

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 947 701 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
06.10.1999 Patentblatt 1999/40

(51) Int. Cl.⁶: F04D 1/06, F04D 29/66

(21) Anmeldenummer: 98810274.5

(22) Anmeldetag: 30.03.1998

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC
NL PT SE
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

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

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

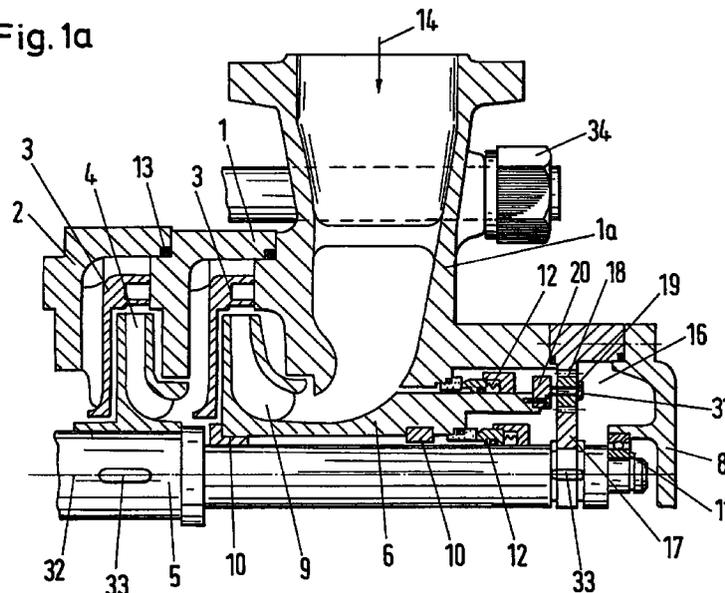
(71) Anmelder: Sulzer Weise GmbH
76646 Bruchsal (DE)

(54) Mehrstufige Zentrifugalpumpe

(57) Mit der Erfindung sind mehrstufige Zentrifugalpumpen gezeigt, die mehrere auf einer Antriebswelle (5) angeordnete Laufräder (9, 4) aufweisen. Mindestens ein Laufrad ist als Hohlwelle (6) ausgebildet, welche auf der Antriebswelle (5) drehbar gelagert ist und mit einer von der Drehzahl n_1 der Antriebswelle (5) verschiedenen Drehzahl n_2 dreht. Die Hohlwelle (6) wird von einem mechanischen Umwandler (7) angetrieben, 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.

Fig. 1a



EP 0 947 701 A1

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

[0006] Diese Aufgabe wird mit den Kennzeichen 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.

[0007] Die abhängigen Ansprüche 2 bis 12 dienen der vorteilhaften Weiterbildungen der Erfindung.

[0008] So ist es vorteilhaft den mechanischen Umwandler als ein Getriebe mit festem Übersetzungsverhältnis auszuführen, wobei sich Planetengetriebe eignen. 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, kämmen sich gegenüberliegende unterschiedliche Polaritäten wie Zahnräder und können Drehmomente übertragen. Die Schleppverluste und die Geräuschentwicklung sind wesentlich kleiner als bei gefluteten Zahnradgetrieben.

[0009] 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.

[0010] 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.

[0011] 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.

[0012] Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die verbesserte Saugfähigkeit mit einer geringen Vergrösserung 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.

[0013] 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.

[0014] 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 Flüssig-

keit 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.

[0015] 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.

[0016] In den nachfolgenden Beispielen sind für gleiche Gegenstände gleiche Hinweiszeichen verwendet worden.

[0017] 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.

[0018] 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 Aussenkranz 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.

[0019] 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 Aussenzahnkranz 18 und an der Antriebswelle 5 das Son-

nenrad 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.

[0020] 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.

[0021] 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 Stützen 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_F-Werten führt.

[0022] 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 Wandlerteil 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_F-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.

