



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 405 161 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift: **06.12.95**

Int. Cl.⁸: **F04C 15/00, F04C 2/16**

Anmeldenummer: **90110216.0**

Anmeldetag: **30.05.90**

Schraubenspindelpumpe.

Priorität: **26.06.89 DE 3920901**

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.01.91 Patentblatt 91/01

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
06.12.95 Patentblatt 95/49

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI SE

Entgegenhaltungen:
CH-A- 268 943
GB-A- 1 100 362
US-A- 2 592 476
US-A- 2 924 181

Patentinhaber: **Allweiler AG**
Postfach 1140
D-78301 Radolfzell (DE)

Erfinder: **Leiber, Wolfgang, Dipl.-Ing. (FH)**
Gutenbergstrasse 31
D-7703 Rielasingen-Worblingen (DE)

Vertreter: **Hiebsch, Gerhard F., Dipl.-Ing. et al**
Hiebsch & Peege
Patentanwälte
Postfach 464
D-78204 Singen (DE)

EP 0 405 161 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

Die Erfindung betrifft eine Schraubenspindelpumpe nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Eine derartige Schraubenspindelpumpe mit zwei die Antriebsspindel flankierenden Dicht- oder Laufspindeln kann beispielsweise der US-PS 2 924 181 entnommen werden; die Lagerausnehmungen für die Dichtspindeln sind dort in Lagerbüchsen vorgesehen. Letztere stützen sich gegen einen Lagerblock ab, der an einen Kanal, der außerhalb der Spindeln im Bereich des Pumpengehäuses läuft, angeschlossen ist.

Bei Schraubenspindelpumpen bekannter Bauart mit zwei oder mehr Spindeln wird das Fördergut in durch die Spindeln und das sie umgebende Pumpengehäuse gebildeten Kammern bei Rotation der Spindeln axial bewegt. Der dabei als Folge des Druckaufbaus in Gegenrichtung entstehende Axialschub wird in der Regel durch die Spindeln einerseits und mittels eines Widerlagers auf der Gehäusesseite andererseits aufgenommen. Diese Lagerung hat sich bei der Förderung schmierender Fluide im Bereich niedriger Förderdrücke bewährt, wobei deren Schmierwirkung diese eben so einfache wie betriebssichere Axiallagerung ermöglicht.

Die Förderung nichtschmierender Fluide, im Bereich höherer Förderdrücke, beispielsweise Wasser, bringt für eine Schraubenspindelpumpe Erschwernisse mit sich, da die Bewegung der Spindeln miteinander und gegenüber dem Gehäuse in der Regel ein schmierwirksames Fördermittel bedingt; zwischen den genannten Pumpenteilen stehen nur geringe Spaltweiten zur Verfügung.

Es ist -- etwa zur Wasserförderung -- möglich, den Eingriff der Spindeln durch außerhalb des fluidberührten Pumpenraumes befindliche Einrichtungen zu steuern. Diese Steuereinrichtungen und die damit unvermeidbaren zusätzlichen Wellendichtungen verteuern den Bau und Betrieb einer solchen Maschine sehr, ganz abgesehen von dem aus dem Wirkungsprinzip herrührenden niedrigeren Wirkungsgrad im Bereich höherer Förderdrücke.

Es ist bekannt, daß die zur Förderung niedrigviskoser Fluide sonst bestens geeigneten Kreiselpumpen mit kleiner werdenden spezifischen Drehzahlen an Wirkungsgrad abnehmen sowie zum anderen, daß bei hohen Drücken und kleinem Förderstrom der Einsatz von Verdrängernaschinen angezeigt ist. Gerade im Leistungsbereich sehr kleiner spezifischer Drehzahlen wird die Leistung und die Förder-Charakteristik einer innengelagerten Schraubenspindelpumpe gewünscht.

Angesichts dieser Gegebenheiten hat sich der Erfinder das Ziel gesetzt, die Förderung nichtschmierender Fluide mit innengelagerten Schraubenspindelpumpen für den Bereich sehr kleiner

spezifischer Drehzahlen trotz deren -- infolge funktionsbedingter insgesamt großen Gleitflächen bestehenden -- kritischen Zonen zu verbessern; zu diesen Zonen gehört vornehmlich die Lagerung zur Aufnahme der axialen Schubkräfte der Spindeln.

