

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
30. Januar 2020 (30.01.2020)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2020/020902 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F04C 2/10 (2006.01) F04D 9/00 (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01)

(72) Erfinder: PIPPES, Reinhard; Am Söllinger 3, 75015
Bretten-Sprantal (DE). BOHR, Artur; Eulerstr. 40a, 70565
Stuttgart (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2019/069825

(74) Anwalt: DIETZ, Christopher et al.; Gleiss Große Schrell
und Partner mbB, Leitzstr. 45, 70469 Stuttgart (DE).

(22) Internationales Anmeldedatum:

23. Juli 2019 (23.07.2019)

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN,
HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP,
KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN,
TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

10 2018 212 497.3

26. Juli 2018 (26.07.2018) DE

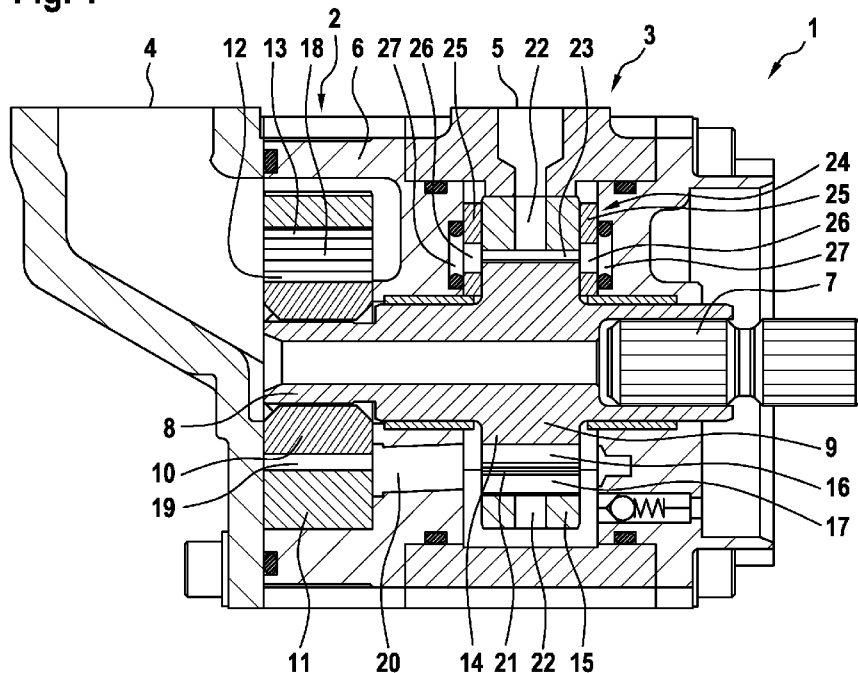
(71) Anmelder: ECKERLE TECHNOLOGIES GMBH

[DE/DE]; Otto-Eckerle-Str. 6, 76316 Malsch (DE).

(54) Title: FLUID DELIVERY DEVICE

(54) Bezeichnung: FLUIDFÖRDEREINRICHTUNG

Fig. 1



(57) Abstract: The invention relates to a fluid delivery device (1) having a primary pump (2) and a main pump (3) fluidically connected to the primary pump (2), wherein the primary pump (2) can be driven by a primary pump input shaft (8), and the main pump (3) can be driven by a main pump input shaft (9), and the primary pump input shaft (8) and the main pump input shaft (9) are mechanically coupled to a common drive shaft (7) of the fluid delivery device (1). The invention is characterized in that the primary pump (2) is in the form of a non-compensated gear pump or a centrifugal pump and the main pump (3) is in the form of a compensated internal gear pump.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Fluidfördereinrichtung (1) mit einer Vorpumpe (2) und einer strömungstechnisch an die Vorpumpe (2) angeschlossenen Hauptpumpe (3), wobei die Vorpumpe (2) über eine Vorpumpeneingangswelle (8) und die



WO 2020/020902 A1

(84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

- hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, ein Patent zu beantragen und zu erhalten (Regel 4.17 Ziffer ii)
- Erfindererklärung (Regel 4.17 Ziffer iv)

Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Hauptpumpe (3) über eine Hauptpumpeneingangswelle (9) antreibbar ist und die Vorpumpeneingangswelle (8) und die Hauptpumpeneingangswelle (9) mit einer gemeinsamen Antriebswelle (7) der Fluidfördereinrichtung (1) mechanisch gekoppelt sind. Dabei ist vorgesehen, dass die Vorpumpe (2) als unkompenzierte Zahnradpumpe oder als Kreiselpumpe und die Hauptpumpe (3) als kompenzierte Innenzahnradpumpe ausgestaltet ist.

BESCHREIBUNG

Fluidfördereinrichtung

Die Erfindung betrifft eine Fluidfördereinrichtung mit einer Vorpumpe und einer strömungs-
5 technisch an die Vorpumpe angeschlossenen Hauptpumpe, wobei die Vorpumpe über eine Vorpumpeneingangswelle und die Hauptpumpe über eine Hauptpumpeneingangswelle antreibbar ist und die Vorpumpeneingangswelle und die Hauptpumpeneingangswelle mit einer gemeinsamen Antriebswelle der Fluidfördereinrichtung mechanisch gekoppelt sind.

Aus dem Stand der Technik ist beispielsweise die Druckschrift DE 10 2007 032 103 A1 bekannt.

10 Diese betrifft eine Pumpeneinheit mit einer Hauptpumpe und einer in ihrem Fördervolumen verstellbaren Ladepumpe. Zur Verstellung des Fördervolumens der Ladepumpe ist ein Hubring vorgesehen. Der Hubring ist mit einer vom Eingangsdruck der Hauptpumpe abhängigen Stellkraft beaufschlagt.

Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Fluidfördereinrichtung vorzuschlagen, welche gegenüber
15 bekannten Fluidfördereinrichtungen Vorteile aufweist, insbesondere eine hohe Förderleistung bei gleichzeitig hoher Effizienz realisiert.

Dies wird erfindungsgemäß mit einer Fluidfördereinrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 erreicht. Dabei ist vorgesehen, dass die Vorpumpe als unkompenzierte Zahnradpumpe oder als Kreiselpumpe und die Hauptpumpe als kompenzierte Innenzahnradpumpe ausgestaltet ist.

20 Die Fluidfördereinrichtung dient dem Fördern eines Fluids, beispielsweise einer Flüssigkeit oder eines Gases. Hierzu verfügt die Fluidfördereinrichtung über die Vorpumpe und die Hauptpumpe, wobei die Hauptpumpe strömungstechnisch an die Vorpumpe angeschlossen ist. Das bedeutet, dass das Fluid zunächst der Vorpumpe zugeführt wird, welche das Fluid in Richtung der Hauptpumpe fördert. Das von der Vorpumpe geförderte Fluid wird also der Hauptpumpe zur Verfügung gestellt, welche das Fluid weiterfördert, nämlich beispielsweise in Richtung eines Fluidauslasses der Fluidfördereinrichtung, welcher auch als Fördereinrichtungsfluidauslass bezeichnet werden kann.