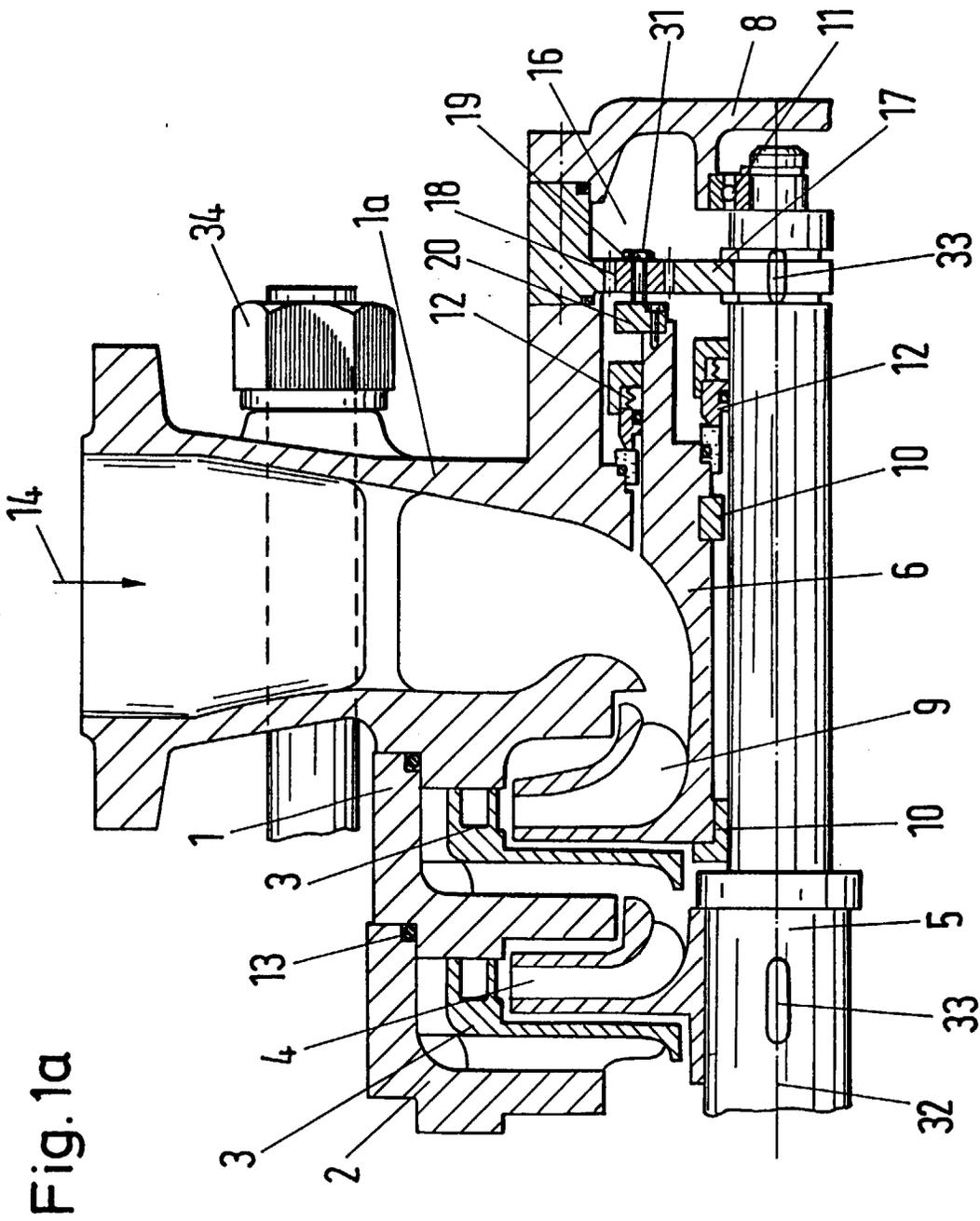
[0023] Im Beispiel von Figur 5a ist das erste Laufrad 9 starr mit der Antriebswelle 5 verbunden. Das zweite Laufrad 9a ist mit Lagern 10 auf einer Büchse 42 gelagert, die ebenfalls starr mit der Antriebswelle 5 verbunden ist; ebenso ist ein Planetenträger 20 über Passfeder 33 mit der Welle verbunden. Eine Laufradmutter 40 sichert die drei Körper 9, 9a, 20 axial. Im Pumpengehäuse 1 ist ein Leitrad 3 verankert, das mit Umlenkkanälen 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.