Zur Lösung dieser Aufgabe führt die Lehre nach dem unabhängigen Patentanspruch 1. Die Unteransprüche geben besonders günstige Weiterbildungen an.

Erfindungsgemäß wird durch eine kraftschlüssige Drehhemmung in Form eines elastischen Ringelements sichergestellt, daß sich die Lagerbüchse nicht mitdreht, da ansonsten die notwendige Abdichtung zwischen Lagerkörper und der druckführenden Verbindung oder Leitung nicht gegeben wäre. Zudem soll sich die Lagerhülse radial frei bewegen, d.h. sich an die radiale Bewegung der Spindel laufend anpassen können.

Als förderlich hat sich auch erwiesen, daß die freie Stirnseite der Lagerbüchse mit dem Boden der Ausnehmung des Pumpendeckels einen mit dem Innenraum der Schraubenspindelpumpe verbundenen dichten Spaltraum begrenzt, der bevorzugt über eine radiale Leitung an eine Verlängerung des Innenraums angeschlossen ist.

Erfindungsgemäß umgibt den Profilauslauf der Dichtspindel eine Ausgleichsbüchse, die mit ihrem druckseitigen Ende an einer Schulter der Spindel anschlägt. Diese Ausgleichsbüchse bildet mit ihrem saugseitigen Ende eine Steuerkante, die bevorzugt einer in der Lagerbüchse sitzenden Schale aus verschleißarmem Werkstoff gegenübersteht. Da diese Schale länger ist als das von der Ausgleichsbüchse freie Ende des Lagerzapfens, kann so die Weite eines zwischen der Stirnfläche des Lagerzapfens und dem Boden der Lagerausnehmung erwünschten -- mit dem Druckraum verbundenen -- Stirnspaltes bestimmt werden.

Die Stirnspalte der Lagerzapfen sollen vorteilhafterweise mittels jeweils wenigstens einer die Lagerbüchse durchsetzenden Leitung an eine Querverleitung angeschlossen sein. Nach einem weiteren Merkmal geht von dem Boden der Lagerbüchse eine Bohrung aus, die an einen jenen Spaltraum durchsetzende Hülse als Teil der Leitung anschließt.

Dank der beschriebenen Maßnahmen ist die Druckzuführung in den Lagerbüchsen abgedichtet, die Lagerbüchsen selbst aber sind radial beweglich.

Erfindungsgemäß ist es möglich, die üblicherweise für schmierende Fluide konzipierte Schraubenspindelpumpe an einer funktionsentscheidenden Stelle -- insbesondere den hydrostatischen Axialschubausgleich beispielsweise auch bei Wasserförderung -- sicher zu beherrschen.

Hierzu dient die spezifische Anordnung zylindrischer Lagerkörper oder Lagerbüchsen, in welche

die Spindeln bis zu einem radialen Anschlag eintauchen. Die Lagerkörper oder -büchsen besitzen eine axiale Öffnung, die den Lagerraum --in welchen der Spindelzapfen eingetaucht ist -- mit dem Druckraum der Pumpe verbindet. Der Anschluß der druckführenden Verbindung der Lagerhülse ist so gestaltet, daß der Fluiddruck ausschließlich auf dem Querschnitt des Spindelzapfens wirksam wird. So kann sich durch eine minimale Axialbewegung über die Spaltweite zwischen Spindel und axialem Bund ein Gleichgewicht zwischen Axialschub und hydraulischer Entlastung einpendeln. Die Einleitung des Pumpendruckes zum Ausgleich des Axialschubes ist so konzipiert, daß sich der Druck auf ausschließlich für den oben beschriebenen Zweck konzentrieren läßt.

Damit dies alles gewährleistet ist, soll sich die Lagerhülse radial frei bewegen, d.h. sich an die radiale Bewegung der Spindel laufend anpassen können. Erfindungsgemäß wird durch eine kraftschlüssige Drehhemmung etwa in Form eines elastischen Ringelements sichergestellt, daß sich die Lagerbüchse nicht mitdreht, da ansonsten die notwendige Abdichtung zwischen Lagerkörper und der druckführenden Verbindung oder Leitung nicht gegeben wäre.