25

Jede der Pumpen verfügt über eine Eingangswelle, über welche sie antreibbar ist, nämlich die Vorpumpe über die Vorpumpeneingangswelle und die Hauptpumpe über die Hauptpumpeneingangswelle. Die Vorpumpe weist zudem zur Fluidförderung zwei Räder, nämlich das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrad, auf. Das Vorpumpenritzel verfügt über eine Außenverzahnung und das Vorpumpenhohlrad über eine Innenverzahnung. Die Außenverzahnung und die Innenverzahnung greifen bereichsweise ineinander ein, kämmen also miteinander. Das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrad sind zur Fluidförderung vorgesehen und aus diesem Grund derart ausgestaltet, dass sie bei einer Drehbewegung der Vorpumpeneingangswelle zum Fördern des Fluids zusammenwirken und hierbei beispielsweise ineinander eingreifen beziehungsweise miteinander kämmen.

Das Vorpumpenritzel ist mit der Vorpumpeneingangswelle gekoppelt, vorzugsweise starr und/oder permanent. Das Vorpumpenritzel ist dabei bevorzugt auf der Vorpumpeneingangswelle angeordnet, sodass es während des Betriebs der Vorpumpe stets dieselbe Drehzahl aufweist wie die Vorpumpeneingangswelle. Die Vorpumpeneingangswelle ist mit der gemeinsamen Antriebswelle antriebstechnisch gekoppelt, vorzugsweise wiederum starr und/oder permanent. Beispielsweise sind die Vorpumpeneingangswelle und die gemeinsame Antriebswelle einstückig ausgestaltet, sodass die Vorpumpeneingangswelle von der Antriebswelle ausgebildet ist und/oder umgekehrt. Insoweit ist die Vorpumpe über die Antriebswelle direkt und unmittelbar antreibbar.

In analoger Art und Weise verfügt die Hauptpumpe über das Hauptpumpenritzel und das Hauptpumpenhohlrad. Das Hauptpumpenritzel weist eine Außenverzahnung und das Hauptpumpenhohlrad eine Innenverzahnung auf. Die Außenverzahnung und die Innenverzahnung greifen bereichsweise ineinander ein, kämmen also miteinander. Das Hauptpumpenritzel und das Hauptpumpenhohlrad sind wiederum zur Fluidförderung vorgesehen und derart ausgestaltet, dass sie bei einer Drehbewegung der Hauptpumpeneingangswelle zum Fördern des Fluids zusammenwirken und hierbei beispielsweise ineinander eingreifen beziehungsweise miteinander kämmen.

Es kann vorgesehen sein, dass die Hauptpumpeneingangswelle analog zu der Vorpumpeneingangswelle mit der gemeinsamen Antriebswelle antriebstechnisch gekoppelt ist, vorzugsweise starr und/oder permanent. Beispielsweise sind die Pumpeneingangswelle und die gemeinsame Antriebswelle einstückig ausgestaltet, sodass die Hauptpumpeneingangswelle von der Antriebswelle ausgebildet ist und/oder umgekehrt. Insoweit ist die Hauptpumpe über die Antriebswelle direkt und unmittelbar antreibbar. Besonders bevorzugt ist es vorgesehen, dass sowohl die Vorpumpeneingangswelle als auch die Hauptpumpeneingangswelle von der gemeinsamen An-

triebsschwelle ausgebildet sind. In anderen Worten sind die Vorpumpeneingangswelle und die Hauptpumpeneingangswelle einstückig und/oder materialeinheitlich ausgestaltet, sodass sie zusammen die Antriebswelle bilden. Entsprechend sind die Vorpumpeneingangswelle und die Hauptpumpeneingangswelle koaxial zueinander angeordnet. Bei einer solchen Ausgestaltung werden die Vorpumpe und die Hauptpumpe stets mit derselben Drehzahl betrieben.

Alternativ kann es vorgesehen sein, dass die Hauptpumpe lediglich mittelbar über die Antriebswelle antreibbar ist. Hierzu ist die Hauptpumpe über die Vorpumpe an die Antriebswelle antriebstechnisch angeschlossen, sodass bei einer Drehbewegung der Antriebswelle die Hauptpumpe über die Vorpumpe angetrieben wird. Vorzugsweise sind das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrad antriebstechnisch miteinander verbunden. Hierunter ist zu verstehen, dass das Vorpumpenritzel zum Antreiben des Vorpumpenhohlrads vorgesehen und ausgestaltet ist, sodass bei einer Drehbewegung der Vorpumpeneingangswelle eine Drehbewegung sowohl des Vorpumpenritzels als auch des Vorpumpenhohlrads vorliegt.

Das Vorpumpenhohlrad ist nun mit der Hauptpumpeneingangswelle antriebstechnisch verbunden, nämlich über eine Verbindungswelle. In anderen Worten ist die Hauptpumpe mit dem Vorpumpenhohlrad antriebstechnisch verbunden, sodass bevorzugt bei einer Drehbewegung des Vorpumpenhohlrads auch eine Drehbewegung der Hauptpumpeneingangswelle vorliegt. Die Hauptpumpeneingangswelle und die Verbindungswelle können separat oder einstückig miteinander ausgestaltet sein. In letzterem Fall bildet die Hauptpumpeneingangswelle die Verbindungswelle aus und/oder umgekehrt. Beispielsweise ist also das Vorpumpenhohlrad mittels der Verbindungswelle und/oder der Hauptpumpeneingangswelle drehbar gelagert.

Das bedeutet, dass die Fluidfördereinrichtung in dieser Ausführungsform derart ausgestaltet ist, dass die Vorpumpeneingangswelle direkt und unmittelbar mit der Antriebswelle gekoppelt ist. Die Hauptpumpeneingangswelle ist hingegen lediglich mittelbar über die Verbindungswelle und/oder die Vorpumpe mit der Antriebswelle gekoppelt. Eine derartige Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung hat den Vorteil, dass die Drehzahl der Vorpumpe und der Hauptpumpe beziehungsweise die jeweilige Eingangswelle in einer festen Beziehung miteinander stehen, sodass beispielsweise zwischen den Drehzahlen ein bestimmtes Verhältnis vorliegt und die beiden Pumpen mit unterschiedlichen Drehzahlen betrieben werden. Hierdurch wird eine sehr gute Abstimmung zwischen der Vorpumpe und der Hauptpumpe während des Betriebs der Fluidfördereinrichtung erzielt.

