

(19)



(11)

EP 3 187 736 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
05.07.2017 Patentblatt 2017/27

(51) Int Cl.:
F04D 29/42 (2006.01) **F04D 1/06** (2006.01)
F04D 29/10 (2006.01) **F04D 29/16** (2006.01)
F04D 29/047 (2006.01) **F04D 29/62** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16200174.7**

(22) Anmeldetag: **23.11.2016**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
 GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
 PL PT RO RS SE SI SK SM TR**
 Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
 Benannte Validierungsstaaten:
MA MD

(71) Anmelder: **Sulzer Management AG**
8401 Winterthur (CH)

(72) Erfinder: **Lagas, Nicolas**
67480 Leutenheim (FR)

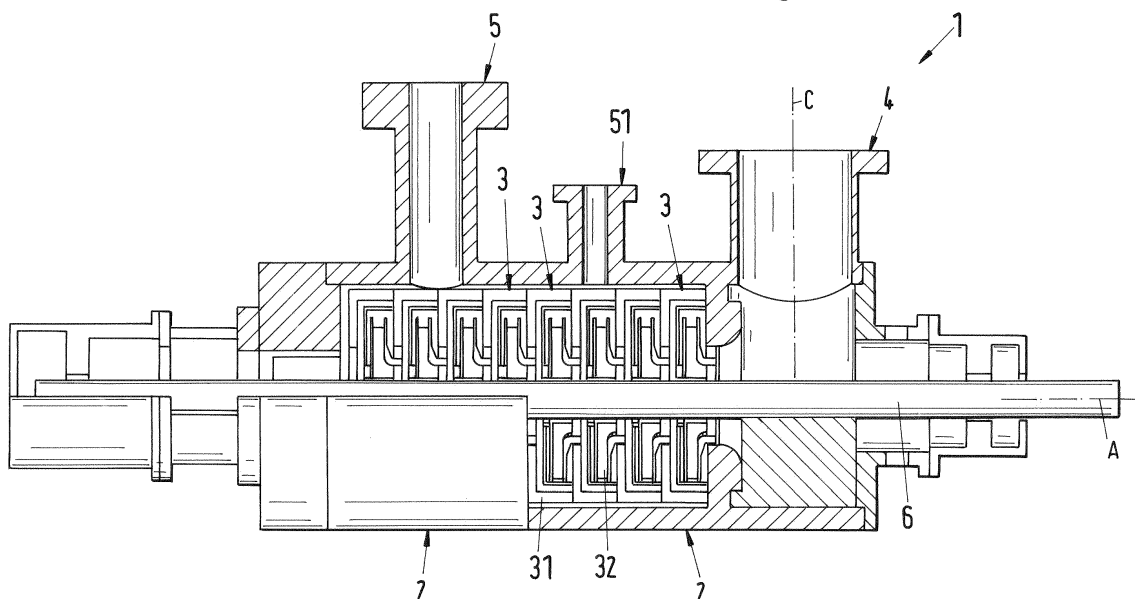
(74) Vertreter: **Intellectual Property Services GmbH**
Langfeldstrasse 88
8500 Frauenfeld (CH)

(30) Priorität: **30.12.2015 EP 15203126**

(54) **MEHRSTUFIGE HORIZONTALE ZENTRIFUGALPUMPE ZUM FÖRDERN EINES FLUIDS SOWIE VERFAHREN ZUM INSTANDSETZEN EINER SOLCHEN**

(57) Es wird eine mehrstufige horizontale Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids vorgeschlagen mit einem Rotor (6, 32), der eine rotierbar angeordnete Welle (6) sowie mehrere Laufräder (32) zum Fördern des Fluids umfasst, wobei alle Laufräder (32) drehfest auf der Welle (6) angeordnet sind, und mit einem Stator (31, 33), der mehrere Stufengehäuse (31) umfasst, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse (A) festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei der Stator (31, 33) den Rotor (6, 32) umgibt, und wobei alle Stufengehäuse (31) zentrisch bezüglich der Mittelachse (A) ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor (6, 32) und dem Stator (31, 33) mehrere Verschleissringe (7, 8) vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators (31, 33) fixiert ist, und den Rotor (6, 32) jeweils mit einem Spiel (S1, S2) umgibt, und wobei mindestens einer der Verschleissringe (7, 8) exzentrisch ausgestaltet ist. Ferner wird ein Verfahren zum Instandsetzen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe vorgeschlagen.

fengehäuse (31) zentrisch bezüglich der Mittelachse (A) ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor (6, 32) und dem Stator (31, 33) mehrere Verschleissringe (7, 8) vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators (31, 33) fixiert ist, und den Rotor (6, 32) jeweils mit einem Spiel (S1, S2) umgibt, und wobei mindestens einer der Verschleissringe (7, 8) exzentrisch ausgestaltet ist. Ferner wird ein Verfahren zum Instandsetzen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe vorgeschlagen.

Fig.1**EP 3 187 736 A1**

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein mehrstufige horizontale Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids, sowie ein Verfahren zum Instandsetzen oder Überholen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe gemäss dem Oberbegriff des unabhängigen Anspruchs der jeweiligen Kategorie.

[0002] Mehrstufige horizontale Zentrifugalpumpen werden in vielen verschiedenen technologischen Gebieten eingesetzt, beispielsweise in der öl- und gasverarbeitenden Industrie oder in der industriellen Energiegewinnung. Bei letzterer werden solche mehrstufigen Pumpen beispielsweise als Speisepumpen oder Kesselspeisepumpen eingesetzt, um das Wasser unter dem notwendigen Druck einem Dampferzeuger zuzuführen.

[0003] Üblicherweise sind bei diesen Pumpen eine Mehrzahl horizontal nebeneinander angeordnete Pumpenstufen vorgesehen, wobei jede Pumpenstufe ein Stufengehäuse umfasst, in dem jeweils ein Laufrad vorgesehen ist, welches das Fluid, also beispielsweise Wasser, von dem niederdruckseitigen Einlass dieser Pumpenstufe zu ihrem hochdruckseitigen Auslass fördert, der dann mit dem Einlass der nächsten Stufe verbunden ist. Alle Laufräder sind drehfest auf einer gemeinsamen Welle angeordnet, welche sich folglich durch alle Stufengehäuse hindurch erstreckt und von einem Antrieb, z. B. einem Elektromotor, angetrieben wird. Die einzelnen Pumpenstufen sind entlang der gemeinsamen Welle typischerweise durch Verschleissringe abgedichtet, die bezüglich der Stufengehäuse stationär, d.h. ortsfest angeordnet bzw. montiert sind. Dabei ist es eine üblich Massnahme, dass für eine Pumpenstufe zwei Verschleissringe vorgesehen sind, nämlich niederdruckseitig ein erster Verschleissring, welcher die vordere Deckscheibe des Laufrads umschliesst, und hochdruckseitig ein zweiter Verschleissring, der ortsfest an einer Trennwand befestigt ist, welche das Fluid vom Auslass der Stufe zum Einlass der nächsten Stufe führt und typischerweise ein Leitrad für die nächste Stufe umfasst.

[0004] Die Verschleissringe sind jeweils mit einem vorgegebenen Spiel bezüglich der Welle ausgestaltet, so dass zwischen der radial innenliegenden, zylindermantelförmigen Begrenzungsfläche des Verschleissrings und der rotierenden äusseren Mantelfläche der Welle ein ringförmiger Spalt ausgebildet ist, durch welchen eine Leckageströmung von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite ermöglicht wird. Diese Leckageströmung ist einerseits vorteilhaft, weil sie zur hydrodynamischen Stabilisierung des Rotors (Welle mit Laufrädern) beiträgt, andererseits bedeutet sie auch einen gewissen Verlust bezüglich der Effizienz der Pumpe. Der Bemessung dieses Spiels kommt daher eine bedeutende Rolle zu. Es wird natürlich stets angestrebt, dass während des Betriebs der Pumpe ein direkter körperlicher Kontakt zwischen den stationären Verschleissringen und der rotierenden Welle vermieden wird. Die Verschleissringe sind - wie das ihr Name schon sagt - Verschleisstteile, die wäh-

rend der Lebensdauer der Pumpe ausgewechselt werden müssen. Dies liegt in erster Linie daran, dass es durch die Leckageströmung zu Erosionserscheinungen an den Verschleissringen kommt. Dadurch vergrössert sich der Spalt zwischen dem jeweiligen Verschleissring und der Welle, was zu einer Zunahme der Leckageströmung führt. Da die Zunahme der Leckageströmung die Effizienz der Pumpe reduziert, müssen dann in der Regel die Verschleissringe durch neue ersetzt werden.

[0005] Ein besonderes Problem bei mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpen, das insbesondere bei höheren Stufenzahlen auftritt, liegt in der Länge der Welle und der Masse der darauf drehfest angeordneten Laufräder begründet. Im Folgenden wird die Gesamtheit der im Betrieb rotierenden Komponenten als Rotor bezeichnet. Der Rotor umfasst also die Welle und die Laufräder. Bei langen Wellen oder Rotoren kommt es zu einer nicht unwesentlichen Durchbiegung der Welle aufgrund ihrer eigenen Masse. Diese Durchbiegung ist üblicherweise im mittleren Bereich der Welle am grössten. Die Mittellinie der Welle, die ohne Durchbiegung eine gerade Linie wäre, welche mit der Mittelachse der Pumpe und mit der Rotationsachse übereinstimmt, wird durch die Durchbiegung zu einer gekrümmten Linie, welche im Folgenden als Biegelinie der Welle oder Biegelinie des Rotors bezeichnet wird. Etwa in der Mitte zwischen den radialen Lagern für die Welle ist die Abweichung der Biegelinie von der Mittelachse der Pumpe am grössten. Aufgrund der Gravitationskraft ist die Biegelinie bei einer horizontalen Pumpe eine konvexe Funktion.

[0006] Typischerweise ist die Durchbiegung der Welle beim Stillstand der Pumpe am grössten. Wenn die Welle rotiert, resultiert üblicherweise ein Strecken der Welle, d.h. insbesondere ihre maximale Durchbiegung wird reduziert. Dieses Strecken beruht insbesondere auch auf hydrodynamischen Effekten, wie beispielsweise dem Lomakineffekt.

[0007] Das Problem, welches durch die Durchbiegung des Rotors verursacht wird, ergibt sich daraus, dass die Welle nun nicht mehr senkrecht durch alle Pumpenstufen bzw. Stufengehäuse verläuft, sondern zumindest durch manche Stufengehäuse schief, also mit einem von 90° verschiedenen Winkel, der natürlich von der Biegelinie der Welle abhängt. Dementsprechend muss das Spiel zwischen den Verschleissringen und der Welle bzw. der Deckscheibe der Laufräder gross genug gewählt werden, damit der Rotor während der Rotation trotz Durchbiegung nicht in körperlichen Kontakt mit den Verschleissringen kommt. Andererseits ist man -wie bereits erwähnt- bemüht, dieses Spiel nicht zu gross zu machen, um die Effizienz der Pumpe nicht zu stark zu reduzieren. Folglich bemisst man das Spiel üblicherweise so, dass der Rotor bei allen normalen Betriebszuständen gerade nicht in einen körperlichen Kontakt mit den Verschleissringen kommt. Wenn nun aber die Pumpe angehalten wird, so vergrössert sich die Durchbiegung des Rotors, sodass spätestens beim Stillstand des Rotors dieser zumindest mit einigen Verschleissringen in körperlichen

Kontakt kommt und auf diesen aufliegt.

[0008] Dieses Aufliegen des Rotors auf den Verschleissringen im Stillstand hat mehrere Nachteile. So ist es beispielsweise beim Stillstand des Rotors nicht mehr möglich, diesen von Hand zu drehen, was insbesondere bei der Montage oder der Wartung der Pumpe ein erheblicher Nachteil ist. Zudem kommt es beim Anfahren und beim Abschalten der Pumpe zu einem Schleifen zwischen zumindest einigen Verschleissringen und dem Rotor, was einerseits zu einer erhöhten bzw. beschleunigten Abnutzung der Verschleissringe führt und andererseits die Lebensdauer der Welle bzw. der Deckscheiben der Laufräder verkürzt. Zwar ist es möglich, die Verschleissringe durch eine geeignete Beschichtung gegen zu grossen Verschleiss zu schützen, dies macht jedoch die Herstellung der Verschleissringe aufwändiger und kostenintensiver.

