

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 947 701 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
10.11.2004 Patentblatt 2004/46

(51) Int Cl.7: **F04D 1/06**, F04D 29/66

(21) Anmeldenummer: **98810274.5**

(22) Anmeldetag: **30.03.1998**

(54) **Mehrstufige Zentrifugalpumpe**

Multistage centrifugal pump

Pompe centrifuge à plusieurs étages

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
06.10.1999 Patentblatt 1999/40

(73) Patentinhaber: **Sulzer Pumpen (Deutschland)
GmbH
76646 Bruchsal (DE)**

(72) Erfinder: **Liegat, Siegfried
76646 Bruchsal (DE)**

(74) Vertreter: **Sulzer Management AG
KS/Patente/0007,
Zürcherstrasse 12
8401 Winterthur (CH)**

(56) Entgegenhaltungen:

**CH-A- 442 999 GB-A- 191 121 611
US-A- 4 190 395**

- **BAIBAKOV O.V., MATVEEV I.V.: "Better power/speed cavitation for centrifugal pumps" RUSSIAN ENGINEERING JOURNAL, Bd. 53, Nr. 11, 1973, Seite 31-35 XP002074905**
- **DORNAUS W.L.: "New Ideas needed for the NPSH problem" POWER, Bd. 114, Nr. 6, 1. Juni 1970, Seite 74 XP002074906**

EP 0 947 701 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] Die Erfindung handelt von einer mehrstufigen Zentrifugalpumpe für Flüssigkeiten mit mehreren auf einer Welle angeordneten Laufrädern, die in einem Pumpengehäuse drehen.

[0002] Mehrstufige Zentrifugalpumpen werden dann verwendet, wenn man ein hohes Druckgefälle erzeugen will und die verlangten Fördermengen oder die Art des Fördermediums so beschaffen sind, dass volumetrische Pumpen nicht in Frage kommen. Ein Pumpenhersteller wird daher zunächst bemüht sein, mit wenig Pumpenstufen auszukommen und die Umfangsgeschwindigkeit resp. die Drehzahl einer solchen Pumpe hoch ansetzen. Dem steht entgegen, dass an der Saugseite der Pumpe an der 1. Stufe hohe Eintrittsbeschleunigungen beim Laufrad auftreten, die zu Kavitationserscheinungen führen, wenn der Zulaufdruck der Anlage ($NPSH_A$ = net positive suction head), in der die Pumpe aufgestellt wird bei der momentanen Fördermenge nicht grösser ist als der von der Pumpencharakteristik her zulässige $NPSH_R$ -Wert der Pumpe. Der Wert einer Pumpe hängt daher wesentlich davon ab, dass ihr $NPSH_R$ -Wert möglichst niedrig ist, damit dem Anlagenbauer nicht unzumutbare Auflagen wegen der Zulaufhöhe gemacht werden.

[0003] Diese Zusammenhänge sind im Kreiselpumpen Handbuch (1. Auflage, Juli 1985 der Gebrüder Sulzer AG, 8401 Winterthur, Schweiz) unter dem Kapitel 1.5 "Kavitation und Saugverhalten" ausführlich beschrieben. Als Mittel zur Verbesserung der Saugfähigkeit resp. der zulässigen Drehzahl werden genannt:

- a) Verwendung spezieller Saugräder in verschiedensten Formen.
- b) Anwendung eines doppelflutigen Laufrades als 1. Stufe.
- c) Vorsatzlaufrad.
- d) Zubringerpumpe.

[0004] Dabei bedeuten in erster Annäherung die Massnahmen b) und d) erhebliche Mehrkosten auf der Pumpenseite und die Massnahmen a), c) eher eine Einschränkung im Kennfeld, da eine Optimierung eigentlich nur für einen Auslegungspunkt einer Kennlinie stattfinden kann.

[0005] In der Publikation von Baibakov, O.V. and Matveev, I.V.: "Better power/speed cavitation for centrifugal pumps", Russian Engineering Journal, Vol. 53, No. 11, 1973, Pages 31-35 werden mehrstufige Zentrifugalpumpen beschrieben, in denen die erste Stufe gegenüber den übrigen Stufen eine herabgesetzte Drehzahl aufweist, wobei eines der Laufräder auf einer Hohlwelle angeordnet ist. Der Antrieb der ersten Stufe erfolgt gemäss dieser Publikation mittels eines separaten An-

triebs, eines Reduktionsgetriebes, einer hydraulischen Kupplung oder eines Turbinenlaufrads.

[0006] Aufgabe der Erfindung ist es, eine mehrstufige Pumpe so abzuändern, dass sie bei niedrigen $NPSH_A$ -Werten einer Anlage im zulässigen Kennlinienbereich gefahren werden kann.

[0007] Diese Aufgabe wird vom unabhängigen Anspruch 1 dadurch gelöst, dass mindestens ein Laufrad als Hohlwelle auf der Antriebswelle gelagert ist und mit einer von der Drehzahl n_1 der Antriebswelle verschiedenen Drehzahl n_2 dreht, wobei die Hohlwelle von einem mechanischen Umwandler angetrieben ist, der mechanische Leistung von der Antriebswelle im Gehäuse abnimmt und bei dieser unterschiedlichen Drehzahl n_2 an die Hohlwelle abgibt, derart, dass die Drehzahl des ersten Laufrades die niedrigere ist, um einen niedrigen $NPSH_R$ -Wert für die mehrstufige Pumpe zu erzeugen, wobei der mechanische Umwandler als ein Planetengetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis ausgeführt ist.

[0008] Die abhängigen Ansprüche 2 bis 6 dienen der vorteilhaften Weiterbildungen der Erfindung.

[0009] Um die relativ hohen Verluste, die sich bei einer mechanischen Verzahnung ergeben, kleiner zu machen wird eine magnetische Verzahnung vorgeschlagen. Statt einem Zahnkranz sind zylindrische Ringe vorgesehen, die aus Permanentmagneten bestehen, welche über den Umfang eines Ringes mit wechselnder Polarität geschichtet sind. Dadurch, dass auf den verschiedenen Zylindern, die Teilung für den Wechsel der Polarität gleich gehalten ist, kämten sich gegenüberliegende unterschiedliche Polaritäten wie Zahnräder und können Drehmomente übertragen. Die Schleppverluste und die Geräuschentwicklung sind wesentlich kleiner als bei gefluteten Zahnradgetrieben.