In jedem Fall – also unabhängig von der Anbindung der Vorpumpe und der Hauptpumpe an die Antriebswelle – liegt die Vorpumpe als unkompensierte Zahnradpumpe oder als Kreiselpumpe und die Hauptpumpe als kompensierte Innenzahnradpumpe vor. In einer Ausgestaltung sind beide Pumpen, also sowohl die Vorpumpe als auch die Hauptpumpe, als Zahnradpumpe ausgestal-

5 tet, wobei die Vorpumpe vorzugsweise als Innenzahnradpumpe oder als Außenzahnradpumpe und die Hauptpumpe als Innenzahnradpumpe vorliegt. Die Hauptpumpe ist axial und/oder radial kompensiert. In einer anderen Ausgestaltung ist die Vorpumpe als Kreiselpumpe und die Hauptpumpe als Innenzahnradpumpe ausgebildet. Wiederum ist die Hauptpumpe axial und/oder radial kompensiert. Es kann vorgesehen sein, dass die Hauptpumpe axial kompensiert und radial un-

10 kompensiert, axial unkompensiert und radial kompensiert oder sowohl axial kompensiert als auch radial kompensiert ist. Unter der axialen Kompensation ist zu verstehen, dass in axialer Richtung bezüglich der jeweiligen Innenzahnradpumpe gesehen zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad der Innenzahnradpumpe eine Axialscheibe angeordnet ist.

Die Axialscheibe ist mit geringem Spiel in axialer Richtung verlagerbar. Sie wird während des

15 Betriebs der jeweiligen Zahnradpumpe beziehungsweise Innenzahnradpumpe in axialer Richtung in Richtung des Ritzels und des Hohlrads gedrängt und liegt vorzugsweise zumindest zeitweise, insbesondere durchgehend, an diesen an. Besonders bevorzugt liegt in axialer Richtung auf gegenüberliegenden Seiten des Ritzels und des Hohlrads jeweils eine derartige Axialscheibe vor. Beispielsweise sind die Axialscheiben jeweils zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad einerseits

20 und einem Maschinengehäuse der Hauptpumpe andererseits angeordnet, also stirnseitig des Ritzels und des Hohlrads. Insoweit nachfolgend lediglich auf eine Axialscheibe eingegangen wird, so sind die Ausführungen stets auf jede der mehreren Axialscheiben übertragbar, soweit vorgesehen.

Die Axialscheibe ist vorzugsweise drehfest in dem Maschinengehäuse gelagert. Sie kann auf

25 ihrer dem Ritzel und dem Hohlrad abgewandten und insoweit dem Maschinengehäuse zugewandten Seite ein Druckfeld aufweisen, das beispielsweise in Form einer Vertiefung in der Axialscheibe ausgebildet ist. Das Druckfeld kann über einen Fluidkanal, der in dem Maschinengehäuse ausgebildet ist, mit unter Druck stehendem Fluid beaufschlagt werden. Beispielsweise ist das Druckfeld über den Fluidkanal mit einer Druckseite der Zahnradpumpe beziehungsweise

30 Innenzahnradpumpe strömungsverbunden. Während eines Betriebs der Zahnradpumpe beziehungsweise Innenzahnradpumpe wird insoweit das Druckfeld über den Fluidkanal druckbeauf-

schlägt und entsprechend die Axialscheibe in axialer Richtung in Richtung des Ritzels und des Hohlrads gedrängt, insbesondere an das Ritzel und das Hohlrad gedrängt.

Zusätzlich oder alternativ zu der axialen Kompensation ist die radiale Kompensation der Innenzahnradpumpe vorgesehen. Die Innenzahnradpumpe verfügt über ein Füllstück, welches in radialer Richtung bezüglich einer Drehachse des Ritzels gesehen zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad angeordnet ist. Das Füllstück dient einer fluidtechnischen Trennung einer Druckseite von einer Saugseite der Innenzahnradpumpe beziehungsweise einer Druckkammer von einer Saugkammer, welche ebenfalls in radialer Richtung zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad ausgebildet sind. Im Falle der radialen Kompensation ist das Füllstück mehrteilig ausgestaltet und weist ein erstes Füllstückteil auf, welches an dem Ritzel anliegt und ein zweites Füllstückteil, welches an dem Hohlrad anliegt. Die beiden Füllstückteile sind in radialer Richtung zueinander beweglich und sind derart ausgestaltet, dass das erste Füllstückteil in radialer Richtung nach innen an das Ritzel und das zweite Füllstückteil in radialer Richtung nach außen an das Hohlrad gedrängt wird. Hierdurch wird über die Laufzeit der Innenzahnradpumpe hinweg eine hervorragende Abdichtung der Druckkammer von der Saugkammer erzielt.

Beispielsweise ist ein in radialer Richtung zwischen dem ersten Füllstückteil und dem zweiten Füllstückteil liegender Druckraum strömungstechnisch an die Druckseite der Innenzahnradpumpe angeschlossen, sodass der Druckraum während eines Betriebs der Innenzahnradpumpe druckbeaufschlagt ist. Aufgrund der Druckbeaufschlagung sind die beiden Füllstückteile in radialer Richtung kraftbeaufschlagt, sodass das erste Füllstückteil in Richtung beziehungsweise an das Ritzel und das zweite Füllstückteil an beziehungsweise in Richtung des Hohlrads gedrängt wird. Bevorzugt ist es also für die axiale Kompensation und/oder die radiale Kompensation der Innenzahnradpumpe vorgesehen, dass diese in Abhängigkeit von einem Druck auf der Druckseite der Innenzahnradpumpe erfolgt. Die mittels der Axialscheibe und/oder des Füllstücks erzielte Dichtwirkung ist somit umso größer, je größer der Druck auf der Druckseite der Innenzahnradpumpe ist.

Vorstehend wurde bereits ausgeführt, dass die Hauptpumpe mit axialer Kompensation, mit radialer Kompensation oder sowohl mit axialer Kompensation als auch mit radialer Kompensation ausgestaltet sein kann. Die als Zahnradpumpe ausgestaltete Vorpumpe ist hingegen teilweise unkompensiert, also entweder axial unkompensiert oder radial unkompensiert. Besonders bevorzugt ist sie sowohl axial unkompensiert als auch radial unkompensiert. Beispielsweise weist die Vorpumpe diejenige Kompensation nicht auf, über welche die Hauptpumpe verfügt. Ist die

Hauptpumpe also axial kompensiert und radial unkompensiert, so ist die Vorpumpe axial un-
kompensiert und radial kompensiert. Ist die Hauptpumpe hingegen axial unkompensiert und ra-
dial kompensiert, so ist die Vorpumpe axial kompensiert und radial unkompensiert. Ist die
Hauptpumpe axial kompensiert und radial kompensiert, so ist die Vorpumpe axial unkompen-
siert und radial unkompensiert. Im Falle einer Ausgestaltung der Vorpumpe als Außenzahnrad-
pumpe tritt im Rahmen dieser Beschreibung an die Stelle des Ritzels ein erstes Zahnrad und an
die Stelle des Hohlrads ein zweites Zahnrad, das mit dem ersten Zahnrad zum Fördern des Fluids
kämmt. Die Kreispumpe kann als Radialpumpe, Diagonalspumpe, Seitenkanalspumpe, Peri-
pheralradpumpe oder Axialpumpe ausgestaltet sein. Mit einer derartigen Ausgestaltung der Flu-
idfördereinrichtung können sehr hohe Drehzahlen zumindest der Vorpumpe, vorzugsweise je-
doch auch der Hauptpumpe, erzielt werden, sodass insgesamt die Fluidfördereinrichtung für äu-
ßerst hohe Fluiddurchsätze ausgelegt ist.