[0024] 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, dadurch gekennzeichnet, dass 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, 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. 5
2. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der mechanische Umwandler (7) die Drehzahlen n_1 , n_2 der Antriebswelle und der Hohlwelle in einem festen Uebersetzungsverhältnis koppelt. 15
3. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Laufrad (9) der ersten Stufe als Hohlwelle (6) ausgebildet ist und dass der mechanische Umwandler ein Planetengetriebe (16) ist, dessen Zentralrad (17, 17a) mit der Antriebswelle (5) und dessen Planetenträger (20) oder Aussenkranz (18) mit der Hohlwelle (6) verbunden ist. 20
4. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 2, 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 der mechanische Umwandler (7) ein Planetengetriebe (16) ist, dessen Zentralrad (17) mit der Hohlwelle (6a) verbunden ist, während der Planetenträger (20) oder der Aussenkranz (18) mit der Antriebswelle (5) starr verbunden sind. 25 30 35
5. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der mechanische Umwandler (7) ein Zahnradgetriebe ist. 40
6. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der mechanische Umwandler (7) ein Getriebe mit einer berührungslosen Verzahnung durch Permanentmagnete (35a, b, c) ist. 45
7. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Laufrad (9) der ersten Stufe als Hohlwelle (6) ausgebildet ist und dass der mechanische Umwandler (7) als hydraulischer Wandler (21, 22; 4, 26) ausgeführt ist, der mit einem mit der Welle (5) verbundenen Laufrad (21; 4) einen Flüssigkeitsstrom (36; 29) erzeugt, welcher an ein mit der Hohlwelle verbundenes Turbinenrad (22, 26) ein Drehmoment abgibt, wobei die Drehzahl n_2 der Hohlwelle (6) einen Schlupf gegenüber der Drehzahl n_1 der Antriebswelle (5) aufweist. 50 55
8. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der hydraulische Wandler als Flüssigkeitskupplung (21, 22) respektive Drehmomentwandler zwischen der Antriebswelle (5) und der Hohlwelle (6) ausgeführt ist.
9. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass das Drehmoment bei einer bestimmten Drehzahldifferenz $n_1 - n_2$ zwischen Welle (5) und Hohlwelle (6) durch Verändern vom Flüssigkeitsstrom (36) regulierbar ist.
10. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass ein Teilstrom (29) von einer Stufe nach der 1. Stufe abgezweigt ist und ein Turbinenrad (26) antreibt, welches mit der Hohlwelle (6) verbunden ist.
11. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Teilstrom (29) mit einem Regelorgan (30) regelbar ist.
12. Zentrifugalpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der mechanische Umwandler (7) in das Pumpengehäuse (1, 2) integriert ist.