[0010] Bei mehrstufigen Pumpen mit grossem Förderstrom ist es vorteilhaft das erste Laufrad als Hohlwelle auf der Antriebswelle gelagert auszuführen und mit dem mechanischen Umwandler das erste Laufrad bei einer kleineren Drehzahl $n_2 < n_1$ anzutreiben.

[0011] Bei mehrstufigen Pumpen mit kleinem Förderstrom und grosser Förderhöhe kann es wegen der Investitionskosten für Pumpe und Antriebsaggregat von Vorteil sein, das erste Laufrad starr auf der Antriebswelle aufzubringen und weitere Stufen als Hohlwelle auf der Antriebswelle zu lagern. Ein Planetengetriebe muss dann die Hohlwelle mit einer Drehzahl $n_2 > n_1$ antreiben.

[0012] Für die Fälle mit kleinerer Drehzahl n_2 des ersten Laufrades gegenüber der Drehzahl n_1 der Antriebswelle kann der mechanische Umwandler auch als ein Drehmomentwandler mit Schlupf, ähnlich einer Flüssigkeitskupplung ausgeführt werden. Ebenso ist es denkbar auf der Hohlwelle zusätzlich ein Turbinenrad anzubringen und dieses mit einem Teilstrom aus einer späteren Stufe zu speisen und diesen Teilstrom dem Strom auf der Saugseite beizumischen.

[0013] Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die verbesserte Saugfähigkeit mit einer geringen Vergrösse-

rung des Bauvolumens erkaufte wird. Ausserdem wird keine Zubringerpumpe notwendig. Ein weiterer Vorteil ergibt sich für Kondensatpumpen. Wenn diese vertikal gebaut sind, müssen sie gewöhnliche mit einer tiefen Drehzahl laufen, was mehr Stufen erfordert, um auf den vorgegebenen Enddruck zu kommen. Durch die vorgeschlagene Verbesserung können diese Pumpen mit weniger Stufen und kürzerer Einbautiefe gebaut werden, was erheblich an Baukosten einspart. Ausserdem sind diese Massnahmen auch für horizontal angeordnete Pumpen wirksam.

[0014] Im folgenden wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1a Schematisch einen Ausschnitt aus einer Mehrstufenpumpe mit einem Planetengetriebe zwischen Antriebswelle und dem ersten Laufrad, wobei Antriebswelle und ein erstes Laufrad in gleicher Richtung drehen;

Fig. 1b schematisch eine Anordnung wie in Figur 1a, wobei Antriebswelle und erstes Laufrad in entgegengesetzter Richtung drehen;

Fig. 2 schematisch eine Anordnung wie in Figur 1a, bei der die Zahnräder durch eine berührungslose magnetische Verzahnung ersetzt sind;

Fig. 3 schematisch einen Ausschnitt aus einer Mehrstufenpumpe mit einem hydraulischen Antrieb des 1. Laufrades durch ein Turbinenrad, welches über einen Teilstrom der von der Antriebswelle geförderten Flüssigkeit angetrieben ist;

Fig. 4 schematisch einen Ausschnitt aus einer Mehrstufenpumpe bei der das erste Laufrad über eine hydraulische Kupplung ein von der Differenzdrehzahl abhängiges Drehmoment von der Antriebswelle erfährt;

Fig. 5a schematisch einen Ausschnitt einer zweistufigen Zentrifugalpumpe, deren erstes Laufrad starr mit der Antriebswelle gekoppelt ist, während das zweite Laufrad als Hohlwelle auf der Antriebswelle gelagert ist und innerhalb des Gehäuses durch ein magnetisch verzahntes Planetengetriebe auf eine wesentlich höhere Drehzahl gebracht wird; und

Fig. 5b schematisch eine Anordnung wie in Fig. 5a, wobei Antriebswelle und zweites Laufrad in entgegengesetzter Richtung drehen.

[0015] In den Figuren 1 bis 4 sind mehrstufige Zentrifugalpumpen gezeigt, die mehrere auf einer Antriebswelle angeordnete Laufräder aufweisen. Das Laufrad der ersten Stufe ist als Hohlwelle ausgebildet, welche

auf der Antriebswelle drehbar gelagert ist. Mit der Drehung der Antriebswelle wird mechanische Arbeit an einen mechanischen Umwandler abgegeben, der ein Drehmoment bei einer niedrigeren Drehzahl n_2 als der Drehzahl n_1 der Antriebswelle an die Hohlwelle abgibt, um aufgrund der niedrigeren Drehzahl n_2 eine niedrigere Eintrittsbeschleunigung der zulaufenden Flüssigkeit und einen niedrigeren NPSH_R-Wert für die mehrstufige Pumpe zu erzeugen. Es versteht sich, dass aus Gründen der Kontinuität die Strömungsquerschnitte im ersten Laufrad grösser gewählt werden sollten, wenn dessen Drehzahl niedriger als die der nachfolgenden Laufräder ist, um so einen gleich grossen Förderbereich wie in den Stufen mit hoher Drehzahl zu erreichen.

[0016] In den Figuren 5a, 5b dreht das Laufrad der zweiten Stufe mit einer Drehzahl n_2 , die wesentlich höher als die Drehzahl n_1 der Antriebswelle dreht, weil innerhalb des Pumpengehäuses mit einem Planetengetriebe eine Drehzahlerhöhung erfolgt. Es entsteht eine grosse Druckerhöhung in der zweiten Stufe, während die mit der Antriebsdrehzahl n_1 drehende erste Stufe einen günstigen NPSH_R-Wert erreicht.

[0017] In den nachfolgenden Beispielen sind für gleiche Gegenstände gleiche Hinweiszeichen verwendet worden.

[0018] In den Figuren 1a, 1b sind Leiträder 3, welche die Flüssigkeit jeweils zu einer nachfolgenden Stufe umleiten, in einem Pumpengehäuse 1, 1a, 2 zusammengefasst. Die zugehörigen Laufräder 9, 4 sind auf der Antriebswelle 5 positioniert, wobei das Laufrad 9 der ersten Stufe als Hohlrad 6 auf der Antriebswelle 5 mit Lagern 10 drehbar gelagert ist. Das Hohlrad 6 reicht in axialer Richtung über eine Einlaufspirale auf der Saugseite hinaus und ist über dynamische Wellendichtungen 12 gegen das Gehäuse 1a und gegen die Welle 5 abgedichtet. Hinter den Wellendichtungen 12 ist ein Planetengetriebe 16 in das Pumpengehäuse 1a integriert.