Von Bedeutung für die Temperaturverhältnisse in der erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe ist, daß die Leitung oder die Querleitung an einen Ringraum zwischen Pumpengehäuse und einem zu dessen Innenfläche in Abstand angeordneten rohrartigen Gehäuseeinsatz angeschlossen ist; dieser Ringraum ist saugseitig gegen den Innenraum abgedichtet sowie druckseitig mit radialen Durchbrüchen versehen.

Als günstig hat es sich erwiesen, am saugseitigen Ende des Ringraumes wenigstens ein Auslauf anzuordnen sowie einen saugseitigen Zulauf außerhalb des Gehäuseeinsatzes im radialen Bereich der Spindellagerung vorzusehen; das Fluid wird i.w. über die gesamte wirksame Spindellänge geführt und so ein Temperatenausgleich am Spindelpaket geschaffen, also ein Temperaturunterschied unterbunden.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels sowie anhand der Zeichnung; diese zeigt in

Fig. 1: den Längsschnitt durch eine erfindungsgemäße Schraubenspindelpumpe;

Fig. 2: einen zu Fig. 1 rechtwinklig gelegten Längsschnitt.

Eine Schraubenspindelpumpe 10 weist im Innenraum 12 eines auf einen Pumpenfuß 11 geschraubten Pumpengehäuses 14 eine -- von zwei Dicht- oder Laufspindeln 16 flankierte --Antriebspindel 18 auf. Die Dicht- oder Laufspindeln 16

sind saugseitig in einem Pumpendeckel 20 gelagert, die Antriebsspindel 18 ist antriebsseitig an einen koaxialen Antriebswellenzapfen 22 angeschlossen.

Der Antriebswellenzapfen 22 durchsetzt in einem Lagerdeckel 24 -- zwischen einem Labyrinthring 25 und einer Stützscheibe 26 mit nachgeordneter Schmierkammer 27 -- angeordnete Wälzlager 28. Jener Lagerdeckel 24 ist mittels Zylinderschrauben 29 sowie unter Zwischenschaltung einer Gleitringdichtung 30, 34 an einen antriebsseitigen Pumpendeckel 31 angeschlossen, wobei die Gleitringdichtung 30, 34 in einem Dichtungsraum 32 liegt. Daneben ist ein von verschleißarmen Schalen 35 umgebener sowie mit Drollenuten versehener Ausgleichskolben 36 an einem Flansch 38 zu erkennen. Dieser ruht teilweise im Pumpendeckel 31 sowie teilweise im Pumpengehäuse 14, dessen Länge a etwa 270 mm beträgt.

Auf die saugseitigen Lagerzapfen 17 der beiden Laufspindeln 16 ist jeweils eine Ausgleichsbuchse 40 der Länge n aufgeschraubt, die an einen schulterartigen Absatz 42 der Laufspindel 16 anschlägt. Diese Ausgleichsbuchse 40 steht mit ihrem saugseitigen Ende einer Lagerausnehmung 44 eines Lagerkörpers bzw. einer Lagerbüchse 46 gegenüber und bildet dort eine Steuerkante zur Regelung des hydrostatischen Druckes. Der Steuerkante liegt hier der Rand einer in der Lagerausnehmung 44 sitzenden Schale 41 aus besonders verschleißarmem Werkstoff gegenüber.

Die Länge t der Schale 41 ist größer als die freie Länge des Lagerzapfens 17 und bestimmt so die Weite eines zwischen der saugseitigen Stirnfläche 17_s des Lagerzapfens 17 und dem Boden 45 der Lagerausnehmung 44 verbleibenden Stirnspalt 48. In diesen mündet eine axiale Zulaufbohrung 50 der Lagerbüchse 46; diese Zulaufbohrung 50 ist mittels einer --eine Axialbohrung 52 aufweisenden -- Hülse 53 an einen Kanal 54 des saugseitigen Pumpendeckels 20 angeschlossen; die Kanäle 54 der Spindellager werden durch eine im Pumpendeckel 20 radial vorgesehene Sackbohrung 56 miteinander verbunden.