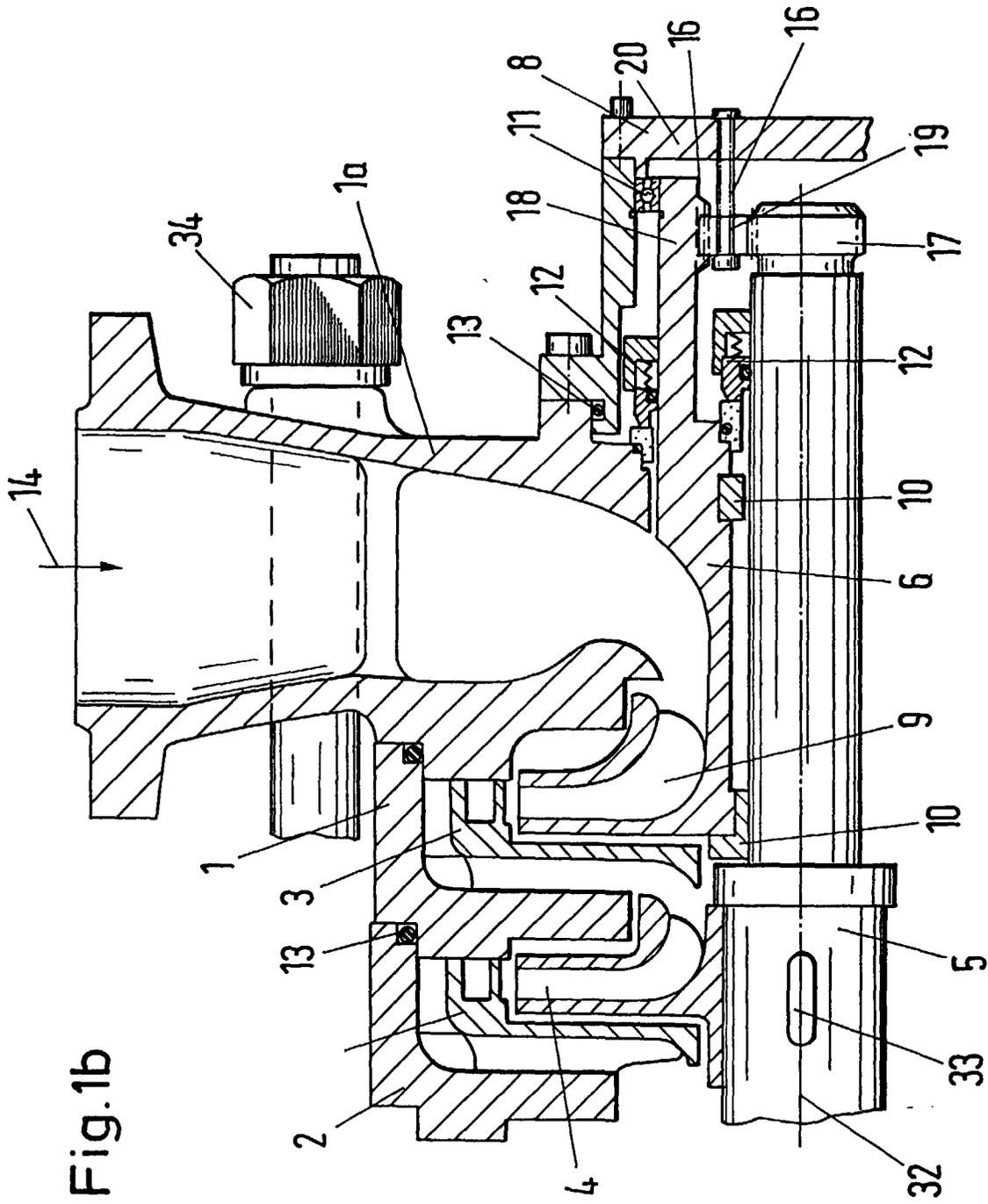


Fig. 4