[0019] Im Fall der Figur 1a hat der Raum vom Planetengetriebe 16 eine Ölfüllung, die über die Wellendichtungen 12 gegen die Förderflüssigkeit abgedichtet ist. Ein Planetenträger 20 ist als Ring auf der Hohlwelle 6 befestigt und trägt mit Planetenbolzen 31 die Planetenräder 19, die auf der Aussenseite in einen mit dem Gehäuse verbundenen Ausssenkranz 18a und auf der Innenseite in ein Sonnenrad 17 eingreifen. Auf diese Weise ergibt sich eine untersetzte Drehzahl n_2 für das erste Laufrad 9, die weniger als die Hälfte der Drehzahl n_1 der Antriebswelle 5 beträgt. Das genaue Drehzahlverhältnis, wird durch die Dimensionierung der Durchmesser von Sonnen- und Planetenrädern den optimalen Betriebsbedingungen angepasst. Die Antriebswelle 5 ist auf der Saugseite in ihrer Achse 32 mit einem Wälzlager 11 am Gehäusedeckel 8 abgestützt. Die Laufräder 4 nach der 1. Stufe und das Sonnenrad 17 sind mittels Passfeder 33 mit der Welle 5 formschlüssig verbunden. Die Gehäuseteile 1, 1a, 2, 8 sind über statische Dichtungen 13 zueinander gedichtet.

[0020] Im Fall der Figur 1b sind gegenüber Figur 1a

die Funktionen des Planetengetriebes 16 vertauscht. Der Gehäusedeckel 8 dient gleichzeitig als Planetenträger 20a, der mit Planetenbolzen 31 die Planetenräder 19 ortsfest hält, während an der Hohlwelle 6 der Aussenkranz 18 und an der Antriebswelle 5 das Sonnenrad 17 angebracht ist. Bei dieser Anordnung dreht die Hohlwelle 6 nicht nur mit einer kleineren Drehzahl n_2 sondern auch noch in der entgegengesetzten Richtung zur Drehzahl n_1 der Antriebswelle. Die Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten an Lagern 10 und dynamischen Wellendichtungen 12 ist relativ hoch. Die Hohlwelle 6, die ihrerseits ein Lager 11 zum Gehäuse aufweist, bildet saugseitig auch eine Abstützung für die Antriebswelle 5 über die Lager 10. Das Gehäuse 1 ist aus mehreren Gehäuseteilen 1a, 2 zusammengesetzt und wird über Zuganker 34 zusammengehalten.

[0021] Das Beispiel von Figur 2 unterscheidet sich von dem der Figur 1a dadurch, dass das Planetengetriebe 16 nicht mit eigentlichen Zahnrädern realisiert ist, sondern dass statt den Zahnrädern Räder 17a, 18a, 19a mit Permanentmagneten 35a, b, c bestückt sind, die sich mit wechselnder Polarität am Umfang ablösen, um so eine berührungslose, magnetische Verzahnung zu bilden. Da sich die Räder 17a, 18a, 19a nicht berühren, dürfen sie mit der gleichen Flüssigkeit - in diesem Fall mit der Förderflüssigkeit - wie die Lager 10, 11 benetzt werden, was dynamische Wellendichtungen überflüssig macht.

[0022] Im Beispiel von Figur 3 ist eine mit einem Verbindungsstück 28 zusammengesetzte Hohlwelle 6 mit Lagern 10 auf einer Antriebswelle 5 drehbar gelagert. Nach der zweiten Stufe 4, 3 wird mit einem Stützen 37 ein Teilstrom 29 bei einem höheren Druck abgezweigt und über ein Regelorgan 30 und einen weiteren Stutzen 38 auf der Saugseite über einen Leitapparat 27 einem Turbinenrad 26 zugeführt, welches Bestandteil der Hohlwelle 6 ist. Am Austritt des Turbinenrades 26 wird der Teilstrom 29 dem Saugstrom vor dem ersten Laufrad 9 zugemischt. Entsprechend der Charakteristik des Turbinenrades 26 stellt sich bei einem bestimmten Druckgefälle über den Teilstrom 29 entsprechend dem Drehmoment am ersten Laufrad eine Drehzahl n_2 ein, die in einem bestimmten Betriebspunkt der Pumpe über das Regelorgan 30 veränderbar ist. Es ist also möglich, bestimmten Betriebspunkten eine Drehzahl n_2 des ersten Laufrades zuzuordnen die für die Pumpe zu niedrigen NPSH_R-Werten führt.

[0023] Im Beispiel von Figur 4 ist zwischen der Hohlwelle 6 und der Antriebswelle 5 eine hydraulische Kuppelung installiert, die als Drehmoment/Drehzahlwandler mit einem Schlupf Drehmoment von der Antriebswelle 5 bei einer kleineren Drehzahl n_2 an das 1. Laufrad abgibt. Wellendichtungen 12 verhindern, dass grössere Mengen an Förderflüssigkeit in den Bereich der Drehmomentwandler 21, 22 gelangen. Ein mit der Antriebswelle 5 verbundener Wandler 21 ist als ringförmige Wanne 23 ausgeführt, an der Flüssigkeit wegen der Zentrifugalkraft als Ring im Grund anliegt. Das Niveau

dieses flüssigen Ringes wird durch ein radial verschiebbares Schöpfrohr von aussen bestimmt. Durch Bohrungen 25 gelangt Flüssigkeit in den Raum zwischen den beiden beschauften Wandlerhälften 21, 22 und bildet einen Flüssigkeitsstrom 36, der in Form einer Spirale zwischen den beiden Wandlerhälften 21, 22 zirkuliert und ein bestimmtes Drehmoment von der schnell drehenden Antriebswelle 5 bei einer niedrigeren Drehzahl n_2 an das erste Laufrad 9 abgibt. Da für eine bestimmte Drehzahl n_2 das Niveau der Flüssigkeit in der Wanne 23 für das übertragbare Drehmoment verantwortlich ist, kann die Stellung vom Schöpfrohr den Betriebspunkten der Pumpencharakteristik so zugeordnet werden, dass niedrigere NPSH_R-Werte entstehen. In den Raum zwischen dem Gehäusedeckel 8 und dem Wellenlager 11 wird ständig Schmierflüssigkeit eingegeben, die in die Wanne 23 gelangt und zu einem ständigen Fluss durch das Schöpfrohr 24 führt, der eine Niveauregelung in beiden Richtungen erlaubt.