Eine weitere Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass die als Innenzahnradpumpe ausgestal-
tete Vorpumpe ein Vorpumpenritzel und ein Vorpumpenhohlrad und die Hauptpumpe ein
Hauptpumpenritzel und ein Hauptpumpenhohlrad aufweist, wobei das Vorpumpenritzel und das
Hauptpumpenritzel coaxial und das Vorpumpenhohlrad und das Hauptpumpenhohlrad achsver-
setzt zueinander angeordnet sind. Die Ausführungen für die Hauptpumpe sind selbstverständlich
auch für die als Kreispumpe ausgestaltete Vorpumpe heranziehbar. Das Vorpumpenritzel ist
um eine Vorpumpenritzeldrehachse, das Vorpumpenhohlrad um eine Vorpumpenhohlradreh-
achse, das Hauptpumpenritzel um eine Hauptpumpenritzeldrehachse und das Hauptpumpenhohl-
rad um eine Hauptpumpenhohlradrehachse drehbar gelagert. Die Drehachsen des Ritzels und
des Hohlrads sowohl der Vorpumpe als auch der Hauptpumpe sind achsversetzt zueinander an-
geordnet, sodass ihre Drehachsen beabstandet parallel zueinander angeordnet sind. Bevorzugt ist
eine Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung, bei welcher das Vorpumpenritzel und das Haupt-
pumpenritzel coaxial zueinander angeordnet sind, sodass also ihre Drehachsen ineinander fallen
beziehungsweise identisch sind. Das Vorpumpenhohlrad und das Hauptpumpenhohlrad hingegen
sollen achsversetzt zueinander angeordnet sein, sodass die Vorpumpenhohlradrehachse und die
Hauptpumpenhohlradrehachse parallel beabstandet voneinander vorliegen. Hierdurch wird eine
besonders vorteilhafte Fluidführung zwischen der Vorpumpe und der Hauptpumpe ermöglicht.

Alternativ kann es selbstverständlich auch vorgesehen sein, dass das Vorpumpenritzel und das
Hauptpumpenritzel coaxial zueinander angeordnet sind und ebenso das Vorpumpenhohlrad und
das Hauptpumpenhohlrad. In diesem Fall fallen also die Vorpumpenritzeldrehachse und die

Hauptpumpenritzeldrehachse zusammen. Dies gilt auch für die Vorpumpenhohlradrehachse und die Hauptpumpenhohlradrehachse. In jedem Fall kann es vorgesehen sein, dass das Vorpumpenritzel und das Hauptpumpenritzel identische Abmessungen in radialer Richtung aufweisen. Besonders bevorzugt sind das Vorpumpenritzel und das Hauptpumpenritzel baugleich beziehungsweise identisch ausgestaltet. Das Vorpumpenhohlrad und das Hauptpumpenhohlrad weisen zusätzlich oder alternativ identische Abmessungen in radialer Richtung auf. Besonders bevorzugt sind sie baugleich beziehungsweise identisch ausgebildet. Unter den Abmessungen der Ritzel sind die Abmessungen ihres Außenumfangs und unter den Abmessungen der Hohlräder die Abmessungen ihres Innenumfangs zu verstehen. In anderen Worten entsprechen die Abmessungen der Ritzel und der Hohlräder dem jeweiligen Kopfkreisdurchmesser der entsprechenden Verzahnung, also der Außenverzahnungen der Ritzel und der Innenverzahnungen der Hohlräder.

Besonders bevorzugt ist es vorgesehen, dass Zähne des Vorpumpenritzels und des Hauptpumpenritzels und/oder Zähne des Vorpumpenhohlrads und des Hauptpumpenhohlrads in Umfangsrichtung versetzt zueinander angeordnet sind, beispielsweise um einen halben Zahnabstand. Hierdurch können Pulsationen in der Fluidfördereinrichtung vermieden werden.

Eine weitere Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die Vorpumpe eine höhere Grenzdrehzahl aufweist als die Hauptpumpe, und/oder dass die Vorpumpe ein größeres Pumpenvolumen aufweist als die Hauptpumpe. Aufgrund der zumindest teilweise oder vollständig fehlenden Kompensation der Vorpumpe ist diese für höhere Grenzdrehzahlen geeignet als die kompensierte Hauptpumpe. Eine derartige Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung stellt sicher, dass die Hauptpumpe stets optimal von der Vorpumpe mit Fluid versorgt ist. Zusätzlich oder alternativ weist die Vorpumpe das größere Pumpenvolumen im Vergleich mit der Hauptpumpe auf. Das Pumpenvolumen kann auch als geometrisches Fördervolumen bezeichnet werden. Dieses wiederum beschreibt ein Fördervolumen der jeweiligen Pumpe während einer Umdrehung der jeweiligen Eingangswelle, also der Vorpumpeneingangswelle für die Vorpumpe und der Hauptpumpeneingangswelle für die Hauptpumpe. Das geometrische Fördervolumen vernachlässigt Toleranzen, Spiel und Verformungen, welche während eines Betriebs der jeweiligen Pumpe auftreten können. Das größere Pumpenvolumen der Vorpumpe ermöglicht eine dauerhaft zuverlässige Beaufschlagung der Hauptpumpe mit dem Fluid.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Vorpumpe und die Hauptpumpe in einem gemeinsamen Maschinengehäuse angeordnet sind. Dies hat den Vor-