[0009] Eine andere Möglichkeit, dieses Problem zu lösen, wäre es, das Spiel zwischen dem Rotor und den Verschleissringen erheblich zu vergrössern, sodass der Rotor auch im Stillstand frei drehbar ist. Für viel Anwendungen, insbesondere in der industriellen Energiegewinnung, ist diese Lösung jedoch nicht wünschenswert oder sogar nicht akzeptabel, weil dieses vergrösserte Spiel zwangsläufig zur Reduzierung der Effizienz bzw. des Wirkungsgrads der Pumpe führt, was dem Streben nach Minimierung des Energieverbrauchs und einem umweltbewussten Umgang mit Ressourcen entgegensteht.

[0010] Zur Lösung dieses Problems ist auch schon vorgeschlagen worden, die einzelnen Stufengehäuse der Pumpe im mittleren Bereich der Pumpe nicht mehr senkrecht zur Mittelachse anzuordnen, sondern sie leicht zu neigen, also schräg anzuordnen, um so der Biegelinie näherungsweise zu folgen. Die Gesamtheit der Stufengehäuse bildet dann zumindest im mittleren Bereich der Pumpe eine V-förmige Statorstruktur, die näherungsweise der Biegelinie der Welle folgt. Eine solche Lösung ist beispielsweise in dem chinesischen Gebrauchsmuster CN 201288673 offenbart.

[0011] Diese schräge oder geneigte Anordnung der Stufengehäuse ist aber konstruktiv sehr aufwändig. Bei Ausgestaltungen als Gliederpumpen (ring section pumps), bei denen die Gesamtheit der Stufengehäuse das äussere Pumpengehäuse bilden, ist beispielsweise eine Änderung der Rotoreinstellung häufig problematisch, weil hierzu in der Regel teilweise neue Stufengehäuse benötigt werden. Ein Nachbearbeiten der einzelnen Stufengehäuse ist in vielen Fällen nicht möglich. Zusätzliche Herausforderungen ergeben sich, wenn die Pumpe mit Mantelgehäuse (barrel pump) ausgestaltet ist, wenn also die einzelnen Stufengehäuse in einem gemeinsamen äusseren Pumpengehäuse angeordnet sind. Bei dieser Ausgestaltung ist es notwendig, auch den Einlassstutzen am Pumpengehäuse schräg zu stellen, was sehr kosten- und arbeitsintensiv ist. Auch ist die Montage der einzelnen Stufengehäuse in dem äusseren Pumpengehäuse aufgrund der Schrägstellung der Stufengehäuse relativ zum Pumpengehäuse schwierig und

arbeitsintensiv. Schliesslich ist es auch nicht möglich, innerhalb des Pumpengehäuses zwischen einem dazu schräg stehenden Stufengehäuse und dem Pumpengehäuse zuverlässige interne Dichtungen vorzusehen, um so beispielsweise unterschiedliche Druckräume innerhalb des Pumpengehäuses gegeneinander abzudichten.

[0012] Ausgehend von diesem Stand der Technik ist es daher eine Aufgabe der Erfindung, eine mehrstufige horizontale Pumpe bereitzustellen, bei welcher ein körperlicher Kontakt zwischen dem Rotor und den Verschleissringen bei allen normalen Betriebszuständen, aber insbesondere auch beim Stillstand des Rotors bzw. der Welle zuverlässig vermieden wird, ohne dass dafür Zugeständnisse an die Effizienz der Pumpe vonnöten sind. Die Pumpe soll insbesondere auch mit langer Welle ausgestaltbar sein. Ferner ist es eine Aufgabe der Erfindung, ein Verfahren zum Instandsetzen oder Überholen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe vorzuschlagen, damit bei dieser ein körperlicher Kontakt zwischen dem Rotor und den Verschleissringen bei allen normalen Betriebszuständen, aber insbesondere auch beim Stillstand des Rotors bzw. der Welle zuverlässig vermieden wird, ohne dass dafür Zugeständnisse an die Effizienz der Pumpe vonnöten sind.

[0013] Die diese Aufgaben lösenden Gegenstände der Erfindung sind durch die Merkmale des unabhängigen Patentanspruchs der jeweiligen Kategorie gekennzeichnet.

[0014] Erfindungsgemäss wird also eine mehrstufige horizontale Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids vorgeschlagen, mit einem Rotor, der eine rotierbar angeordnete Welle sowie mehrere Laufräder zum Fördern des Fluids umfasst, wobei alle Laufräder drehfest auf der Welle angeordnet sind, und mit einem Stator, der mehrere Stufengehäuse (31) umfasst, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei der Stator den Rotor umgibt, und wobei alle Stufengehäuse zentrisch bezüglich der Mittelachse (A) ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor und dem Stator mehrere Verschleissringe vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators fixiert ist, und den Rotor jeweils mit einem Spiel umgibt, und wobei mindestens einer der Verschleissringe exzentrisch ausgestaltet ist, mit einer rotierbar angeordneten Welle und mit mehreren Pumpenstufen, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei jede Pumpenstufe ein mit einer vorderen Deckscheibe versehenes Laufrad zum Fördern des Fluids umfasst, sowie ein Stufengehäuse mit einer stationären Laufradöffnung zur Aufnahme der vorderen Deckscheibe einer der Laufräder, und eine bezüglich des Stufengehäuses stationäre Trennwand zum Führen des Fluids zu der benachbarten Pumpenstufe, wobei die Laufräder aller Pumpenstufen drehfest auf der Welle angeordnet sind, wobei jede stationäre Laufradöffnung radial innenliegend durch einen ersten Verschleissring be-

grenzt wird, welcher die vordere Deckscheibe des Lauf-
rads mit einem Spiel umgibt, und wobei jede stationäre
Trennwand radial innenliegend durch einen zweiten Ver-
schleissring begrenzt wird, welcher die Welle mit einem
Spiel umgibt, und wobei mindestens einer der ersten
oder der zweiten Verschleissringe exzentrisch ausge-
staltet ist.

[0015] Mit dem Begriff "exzentrisch ausgestaltet" be-
züglich des Verschleissrings ist dabei gemeint, dass die
radial aussenliegende Begrenzungsfläche des Ver-
schleissrings um eine erste Achse zentriert ist und die
radial innenliegende Begrenzungsfläche des Ver-
schleissrings um eine zweite Achse, wobei die erste und
die zweite Achse parallel aber nicht deckungsgleich sind.

[0016] Wenn insbesondere dort, wo die Durchbiegung
der Welle bzw. des Rotors am grössten ist, ein exzent-
rischer Verschleissring vorgesehen ist, so lässt sich ge-
währleisten, dass die Welle bzw. der Rotor im Betriebs-
zustand insbesondere im Bereich der stärksten Durch-
biegung in etwa mittig in dem exzentrischen Verschleiss-
ring rotiert, d.h. der Rotor ist bezüglich des exzentrischen
Verschleissrings in etwa zentriert. Hält man nun den Ro-
tor an, wodurch sich seine maximale Durchbiegung ver-
grössert, so ist in dem exzentrischen Verschleissring
noch genügend Spiel, sodass auch beim Stillstand des
Rotors ein körperlicher Kontakt zwischen dem Rotor und
dem Verschleissring zuverlässig vermieden wird. Somit
ist die Welle bzw. der Rotor insbesondere auch im Still-
stand frei, also ohne Kontakt mit dem Verschleissring,
und kann beispielsweise von Hand gedreht werden.

[0017] Ein besonderer Vorteil dieser erfindungsge-
mässen Ausgestaltung liegt darin, dass die Durchbie-
gung der Welle nur durch ein sehr kostengünstiges Bau-
teil, nämlich den Verschleissring, oder mehrere davon,
kompensiert werden kann. Dies ermöglicht insbesonde-
re auch eine äusserst kostengünstige und wenig zeitin-
tensive Anpassung an Veränderungen der Rotoreinstel-
lung, denn es sind gegebenenfalls lediglich ein oder meh-
rere Verschleissringe auszutauschen, aber es bedarf
insbesondere keiner weiteren konstruktiven Änderung
an anderen, deutlich teureren Komponenten der Pumpe,
wie beispielsweise an einem der Stufengehäuse.

[0018] Zudem ist es aufgrund der exzentrischen Aus-
gestaltung auch nicht notwendig, ein grösseres Spiel zwi-
schen Verschleissring und Rotor vorzusehen, sodass
keine Zugeständnisse an die Effizienz der Pumpe von-
nöten sind.

[0019] Vorzugsweise werden alle Stufengehäuse kon-
zentrisch zur Mittelachse der Pumpe angeordnet. Dies
ist konstruktiv besonders vorteilhaft, weil dann die Stuf-
engehäuse für zumindest fast alle Pumpenstufen im we-
sentlichen gleich ausgestaltet werden können. Da die
Durchbiegung des Rotors durch die exzentrische Aus-
gestaltung des Verschleissrings bereits kompensiert
wird, ist es insbesondere nicht notwendig die Durchbie-
gung der Welle durch konstruktive Massnahmen an den
Stufengehäusen selbst auszugleichen. Beispielsweise
kann auf eine exzentrische Ausgestaltung eines oder

mehrerer Stufengehäuse oder anderer Bauteile verzich-
tet werden.

[0020] Die Anzahl der Verschleissringe, für die eine
exzentrische Ausgestaltung bevorzugt ist, hängt natür-
lich von dem speziellen Anwendungsfall und insbeson-
dere von der Länge der Welle, der Anzahl der Laufräder
und der Masse des Rotors ab. Für viele Anwendungen
ist es bevorzugt, wenn eine Mehrzahl der Verschleiss-
ringe exzentrisch ausgestaltet ist.

[0021] Insbesondere ist es bevorzugt, wenn die Ex-
zentrizität der Verschleissringe über die Länge der Welle
gesehen nicht konstant ist. Speziell ist es vorteilhaft,
wenn die Verschleissringe eine Exzentrizität aufweisen,
die in Richtung der Mitte der Pumpe zunimmt. Das heisst,
von einem Ende der Pumpe aus gesehen nimmt die Ex-
zentrizität der Verschleissringe zunächst zu, bis sie im
Bereich der Mitte der Pumpe, also dort, wo üblicherweise
die Durchbiegung der Welle am grössten ist, ihr Maxi-
mum erreicht, um anschliessend wieder abzunehmen.

[0022] Als Mass für die Exzentrizität eines individuel-
len Verschleissrings wird dabei der Abstand der ersten
Achse, um welche die radial aussenliegende Begren-
zungsfläche des Verschleissrings zentriert ist, von der
zweiten Achse genommen, um welche die radial innen-
liegende Begrenzungsfläche des Verschleissrings zen-
triert ist.

[0023] In einer besonders bevorzugten Ausführungs-
form ist die Exzentrizität der Verschleissringe an die Bie-
geline der Welle angepasst. Das heisst, je grösser der
Abstand der Biegelinie von der Mittelachse der Pumpe
ist, umso grösser wird die Exzentrizität des Verschleiss-
rings gewählt, sodass die Exzentrizität im wesentlichen
der Biegelinie der Welle folgt. Diese Massnahme hat ins-
besondere auch den Vorteil, dass alle Stufengehäuse
parallel und senkrecht zur Mittelachse der Pumpe ange-
ordnet werden können. Es kann somit auf eine schräge
Anordnung der Stufengehäuse oder anderer Bauteile
verzichtet werden.

[0024] Eine weitere vorteilhafte Massnahme besteht
darin, dass die Exzentrizität aller Verschleissringe so be-
messen ist, dass beim Stillstand der Welle gerade keiner
der Verschleissringe die Welle oder ein Laufrad berührt.
Da die Durchbiegung der Welle bzw. des Rotors beim
Stillstand am grössten ist, kann durch diese Massnahme
die radiale Breite des Spaltes zwischen den Verschleiss-
ringen einerseits und dem Rotor (Welle oder Laufrad)
minimiert werden. Auch ist es bevorzugt, wenn die Ex-
zentrizität aller Verschleissringe so bemessen ist, dass
die Biegelinie der Welle bei einer Nennzahl der Pumpe
im Wesentlichen mittig zwischen allen Verschleiss-
ringen verläuft. Die durchgebogene Welle rotiert dann
zumindest näherungsweise zentriert bezüglich Ver-
schleissringe, hat also in allen radialen Richtungen das
gleiche Spiel. Unter anderem ist dies speziell für ther-
misch bedingte Änderungen im Rotor vorteilhaft. So kön-
nen bei Temperaturänderungen z. B. im zu fördernden
Medium, deutlich steilere Temperaturänderungen, also
grössere Temperaturgradienten zugelassen werden, oh-

ne das zusätzliche Massnahmen, wie beispielsweise ein Vorwärmen des Rotors notwendig sind. Dies ist insbesondere auch im Hinblick auf Anwendungen in der industriellen Energieerzeugung vorteilhaft.