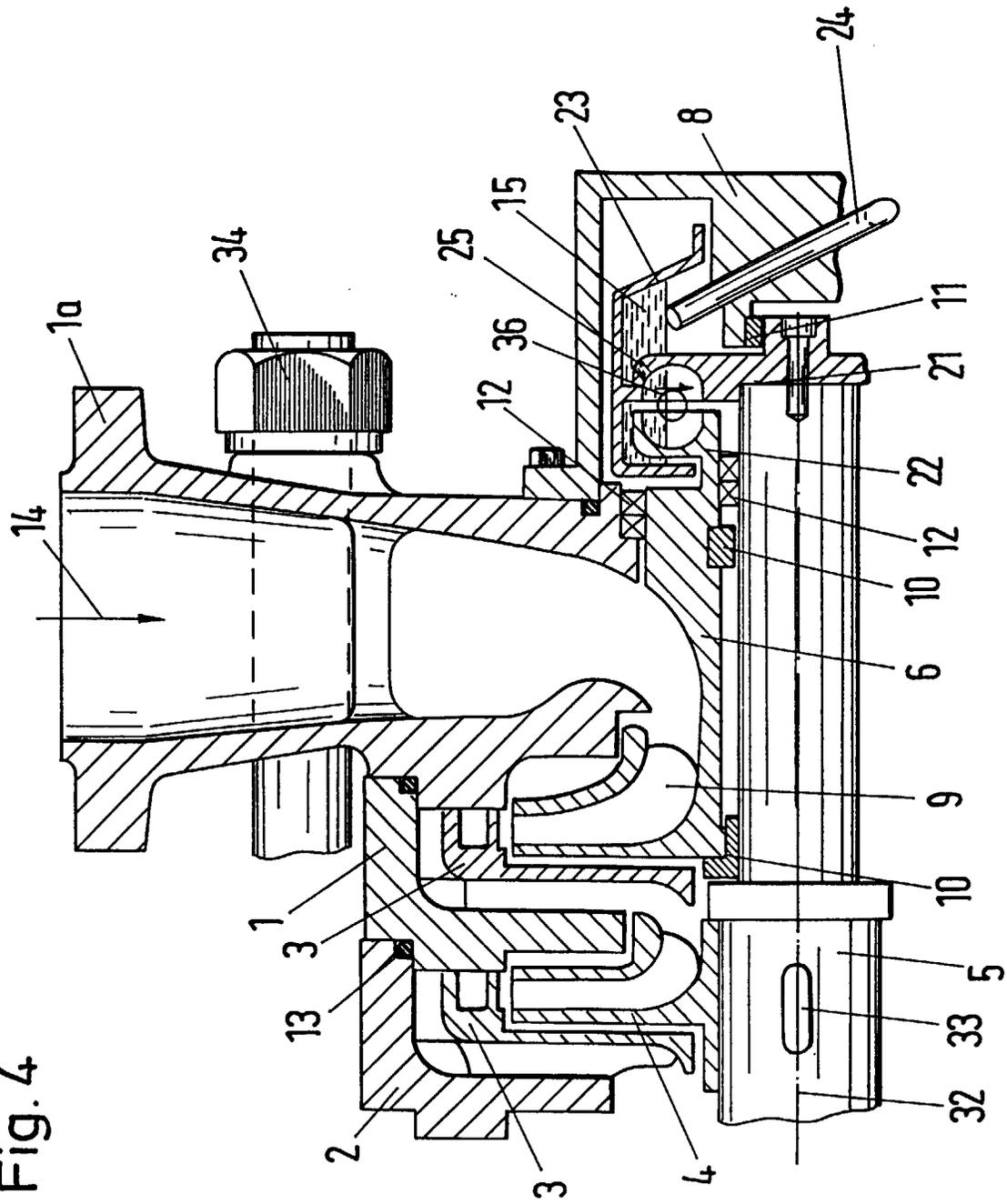
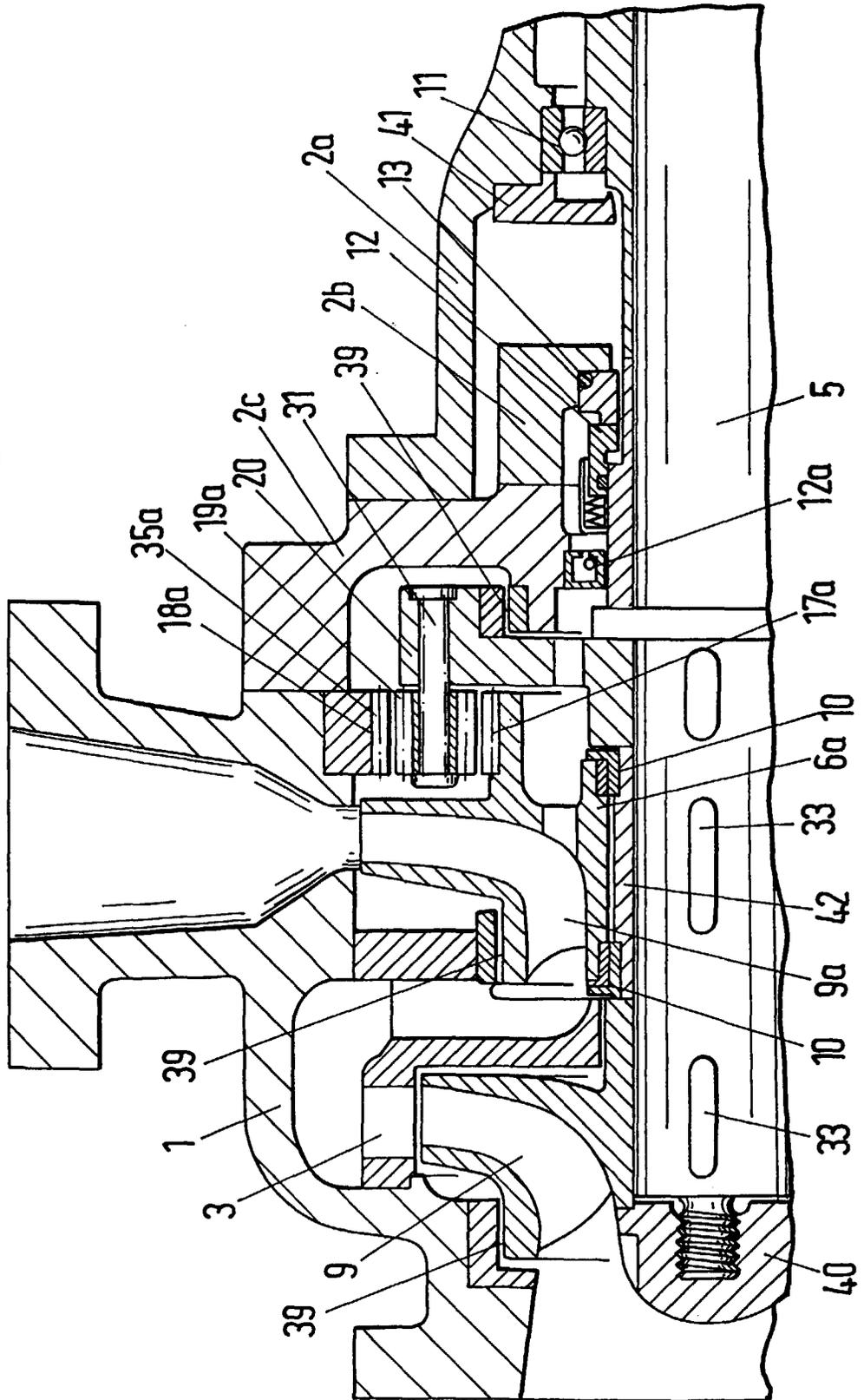


