kraft F_2 auf die Druckseite und die Kraft F_1 auf die Saugseite des Laufrades 2 wirkt. Der axiale Bewegungsweg s wird begrenzt durch eine Anlage der Stirnfläche 4 an der Gehäusewand 5 ($s = 0$) und einer Anlage der druckseitigen Deckscheibe 11 am Absatz 15 ($s_{\max}$). Der maximale Bewegungsweg $s_{\max}$ sollte zwischen 0,8 und 1,2 mm betragen.

[0017] Durch eine die verschiedenen Einflußparameter berücksichtigende Abstimmung der Elemente des Axialschubausgleichs aufeinander, also Lage und Spiel der Dichtspalte 3, 6, 8, 9, 16, 18 sowie Lage und Größe der Häuserippen 14 und der Entlastungsbohrungen 17, stellt sich eine stabile Gleichgewichtslage des Läufers ein. Hierdurch wird der Läufer während der Rotation axial berührungsfrei fixiert. Bei einer Auslenkung aus der Gleichgewichtslage sorgen relativ hohe Rückstell-

kräfte dafür, daß der Läufer wieder in seine axialkraftfreie Ursprungslage zurückkehrt.

[0018] Ursächlich hierfür ist, daß die axial wirkende Kraftkomponente auf die saugseitige Laufraddeckwand über der Spaltweite stark degressiv verläuft, während die entgegengesetzt wirkende Kraftkomponente auf die druckseitige Laufraddeckwand einen progressiven Verlauf besitzt.

[0019] Mit dem Grad der Steilheit der den Diagrammen entnehmbaren Kurve des Kraftverlaufs steigern sich bei einer Auslenkung aus der axialkraftfreien Gleichgewichtslage des Läufers die wirksam werden den Rückstellkräfte. Daher ist, wie auch die Fig. 4 belegt, der saugseitige Diagonalspalt 18 der Kombination aus Axialspalt 3 und Radialspalt 6 in seinem auf den Axialschubausgleich wirkenden Regelverhalten überlegen.

[0020] In der Fig. 5 ist eine Ausführung der erfindungsgemäßen Einrichtung dargestellt, bei welcher die im Merkmal 1 c des Anspruches 1 genannten Absätze 19 bis 21 so angeordnet sind, daß diagonale Dichtspalte 22, 23 zwischen ihnen gebildet werden. Auf ein Diagramm der am Laufrad 2 angreifender Kräfte F_1 und F_2 wurde bei dieser Ausführung verzichtet.

[0021] Die erfindungsgemäße Einrichtung kann auch mit einer Kombination von radialen (8, 9) und diagonalen (22, 23) Dichtspalten verwirklicht werden. Ebenso können jeweils mehr als zwei solcher Dichtspalte (8, 9; 22, 23) auf der Druckseite des Laufrades (2) vorgesehen werden.

[0022] Die Gehäuserippen 14 der Ausführungsbeispiele sind durch Ausfräsen der freien Räume zwischen den Rippen entstanden. Hierdurch wurden gleichzeitig die den freien Raum begrenzenden Flächen der Absätze 13 und 15 geschaffen. Es ist zu erwähnen, daß sich durch das Ausfräsen mit einem Fingerfräser jeweils ein bogenförmiger Übergang der Gehäuserippen 14 zu den Wänden der Absätze 13, 15 ergibt. In einem für kurze Gehäuserippen geltenden Grenzfall kann die Außenkontur einer Rippe auf beiden Seiten halbkreisförmig konkav sein. Dies hat auf das Regelverhalten der Gehäuserippen keinen negativen Einfluß.