[0025] In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel weist die Pumpe mehrere Pumpenstufen auf, welche bezüglich der axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei jede Pumpenstufe ein mit einer vorderen Deckscheibe versehenes Laufrad zum Fördern des Fluids umfasst, sowie eines der Stufengehäuse, und eine bezüglich des Stufengehäuses stationäre Trennwand zum Führen des Fluids zu der benachbarten Pumpenstufe, wobei das Stufengehäuse mit einer stationären Laufradöffnung zur Aufnahme der vorderen Deckscheibe einer der Laufräder ausgestaltet ist, wobei jede stationäre Laufradöffnung radial innenliegend durch einen ersten Verschleissring begrenzt wird, welcher die vordere Deckscheibe des Laufrads mit einem Spiel umgibt, und wobei jede stationäre Trennwand radial innenliegend durch einen zweiten Verschleissring begrenzt wird, welcher die Welle mit einem Spiel umgibt.

[0026] Auch hier ist es vorteilhaft, wenn die Exzentrizität aller Verschleissringe so bemessen ist, dass beim Stillstand der Welle gerade keiner der Verschleissringe die Welle oder ein Laufrad berührt. Hierdurch ist es möglich, sowohl das Spiel zwischen der Welle und den zweiten Verschleissringen als auch das Spiel zwischen den vorderen Deckscheiben der Laufräder und den ersten Verschleissringen im Vergleich zu bekannten Mehrphasenpumpen noch weiter zu reduzieren, wodurch sich die Effizienz der erfindungsgemässen Pumpe noch steigern lässt.

[0027] Aufgrund ihrer Exzentrizität müssen die Verschleissringe in einer gewissen Winkelorientierung bezüglich der radialen Ebene senkrecht zur Mittelachse eingesetzt werden, um ihre korrekte Funktionalität zu gewährleisten. Dies ist prinzipiell dadurch möglich, dass der Teil des Verschleissrings mit der grössten radialen Breite genau oberhalb der Welle (bezüglich der normalen, horizontalen Gebrauchslage) platziert wird, oder derjenige Teil mit der kleinsten radialen Breite genau unterhalb der Welle. Um die Montage der Verschleissringe zu vereinfachen, ist es bevorzugt, wenn jeder exzentrische Verschleissring ein Positioniermittel aufweist, um den jeweiligen Verschleissring in einer vorgegebenen Winkelorientierung in dem jeweiligen Stufengehäuse oder der jeweiligen Trennwand zu positionieren. Dieses Positioniermittel kann beispielsweise eine optisch erkennbare Markierung auf dem Verschleissring sein oder ein Positionierstift, der in eine entsprechende Bohrung im Stufengehäuse oder in der Trennwand eingreift.

[0028] Besonders bevorzugt ist das Positioniermittel dort vorgesehen, wo der jeweilige Verschleissring seine maximale Breite in radialer Richtung aufweist, weil dies eine besonders einfache Montage des Verschleissrings ermöglicht.

[0029] In einer bevorzugten Ausgestaltung ist die Pumpe als Mantelgehäusepumpe (barrel casing pump)

ausgestaltet, bei welcher alle Stufengehäuse in einem Mantelgehäuse angeordnet sind. Da sämtliche Stufengehäuse parallel zueinander und senkrecht zur Mittelachse der Pumpe angeordnet werden können, kann der Einlassstutzen in konventioneller Weise gefertigt werden, das heisst, auf das eingangs beschriebene, problematische Schrägstellen des Einlassstutzens kann verzichtet werden. Zudem ist es möglich, zuverlässige Dichtungen zwischen den Stufengehäusen und dem äusseren Mantelgehäuse vorzusehen. Somit können im Innern des Mantelgehäuses unterschiedliche Druckräume vorgesehen werden, in welchen das Fluid unter verschiedenen Drücken vorliegt. Dies ermöglicht es insbesondere auch, dass die erfindungsgemässe Pumpe mit einem Einlass und einem Auslass sowie einem Zwischenauslass für das zu fördernde Fluid ausgestaltet werden kann, wobei der Zwischenauslass so ausgestaltet und angeordnet ist, dass zumindest ein Teil des Fluids unter einem Zwischendruck durch den Zwischenauslass entnehmbar ist, welcher Zwischendruck grösser ist als der Druck des Fluids am Einlass der Pumpe und kleiner als der Druck des Fluids am Auslass der Pumpe. Diese Möglichkeit der Zwischenentnahme des Fluids mit einem anderen Druck als dem am Auslass stellt für viele Anwendungen einen grossen Vorteil dar.

[0030] Durch die Erfindung wird ferner ein Verfahren vorgeschlagen zum Instandsetzen oder Überholen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids mit einem Rotor, der eine rotierbar angeordnete Welle sowie mehrere Laufräder zum Fördern des Fluids umfasst, wobei alle Laufräder drehfest auf der Welle angeordnet sind, und mit einem Stator, der mehrere Stufengehäuse umfasst, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei der Stator den Rotor umgibt, und wobei alle Stufengehäuse zentrisch bezüglich der Mittelachse ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor und dem Stator mehrere Verschleissringe vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators fixiert ist, und den Rotor jeweils mit einem Spiel umgibt, bei welchem Verfahren einer oder mehrere der Verschleissringe ersetzt werden, wobei einer oder mehrere der Verschleissringe jeweils durch einen exzentrisch ausgestalteten Verschleissring ersetzt wird.

[0031] Im Speziellen eignet sich das Verfahren auch zum Instandsetzen oder Überholen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids mit einer rotierbar angeordneten Welle und mit mehreren Pumpenstufen, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei jede Pumpenstufe ein mit einer vorderen Deckscheibe versehenes Laufrad zum Fördern des Fluids umfasst, sowie ein Stufengehäuse mit einer stationären Laufradöffnung zur Aufnahme der vorderen Deckscheibe einer der Laufräder, und eine bezüglich des Stufengehäuses stationäre Trennwand zum Führen des Fluids zu der benachbarten Pumpenstufe, wobei die

Laufträder aller Pumpenstufen drehfest auf der Welle angeordnet sind, wobei jede stationäre Laufradöffnung radial innenliegend durch einen ersten Verschleissring begrenzt wird, welcher die vordere Deckscheibe des Lauftrads mit einem Spiel umgibt, und wobei jede stationäre Trennwand radial innenliegend durch einen zweiten Verschleissring begrenzt wird, welcher die Welle mit einem Spiel umgibt. Bei diesem Ausführungsbeispiel des erfindungsgemässen Verfahrens wird einer oder mehrere der ersten und/oder zweiten Verschleissringe ersetzt, wobei einer oder mehrere der ersten und/oder der zweiten Verschleissringe jeweils durch einen exzentrisch ausgestalteten Verschleissring ersetzt wird.

[0032] Mit diesem Verfahren ist es sowohl möglich, eine erfindungsgemäss ausgestaltete Pumpe zu warten, oder an eine andere Rotoreinstellung anzupassen, als auch eine konventionelle Pumpe ohne exzentrische Verschleissringe so zu überholen oder nachzurüsten, dass sie anschliessend erfindungsgemäss ausgestaltet ist. Dieses Verfahren eignet sich folglich insbesondere auch dazu, bereits existierende Pumpen so umzurüsten, dass die Durchbiegung des Rotors durch einen oder mehrere exzentrisch ausgestaltete Verschleissringe kompensiert oder besser kompensiert ist. Besonders vorteilhaft ist dabei, dass dieses Umrüsten in der Regel nur durch den Austausch der kostengünstigen Verschleissringe realisierbar ist, ohne andere Komponenten der Pumpe zu modifizieren.

[0033] Aus den gleichen Gründen wie bereits vorangehend für die erfindungsgemässe Pumpe erläutert ist es auch im Hinblick auf das Verfahren vorteilhaft

- wenn die Exzentrizität der Verschleissringe an eine Biegelinie der Welle angepasst wird.
- wenn die Exzentrizität der Verschleissringe jeweils so bemessen wird, dass beim Stillstand der Welle keiner der Verschleissringe die Welle berührt, und
- wenn die Exzentrizität der Verschleissringe jeweils so bemessen wird, dass die Biegelinie der Welle bei einer Nenndrehzahl der Pumpe im Wesentlichen mittig zwischen allen Verschleissringen verläuft.

[0034] Weitere vorteilhafte Massnahmen und Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

[0035] Im Folgenden wird die Erfindung sowohl in apparativer als auch in verfahrenstechnischer Hinsicht anhand von Ausführungsbeispielen und anhand der Zeichnung näher erläutert. In der schematischen Zeichnung zeigen, teilweise im Schnitt:

Fig. 1: ein schematische Seitenansicht eines Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemässen Pumpe mit Ausbruch,

Fig. 2: eine perspektivische Schnittansicht einer

Pumpenstufe des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1,

Fig. 3: eine vergrösserte Schnittdarstellung zur Veranschaulichung des Spiels eines ersten und eines zweiten Verschleissrings,

Fig. 4: eine perspektivische Ansicht einer Ausführungsform eines Verschleissrings,

Fig. 5: einen Schnitt durch den Verschleissring aus Fig. 4 in axialer Richtung,

Fig. 6: eine schematische Darstellung der Biegelinie der Welle bei einer Nenndrehzahl der Pumpe, und

Fig. 7: eine schematische Darstellung der Biegelinie der Welle beim Stillstand der Pumpe.

[0036] Fig. 1 zeigt in einer schematischen Seitenansicht ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe, die gesamthaft mit dem Bezugszeichen 1 bezeichnet ist. In Fig. 1 sind einige Teile der Pumpe 1 im Ausbruch dargestellt. Fig. 2 zeigt einige Teile der Pumpe 1 in einer vergrösserten Schnittdarstellung.

[0037] Solche mehrstufigen Pumpen werden beispielsweise in der industriellen Energiegewinnung eingesetzt, z. B. als Speise- oder Kesselspeisepumpen, bei denen das zu fördernde Fluid Wasser ist, das von der Pumpe 1 zu einem Dampferzeuger gefördert wird. Aber auch in der Öl- und Gasindustrie werden solche Pumpen eingesetzt, sowohl für die Förderung von Wasser, beispielsweise als Injektionspumpen, oder auch zur Förderung von Erdöl oder anderen Kohlenwasserstoffen.

[0038] Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Pumpe 1 mit einem äusseren Mantelgehäuse 2 (barrel casing) ausgestaltet, das einen Einlass 4, einen Auslass 5, sowie optional einen Zwischenauslass 51 für das zu fördernde Fluid aufweist. Auf letzteren wird weiter hinten noch eingegangen.

[0039] Die Pumpe 1 weist eine drehbare Welle 6 auf, welche sich im Zentrum durch die Pumpe 1 erstreckt, und welche von einem nicht dargestellten Antrieb, beispielsweise einem Elektromotor, in Rotation versetzt werden kann. Die Pumpe 1 hat eine Mittelachse A, welche sich durch das Zentrum des für die Welle 6 im Innern der Pumpe 1 vorgesehenen Raums erstreckt, und welche die Soll-Drehachse darstellt, um welche die Welle 6 rotieren soll. Würde die in der Pumpe 1 montierte Welle 6 keine Durchbiegung aufweisen, dann wäre die Mittelachse A deckungsgleich mit der Längsachse der Welle. Im Folgenden ist bei Bezugnahmen auf die axiale Richtung immer die Richtung der Mittelachse A der Pumpe 1 gemeint. Mit der radialen Richtung ist dann eine auf der axialen Richtung senkrecht stehende Richtung gemeint.

[0040] In dem Mantelgehäuse 2 sind in an sich bekannt-

ter Weise mehrere - hier beispielsweise acht - Pumpenstufen 3 vorgesehen sind, welche bezüglich der axialen Richtung hintereinander angeordnet sind. In Fig. 1 ist die Pumpe 1 in ihrer normalen Gebrauchslage, also in horizontaler Anordnung, dargestellt, bei welcher die Mittelachse A horizontal bzw. parallel zum Untergrund verläuft.

[0041] Zum besseren Verständnis zeigt Fig. 2 in einer vergrößerten Darstellung eine perspektivische Schnittansicht einer der Pumpenstufen 3 (siehe auch Fig. 3).