Fig.5a





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 98 81 0274

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
X	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 * Seite 31, Spalte 1, Zeile 1 - Zeile 54 * * Seite 32, Spalte 2, Absatz 3 - Seite 33, Spalte 2, Absatz 1; Abbildung 5 *	1,2,5,7, 8,10,12	F04D1/06 F04D29/66
X	CH 442 999 A (KLEMENTA GOTTWALDA) 31. Januar 1968	1,2,5	RECHERCHIERTES SACHGEBIETE (Int.Cl.6) F04D
Y	* Spalte 2, Zeile 32 - Spalte 4, Zeile 30; Abbildung 1 *	3,4	
Y	DORNAUS W.L.: "New Ideas needed for the NPSH problem" POWER, Bd. 114, Nr. 6, 1. Juni 1970, Seite 74 XP002074906 * Seite 74, Spalte 2, Zeile 10 - Zeile 27; Abbildungen MIDDLE-RIGHT *	3,4	
X	US 4 190 395 A (BALL ROWLAND E) 26. Februar 1980 * Spalte 1, Zeile 17 - Spalte 2, Zeile 57; Abbildung 1 *	1,2,5	
A	GB L21611 A (MICHELL A.G.M.) 22. August 1912 * Seite 1, Zeile 34 - Seite 2, Zeile 38; Abbildung 1 *	1,7,10	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 19. August 1998	Prüfer Ingelbrecht, P
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.82 (P/4C03)