- teil einer einfachen kostengünstigen Herstellung der Fluidfördereinrichtung. Beispielsweise ist das Maschinengehäuse derart ausgestaltet, dass das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrad in axialer Richtung gesehen von der einen Seite und das Hauptpumpenritzel und das Hauptpumpenhohlrad von der anderen Seite in das Maschinengehäuse bei einer Montage der Fluidfördereinrichtung eingebracht werden. In dem Maschinengehäuse ist insoweit eine Trennwand angeordnet, welche die Vorpumpe und die Hauptpumpe zumindest bereichsweise strömungstechnisch voneinander trennt. In jedem Fall sind die Vorpumpe und die Hauptpumpe bevorzugt in axialer Richtung benachbart, insbesondere beabstandet zueinander, also in axialer Richtung gesehen überlappungsfrei, in dem Maschinengehäuse angeordnet.
- 5
- 10 Eine weitere bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass eine Saugkammer der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe sich über einen größeren Winkelbereich erstreckt als eine Saugkammer der Hauptpumpe, und/oder dass eine Druckkammer der Vorpumpe sich über mindestens denselben Winkelbereich erstreckt wie eine Druckkammer der Hauptpumpe. Die Saugkammer und die Druckkammer liegen im Querschnitt gesehen in radialer Richtung zwischen dem Ritzel und dem Hohlrad der jeweiligen Pumpe vor. In anderen Worten sind die Saugkammer und die Druckkammer jeweils in radialer Richtung nach innen von dem Ritzel und in radialer Richtung nach außen von dem Hohlrad begrenzt. Das Ritzel und das Hohlrad der jeweiligen Pumpe sind derart ausgestaltet, dass sie in der Saugkammer befindliches Fluid in Richtung der Druckkammer fördern.
- 15
- 20 Beispielsweise wird der Saugkammer das Fluid in axialer Richtung und/oder in radialer Richtung zugeführt. Zur Zuführung des Fluids in axialer Richtung ist beispielsweise wenigstens ein Einlasskanal in dem Maschinengehäuse ausgebildet. Zur Zuführung in radialer Richtung weist das jeweilige Hohlrad wenigstens eine zumindest zeitweise in die Saugkammer einmündende Ausnehmung auf. Der Druckkammer kann das Fluid in axialer Richtung und/oder in radialer Richtung entnommen werden. Zur Entnahme in axialer Richtung ist ein Auslasskanal in dem Maschinengehäuse ausgebildet. Zur Entnahme in radialer Richtung verfügt das Hohlrad über die Ausnehmung, die zumindest zeitweise mit der Druckkammer in Strömungsverbindung steht. Über die Ausnehmung ist insoweit zumindest zeitweise eine Strömungsverbindung zwischen der Druckkammer und dem Auslasskanal beziehungsweise einem Auslass der Fluidfördereinrichtung hergestellt.
- 25
- 30

Im Querschnitt gesehen erstreckt sich die Saugkammer der Vorpumpe über den größeren Winkelbereich als die Saugkammer der Hauptpumpe. Dies wird insbesondere durch eine unter-

schiedliche Ausgestaltung des Füllstücks erzielt, welches für die Vorpumpe in Umfangsrichtung kleiner ist als für die Hauptpumpe. Durch die größere Erstreckung der Saugkammer der Vorpumpe wird eine hohe Drehzahl der Vorpumpe möglich, weil aufgrund der größeren Strecke, welche für eine Füllung der Saugkammer mit Fluid zur Verfügung steht, die Kavitationsneigung der Vorpumpe sinkt. Durch die größeren Abmessungen der Saugkammer wird die zur Füllung der Saugkammer notwendige Strömungsgeschwindigkeit des Fluids reduziert. Besonders bevorzugt ist der Winkelbereich, über welchen sich die Saugkammer der Vorpumpe erstreckt, um mindestens 25 %, mindestens 50 %, mindestens 75 % oder mindestens 100 % größer als der Winkelbereich, über welchen sich die Saugkammer der Hauptpumpe erstreckt.

- 10 Zusätzlich oder alternativ ist die Druckkammer der Vorpumpe im Querschnitt gesehen mindestens so groß wie die Druckkammer der Hauptpumpe, erstreckt sich also über mindestens denselben Winkelbereich. Selbstverständlich kann es auch hier vorgesehen sein, dass die Druckkammer der Vorpumpe sich über einen größeren Winkelbereich erstreckt als die Druckkammer der Hauptpumpe. Vorzugsweise ist der Winkelbereich, über welchen sich die Druckkammer der Vorpumpe erstreckt, um mindestens 10 %, mindestens 20 % oder mindestens 25 % größer als der Winkelbereich, über welchen sich die Druckkammer der Hauptpumpe erstreckt. Diese ermöglicht die vorstehend beschriebene hohe Drehzahl der Vorpumpe.

- 20 Eine weitere Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass die Saugkammer und die Druckkammer der Vorpumpe über ein Überströmventil strömungstechnisch unmittelbar aneinander angeschlossen sind. Das Überströmventil ist derart ausgestaltet, dass es bei Überschreiten einer bestimmten Druckdifferenz zwischen der Druckkammer und der Saugkammer eine Strömungsverbindung zwischen der Druckkammer und der Saugkammer herstellt und anderenfalls unterbricht. Das Überströmventil dient insoweit als Druckbegrenzungsventil, welches bei Erreichen oder Überschreiten einer bestimmten Druckdifferenz zwischen der Druckkammer und der Saugkammer öffnet, sodass der in der Druckkammer vorliegende Druck in Richtung der Saugkammer abgebaut werden kann. Das Überströmventil schließt, sobald die Druckdifferenz zwischen der Druckkammer und der Saugkammer die bestimmte Druckdifferenz wieder unterschreitet. Das Überströmventil kann in dem Maschinengehäuse integriert oder außerhalb des Maschinengehäuses angeordnet sein. Das Überströmventil verhindert das Überschreiten eines Maximaldrucks und/oder das Auftreten von Kavitation in der Vorpumpe, sodass stets eine zuverlässige Versorgung der Hauptpumpe mit dem Fluid sichergestellt ist.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass der Winkelbereich, über den sich die Saugkammer der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe in Umfangsrichtung erstreckt, mindestens 180°, mindestens 190°, mindestens 200°, mindestens 210°, mindestens 220° oder mindestens 225° beträgt. Mit einer derartigen Erstreckung der Saugkammer in Umfangsrichtung wird auch bei hohen Drehzahlen der Vorpumpe eine zuverlässige Füllung der Saugkammer erzielt.

Eine Weiterbildung der Erfindung sieht vor, dass in der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe ein Vorpumpenfüllstück zwischen dem Vorpumpenritzel und dem Vorpumpenhohlrad und in der Hauptpumpe ein Hauptpumpenfüllstück zwischen dem Hauptpumpenritzel und dem Hauptpumpenhohlrad angeordnet ist, wobei das Vorpumpenfüllstück in Umfangsrichtung bezüglich einer Drehachse des Vorpumpenritzels eine geringere Winkelerstreckung als das Hauptpumpenfüllstück in Umfangsrichtung bezüglich einer Drehachse des Hauptpumpenritzels. Das jeweilige Füllstück dient, wie bereits erläutert, einer strömungstechnischen Separierung der Druckkammer von der Saugkammer. Das Füllstück liegt hierzu in radialer Richtung beziehungsweise im Querschnitt gesehen einerseits an dem jeweiligen Ritzel und andererseits an dem jeweiligen Hohlrad dichtend an. Um eine möglichst große Erstreckung der Saugkammer in Umfangsrichtung für die Vorpumpe zu erzielen, ist das Vorpumpenfüllstück mit einer kleineren Winkelerstreckung in Umfangsrichtung ausgestaltet als das Hauptpumpenfüllstück. Unter der Winkelerstreckung des jeweiligen Füllstücks ist der Winkel bezüglich der jeweiligen Ritzeldrehachse zu verstehen. Die beschriebene Ausgestaltung der Füllstücke stellt eine zuverlässige Füllung der Saugkammer der Vorpumpe bei hohen Drehzahlen sicher.