Patentansprüche

1. Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubes bei Kreispumpen, insbesondere bei Kreispumpen mit einer spezifischen Drehzahl von mehr als 15 min^{-1} , wobei folgende miteinander im Wirkzusammenhang stehende Merkmale am Laufrad (2) und der das Laufrad (2) umgebenden Gehäusewand (5) der Kreispumpe vorhanden sind:

a) ein zwischen einem Laufradhals (7) und der Gehäusewand (5) gebildeter veränderlicher Dichtspalt (3, 6; 18);

b) mehrere auf der Druckseite des Laufrades (2) angeordnete radial verlaufende Gehäuserippen (14);

c) ein oder mehrere, auf größerem Durchmesser als die Gehäuserippen (14) angeordnete(r) radiale(r) und/oder diagonale(r) Dichtspalt(e) (8, 9; 22, 23), der oder die zwischen kreisringförmig und konzentrisch zur Laufradachse verlaufenden Absätzen (10, 12, 13; 19, 20, 21) gebildet ist oder sind, welche an der druckseitigen Deckscheibe (11) des Laufrades (2) und der Gehäusewand (5) angeordnet sind;

d) mehrere in Nähe der Laufradnabe angeordnete Entlastungsbohrungen (17);

e) ein auf einem zwischen den Gehäuserippen (14) und den Entlastungsbohrungen (17) gelegenen, konzentrisch zur Laufradachse verlaufenden Kreisring angeordneter veränderlicher Axialspalt (16) zwischen der druckseitigen Deckscheibe (11) des Laufrades (2) und der Gehäusewand (5), wobei der Axialspalt (16) zwischen einem an der Deckscheibe (11) oder der Gehäusewand (5) angeordneten Absatz (15) und der ebenen oder ebenfalls mit einem Absatz versehenen Gegenfläche gebildet ist.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, bei der der zwischen dem Laufradhals (7) und der Gehäusewand (5) gebildete veränderliche Dichtspalt aus einem Axialspalt (3) zwischen der saugseitigen Stirnfläche (4) des Laufrades (2) und dem Gehäuse (1) besteht.

3. Einrichtung nach Anspruch 2, bei welcher dem Axialspalt (3) ein zwischen dem Laufradhals (7) und der Gehäusewand (5) gebildeter Radialspalt (6) zugeordnet ist.

4. Einrichtung nach Anspruch 1, bei der der zwischen dem Laufradhals (4) und der Gehäusewand (5) gebildete veränderliche Dichtspalt als Diagonalspalt (18) gestaltet ist.

5. Einrichtung nach Anspruch 1, bei der die Gehäuserippen (14), der auf größerem Durchmesser als die Gehäuserippen (14) an der Gehäusewand (5) angeordnete Absatz (13) und/oder ein auf kleinerem Durchmesser als die Gehäuserippen (14) an der Gehäusewand (5) angeordneter Absatz (15) unmittelbar aneinander angrenzen.

Claims

1. Device for completely balancing the axial thrust in centrifugal pumps, in particular in centrifugal pumps

having a specific rotational speed of more than 15 min⁻¹, the following operationally interconnected features being present at the impeller (2) and the housing wall (5), surrounding the impeller (2), of the centrifugal pump:

- a) a variable sealing gap (3, 6; 18) formed between the impeller neck (7) and the housing wall (5);
 - b) a plurality of radially extending housing ribs (14) arranged on the pressure side of the impeller (2);
 - c) one or more radial and/or diagonal sealing gap(s) (8, 9; 22, 23) which is/are arranged on a larger diameter than the housing ribs (14) and is/are formed between annular shoulders (10, 12, 13; 19, 20, 21) which extend concentrically with the impeller axis and are arranged on the pressure-side cover plate (11) of the impeller (2) and the housing wall (5);
 - d) a plurality of relief bores (17) arranged in the vicinity of the impeller hub;
 - e) a variable axial gap (16), arranged on an annulus, which is situated between the housing ribs (14) and the relief bores (17) and extends concentrically with the impeller axis, between the pressure-side cover plate (11) of the impeller (2) and the housing wall (5), the axial gap (16) being formed between a shoulder (15), arranged on the cover plate (11) or the housing wall (5), and the mating surface, which is flat or likewise provided with a shoulder.
2. Device according to Claim 1, in which the variable sealing gap formed between the impeller neck (7) and the housing wall (5) comprises an axial gap (3) between the suction-side end face (4) of the impeller (2) and the housing (1).
 3. Device according to Claim 2, in which the axial gap (3) is assigned a radial gap (6) formed between the impeller neck (7) and the housing wall (5).
 4. Device according to Claim 1, in which the variable sealing gap formed between the impeller neck (7) and the housing wall (5) is configured as a diagonal gap (18).
 5. Device according to Claim 1, in which the housing ribs (14), the shoulder (13) arranged on a larger diameter than the housing ribs (14) on the housing wall (5), and/or a shoulder (15) arranged on a smaller diameter than the housing ribs (14) on the housing wall (5) directly adjoin one another.