Insbesondere Fig. 1 läßt erkennen, daß jene Hülse 53 einen Spaltraum 58 überbrückt, der zwischen der saugseitigen Stirn der Lagerbüchse 46 einerseits sowie dem Boden 60 einer diese aufnehmenden Sackausnehmung 58_a des Pumpendeckels 20 entsteht. Dieser Spaltraum 58 ist über Radialbohrungen 59 an eine zylindrische Fortsetzung 13 des Innenraumes 12 des Pumpengehäuses 14 angeschlossen.

Nahe dem Spaltraum 58 ist um Umfang der Lagerbüchse 46 ein O-Ring 62 als Dichtmittel zu erkennen - auch andere jeweils in Ringnuten vorgesehene O-Ringe sind mit 62 bezeichnet.

Das Pumpengehäuse 14 ist so ausgestaltet, daß ein die Spindeln 16, 18 umgebender rohrartiger Gehäuseeinsatz 64 der Länge b von beispielsweise 190 mm beidends auf Häuserippen 66, 66_s so aufliegt, daß zwischen Gehäuseeinsatz 64 und Pumpengehäuse 14 ein Ringraum 15 entsteht, der an der saugseitigen Häuserippe 66_s zum Innenraum 12 hin mittels eines O-Rings 62 abgedichtet ist und im Bereich der anderen Häuserippe 66 Durchlässe 68 aufweist. Im übrigen ist der Gehäuseeinsatz 64 mit seiner druckseitigen Kante 64_d zwischen Häuserippe 66 und Flansch 38 klemmend gehalten.

Zwischen dem Gehäuseeinsatz 64 und den Spindeln 16, 18 sind Werkstoffeinsätze 70 aus verschleißfestem -- bevorzugt keramischem -- Material vorgesehen. Die Werkstoffeinsätze 70 sind an sich scheibenartig sowie mit aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gezeigten Aufnahmebohrungen für die sie durchsetzenden Spindeln 16, 18 versehen. Im Pumpengehäuse 14 sind mehrere dieser Werkstoffeinsätze 70 coaxial angeordnet.

Die Werkstoffeinsätze 70 werden mittels einer bei 71 angedeuteten Kunststoffschicht festgelegt, die durch Bohrungen 72 zwischen Gehäuseeinsatz 64 und Werkstoffeinsatz 70 eingebracht wird.

Der beschriebene Ringraum 15 ist -- wie Fig. 1 erkennen läßt -- mittels einer achsparallelen Längsbohrung 74 im Pumpengehäuse 14 an die Sackbohrung 56 des Pumpendeckels 20 angeschlossen.

Insbesondere Fig. 2 läßt den Saugraumzulauf 76 sowie - am Tiefsten des Ringraumes 15 -- den Auslauf 78 erkennen; zwischen beiden liegt jener Gehäuseeinsatz 64, so daß das Strömungsmittel zwischen dem Saugraumzulauf 76 und dem Auslauf 78 gezwungen ist, durch den Durchlaß 68 des Gehäuseeinsatzes 64 in den Ringraum 15 und über nahezu die gesamte Länge b des Gehäuseeinsatzes 64 zum Auslauf 78 zu fließen.

Patentansprüche

1. Schraubenspindelpumpe (10) mit in einem Pumpengehäuse (14) angeordneter Antriebspindel (18) und wenigstens einer Lauf- oder Dichtspindel (16) sowie saugseitigen, jeweils in einer Lagerausnehmung (44) ein zapfenartiges Ende (17) einer Spindel aufnehmenden Lagerbüchsen (46), welche zur Aufnahme des Axialschubes mit dem Druckraum der Schraubenspindelpumpe (10) verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerbüchse (46) in einer Ausnehmung (58a) der Schraubenspindelpumpe (10) ruht und mittels wenigstens eines elastischen Ringelements (62) kraftschlüssig drehgehemmt gelagert ist.

2. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtspindel/n (16) mit ihren Lagerzapfen (17) in die Lagerbüchse/n (46) eingreift/eingreifen und die Antriebspindel (18) in Abstand zu der/den Lagerbüchse/n endet.

3. Schraubenspindelpumpe mit druckseitigem Pumpendeckel (20) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerbüchse (46) in einer Ausnehmung (58_a) des Pumpendeckels (20) ruht sowie die freie Stirnseite (17_s) der Lagerbüchse (46) mit dem Boden (60) der Ausnehmung (58_a) des Pumpendeckels (20) einen dichten Spaltraum (58) begrenzt, der mit dem Innenraum (12) der Schraubenspindelpumpe (10) verbunden ist.

4. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 3, gekennzeichnet durch wenigstens eine den Spaltraum (58) mit einer Verlängerung (13) des Innenraumes (12) verbindende Bohrung (59).

5. Schraubenspindelpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß den Lagerzapfen (17) eine Ausgleichsbüchse (40) umgibt, die mit ihrem druckseitigen Ende an einer Schulter (42) der Spindel (16) anschlägt.

6. Schraubenspindelpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsbüchse (40) saugseitig eine Steuerkante bildet.

7. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerkante der Ausgleichsbüchse (40) der druckseitigen Kante einer in der Lagerbüchse (46) sitzenden Schale (40_a) aus verschleißarmem Werkstoff bzw. der Lagerbüchse gegenübersteht.

8. Schraubenspindelpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckzuführung zur Lagerbüchse (46) abgedichtet und/oder daß die Lagerbüchse (46) radial bewegbar angeordnet ist.

9. Schraubenspindelpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß von dem Boden (60) der Lagerbüchse (46) eine Bohrung (50) ausgeht, die an eine den Spaltraum (58) durchsetzende Hülse (53) als Teil der Leitung (54) anschließt.

10. Schraubenspindelpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß eine die Lagerbüchse (46) durch-

gehende Leitung (54) oder eine im Pumpendeckel (20) verlaufende Querleitung (56) an einen Ringraum (15) zwischen Pumpengehäuse (14) mit einem zu dessen Innenfläche in Abstand angeordneten rohrartigen Gehäuseein- 5
satz (64) angeschlossen ist, wobei der Ringraum saugseitig sowie druckseitig mit radialen Durchbrüchen (68) versehen ist.

11. Schraubenspindelpumpe nach Anspruch 10, 10
dadurch gekennzeichnet, daß am saugseitigen Ende des Ringraumes (15) wenigstens ein Auslauf (78) vorgesehen ist.

Claims

1. Screw rotor pump (10) having a driving spindle (18) arranged in a pump housing (14) and at least one idler or sealing spindle (16) and suction-side bearing bushes (46) each receiving a cone-shaped end (17) of a spindle in a bearing recess (44) and connected to the pressure chamber of the screw rotor pump (10) in order to receive the axial thrust, characterised in that the bearing bush (46) rests in a recess (58_a) in the screw rotor pump (10) and is supported in a non-positive torsion-resistant manner by means of at least one flexible annular element (62). 15

2. Screw rotor pump according to claim 1, characterised in that the sealing spindle/s (16) engage/s via its/their bearing journal/s (17) in the bearing bush/es (46) and the driving spindle (18) ends at a distance from the bearing bush/es. 20

3. Screw rotor pump with a pump cover (20) at the delivery side according to claim 1 or claim 2, characterised in that the bearing bush (46) rests in a recess (58_a) in the pump cover (20) and the free end face (17_s) of the bearing bush (46), together with the base (60) of the recess (58_a) in the pump cover (20), defines a sealed gap (58) which is connected to the inner space (12) of the screw rotor pump (10). 25

4. Screw rotor pump according to claim 3, characterised by at least one bore (59) connecting the gap (58) to an extension (13) of the inner space (12). 30

5. Screw rotor pump according to one of claims 1 to 4, characterised in that a compensating bush (40) surrounds the bearing journal (17) and comes to rest via its delivery end against a shoulder (42) of the spindle (16). 35

6. Screw rotor pump according to at least one of claims 1 to 5, characterised in that the compensating bush (40) forms a guiding edge at the suction side. 40