[0024] Im Beispiel von Figur 5a ist das erste Laufrad 9 starr mit der Antriebswelle 5 verbunden. Das zweite Laufrad 9a ist mit Lagern 10 auf einer Büchse 42 gelagert, die ebenfalls starr mit der Antriebswelle 5 verbunden ist; ebenso ist ein Planetenträger 20 über Passfeder 33 mit der Welle verbunden. Eine Laufradmutter 40 sichert die drei Körper 9, 9a, 20 axial. Im Pumpengehäuse 1 ist ein Leitrad 3 verankert, das mit Umlenkanälen zur zweiten Stufe kombiniert ist. Auf einer Schulter des zweiten Laufrades 9a ist ein mit Permanentmagneten bestücktes Zentralrad 17a befestigt, das mit mehreren über den Umfang angeordneten Planetenrädern 19a magnetisch kämmt. Die Planetenräder 19a drehen auf Planetenbolzen 31, die mit dem Planetenträger 20 verbunden sind. Die Permanentmagnete der Planetenräder 19a kämmen magnetisch auch mit den Permanentmagneten 35a von einem Aussenkranz 18a, der starr mit dem Pumpengehäuse 1 verbunden ist. Anschliessende Gehäuse 2c, 2b beherbergen eine Lippendichtung 12a und eine Gleitringdichtung 12. In einem anschliessenden Lagerstuhl 2a ist die Welle 5 über Lager 11 gelagert und mit einem Deckel 41 gesichert. Dichtspalte 39 zwischen Gehäuse und drehenden Teilen sind so gewählt, dass Axialschübe an der Welle 5 weitgehend ausgeglichen sind. Der Restaxialschub wird durch Kugellager 11 aufgenommen.

[0025] Im Beispiel der Figur 5b sind lediglich die Funktionen von Aussenkranz 18a und Planetenträger 20 gegenüber Figur 5a vertauscht. Der Planetenträger 20 ist mit dem Gehäuse 1 starr verbunden, während der Aussenkranz 18a über eine Scheibe 43 mit der Antriebswelle 5 starr verbunden ist. In dieser Anordnung dreht das zweite Laufrad 9a wesentlich schneller als die Antriebswelle, aber in umgekehrter Drehrichtung.

Patentansprüche

1. Mehrstufige Zentrifugalpumpe für Flüssigkeiten

(14) mit mehreren auf einer Antriebswelle (5) angeordneten Laufrädern (9, 4), die in einem Pumpengehäuse (1) drehen, wobei mindestens ein Laufrad (9, 9a) als Hohlwelle (6, 6a) auf der Antriebswelle gelagert ist und mit einer von der Drehzahl n_1 der Antriebswelle (5) verschiedenen Drehzahl n_2 dreht, und wobei die Hohlwelle von einem mechanischen Umwandler (7) angetrieben ist, der mechanische Leistung von der Antriebswelle im Gehäuse (1) abnimmt und bei dieser unterschiedlichen Drehzahl n_2 an die Hohlwelle (6, 6a) abgibt, derart, dass die Drehzahl des ersten Laufrades (9) die niedrigere ist, um einen niedrigen NPSH_R-Wert für die mehrstufige Pumpe zu erzeugen, **dadurch gekennzeichnet, dass** der mechanische Umwandler (7) als Planetengetriebe (16) mit festem Übersetzungsverhältnis ausgeführt ist.

2. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Laufrad (9) der ersten Stufe als Hohlwelle (6) ausgebildet ist und dass das Zentralrad (17, 17a) des Planetengetriebes (16) mit der Antriebswelle (5) und der Planetenträger (20) oder Aussenkranz (18) desselben mit der Hohlwelle (6) verbunden ist.
3. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Laufrad der ersten Stufe mit der Antriebswelle (5) starr verbunden ist, dass mindestens ein nachfolgendes Laufrad (9a) als Hohlwelle (6a) ausgebildet ist und dass das Zentralrad (17) des Planetengetriebes (16) mit der Hohlwelle (6a) verbunden ist, während der Planetenträger (20) oder der Aussenkranz (18) desselben mit der Antriebswelle (5) starr verbunden sind.
4. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Planetengetriebe (16) als Zahnradgetriebe ausgeführt ist.
5. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Planetengetriebe (16) mit einer berührungslosen Verzahnung durch Permanentmagnete (35a, b, c) versehen ist.
6. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Planetengetriebe (16) in das Pumpengehäuse (1, 2) integriert ist.

Claims

1. Multiple stage centrifugal pump for liquids (14), having a plurality of rotors (9, 4) which are arranged on a drive shaft (5) and which rotate in a pump housing (1), wherein at least one rotor (9, 9a) is supported

as a hollow shaft (6, 6a) on the drive shaft and rotates with a speed of rotation n_2 which is different from the speed of rotation n_1 of the drive shaft (5), and wherein the hollow shaft is driven by a mechanical converter (7) which takes up mechanical power from the drive shaft in the housing (1) and gives it off at this different speed of rotation n_2 to the hollow shaft (6, 6a) in such a manner that the speed of rotation of the first rotor (9) is the lower speed of rotation, in order to produce a lower NPSH_R value for the multiple stage pump, **characterised in that** the mechanical converter (7) is made as a planetary transmission (16) with a fixed transmission ratio.

2. Centrifugal pump in accordance with claim 1, **characterised in that** the rotor (9) of the first stage is formed as a hollow shaft (6); and **in that** the central gear (17, 17a) of the planetary transmission (16) is connected to the drive shaft (5) and the planetary carrier (20) or the outer wreath (18) thereof is connected to the hollow shaft (6).
3. Centrifugal pump in accordance with claim 1, **characterised in that** the rotor of the first stage is rigidly connected to the drive shaft (5); **in that** at least one following rotor (9a) is formed as a hollow shaft (6a); and **in that** the central gear (17) of the planetary transmission (16) is connected to the hollow shaft (6a), whereas the planetary carrier (20) or the outer wreath (18) thereof is rigidly connected to the drive shaft (5).
4. Centrifugal pump in accordance with any one of the claims 1 to 3, **characterised in that** the planetary transmission (16) is made as a gear transmission.
5. Centrifugal pump in accordance with any one of the claims 1 to 3, **characterised in that** the planetary transmission (16) is provided with a contact-less meshing through permanent magnets (35a, b, c).
6. Centrifugal pump in accordance with any one of the claims 1 to 5, **characterised in that** the planetary transmission (16) is integrated into the pump housing (1, 2).