Revendications

1. Dispositif pour la compensation totale de la poussée axiale dans des pompes centrifuges, en particulier dans des pompes centrifuges avec un nombre de tours spécifique de plus de 15 min⁻¹, dans lequel les particularités suivantes coopérant mutuellement sur le rotor (2) et la paroi du boîtier (5) entourant le rotor (2) de la pompe centrifuge sont prévues:
 - a) une fente d'étanchéité (3, 6; 18) variable formée entre un col de rotor (7) et la paroi du boîtier (5);
 - b) plusieurs nervures de boîtier (14) s'étendant radialement disposées sur le côté de refoulement du rotor (2);
 - c) une ou plusieurs fentes d'étanchéité (8, 9; 22, 23) radiales et/ou diagonales disposées sur un plus grand diamètre que les nervures de boîtier (14), qui sont formées entre des retraits (10, 12, 13; 19, 20, 21) annulaires et concentriques à l'axe du rotor, qui sont disposés sur le disque de recouvrement (11) du côté de refoulement du rotor (2) et de la paroi du boîtier (5);
 - d) plusieurs alésages de décharge (17) disposés à proximité du moyeu du rotor;
 - e) une fente axiale (16) variable entre le disque de recouvrement (11) du côté de refoulement du rotor (2) et la paroi du boîtier (5), disposée sur un anneau placé entre les nervures de boîtier (14) et les alésages de décharge (17) et s'étendant de manière concentrique à l'axe du rotor, la fente axiale (16) étant formée entre un retrait (15) disposé sur le disque de recouvrement (11) ou la paroi du boîtier (5) et la surface opposée plane ou également pourvue d'un retrait.
2. Dispositif selon la revendication 1, dans lequel la fente d'étanchéité variable formée entre le col du rotor (7) et la paroi du boîtier (5) se compose d'une fente axiale (3) entre la surface de bout (4) du côté aspiration du rotor (2) et le boîtier (1).
3. Dispositif selon la revendication 2, dans lequel une fente radiale (6) formée entre le col du rotor (7) et la paroi du boîtier (5) est associée à la fente axiale (3).
4. Dispositif selon la revendication 1, dans lequel la fente d'étanchéité variable formée entre le col du rotor (7) et la paroi du boîtier (5) est formée en tant que fente diagonale (18).
5. Dispositif selon la revendication 1, dans lequel les nervures du boîtier (14), le retrait (13) disposé sur un plus grand diamètre que les nervures du boîtier

(14) sur la paroi du boîtier (5) et/ou un retrait (15) disposé sur un plus petit diamètre que les nervures du boîtier (14) sur la paroi du boîtier (5) sont immédiatement adjacents les uns aux autres.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig.1