[0042] Jede Pumpenstufe 3 umfasst in an sich bekannter Weise ein Laufrad 32, ein Stufengehäuse 31 sowie hochdruckseitig eine Trennwand 33, welche die Pumpenstufe 3 gegenüber der nächsten Pumpenstufe 3 abgrenzt. Jedes Laufrad 32 ist als geschlossenes Laufrad 32 ausgestaltet, das heisst es umfasst eine vordere Deckscheibe 34, eine hintere Deckscheibe 35 sowie eine Mehrzahl von zwischen den Deckscheiben 34, 35 angeordneten Schaufeln 36 zum Fördern des Fluids. Jedes Stufengehäuse 31 umfasst eine stationäre Laufradöffnung 37 zur Aufnahme der vorderen Deckscheibe 34 eines der Laufräder 32. Die Trennwand 33 ist ebenfalls stationär bezüglich des Stufengehäuses 31 und dient dazu, das von dem Laufrad 32 geförderte Fluid zum Eingang, d.h. zum Laufrad 32 der nächsten Pumpenstufe 3 zu führen. Dazu umfasst die Trennwand 33 ein stationäres Leitrad, das in den Zeichnungsfiguren nicht näher dargestellt ist.

[0043] Die Laufräder 32 aller Pumpenstufen 3 sind drehfest mit der Welle 6 verbunden, sodass die Laufräder 32 gemeinsam mit der Welle 6 rotieren.

[0044] Im Rahmen dieser Anmeldung ist mit dem Begriff "Rotor" die Gesamtheit aller Komponenten der Pumpe 1 gemeint, die im Betriebszustand der Pumpe 1 rotieren. Der Rotor der Pumpe 1 umfasst also sowohl die Welle 6 als auch alle darauf angeordneten Laufräder 32 sowie gegebenenfalls weitere Komponenten der Pumpe 1, die gemeinsam mit der Welle 6 rotieren bzw. drehfest mit der Welle 6 verbunden sind. Mit dem Begriff "Stator" der Pumpe ist im Rahmen dieser Anmeldung die Gesamtheit der stationären, also nicht rotierenden, Komponenten der Pumpe gemeint. Der Stator umfasst also insbesondere alle Stufengehäuse 31 und alle Trennwände 32.

[0045] Wie dies insbesondere Fig. 1 zeigt, sind alle Pumpenstufen 3 und alle Stufengehäuse 31 parallel zueinander angeordnet und zwar derart, dass die von der Laufradöffnungen 37 jeweils umschlossenen Flächen senkrecht auf der Mittelachse A stehen.

[0046] Im Betrieb der Pumpe 1 wird das zu fördernde Fluid, also z. B. Wasser, das durch den Einlass 4 der Pumpe 1 eintritt, von dem ersten Laufrad 32 - dies ist in Fig. 1 das darstellungsgemäss äusserst rechte Laufrad 32 - in den Ringraum zwischen der Trennwand 33 und dem Stufengehäuse 31 gefördert und von dort zwischen der Trennwand 33 und dem Stufengehäuse 31 radial nach innen geführt und gelangt so zum Laufrad 32 der benachbarten Pumpenstufe 31. Dieser Vorgang setzt sich fort durch alle Pumpenstufen 3 bis zur letzten - dies

ist in Fig. 1 die darstellungsgemäss äusserst linke - von deren Ausgang das Fluid dann zum Auslass 5 der Pumpe 1 geführt wird.

[0047] Wie dies an sich üblich ist, sind in jeder Pumpenstufe 3 zwei Verschleissringe vorgesehen, um die jeweilige Pumpenstufe 3 gegenüber ihren benachbarten Pumpenstufen 3 bzw. gegenüber dem Einlass 4 oder dem Auslass 5 abzudichten. Ein erster Verschleissring 7 ist in die Laufradöffnung 37 des Stufengehäuses 31 eingepasst, sodass die stationäre Laufradöffnung radial innenliegend durch den ersten Verschleissring 7 begrenzt ist, der fest mit dem Stufengehäuse 31 verbunden und somit stationär ist. Der erste Verschleissring 7 umgibt somit die vordere Deckscheibe 34 eines der Laufräder 32. Ein zweiter Verschleissring 8 ist radial innenliegend an der stationären Trennwand 33 vorgesehen und umgibt die Welle 6, das heisst die stationäre Trennwand 33 ist radial innenliegend durch den zweiten Verschleissring 8 begrenzt, welcher bezüglich der radialen Richtung zwischen der Trennwand 33 und der Welle 6 angeordnet ist. Der zweite Verschleissring 8 ist fest mit der Trennwand 33 verbunden und somit auch stationär.

[0048] Wie bereits erwähnt, dienen die beiden Verschleissringe 7, 8 der Abdichtung der Pumpenstufen 3 entlang der Welle 6. Allerdings umgibt jeder der Verschleissringe 7, 8 den Rotor mit einem Spiel, sodass sich jeweils zwischen der radial äusseren Begrenzungsfläche des Rotors und der radial innenliegenden Begrenzungsfläche des Verschleissrings 7, 8 ein ringförmiger Spalt ausbildet, durch den eine Leakageströmung entgegen der allgemeinen Förderrichtung des Fluids strömt. Diese Leakageströmung ist einerseits erwünscht, insbesondere um den Rotor hydrodynamisch zu stabilisieren, sollte aber andererseits nicht zu gross sein, weil die Leakageströmung die Effizienz der Pumpe reduziert. Ferner soll während der normalen Betriebszustände der Pumpe 1 vermieden werden, dass es zu einem direkten körperlichen Kontakt zwischen dem Rotor (Welle 6 oder Laufrad 32) und einem der Verschleissringe 7, 8 kommt.

[0049] Da das Spiel zwischen dem Rotor und den Verschleissringen 7, 8 typischerweise sehr klein ist, kann es in den Darstellungen der Fig. 1 und Fig. 2 nicht erkannt werden. Daher zeigt Fig. 3 eine vergrößerte Schnittdarstellung zur Veranschaulichung des Spiels eines ersten und eines zweiten Verschleissrings 7 bzw. 8.

[0050] Wie dies in Fig. 3 zu erkennen ist, existiert zwischen der radial innenliegenden Begrenzungsfläche des ersten Verschleissrings 7 und der radial aussenliegenden Begrenzungsfläche der vorderen Deckscheibe 34 des Laufrads 32 ein Spiel S1, durch welches ein ringförmiger Spalt zwischen dem ersten Verschleissring 7 und der vorderen Deckscheibe 34 gebildet wird. In sinngemäss gleicher Weise existiert zwischen der radial innenliegenden Begrenzungsfläche des zweiten Verschleissrings 8 und der radial aussenliegenden Begrenzungsfläche der Welle 6 ein Spiel S2, durch welches ein ringförmiger Spalt zwischen dem zweiten Verschleissring 8 und der Welle 6 gebildet wird. Das Spiel S1 kann, muss aber

nicht gleich gross sein wie das Spiel S2.

[0051] Wie bereits erwähnt, kommt es bei mehrstufigen, horizontalen Pumpen 1 insbesondere bei grossen Längen der Welle 6, zu einer merklichen Durchbiegung der Welle 6 bzw. des Rotors aufgrund der Masse des Rotors. Eine solche Durchbiegung ist in Fig. 6 sehr schematisch anhand einer Biegelinie B dargestellt. Mit der Biegelinie B der Welle 6 ist die Mittellinie der Welle 6 gemeint, wenn die Welle 6 inklusive der drehfest mit ihr verbundenen Laufräder 32 und anderen Komponenten, also der Rotor, in der Pumpe 1 montiert ist, wenn die Welle 6 also in ihren Lagern und insbesondere den Radiallagern angeordnet ist, die sich hier aussenliegend im Bereich der beiden Enden der Welle 6 befinden, aber nicht näher dargestellt sind.

[0052] Gäbe es die Durchbiegung nicht, so wäre würde die Biegelinie B exakt auf der Mittelachse A der Pumpe 1 liegen. Unter der Durchbiegung D der Welle 6 wird der Abstand der Biegelinie B von der Mittelachse A verstanden. Aufgrund der Richtung der Gravitationskraft ist die Biegelinie B bei einer horizontalen Pumpe 1 immer eine konvexe Kurve. Das Maximum der Durchbiegung D liegt etwa in der Mitte der Pumpe 1, so wie dies in Fig. 6 dargestellt ist. Je nach Länge der Welle 6 und Masse der Laufräder 32 kann die maximale Durchbiegung D einige Zehntel Millimeter betragen, beispielsweise 0.2 - 0.5 mm oder mehr.

[0053] Um die aus der Durchbiegung D der Welle 6 resultierenden Probleme zu kompensieren, wird nun erfindungsgemäss vorgeschlagen, dass mindestens einer der ersten oder der zweiten Verschleissringe 7 bzw. 8 exzentrisch ausgestaltet ist. In Fig. 4 ist eine Ausführungsform eines solchen exzentrisch ausgestalteten Verschleissrings 7 bzw. 8 in einer perspektivischen Ansicht dargestellt. Fig. 5 zeigt einen Schnitt durch den Verschleissring 7, 8 aus Fig. 4, wobei der Schnitt in axialer Richtung erfolgt, also in gleicher Weise wie in Fig. 3. Zusätzlich veranschaulicht Fig. 5 den Begriff der exzentrischen Ausgestaltung bzw. der Exzentrizität.

[0054] Mit der exzentrischen Ausgestaltung ist gemeint, dass die radial aussenliegende Begrenzungsfläche des Verschleissrings 7, 8 um eine andere Achse zentriert ist, als seine radial innenliegende Begrenzungsfläche. Dies ist in Fig. 5 für die einfache Ausführungsform des Verschleissrings 7 bzw. 8 dargestellt, bei welcher die Querschnittsfläche des Verschleissrings 7 bzw. 8 rechteckig ist. In dieser Ausführungsform sind sowohl die radial aussenliegende als auch die radial innenliegende Begrenzungsfläche des Verschleissrings 7 bzw. 8 jeweils eine Zylindermantelfläche. Die radial aussenliegende Begrenzungsfläche hat einen Radius R1 und die radial innenliegende Begrenzungsfläche hat einen Radius R2, wobei natürlich R2 kleiner als R1 ist. Die radial aussenliegende Begrenzungsfläche ist um eine erste Achse A1 zentriert, d.h. A1 ist hier identisch mit der Zylinderachse der radial äusseren Begrenzungsfläche. Die radial innenliegende Begrenzungsfläche ist um eine zweite Achse A2 zentriert, d.h. A2 ist hier identisch mit

der Zylinderachse der radial inneren Begrenzungsfläche. Die Achsen A1 und A2 verlaufen parallel zueinander sind aber nicht deckungsgleich. Diese Ausgestaltung der nicht deckungsgleichen Achsen A1 und A2 wird als exzentrisch bezeichnet. Als Mass für die Stärke der exzentrischen Ausgestaltung wird die Exzentrizität E festgelegt, die durch den Abstand der beiden Achsen A1 und A2 gegeben ist.

[0055] Je nach maximaler Durchbiegung D der Welle 6, kann die Exzentrizität E im Bereich von bis zu einigen Zehntel Millimetern liegen. Mit heute üblichen modernen Bearbeitungsmethoden ist es kein Problem, solche Exzentrizitäten E mit ausreichender Genauigkeit in einem Verschleissring 7 oder 8 zu fertigen.

[0056] Durch die exzentrische Ausgestaltung variiert die radiale Breite F des Verschleissrings 7 bzw. 8 entlang seines Umfangs, das heisst es gibt eine maximale radiale Breite F und eine minimale radiale Breite F, wobei die radiale Breite F die Ausdehnung des Verschleissrings 7 bzw. 8 in radialer Richtung ist.

[0057] Aufgrund der Variation in der radialen Breite F muss der Verschleissring 7 bzw. 8 in der korrekten Winkelorientierung an dem Stufengehäuse 31 bzw. an der Trennwand 33 befestigt werden. Da die Durchbiegung D der Welle 6 bezüglich der normalen Gebrauchslage immer nach unten erfolgt, wird der Verschleissring 7 bzw. 8 in einer solchen Orientierung eingesetzt, dass der Bereich seiner maximalen radialen Breite F senkrecht oberhalb der Mittelachse A liegt, bzw. der Bereich seiner minimalen radialen Breite F senkrecht unterhalb der Mittelachse A.