Revendications

1. Pompe centrifuge à plusieurs étages pour des liquides (14) comprenant plusieurs rotors (9, 4) disposés sur un arbre d'entraînement (5), qui tourne dans un carter de pompe (1), au moins un rotor (9, 9a) étant logé comme arbre creux (6, 6a) sur l'arbre d'entraînement et tournant avec un régime n_2 différent du régime n_1 de l'arbre d'entraînement (5), et l'arbre creux étant entraîné par un convertisseur (7) mécanique, qui enlève de la puissance mécanique

de l'arbre d'entraînement dans le carter (1) et l'envoi avec ce régime n_2 différent à l'arbre creux (6, 6a), de telle sorte que le régime du premier rotor (9) est le plus faible pour générer une valeur $NPSH_R$ faible pour la pompe à plusieurs étages, **caractérisée en ce que** le convertisseur (7) mécanique est réalisé comme un engrenage planétaire (16) avec un rapport de transmission fixe. 5

2. Pompe centrifuge selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le rotor (9) du premier étage est conçu comme un arbre creux (6) et **en ce que** la roue centrale (17, 17a) de l'engrenage planétaire (16) est reliée à l'arbre d'entraînement (5) et le porte-planétaire (20) ou la couronne extérieure (18) du même engrenage planétaire est reliée à l'arbre creux (6). 10 15

3. Pompe centrifuge selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le rotor du premier étage est relié de façon fixe à l'arbre d'entraînement (5), **en ce qu'**au moins un rotor (9a) successif est conçu comme un arbre creux (6a) et **en ce que** la roue centrale (17) du porte-planétaire (16) est reliée à l'arbre creux (6a), alors que le porte-planétaire (20) ou la couronne extérieure (18) du porte-planétaire est relié de façon fixe à l'arbre d'entraînement (5). 20 25

4. Pompe centrifuge selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** l'engrenage planétaire (16) est conçu comme un engrenage à roues dentées. 30

5. Pompe centrifuge selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** l'engrenage planétaire (16) est pourvu d'une denture sans contact par des aimants permanents (35a, b, c). 35

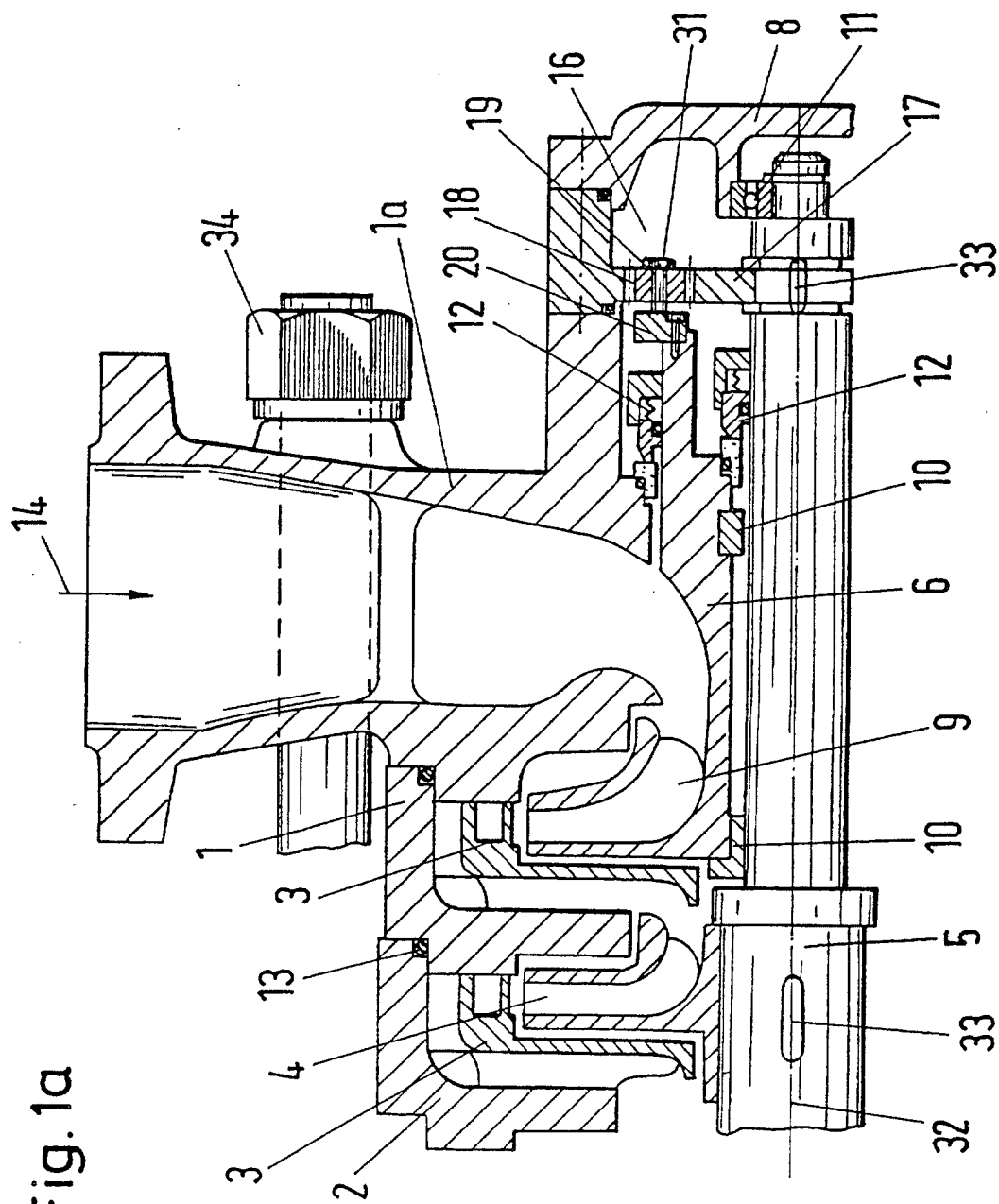
6. Pompe centrifuge selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** l'engrenage planétaire (16) est intégré dans le carter de pompe (1, 2). 40