7. Screw rotor pump according to claim 6, characterised in that the guiding edge of the compensating bush (40) is opposite the delivery-side edge of a shell (40_a) of wear-resistant material seated in the bearing bush (46) or the bearing bush. 45

8. Screw rotor pump according to at least one of claims 1 to 7, characterised in that the pressure supply to the bearing bush (46) is sealed and/or that the bearing bush (46) is arranged so that it is movable radially. 50

9. Screw rotor pump according to at least one of claims 1 to 8, characterised in that a bore (50) departs from the base (60) of the bearing bush (46) and is connected as part of the line (54) to a sleeve (53) traversing the gap (58). 55

10. Screw rotor pump according to at least one of claims 1 to 9, characterised in that a line (54) traversing the bearing bush (46) or a transverse line (56) extending in the pump cover (20) is connected to an annular space (15) between the pump housing (14) and a tubular housing insert (64) arranged at a distance from its inner face, the annular space being provided at the suction side and at the delivery side with radial openings (68). 60

11. Screw rotor pump according to claim 10, characterised in that at least one outlet (78) is provided at the suction end of the annular space (15). 65

Revendications

1. Pompe à vis (10) comprenant une broche d'entraînement (18) disposée dans un carter de pompe (14) et au moins une broche d'étanchéité ou broche tournante (16) ainsi que des coussinets (46), côté aspiration, logeant chacun, dans un creux de palier (44), une extrémité (17), en forme de tourillon, d'une broche, lesquels coussinets sont reliés à la chambre de pression de la pompe à vis (10), pour permettre la poussée axiale, caractérisée en ce que le coussinet (46) repose dans un creux (58_a) de la pompe à vis (10) et est supporté en étant bloqué en torsion par adhérence, au moyen d'au moins un élément annulaire élastique (62). 70

2. Pompe à vis selon la revendication 1, caractérisée en ce que la/les broche(s) d'étanchéité (16) engrène(nt) avec leurs tourillons (17) dans le(s) coussinet(s) (46) et en ce que la broche d'entraînement (18) se termine à distance du/des coussinet(s). 5
3. Pompe à vis avec couvercle de pompe (20) côté refoulement, selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que le coussinet (46) repose dans un creux (58a) du couvercle de pompe (20) et en ce que la face avant libre (17s) du coussinet (46) délimite, avec le fond (60) du creux (58a) du couvercle de pompe (20), un interstice (58) étanche qui est relié à l'espace intérieur (12) de la pompe à vis (10). 10 15
4. Pompe à vis selon la revendication 3, caractérisée par au moins un alésage (59) reliant l'interstice (58) et un prolongement (13) de l'espace intérieur (12). 20
5. Pompe à vis selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que le tourillon (17) est entouré d'un coussinet d'équilibrage (40) qui bute, avec son extrémité côté refoulement, contre un épaulement (42) de la broche (16). 25
6. Pompe à vis selon au moins l'une des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que le coussinet d'équilibrage (40) forme, côté aspiration, une rampe de commande. 30
7. Pompe à vis selon la revendications 6, caractérisée en ce que la rampe de commande du coussinet d'équilibrage (40) est opposée à la rampe, côté refoulement, d'une coque (40a) en matériau résistant à l'usure et située dans le coussinet (46), ou est opposée au coussinet de palier. 35 40
8. Pompe à vis selon au moins l'une des revendications 1 à 7, caractérisée en ce que l'alimentation en pression dirigée vers le coussinet (46) est étanchée et/ou en ce que le coussinet (46) est disposé de façon à pouvoir se déplacer dans le sens radial. 45
9. Pompe à vis selon au moins l'une des revendications 1 à 8, caractérisée en ce que, depuis le fond (60) du coussinet (46), part un alésage (50) qui se raccorde, en tant que partie de la conduite (54), à la douille (53) traversant l'interstice (58). 50 55
10. Pompe à vis selon au moins l'une des revendications 1 à 9, caractérisée en ce qu'une conduite (54) traversant le coussinet (46) ou une conduite transversale (56) passant dans le couvercle de pompe (20) est raccordée sur un espace annulaire (15) situé entre le carter de pompe (14) et un insert de carter (64) tubulaire disposé à distance de sa surface intérieure, l'espace annulaire étant muni, côté aspiration ainsi que côté refoulement, de percées radiales (68). 11. Pompe à vis selon la revendication 10, caractérisée en ce qu'au moins une sortie (78) est prévue sur le côté aspiration de l'espace annulaire (15).