[0058] Um die korrekte Winkelorientierung des Verschleissrings 7 bzw. 8 einfacher zu realisieren, ist es vorteilhaft, wenn jeder exzentrische Verschleissring 7 bzw. 8 ein Positioniermittel 9 aufweist. Dieses Positioniermittel 9 (siehe Fig. 4) kann beispielsweise ein Stift 9 sein, der in axialer Richtung von dem Ring hervorsteht und bei der Montage in eine entsprechende Bohrung (nicht dargestellt) im jeweiligen Stufengehäuse 31 bzw. in der jeweiligen Trennwand 33 eingreift. Natürlich sind auch andere Positioniermittel 9 möglich, z. B. ein Vorsprung oder eine Ausnehmung am Verschleissring 7 bzw. 8, der form-schlüssig mit einer Ausnehmung oder einem Vorsprung in dem Stufengehäuse 31 bzw. in der Trennwand 33 zusammenwirkt, oder optisch erkennbare Markierungen, wie Kerben, Striche oder Pfeile.

[0059] Aus montage-technischen Gründen ist es bevorzugt, wenn das Positioniermittel 9 - wie in Fig. 4 gezeigt, dort vorgesehen ist, wo der jeweilige Verschleissring 7 bzw. 8 seine maximale radiale Breite F aufweist.

[0060] Es versteht sich, dass die in Fig. 5 dargestellte rechteckige Querschnittsfläche des Verschleissrings 7 bzw. 8 nur beispielhaft zu verstehen ist. Selbstverständlich können die Verschleissringe 7 bzw. 8 auch andere und komplexere Querschnittsflächen aufweisen, insbesondere solche, wie sie vom Stand der Technik für Verschleissringe in Zentrifugalpumpen bekannt sind. Die Querschnittsfläche des Verschleissrings 7 bzw. 8 kann

beispielsweise auch L-förmig oder trapezförmig ausgestaltet sein, sie kann schief- oder spitzwinklig zueinander verlaufende Begrenzungsflächen aufweisen. Ferner können Abrundungen oder Abschrägungen vorgesehen sein. Dem Fachmann sind hinlänglich viele Möglichkeiten für die Ausgestaltung dieser Querschnittsfläche bekannt.

[0061] Ferner versteht sich, dass in der Regel der erste Verschleissring 7 eine andere geometrische Ausgestaltung hat als der zweite Verschleissring 8, auch wenn die geometrischen Ausgestaltungen grundsätzlich gleich sein können.

[0062] Die radial innenliegende Begrenzungsfläche eines jeden Verschleissrings 7 bzw. 8 ist üblicherweise eine Zylindermantelfläche mit einem Radius R2 (siehe Fig. 5). Dieser Radius R2 ist typischerweise verschieden für die ersten Verschleissringe 7 und die zweiten Verschleissringe 8. Üblicherweise ist der Radius R2 für die zweiten Verschleissringe 8 kleiner als für die ersten Verschleissringe 7.

[0063] Auch bezüglich des Materials, aus welchem die Verschleissringe 7, 8 gefertigt werden, sind dem Fachmann viele Möglichkeiten bekannt. Als ein Beispiel seien hier martensitische Edelstähle bzw. rostfreie Stähle genannt.

[0064] Der mindestens eine Verschleissring 7 bzw. 8, der erfindungsgemäss exzentrisch ausgestaltet ist, wird dort vorgesehen, wo die Durchbiegung D der Welle 6 am grössten ist. Dabei wird die Exzentrizität E dieses Verschleissrings bevorzugt so bemessen, dass die rotierende Welle 6 bzw. die rotierende Deckscheibe 34 des Laufwells 32 bezüglich der radial innenliegenden Begrenzungsfläche des exzentrischen Verschleissrings 7 bzw. 8 zumindest näherungsweise zentriert ist, das heisst die Exzentrizität E wird so gewählt, dass sie zumindest näherungsweise der Durchbiegung D der rotierenden Welle 6 am Ort dieses Verschleissrings 7 bzw. 8 ist. Daraus ergibt sich dann, dass die rotierende Welle 6 bzw. die rotierende Deckscheibe 34 in diesem exzentrisch ausgestalteten Verschleissring 7 bzw. 8 bezüglich der zweiten Achse A2 (siehe Fig. 5) zumindest näherungsweise zentriert ist.

[0065] Dieser exzentrisch ausgestaltete Verschleissring 7 bzw. 8 wird nun so am Stufengehäuse 31 bzw. an der Trennwand 33 befestigt, vorzugsweise unter Verwendung der Positionierungsmittel 9, dass sein Bereich, in welchem die radiale Breite F maximal ist, senkrecht oberhalb der Mittelachse A angeordnet ist. Wenn nun der Rotor rotiert, ist er in diesem Verschleissring 7 bzw. 8 im Wesentlichen zentriert, das heisst der Rotor ist - wie vorangehend beschrieben - bezüglich der Achse A2 zumindest näherungsweise zentriert. Das bedeutet, das Spiel S1 oder S2 (siehe Fig. 3) ist innerhalb dieses Verschleissrings 7 bzw. 8 in Umfangsrichtung des Rotors gesehen zumindest näherungsweise konstant, der Rotor kann also kontaktfrei bezüglich des Verschleissrings 7 bzw. 8 rotieren.

[0066] Wird nun die Pumpe 1 abgeschaltet, sodass der

Rotor zum Stillstand kommt, so führt dies in der Regel zu einer Vergrösserung der Durchbiegung D, insbesondere auch an der Stelle, wo die Durchbiegung D maximal ist. Aufgrund des Spiels S1 bzw. S2 zwischen dem Rotor und dem exzentrisch ausgestalteten Verschleissring 7 bzw. 8 ist unterhalb des Rotors im Verschleissring 7 bzw. 8 noch ausreichen Platz, sodass auch die Vergrösserung der Durchbiegung D des Rotors nicht dazu führt, dass der Rotor in direkten körperlichen Kontakt mit dem Verschleissring 7 bzw. 8 kommt. Dies bedeutet, dass der Rotor bzw. die Welle 6 auch beim Stillstand frei in dem Sinne ist, dass der Rotor bzw. die Welle 6 nicht auf dem Verschleissring 7 bzw. 8 aufliegt. Daraus resultiert insbesondere der Vorteil, dass der Rotor beim Stillstand der Pumpe 1 von Hand gedreht werden kann, was insbesondere für Wartungs- oder Montagearbeiten einen enormen Vorteil darstellt.

[0067] Zudem ist diese Kontaktfreiheit auch für das Anfahren und Abschalten der Pumpe 1 vorteilhaft, weil es zu keinem Schleifen zwischen dem Rotor und dem Verschleissring 7 bzw. 8 kommt. Dadurch kann einerseits auf eine Beschichtung des Verschleissrings 7 bzw. 8 verzichtet werden, und andererseits erhöht sich die Lebensdauer des Rotors, weil seine Komponenten keinem mechanischen Schleifen an dem Verschleissring 7 bzw. 8 ausgesetzt sind.

[0068] Für die meisten Anwendungen ist es vorteilhaft, wenn eine Mehrzahl sowohl der ersten als auch der zweiten Verschleissringe 7 bzw. 8 exzentrisch ausgestaltet ist. Dabei wird die Exzentrizität E eines individuellen Verschleissrings 7 bzw. 8 an die Durchbiegung D der Welle 6 an seinem individuellen Platz angepasst.

[0069] Bei einer Biegelinie B, wie sie beispielsweise in Fig. 6 dargestellt ist, nimmt daher die Exzentrizität E der Verschleissringe 7 bzw. 8 vorzugsweise von beiden Enden der Welle 6 aus gesehen in Richtung der Mitte der Pumpe 1 zu.

[0070] Besonders bevorzugt ist die Exzentrizität E der ersten und zweiten Verschleissringe über die gesamte Länge des von Verschleissringen 7, 8 umschlossenen Teils des Rotors an die Biegelinie B der Welle 6 angepasst, wie im Folgenden anhand der Fig. 6 und 7 erläutert wird.

[0071] Die Biegelinie B der in einer Pumpe 1 angeordneten Welle kann beispielsweise aufgrund empirischer oder historischer Daten ermittelt werden. Natürlich ist es auch möglich die Biegelinie B messtechnisch zu bestimmen oder durch Berechnungen, beispielsweise Simulationen, zu ermitteln.

[0072] Wenn die Biegelinie B für eine bestimmte Pumpe 1 zumindest näherungsweise bekannt ist, kann auch entschieden werden, in welchen Bereichen des Rotors die Durchbiegung D der Welle 6 so gross ist, dass dort exzentrisch ausgestaltete Verschleissringe 7 bzw. 8 vorteilhaft sind.

[0073] Nun wird für jeden individuellen Verschleissring 7 bzw. 8 festgelegt, welche Exzentrizität E er vorteilhafterweise aufweisen soll. Hierzu sind zwei Kriterien be-

sonders bevorzugt. Erstens wird die Exzentrizität E des Verschleissrings 7 bzw. 8 so bemessen, dass beim Stillstand der Welle 6 gerade keiner der Verschleissringe 7 bzw. 8 die Welle 6 berührt, sodass die Welle 6 beim Stillstand gerade auf keinem der Verschleissringe 7 bzw. 8 aufliegt und somit frei drehbar ist, insbesondere von Hand. Das zweite Kriterium ist es, die Exzentrizität für jeden individuellen Verschleissring 7 bzw. 8 so zu bemessen, dass die Biegelinie B der Welle 6 bei einer typischen Drehzahl, bei welcher die Pumpe 1 betrieben wird, beispielsweise die Nenndrehzahl, im Wesentlichen oder zumindest näherungsweise mittig zwischen allen Verschleissringen 7 bzw. 8 verläuft. Das heisst, wie vorangehend bereits für einen individuellen Verschleissring 7 bzw. 8 beschrieben, strebt man an, dass bei jedem individuellen Verschleissring 7 bzw. 8 die Welle 6 bezüglich der Achse A2 der radial innenliegenden Begrenzungsfläche dieses Verschleissrings 7 bzw. 8 zumindest näherungsweise zentriert ist.

[0074] Die Fig. 6 und 7 zeigen in einer schematischen Darstellung diese Anpassung der Exzentrizität E an die Biegelinie B der Welle 6. Weil es für das Verständnis besser ist, wird der Rotor in den Fig. 6 und 7 jeweils nur durch die Biegelinie B der Welle 6 repräsentiert, d.h. in Fig. 6 und Fig. 7 ist nicht berücksichtigt, dass der Rotor eine endliche Ausdehnung in radialer Richtung hat. Die radiale Ausdehnung des Rotors ist also nicht dargestellt, sondern die Biegelinie B ist symbolisch für eine Darstellung des Rotors bzw. der Welle 6 mit den Laufrädern 32 zu verstehen.

[0075] Fig. 6 zeigt für das Ausführungsbeispiel aus Fig. 1 die Situation für den Zustand, wenn die Welle 6 mit einer typischen Drehzahl, beispielsweise der Nenndrehzahl der Pumpe 1 rotiert. Es ist zu erkennen, dass die Exzentrizität E sowohl der ersten als auch der zweiten Verschleissringe 7 bzw. 8 vom darstellungsgemäss linken Ende zunächst bis etwa in die Mitte der Pumpe 1 zunimmt und dann in Richtung auf das darstellungsgemäss rechte Ende der Pumpe wieder abnimmt. Auch ist zu erkennen, dass die Biegelinie B bezüglich der radial innenliegenden Begrenzungsfläche aller Verschleissringe 7 bzw. 8 zumindest näherungsweise zentriert ist. Somit ist auch das Spiel S1 bzw. S2 (siehe Fig. 5) für jeden der Verschleissringe 7 bzw. 8 jeweils in Umfangsrichtung gesehen zumindest näherungsweise konstant.

[0076] Fig. 7 zeigt für das Ausführungsbeispiel aus Fig. 1 die Situation für den Zustand, wenn die Welle 6 stillsteht. Es ist zu erkennen dass die Durchbiegung D der Welle 6 und insbesondere das Maximum der Durchbiegung D zugenommen hat, dass aber der Rotor bzw. die Welle 6 - repräsentiert durch die Biegelinie B - an keiner Stelle in direkten körperlichen Kontakt mit den Verschleissringen 7 bzw. 8 kommt, also frei drehbar bezüglich der Verschleissringe ist.

[0077] Die vorangehend beschriebene Anpassung der Exzentrizität E der Verschleissringe 7 bzw. 8 an die Biegelinie B ist insbesondere auch im Hinblick auf Temperaturänderungen, speziell schnelle oder zeitweilige Tem-

peraturänderungen vorteilhaft. Da der Rotor bzw. die Welle 6 im Betrieb immer in einer optimalen Position bezüglich der Stufengehäuse 31 bzw. der Trennwände 32, oder allgemeiner ausgedrückt bezüglich des Stators der Pumpe 1 liegt, sind steilere Temperaturänderungen, d. h. grössere zeitliche Temperaturgradienten möglich, ohne dass dabei die Gefahr besteht, dass der Rotor mit den Verschleissringen 7 bzw. 8 in direkten körperlichen Kontakt kommt, und ohne dass es notwendig ist, andere Massnahmen wie beispielsweise ein Vorwärmen der Pumpe 1 vorzusehen.