Eine bevorzugte weitere Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass das Vorpumpenfüllstück, das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrad derart angeordnet und/oder ausgebildet sind, dass eine Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück und dem Vorpumpenritzel und/oder eine Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück und dem Vorpumpenhohlrad auf einer der Druckkammer zugewandten Seite des Vorpumpenfüllstücks größer ist als auf einer der Saugkammer zugewandten Seite des Vorpumpenfüllstücks. Das Vorpumpenfüllstück liegt im Querschnitt gesehen einerseits an dem Vorpumpenritzel und andererseits an dem Vorpumpenhohlrad dichtend an. In Umfangsrichtung gesehen ist nun die Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück und dem Vorpumpenritzel auf der der Druckkammer zugewandten Seite größer als auf der der Saugkammer zugewandten Seite. Insbesondere nimmt die Dichtwirkung in Um-

fangsrichtung ausgehend von der Druckkammer in Richtung der Saugkammer ab, insbesondere stetig.

Zusätzlich oder alternativ gilt dies für die Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück und dem Vorpumpenhohlrads. Die Dichtwirkung ist umso größer, je größer ein Anpressdruck des Vorpumpenfüllstücks an das Vorpumpenritzel beziehungsweise das Vorpumpenhohlrads ist. Dies bedeutet schlussendlich, dass der Anpressdruck des Vorpumpenfüllstücks an das Vorpumpenritzel beziehungsweise das Vorpumpenhohlrads auf der der Druckkammer zugewandten Seite des Vorpumpenfüllstücks größer ist als auf der der Saugkammer zugewandten Seite beziehungsweise dass der Anpressdruck ausgehend von der der Druckkammer zugewandten Seite in Richtung der der Saugkammer zugewandten Seite abnimmt, vorzugsweise stetig. Dies ermöglicht wiederum eine besonders große Ausgestaltung der Saugkammer der Vorpumpe mit den bereits beschriebenen Vorteilen.

Im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass vor einer Inbetriebnahme das Vorpumpenritzel bezüglich des Vorpumpenfüllstücks mit Übermaß und/oder das Vorpumpenhohlrads bezüglich des Vorpumpenfüllstücks mit Untermaß ausgebildet ist, so dass bei einem Einlaufen ein Einlaufverschleiß auftritt, durch welchen eine spielfreie Passung erzielt wird. In anderen Worten werden das Vorpumpenritzel beziehungsweise das Vorpumpenhohlrads bezüglich des Vorpumpenfüllstücks mit Presspassung ausgeführt oder umgekehrt das Vorpumpenfüllstück bezüglich des Vorpumpenritzels und/oder des Vorpumpenhohlraums. Bei der Inbetriebnahme der Fluidfördereinrichtung tritt der Einlaufverschleiß auf, durch welchen das Vorpumpenritzel, das Vorpumpenhohlrads und/oder das Vorpumpenfüllstück derart abgetragen werden, dass nachfolgend die spielfreie Passung vorliegt, welche eine besonders hohe Dichtwirkung realisiert. Besonders bevorzugt besteht hierzu das Vorpumpenfüllstück aus einem weicheeren Material als das Vorpumpenritzel und das Vorpumpenhohlrads, sodass im Wesentlichen ein Abtragen des Vorpumpenfüllstücks bei dem Einlaufen erfolgt. Aufgrund der spielfreien Passung, die nach dem Einlaufen vorliegt, wird eine besonders gute Abdichtung zwischen der Druckkammer und der Saugkammer der Vorpumpe erzielt, was wiederum zu hohen erreichbaren Drücken führt.

Eine weitere Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die Kreiselpumpe ein Laufrads aufweist, wobei ein Durchmesser des Laufrads höchstens 125 % eines Außendurchmessers des Hauptpumpenhohlraums aufweist. Das Laufrads ist zur Förderung des Fluids vorgesehen und ausgebildet. An seiner in radialer Richtung größten Stelle weist es den Durchmesser auf. Dieser soll

höchstens 125 % des Außendurchmessers des Hauptpumpenhohlrad betragen. Der Außendurchmesser beschreibt den äußeren Durchmesser des Hauptpumpenrads an seiner in radialer Richtung größten Stelle. Vorzugsweise ist es vorgesehen, dass der Durchmesser des Laufrads dem Außendurchmesser des Hauptpumpenhohlrad entspricht, als genauso groß ist. Es kann jedoch auch vorgesehen sein, dass der Durchmesser des Laufrads höchstens 90 %, höchstens 80 % oder höchstens 75 % des Außendurchmessers des Hauptpumpenhohlrad beträgt oder generell kleiner ist. Auf diese Art und Weise wird eine kompakte Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung erzielt.

Schließlich kann im Rahmen einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung vorgesehen sein, dass das Laufrad der Kreiselpumpe koaxial zu dem Hauptpumpenritzel angeordnet ist. Das Laufrad der Kreiselpumpe ist über die Vorpumpeneingangswelle antreibbar, insbesondere ist es starr und/oder permanent mit ihr verbunden, beispielsweise ist es einstückig mit der Vorpumpeneingangswelle ausgebildet. Gemäß den vorstehenden Ausführungen können die Vorpumpeneingangswelle, zu welcher das Laufrad der Kreiselpumpe koaxial vorliegt und die Hauptpumpeneingangswelle, zu welcher das Hauptpumpenritzel koaxial vorliegt, einstückig und/oder materialeinheitlich ausgestaltet sein. In diesem Fall sitzen das Laufrad der Kreiselpumpe und das Hauptpumpenritzel vorzugsweise auf derselben Welle, nämlich der Antriebswelle der Fluidfördereinrichtung. Dies ermöglicht eine besonders vorteilhafte Kopplung von Vorpumpe und Hauptpumpe.

Besonders bevorzugt ist es vorgesehen, dass der Durchmesser des Laufrads der Kreiselpumpe und/oder eine Anzahl an Schaufeln des Laufrads, ein mittels der Kreiselpumpe erreichbarer Druck und/oder ein mittels der Kreiselpumpe erzielbarer Fluiddurchsatz derart gewählt sind, dass ein kavitationssfreier Betrieb der Hauptpumpe sichergestellt ist. Hierzu ist vorzugsweise das Laufrad der Kreiselpumpe entsprechend ausgestaltet.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert, ohne dass eine Beschränkung der Erfindung erfolgt. Dabei zeigt:

Figur 1 eine schematische Längsschnittdarstellung durch eine Fluidfördereinrichtung mit einer Vorpumpe und einer Hauptpumpe,

Figur 2 eine schematische Querschnittsdarstellung durch die Fluidfördereinrichtung,

Figur 3 eine schematische Querschnittsdarstellung durch die Fluidfördereinrichtung im Bereich der Vorpumpe, sowie

Figur 4 eine schematische Längsschnittdarstellung durch die Fluidfördereinrichtung in einer weiteren Ausführungsform.