45

50

55

Fig. 1a



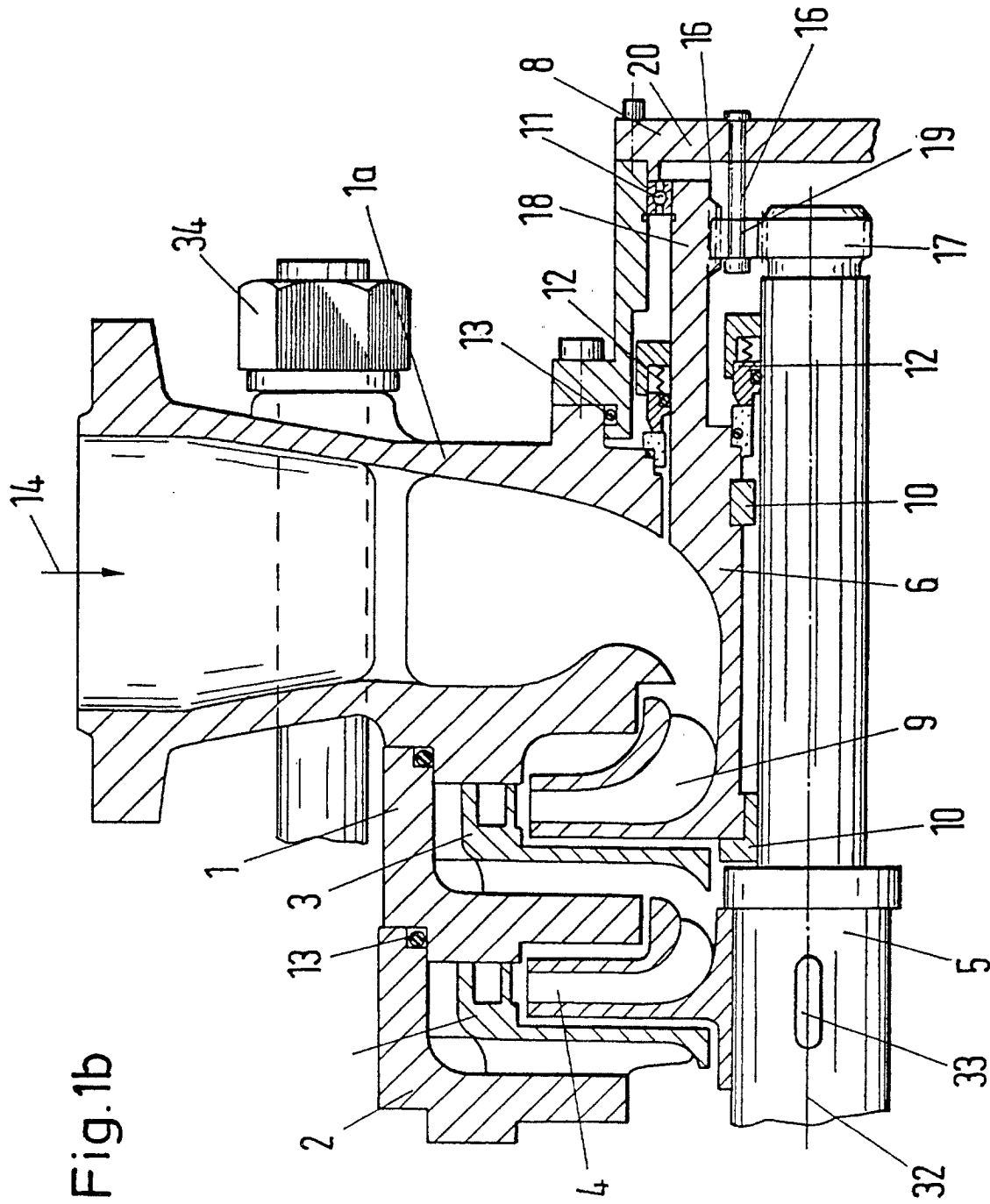


Fig. 2