[0078] Ein weiterer Vorteil der aus der Anpassung der Exzentrizität E der Verschleissringe 7 bzw. 8 an die Biegelinie B der Welle 6 resultiert, ist es, dass durch die optimierte Positionierung des Rotors im Bezug auf den Stator in vielen Anwendungsfällen das Spiel S1 bzw. S2 (siehe Fig. 3) reduziert werden kann, womit sich die Effizienz der Pumpe 1 bzw. ihr Wirkungsgrad steigern lässt.

[0079] Ein besonderer Vorteil der erfindungsgemässen Ausgestaltung ist die Möglichkeit, die Anpassung des Stators der Pumpe 1, also insbesondere der Stufengehäuse 31, der Trennwände 32 und der Verschleissringe 7, 8, an die Biegelinie B der Welle 6 nur mit Hilfe der Verschleissringe 7 und 8 zu realisieren, die als Verschleisstteile besonders kostengünstig hergestellt werden können. Es bedarf keiner weiteren Modifikationen oder baulicher Massnahmen für diese Anpassung. Weder bedarf es einer Schrägstellung einer oder mehrerer der Stufengehäuse 31, noch bedarf es einer exzentrischen Ausgestaltung anderer Bauteile wie beispielsweise der Stufengehäuse 31 oder der Trennwände 32. Sämtliche Komponenten mit Ausnahme der Verschleissringe 7, 8 also insbesondere auch die Stufengehäuse 31 können zentriert bzw. konzentrisch zur Mittelachse A der Pumpe 1 ausgestaltet und angeordnet werden. Dies ist unter konstruktiven und fertigungstechnischen Gründen ein ganz erheblicher Vorteil.

[0080] Speziell bei der Ausgestaltung als Pumpe 1 mit Mantelgehäuse 2 ergibt sich der weitere konstruktive Vorteil, dass der Einlass 4 der Pumpe 1 bezüglich der Mittelachse A nicht schräg gestellt werden muss, sondern wie allgemein üblich so ausgestaltet und angeordnet werden kann, dass die Achse C des Einlasses 4 (siehe Fig. 1) senkrecht auf der Mittelachse A steht.

[0081] Zudem resultiert der Vorteil, dass durch die parallele Ausrichtung aller Pumpenstufen 3 insbesondere aller Stufengehäuse 31 bei Pumpen 1 mit Mantelgehäuse 2 wie bei dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel zuverlässige Dichtungen zwischen den Aussenseiten der Stufengehäuse 31 und dem Mantelgehäuse 2 vorgesehen werden können. Somit besteht die Möglichkeit, in dem Mantelgehäuse 2 verschiedene Druckräume vorzusehen, die gegeneinander abgedichtet sind, und in denen das zu fördernde Fluid, also beispielsweise Wasser, mit unterschiedlichen Drücken vorhanden ist.

[0082] Dies hat den Vorteil, dass am Mantelgehäuse 2 der Zwischenauslass 51 vorgesehen werden kann, durch welchen das Fluid mit einem Zwischendruck aus

der Pumpe entnommen werden kann, der kleiner ist als der Förderdruck am Auslass 5 der Pumpe 1 und grösser als der Saugdruck am Einlass 4 der Pumpe 1. Beispielsweise in der industriellen Energiegewinnung ist es oft wünschenswert, dass das Wasser als zu förderndes Medium mit verschiedenen Drücken zur Verfügung gestellt werden kann.

[0083] Da die Anpassung der Pumpe 1 an die Biegelinie B des Welle 6 nur mithilfe der Verschleissringe 7, 8 und ohne andere bauliche Massnahmen möglich ist, eignet sich die Erfindung insbesondere auch als Verfahren für das Warten, Instandsetzen und Überholen von bereits in Betrieb genommenen Pumpen und speziell auch für solche Pumpen, bei denen bisher noch keine oder keine ausreichende Anpassung an die Biegelinie B der Welle 6 vorgenommen worden ist.

[0084] Bei dem erfindungsgemässen Verfahren wird in sinngemäss gleicher Weise wie vorangehend beschrieben, mindestens einer der ersten und/oder der zweiten Verschleissringe jeweils durch einen exzentrisch ausgestalteten Verschleissring 7 bzw. 8 ersetzt.

[0085] Auch hinsichtlich des Verfahrens ist es bevorzugt, wenn die Exzentrizität E der Verschleissringe 7 und 8 an die Biegelinie B der Welle angepasst wird.

[0086] Es versteht sich, dass die Erfindung nicht auf den im Ausführungsbeispiel gemäss Fig. 1 beschriebenen Pumpentyp beschränkt ist, sonder für alle mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpen geeignet ist. So kann die Pumpe 1 beispielsweise auch als Gliederpumpe (ring section pumps) ausgestaltet sein, bei der die Gesamtheit der Stufengehäuse 31 das äussere Pumpengehäuse bilden, wo also kein zusätzliches Mantelgehäuse 2 vorgesehen ist. Speziell ist die Erfindung auch für solche Pumpen geeignet, bei denen die Laufräder 32 in einer sogenannten Back-to-Back Anordnung angeordnet sind. Bei dieser Anordnung hat die mehrstufige Pumpe zwei Gruppen von Laufrädern, nämlich eine erste Gruppe von Laufrädern, die mit ihrem Einlass (ihrer Saugseite) jeweils in Richtung des einen Endes der Pumpe ausgerichtet sind, und eine zweite Gruppe von Laufrädern, die mit ihrem Einlass (ihrer Saugseite) jeweils in Richtung des anderen Endes der Pumpe ausgerichtet sind. Diese beiden Gruppen sind also Rücken an Rücken zueinander angeordnet. Es versteht sich, dass im Fall einer zweistufigen Pumpe jede der beiden Gruppen jeweils nur ein Laufrad umfasst. Diese beiden Laufräder sind dann so angeordnet, dass ihre Saugseiten voneinander abgewandt sind.

Patentansprüche

1. Mehrstufige horizontale Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids mit einem Rotor (6, 32), der eine rotierbar angeordnete Welle (6) sowie mehrere Laufräder (32) zum Fördern des Fluids umfasst, wobei alle Laufräder (32) drehfest auf der Welle (6) angeordnet sind, und mit einem Stator (31, 33), der meh-

rere Stufengehäuse (31) umfasst, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse (A) festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei der Stator (31, 33) den Rotor (6, 32) umgibt, und wobei alle Stufengehäuse (31) zentrisch bezüglich der Mittelachse (A) ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor (6, 32) und dem Stator (31, 33) mehrere Verschleissringe (7, 8) vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators (31, 33) fixiert ist, und den Rotor (6, 32) jeweils mit einem Spiel (S1, S2) umgibt, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens einer der Verschleissringe (7, 8) exzentrisch ausgestaltet ist.

2. Pumpe nach Anspruch 1 wobei eine Mehrzahl der Verschleissringe (7, 8) exzentrisch ausgestaltet ist.
3. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei die Verschleissringe (7, 8) eine Exzentrizität (E) aufweisen, die in Richtung der Mitte der Pumpe zunimmt.
4. Pumpe nach Anspruch 3 wobei die Exzentrizität (E) der Verschleissringe (7, 8) an die Biegelinie (B) der Welle (6) angepasst ist.
5. Pumpe nach Anspruch 3 oder 4, bei welcher die Exzentrizität (E) aller Verschleissringe (7, 8) so bemessen ist, dass beim Stillstand der Welle (6) gerade keiner der Verschleissringe (7, 8) die Welle (6) oder ein Laufrad (32) berührt.
6. Pumpe nach einem der Ansprüche 3-5, bei welcher die Exzentrizität (E) aller Verschleissringe so bemessen ist, dass die Biegelinie (B) der Welle (6) bei einer Nenndrehzahl der Pumpe im Wesentlichen mittig zwischen allen Verschleissringen (7, 8) verläuft.
7. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche mit mehreren Pumpenstufen (3), welche bezüglich der axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei jede Pumpenstufe (3) ein mit einer vorderen Deckscheibe (34) versehenes Laufrad (32) zum Fördern des Fluids umfasst, sowie eines der Stufengehäuse (31), und eine bezüglich des Stufengehäuses (31) stationäre Trennwand (33) zum Führen des Fluids zu der benachbarten Pumpenstufe (3), wobei das Stufengehäuse (31) mit einer stationären Laufradöffnung (37) zur Aufnahme der vorderen Deckscheibe (34) einer der Laufräder (32) ausgestaltet ist, wobei jede stationäre Laufradöffnung (37) radial innenliegend durch einen ersten Verschleissring (7) begrenzt wird, welcher die vordere Deckscheibe (34) des Laufrads (32) mit einem Spiel (S1) umgibt, und wobei jede stationäre Trennwand (33) radial innenliegend durch einen zweiten Verschleissring (8) begrenzt wird, welcher die Welle (6)

mit einem Spiel (S2) umgibt.

8. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche wobei jeder exzentrische Verschleissring (7, 8) ein Positioniermittel (9) aufweist, um den jeweiligen Verschleissring (7, 8) in einer vorgegebenen Winkelorientierung in dem jeweiligen Stufengehäuse (31) oder der jeweiligen Trennwand (33) zu positionieren. 5
9. Pumpe nach Anspruch 8, wobei das Positioniermittel (9) dort vorgesehen ist, wo der jeweilige Verschleissring (7, 8) seine maximale Breite (F) in radialer Richtung aufweist. 10
10. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei alle Stufengehäuse (31) in einem Mantelgehäuse (2) angeordnet sind. 15
11. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche mit einem Einlass (4) und einem Auslass (5) sowie einem Zwischenauslass (51) für das zu fördernde Fluid, wobei der Zwischenauslass (51) so ausgestaltet und angeordnet ist, dass zumindest ein Teil des Fluids unter einem Zwischendruck durch den Zwischenauslass (51) entnehmbar ist, welcher Zwischendruck grösser ist als der Druck des Fluids am Einlass (4) der Pumpe und kleiner als der Druck des Fluids am Auslass (5) der Pumpe. 20 25
12. Verfahren zum Instandsetzen oder Überholen einer mehrstufigen horizontalen Zentrifugalpumpe (1) zum Fördern eines Fluids mit einem Rotor (6, 32), der eine rotierbar angeordnete Welle (6) sowie mehrere Laufräder (32) zum Fördern des Fluids umfasst, wobei alle Laufräder (32) drehfest auf der Welle (6) angeordnet sind, und mit einem Stator (31, 33), der mehrere Stufengehäuse (31) umfasst, welche bezüglich einer durch eine Mittelachse (A) festgelegten axialen Richtung hintereinander angeordnet sind, wobei der Stator (31, 33) den Rotor (6, 32) umgibt, und wobei alle Stufengehäuse (31) zentrisch bezüglich der Mittelachse (A) ausgestaltet und angeordnet sind, und wobei zwischen dem Rotor (6, 32) und dem Stator (31, 33) mehrere Verschleissringe (7, 8) vorgesehen sind, von denen jeder bezüglich des Stators (31, 33) fixiert ist, und den Rotor (6, 32) jeweils mit einem Spiel (S1, S2) umgibt, bei welchem Verfahren einer oder mehrere der Verschleissringe (7, 8) ersetzt werden, **dadurch gekennzeichnet, dass** einer oder mehrere der Verschleissringe (7, 8) jeweils durch einen exzentrisch ausgestalteten Verschleissring (7, 8) ersetzt wird. 30 35 40 45 50
13. Verfahren nach Anspruch 12, bei welchem die Exzentrizität (E) der Verschleissringe (7, 8) an eine Biegelinie (B) der Welle (6) angepasst wird. 55
14. Verfahren nach Anspruch 12 oder 13, bei welchem

die Exzentrizität (E) der Verschleissringe (7, 8) jeweils so bemessen wird, dass beim Stillstand der Welle (6) keiner der Verschleissringe (7, 8) die Welle (6) berührt.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12-14, bei welchem die Exzentrizität (E) der Verschleissringe (7, 8) jeweils so bemessen wird, dass die Biegelinie (B) der Welle (6) bei einer Nenndrehzahl der Pumpe (1) im Wesentlichen mittig zwischen allen Verschleissringen (7, 8) verläuft.