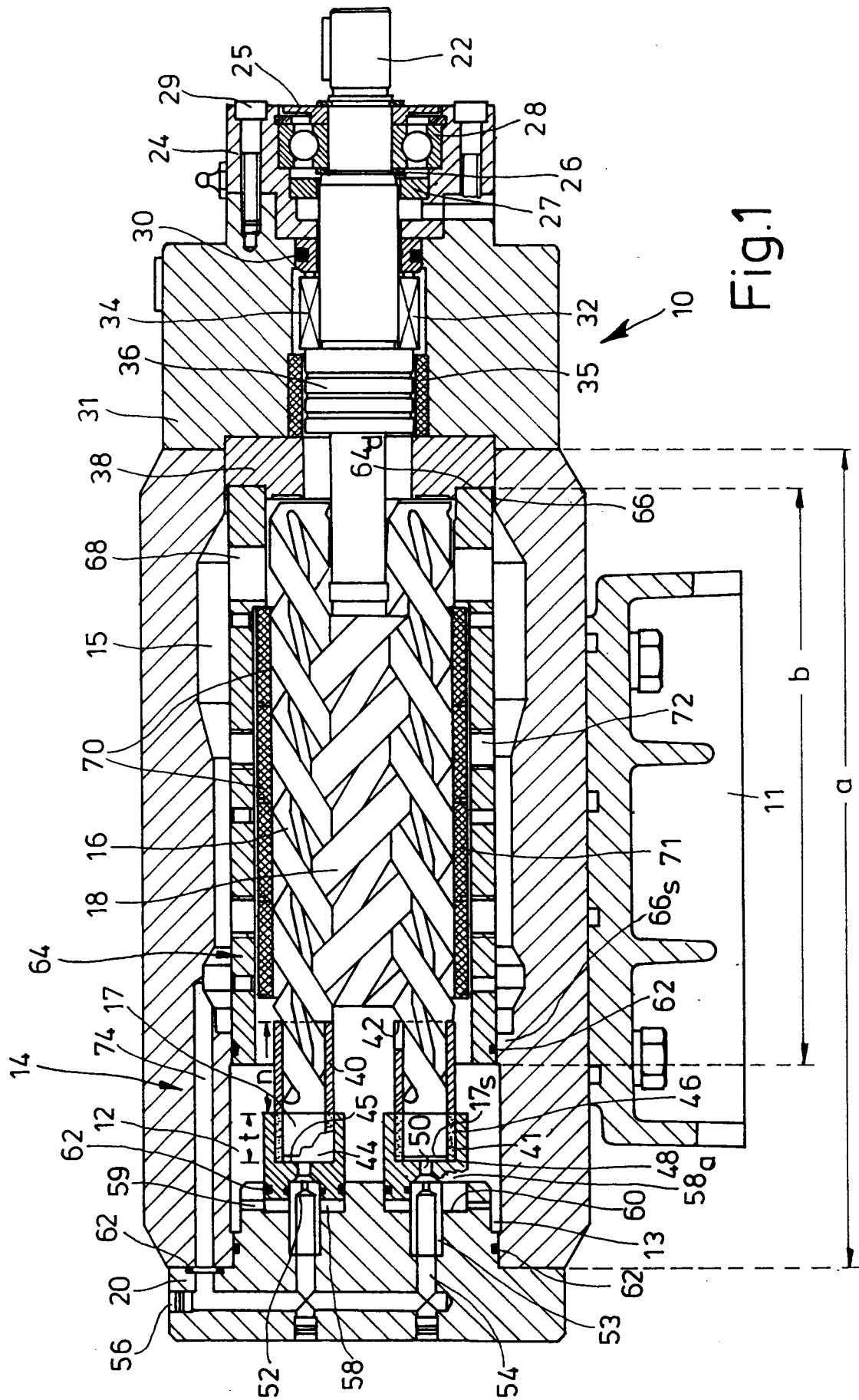


Fig.1