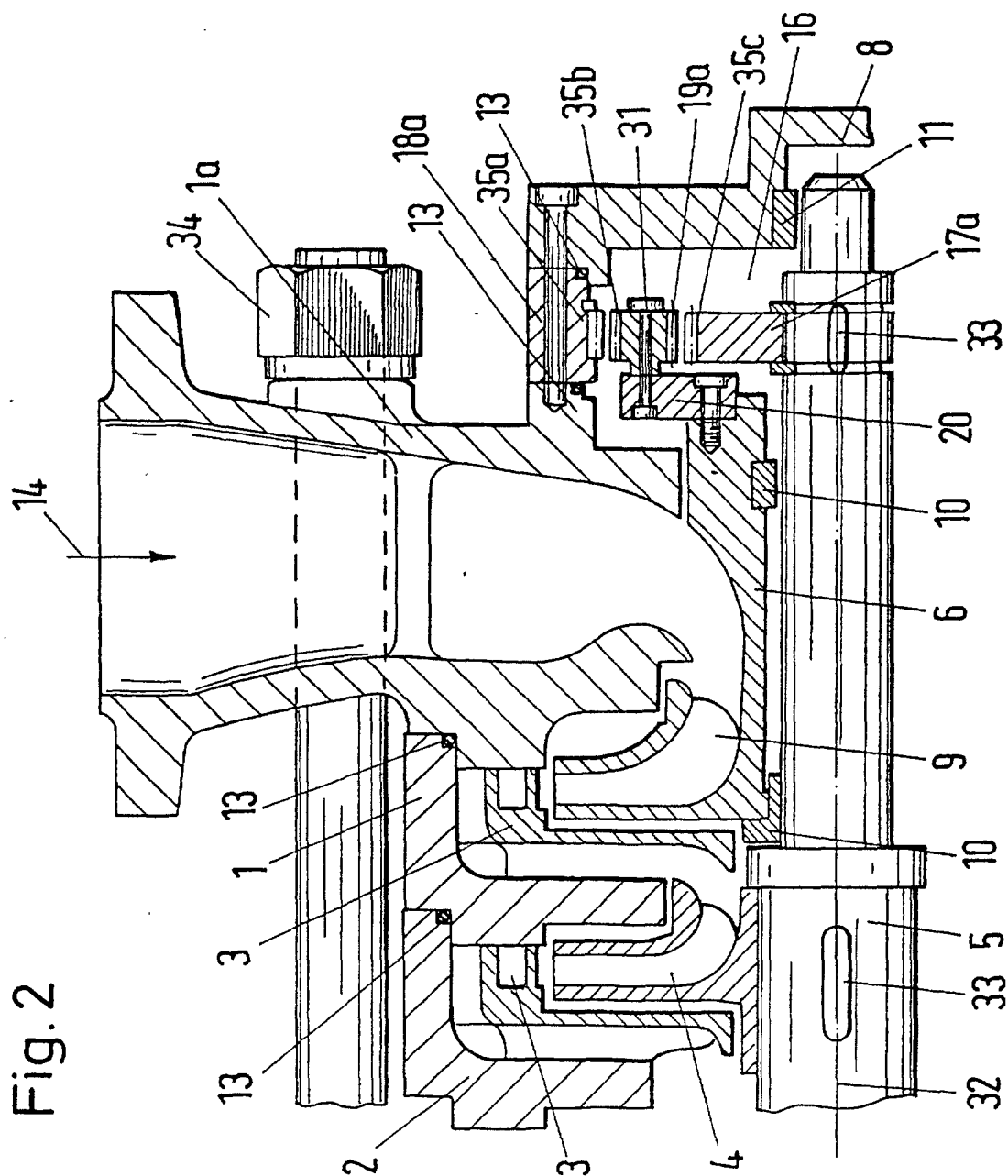


Fig. 3

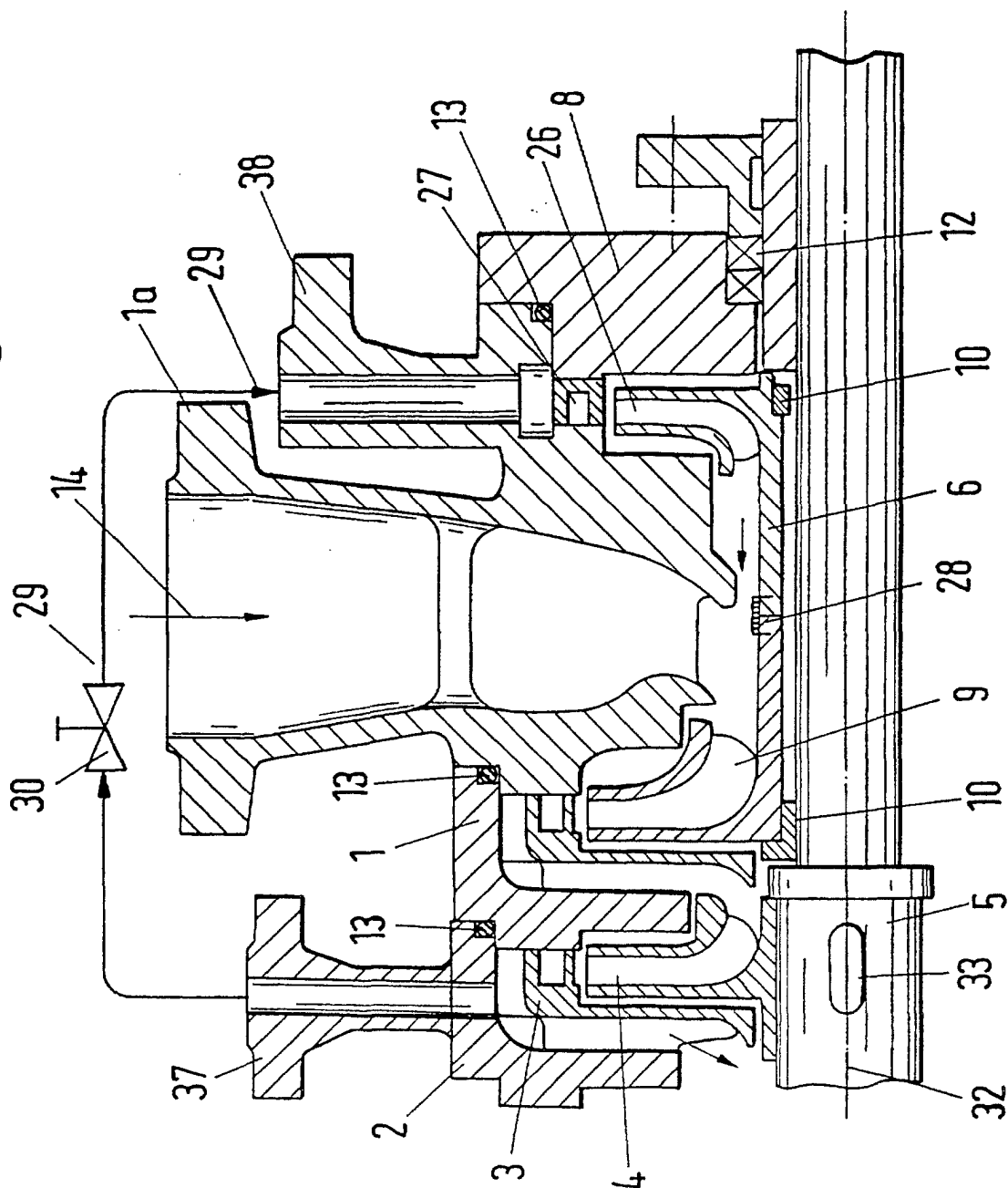


Fig. 4