Fig.1

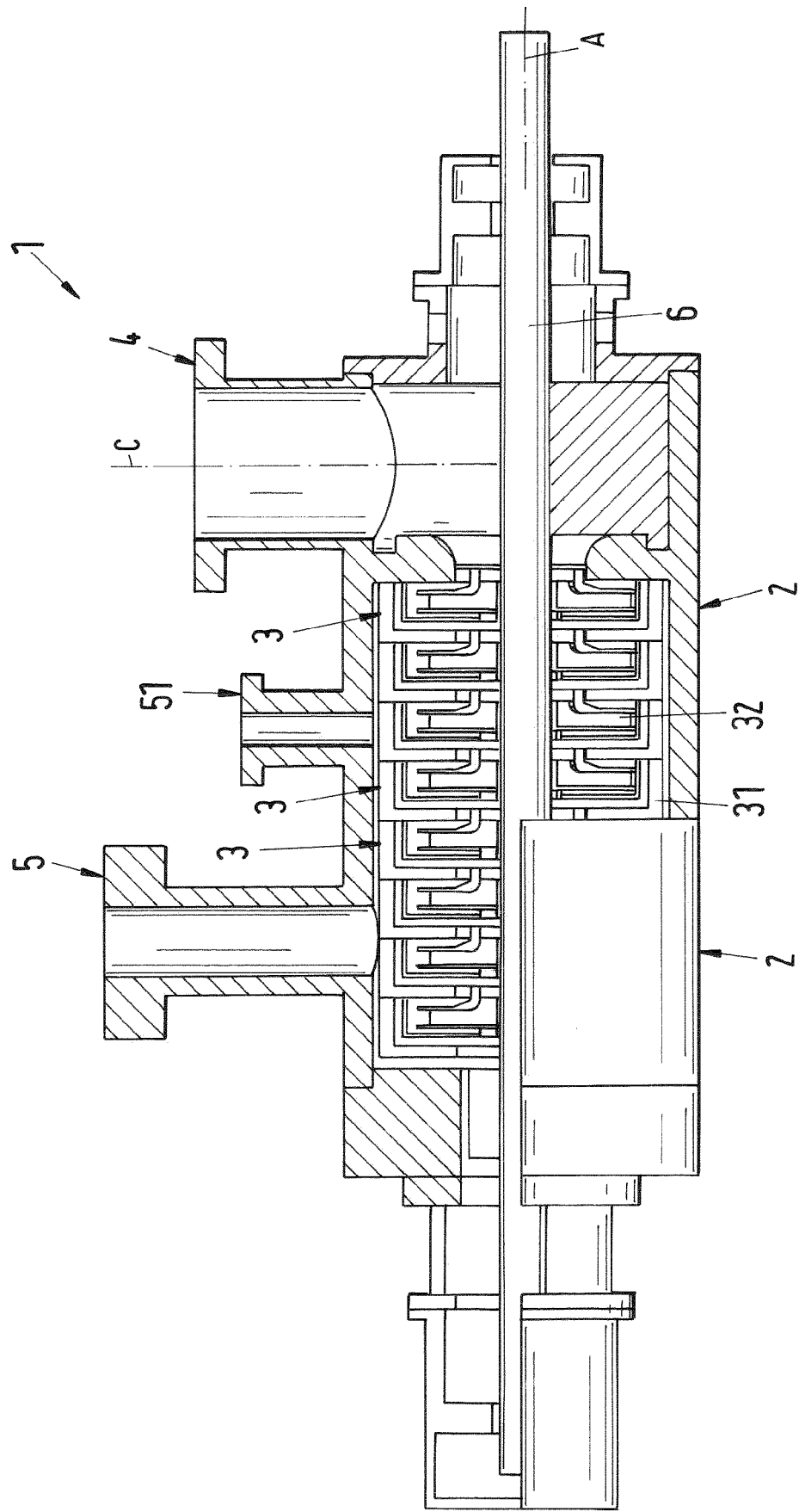


Fig.2

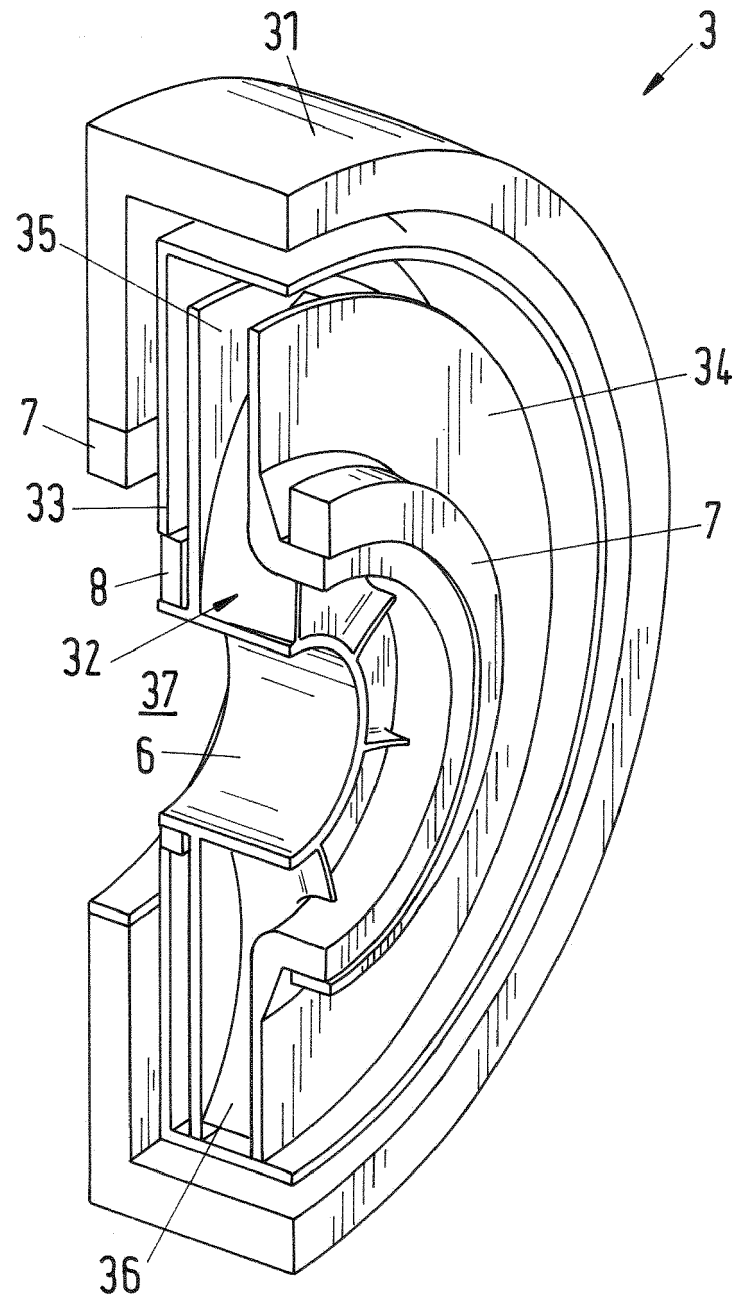


Fig.3

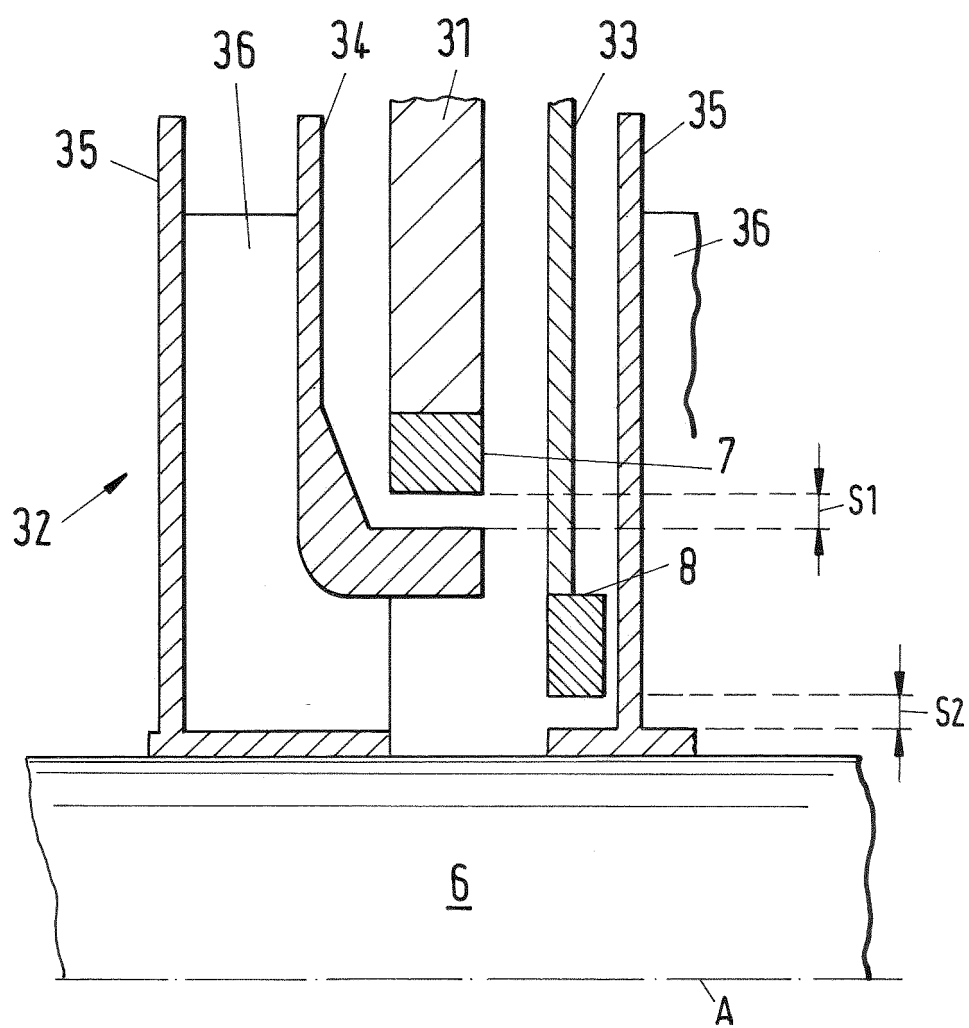


Fig.4

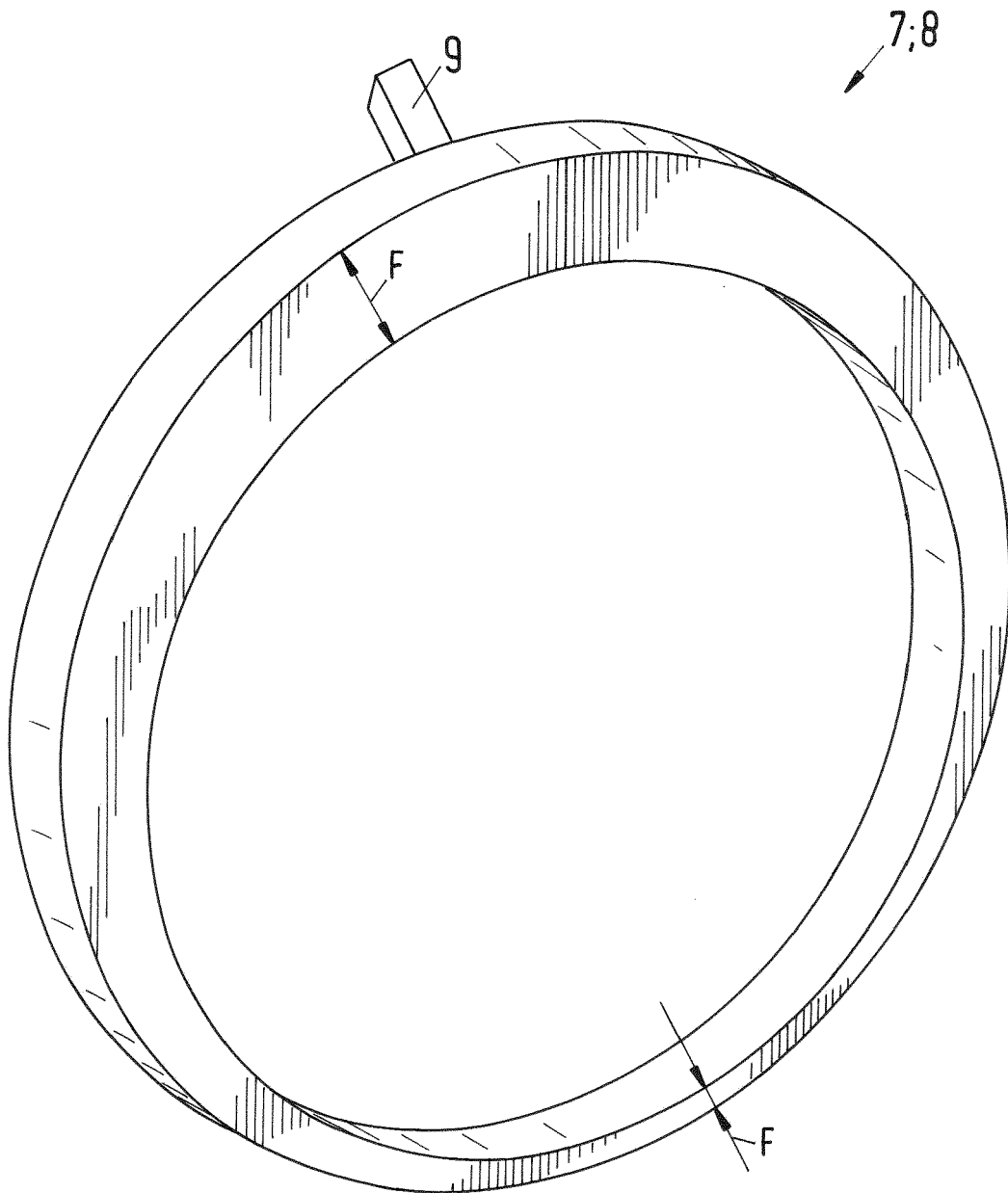


Fig.5

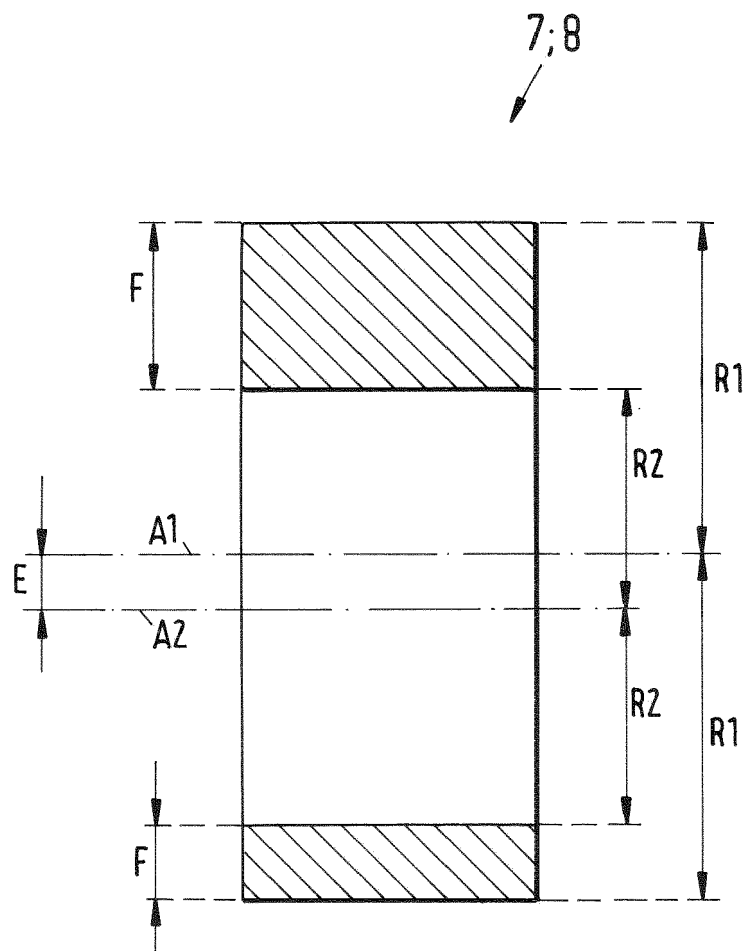


Fig.6

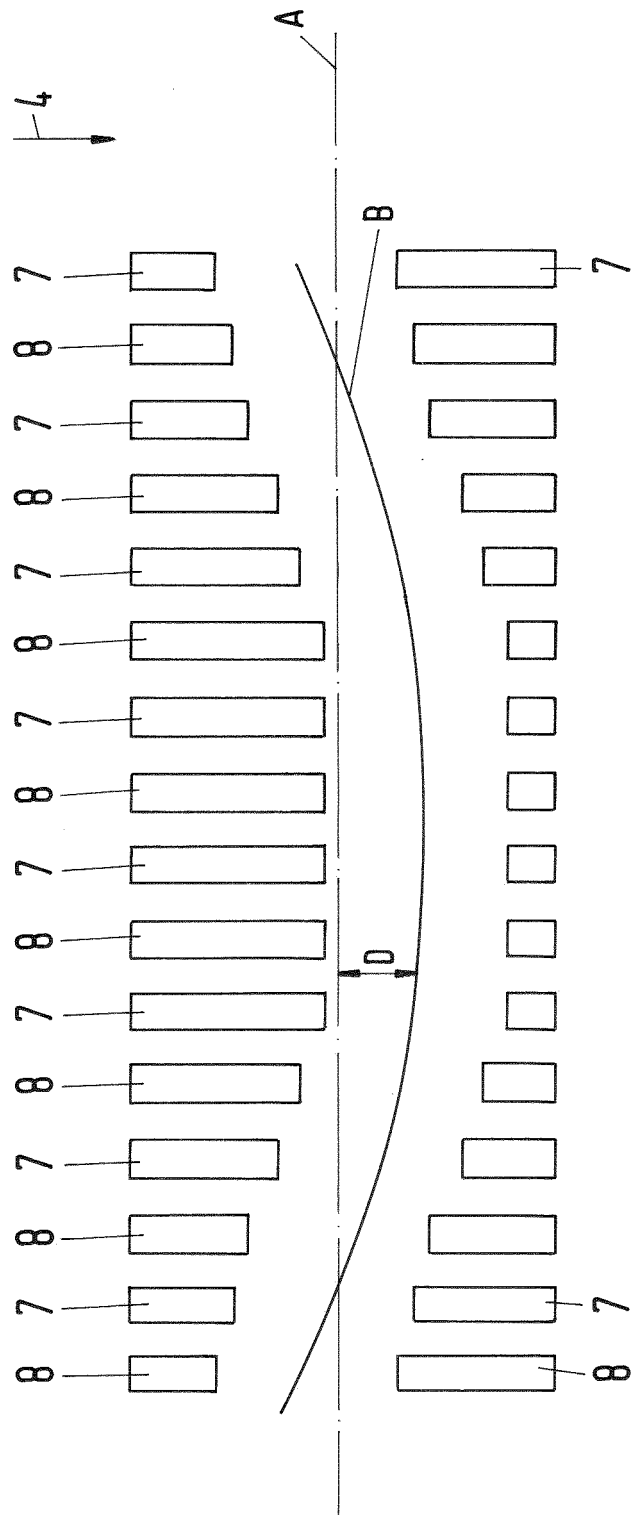
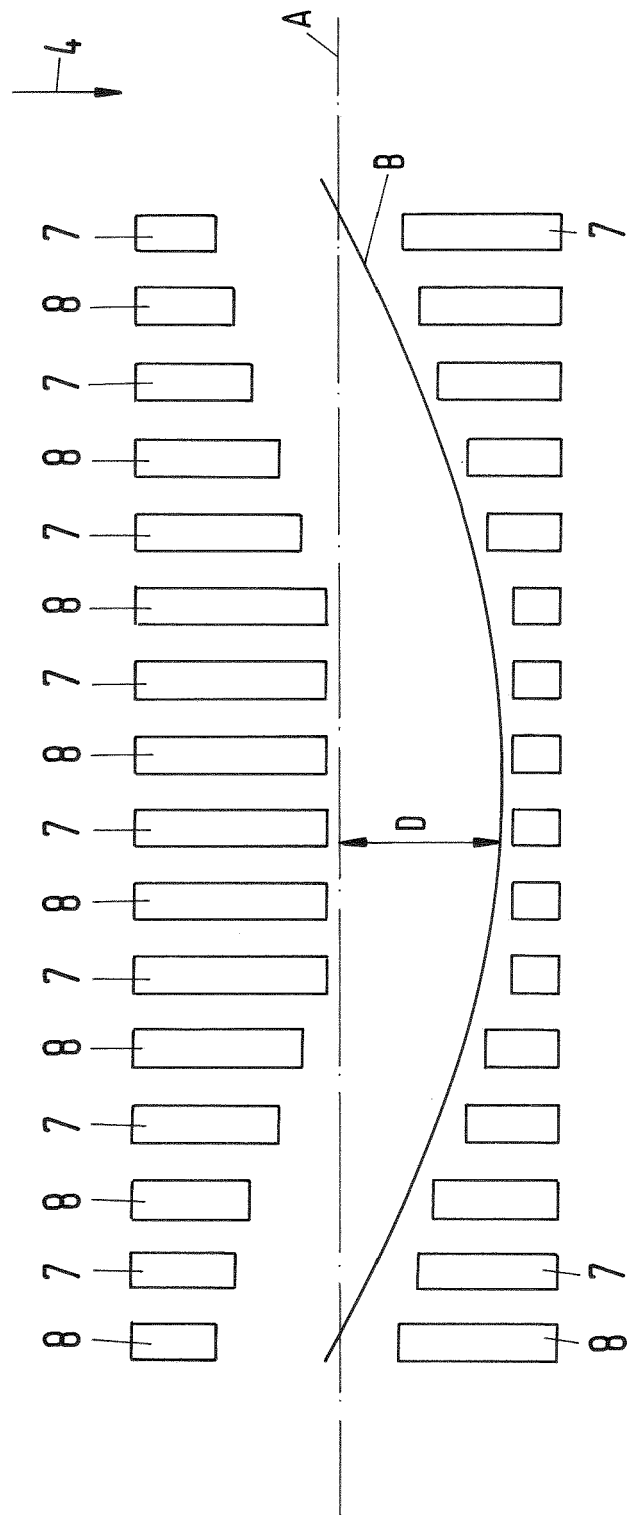


Fig.7





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 16 20 0174

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	CN 203 835 734 U (DALIAN LEO HUANENG PUMP CO LTD) 17. September 2014 (2014-09-17)	1-4,7,10,12,13	INV. F04D29/42
Y	* Absatz [0022]; Abbildungen 1,4 *	5,6,11,14,15	F04D1/06 F04D29/10 F04D29/16 F04D29/047 F04D29/62
Y	----- Wolfram Lienau ET AL: "EVALUATION OF ROTORDYNAMIC CRITERIA FOR MULTISTAGE PUMP SHAFTS Manager, Analysis and Mechanics Engineer in Mechanics", Proceedings of the twenty-fourth International Pump Users Symposium, 31. Dezember 2008 (2008-12-31), Seiten 35-43, XP055287458, Gefunden im Internet: URL: http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P24/05-lienau.pdf [gefunden am 2016-07-11]	5,6,14,15	
A	* Seite 36, linke Spalte, Absatz 3 - Seite 37, rechte Spalte, letzter Absatz; Abbildungen 1-4,8,10 * * Seite 41, rechte Spalte, Absatz 3 - Absatz 4; Abbildung 21 * -----	1,7,10,12	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
Y,D	CN 201 288 673 Y (SHANGHAI KSB PUMP CO LTD [CN]) 12. August 2009 (2009-08-12) * Zusammenfassung; Abbildungen 1,2 * -----	11	F04D
A	CN 202 284 568 U (HANGZHOU DALU IND CO LTD) 27. Juni 2012 (2012-06-27) * Absatz [0002]; Abbildung 1 * * Absatz [0015]; Abbildung 2 * -----	8,9	
A	RU 2 005 216 C1 (AKTSIONERNOE OBSHCHESTVO OTKRY [RU]) 30. Dezember 1993 (1993-12-30) * Zusammenfassung; Abbildungen 1,2 * -----	1,7,10-12	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
1 Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 21. April 2017	Prüfer Di Giorgio, F
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 : mündliche 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 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 16 20 0174

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

21-04-2017

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
	CN 203835734 U	17-09-2014	KEINE	
	-----	-----	-----	-----
15	CN 201288673 Y	12-08-2009	KEINE	
	-----	-----	-----	-----
	CN 202284568 U	27-06-2012	KEINE	
	-----	-----	-----	-----
20	RU 2005216 C1	30-12-1993	KEINE	
	-----	-----	-----	-----
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- CN 201288673 [0010]