5 Die Figur 1 zeigt eine schematische Längsschnittdarstellung durch eine Fluidfördereinrichtung 1, die eine Vorpumpe 2 und eine strömungstechnisch an die Vorpumpe 2 angeschlossene Hauptpumpe 3 aufweist. Die Fluidfördereinrichtung 1 verfügt über einen Fluideinlass 4 und einen Fluidauslass 5 und ist derart ausgestaltet, dass sie Fluid von dem Fluideinlass 4 in Richtung des Fluidauslasses 5 fördert. Die Vorpumpe 2 ist unmittelbar an den Fluideinlass 4, jedoch lediglich
10 mittelbar über die Hauptpumpe 3 an dem Fluidauslass 5 strömungstechnisch angeschlossen. Umgekehrt ist die Hauptpumpe 3 lediglich mittelbar über die Vorpumpe 2 an den Fluideinlass 4, jedoch unmittelbar an den Fluidauslass 5 strömungstechnisch angeschlossen. Das bedeutet, dass das an dem Fluideinlass 4 bereitgestellte Fluid von der Vorpumpe 2 in Richtung der Hauptpumpe 3 gefördert und von der Hauptpumpe 3 weiter in Richtung des Fluidauslasses 5 gefördert
15 wird, an welchem es nachfolgend bereitsteht.

Die Vorpumpe 2 und die Hauptpumpe 3 sind in einem gemeinsamen Maschinengehäuse 6 beziehungsweise Pumpengehäuse angeordnet, an welchem sowohl der Fluideinlass 4 als auch der Fluidauslass 5 ausgebildet sind. In dem Maschinengehäuse 6 ist eine Antriebswelle 7 drehbar gelagert, mittels welcher eine Vorpumpeneingangswelle 8 und eine Hauptpumpeneingangswelle 9
20 antreibbar sind. In dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Vorpumpeneingangswelle 8 und die Hauptpumpeneingangswelle 9 einstückig und/oder materialeinheitlich ausgeführt. Die Antriebswelle 7 ist bevorzugt über eine Formschlussverbindung, beispielsweise eine Zahnverbindung, mit der Vorpumpeneingangswelle 8 und der Hauptpumpeneingangswelle 9 drehfest gekoppelt. Die Vorpumpe 2 weist ein Vorpumpenritzel 10 und ein Vorpumpenhohlrads 11 auf
25 und ist als Innenzahnradpumpe ausgestaltet. Das Vorpumpenritzel 10 verfügt insoweit über eine Außenverzahnung 12, die bereichsweise mit einer Innenverzahnung 13 des Vorpumpenhohlrads 11 zum Fördern des Fluids kämmt. In dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Vorpumpenritzel 10 über eine Verzahnung mit der Vorpumpeneingangswelle 8 drehfest, jedoch in axialer Richtung verlagerbar verbunden. Es kann jedoch auch vorgesehen sein, dass das Vorpumpenritzel 10 einstückig und/oder materialeinheitlich mit der Vorpumpeneingangswelle 8
30 ausgebildet ist. Alternativ kann die Vorpumpe 2 als Außenzahnradpumpe oder als Kreiselpumpe vorliegen.

Die Hauptpumpe 3 weist ein Hauptpumpenritzel 14 und ein Hauptpumpenhohlrad 15 auf. Das Hauptpumpenritzel 14 verfügt über eine Außenverzahnung 16, die in Umfangsrichtung gesehen lediglich bereichsweise mit einer Innenverzahnung 17 des Hauptpumpenhohlrads 15 kämmt. In der Vorpumpe 2 liegt eine Saugkammer 18 in radialer Richtung zwischen dem Vorpumpenritzel 10 und dem Vorpumpenhohlrad 11 vor. Dies gilt ebenso für eine Druckkammer 19. Die Saugkammer 18 ist unmittelbar strömungstechnisch an den Fluideinlass 4 angeschlossen, wobei die Vorpumpe 2 derart ausgestaltet ist, dass das Fluid in axialer Richtung gesehen beidseitig in die Saugkammer 18 einströmen kann. Entsprechend liegt eine Strömungsverbindung von dem Fluideinlass 4 zu beiden Seiten der Saugkammer 18 vor. Die Druckkammer 19 ist über einen in dem Maschinengehäuse 6 ausgebildeten Strömungskanal 20 strömungstechnisch an die Hauptpumpe 3 angeschlossen, nämlich an eine Saugkammer 21 der Hauptpumpe, welche in radialer Richtung zwischen dem Hauptpumpenritzel 14 und dem Hauptpumpenhohlrad 15 vorliegt.

Die Hauptpumpe 3 ist derart ausgestaltet, dass der Strömungskanal 20 in axialer Richtung gesehen beidseitig an die Saugkammer 21 strömungstechnisch angeschlossen ist, sodass also Fluid aus dem Strömungskanal 20 in axialer Richtung gesehen beidseitig in die Saugkammer 21 der Hauptpumpe 3 einströmen kann. Zusätzlich sind in dem Hauptpumpenhohlrad 15 Ausnehmungen 22 ausgebildet, über welche eine zusätzliche Strömungsverbindung zwischen dem Strömungskanal 20 und der Saugkammer 21 vorliegt. Die Hauptpumpe 3 verfügt weiterhin über eine Druckkammer 23, die in radialer Richtung zwischen dem Hauptpumpenritzel und dem Hauptpumpenhohlrad 15 vorliegt. Die Druckkammer 23 steht über die Ausnehmungen 22 in Strömungsverbindung mit dem Fluidauslass 5, vorzugsweise ausschließlich. Das bedeutet, dass in der Druckkammer 23 vorliegendes Fluid ausschließlich über wenigstens eine der Ausnehmungen 22 aus der Druckkammer 23 in Richtung des Fluidauslasses 5 austreten kann.