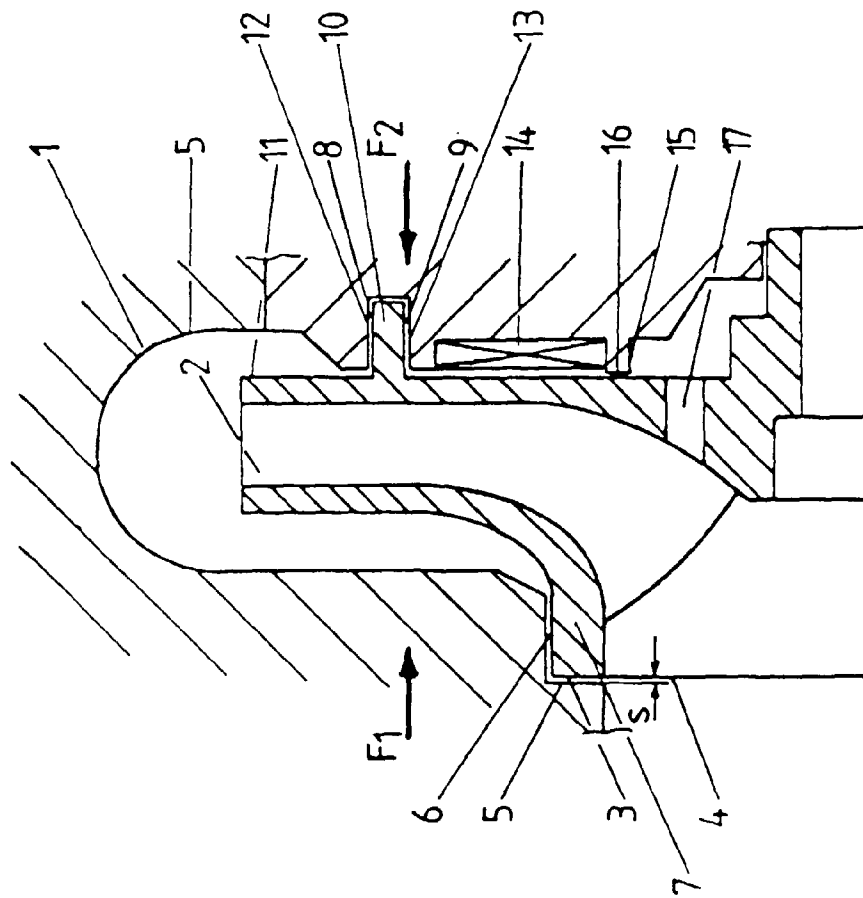
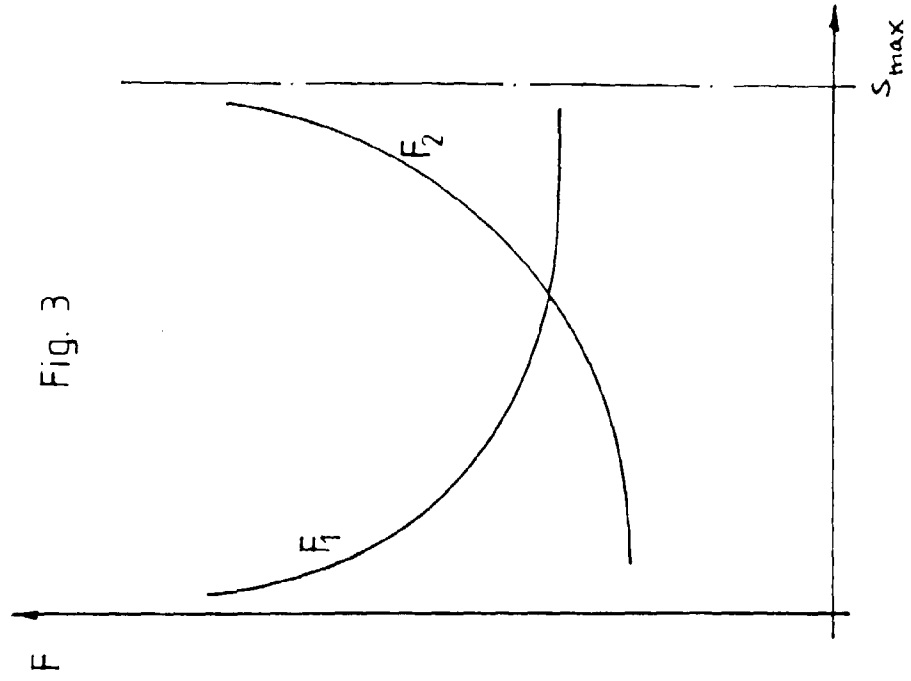