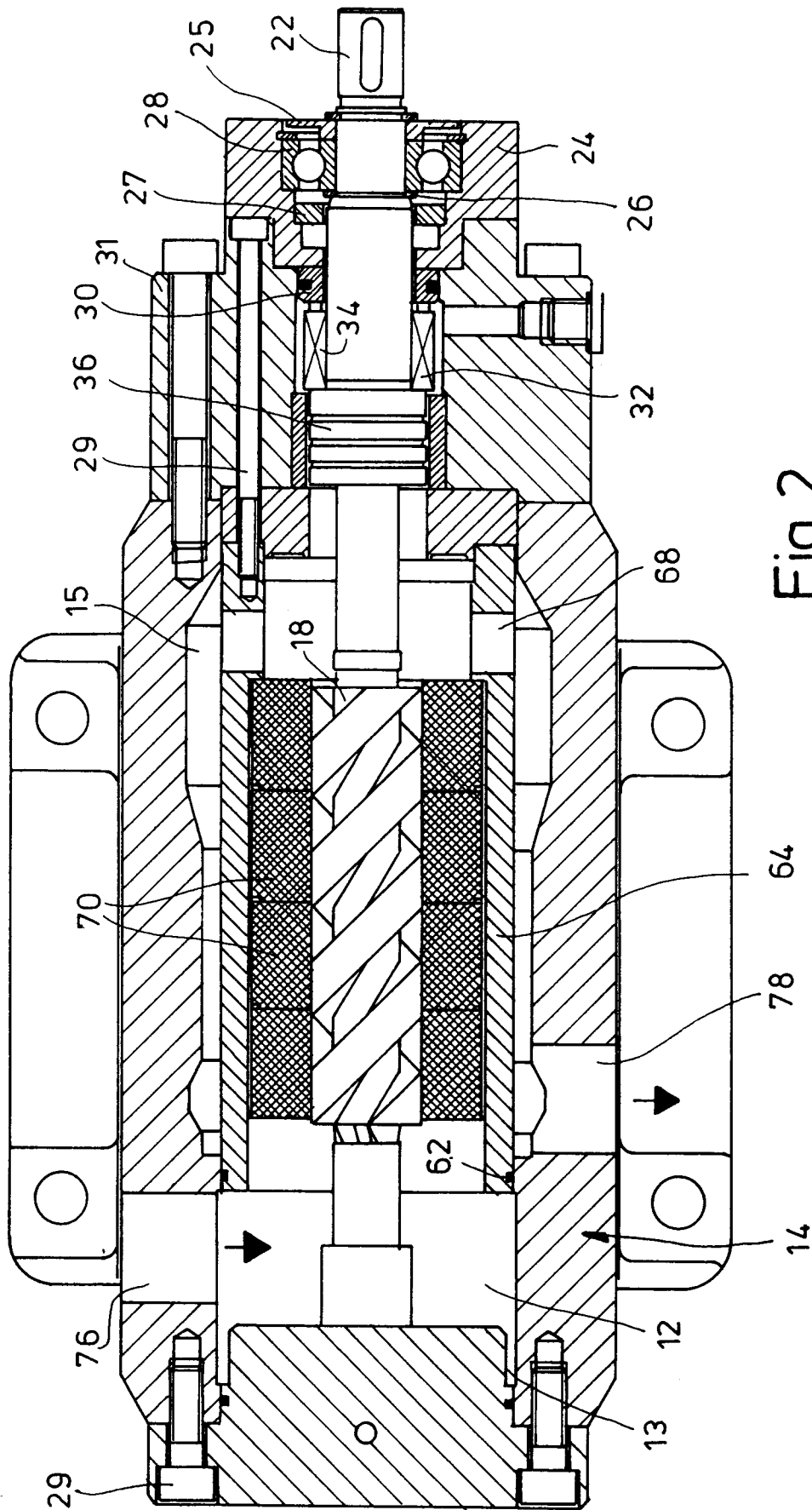


Fig. 2