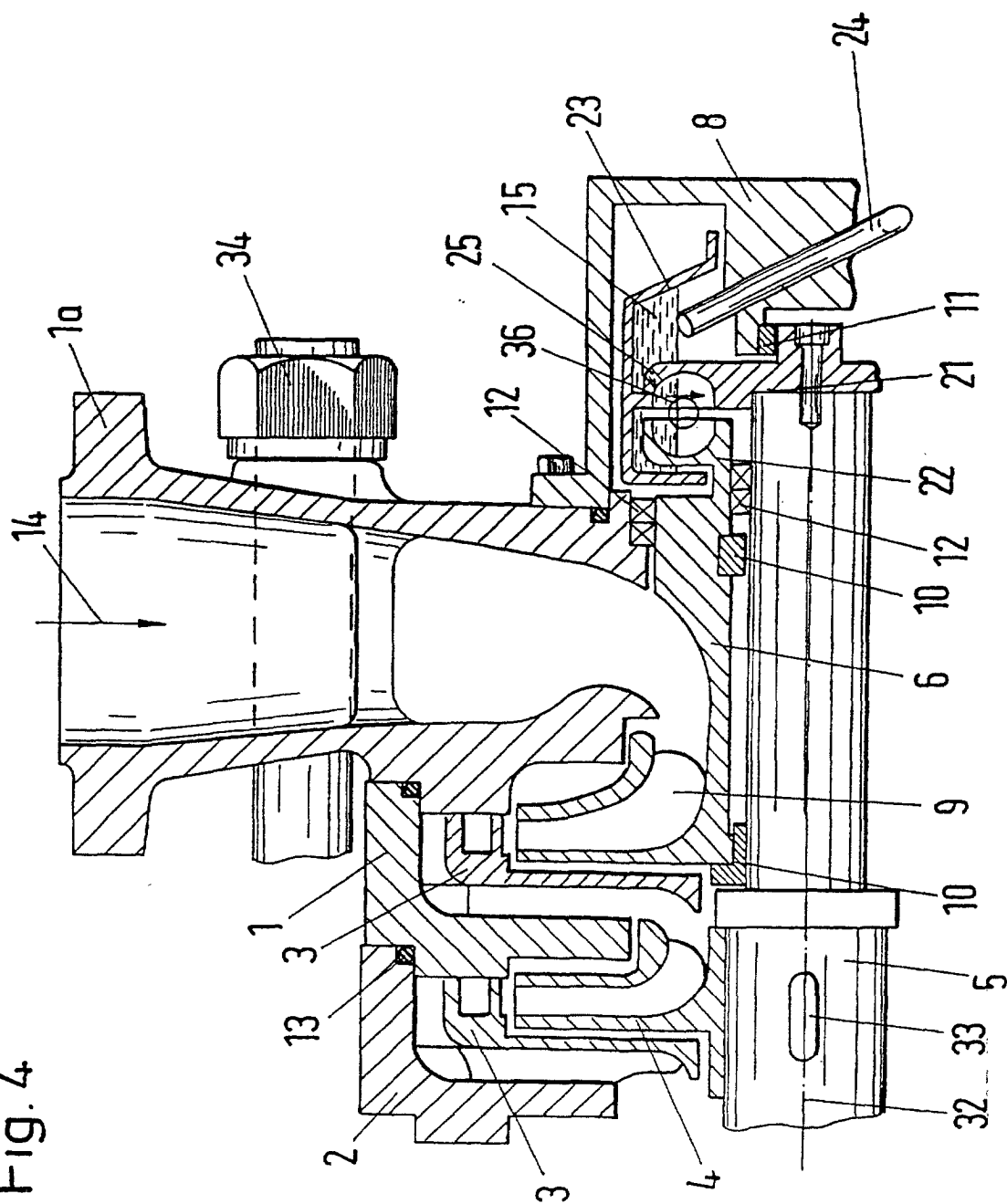


Fig. 5a

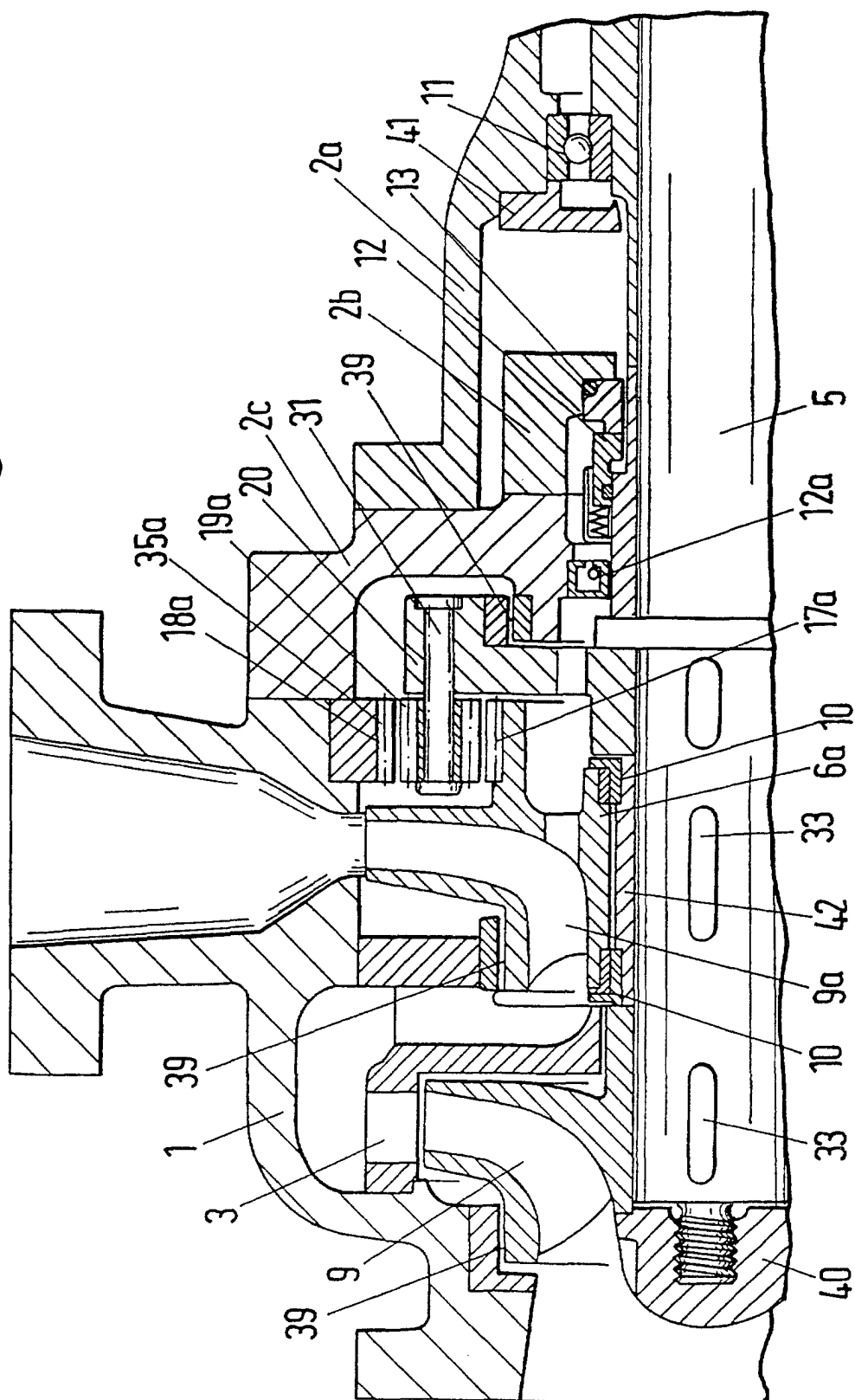


Fig. 5b