Fig. 3



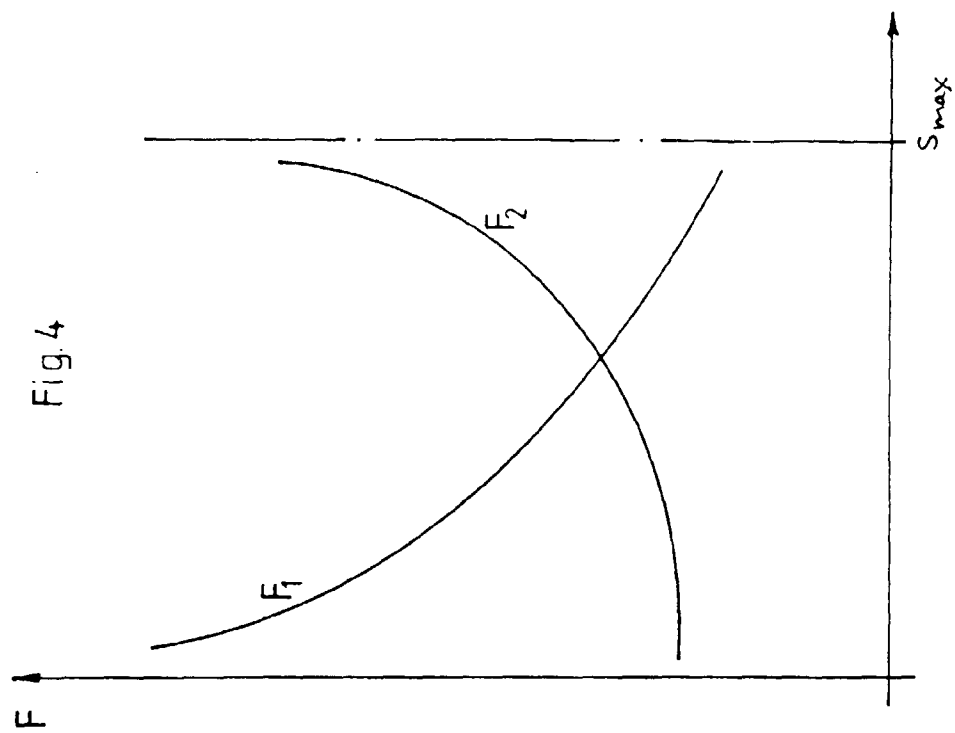
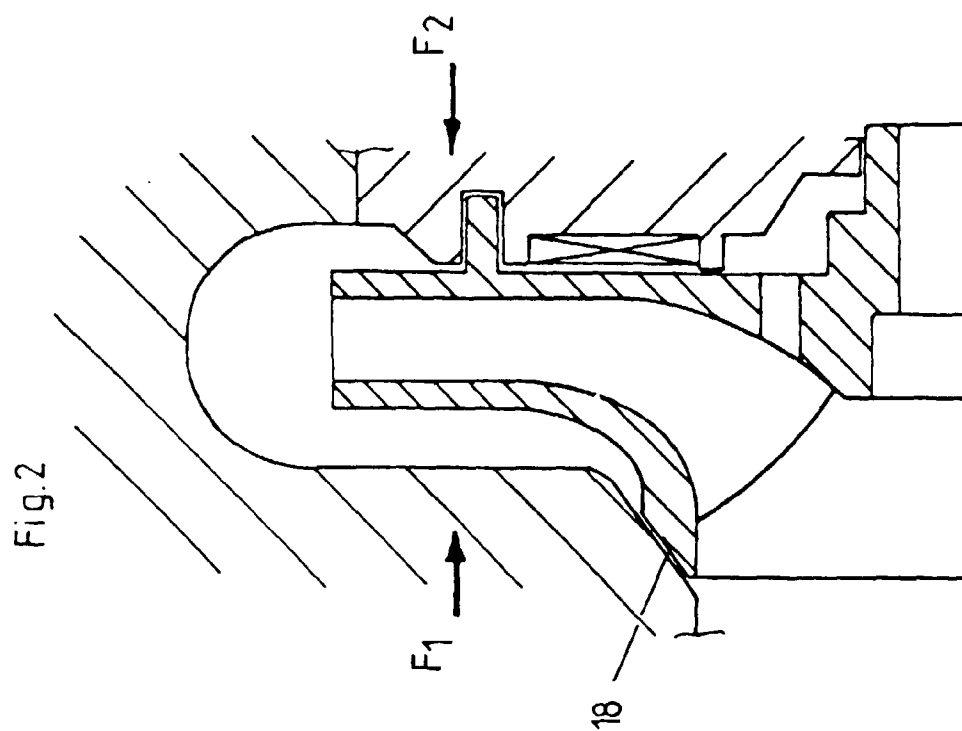


Fig.5