Die Hauptpumpe 3 ist in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel zumindest axial kompensiert, weist also eine axiale Kompensation 24 auf. Hierzu ist in axialer Richtung gesehen beidseitig des Hauptpumpenritzels 14 und des Hauptpumpenhohlrads 15 jeweils eine Axialscheibe 25 angeordnet, welche während eines Betriebs der Hauptpumpe 3 in Richtung des Hauptpumpenritzels 14 und des Hauptpumpenhohlrads 15 gedrängt werden und an Stirnseiten des Hauptpumpenritzels 14 und des Hauptpumpenhohlrads 15 dichtend anliegen. Hierzu werden die Axialscheiben 25 mit Druck aus der Druckkammer 23 der Hauptpumpe 3 beaufschlagt. Beispielsweise ist zu diesem Zweck ein Durchbruch 26 in den Axialscheiben 25 ausgebildet, über welchen die

Druckkammer 23 in Strömungsverbindung mit einem Druckfeld 27 steht, welches auf der der Druckkammer 23 abgewandten Seite der Axialscheibe vorliegt.

Die Figur 2 zeigt eine schematische Querschnittsdarstellung der Fluidfördereinrichtung 1, wobei das Vorpumpenritzel 10, das Vorpumpenhohlrad 11, das Hauptpumpenritzel 14 und das Hauptpumpenhohlrad 15 dargestellt sind. Das Vorpumpenritzel 10 ist um eine Vorpumpenritzeldrehachse 28 drehbar gelagert, das Vorpumpenhohlrad 11 um eine Vorpumpenhohlradrehachse 29, das Hauptpumpenritzel 14 um eine Hauptpumpenritzeldrehachse 30 und das Hauptpumpenhohlrad 15 um eine Hauptpumpenhohlradrehachse 31. Es ist erkennbar, dass die Vorpumpenritzeldrehachse 28 und die Hauptpumpenritzeldrehachse 30 identisch sind, sodass also das Vorpumpenritzel 10 und das Hauptpumpenritzel 14 koaxial zueinander angeordnet sind. Die Vorpumpenhohlradrehachse 29 ist parallel beabstandet zu der Vorpumpenritzeldrehachse 28 angeordnet und die Hauptpumpenhohlradrehachse 31 parallel beabstandet zu der Hauptpumpenritzeldrehachse 30.

Bei der hier dargestellten Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung 1 sind die Hauptpumpenhohlradrehachse 31 und die Vorpumpenhohlradrehachse 29 auf gegenüberliegenden Seiten der Vorpumpenritzeldrehachse 28 angeordnet. In anderen Worten liegen die Vorpumpenritzeldrehachse 28, die Vorpumpenhohlradrehachse 29, die Hauptpumpenritzeldrehachse 30 und die Hauptpumpenhohlradrehachse 31 auf einer gedachten Geraden, wobei die Vorpumpenhohlradrehachse 29 und die Hauptpumpenhohlradrehachse 31 auf gegenüberliegenden Seiten der Vorpumpenritzeldrehachse 28 angeordnet sind und besonders bevorzugt denselben Abstand a zu dieser aufweisen. Es kann – wie hier dargestellt – vorgesehen sein, dass Zähne des Vorpumpenritzels 10 und Zähne des Hauptpumpenritzels 14 in Umfangsrichtung versetzt zueinander angeordnet sind, also in axialer Richtung gesehen nicht in Überdeckung miteinander liegen beziehungsweise nicht miteinander fluchten. Hierdurch kann das Auftreten von Pulsationen effektiv vermieden werden. Beispielsweise ist ein Versatz von einem halben Zahnabstand vorgesehen, sodass jeder Zahn des Vorpumpenritzels 10 jeweils mittig zwischen zwei Zähnen des Hauptpumpenritzels 14 beziehungsweise umgekehrt liegt. Es kann jedoch auch ein beliebiger anderer Versatz in Umfangsrichtung gewählt werden.

Die Figur 3 zeigt eine schematische Querschnittsdarstellung der Fluidfördereinrichtung 1 im Bereich der Vorpumpe 2. Zu erkennen sind die Vorpumpeneingangswelle 8, das Vorpumpenritzel 10 und das Vorpumpenhohlrad 11, die in dem Maschinengehäuse 6 angeordnet sind. Zwischen dem Vorpumpenritzel 10 und dem Vorpumpenhohlrad 11 ist zur strömungstechnischen

Trennung der Saugkammer 18 von der Druckkammer 19 ein Vorpumpenfüllstück 32 angeordnet, welches hier in zwei unterschiedlichen Stellungen gezeigt ist. Es ist erkennbar, dass das Vorpumpenfüllstück 32 eine vergleichsweise geringe Erstreckung beziehungsweise Winkelerstreckung in Umfangsrichtung aufweist. Entsprechend ist der Winkelbereich α , über den sich die Saugkammer 18 in Umfangsrichtung erstreckt, für beide Anordnungen des Vorpumpenfüllstücks 32 sehr groß und beträgt mindestens 150° , vorzugsweise mindestens 180° oder mehr als 180° . Hierdurch wird ein besonders rasches Befüllen der Saugkammer 18 mit Fluid sichergestellt.

Aus den beschriebenen Figuren wird deutlich, dass die Vorpumpe 2 unkompensiert ausgestaltet ist, und in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel weder über eine axiale Kompensation noch über eine radiale Kompensation verfügt. Die Hauptpumpe hingegen ist kompensiert ausgestaltet und verfügt in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel wenigstens über die axiale Kompensation 24. Zusätzlich oder alternativ kann die Hauptpumpe 3 mit einer radialen Kompensation ausgebildet sein. Die beschriebene Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung 1 ermöglicht eine besonders hohe Drehzahl, insbesondere der Vorpumpe 2. Hierdurch wird eine zuverlässige Versorgung der Hauptpumpe 3 mit Fluid sichergestellt, sodass insgesamt die Fluidfördereinrichtung 1 einen hohen Förderdruck beziehungsweise ein großes Druckverhältnis zwischen dem Druck an dem Fluidauslass 5 und dem Druck an dem Fluideinlass 4 realisiert.

Die Figur 4 zeigt eine schematische Längsschnittdarstellung der Fluidfördereinrichtung 1 in einer weiteren Ausführungsform. Diese entspricht in wesentlichen Teilen der bisher beschriebenen Fluidfördereinrichtung 1, sodass auf die entsprechenden Ausführungen hingewiesen und nachfolgend lediglich auf die Unterschiede eingegangen wird. Diese liegen darin, dass die Vorpumpe 2 nicht als Innenzahnradpumpe, sondern als Kreiselpumpe ausgestaltet ist. Die als Kreiselpumpe ausgestaltete Vorpumpe 2 weist ein Laufrad 33 auf, welches in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel als Radialpumpenlaufrad vorliegt. Entsprechend ist die Kreiselpumpe als Radialpumpe ausgestaltet. Das Laufrad 33 weist einen Durchmesser D_1 auf, welcher in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel einem Außendurchmesser D_2 des Hauptpumpenhohlrads 15 entspricht. In jedem Fall entspricht jedoch der Durchmesser D_1 des Laufrads 33 höchstens 125 % des Außendurchmessers D_2 des Hauptpumpenhohlrads 15. Es ist erkennbar, dass das Laufrad 33 der Vorpumpe 2 wiederum coaxial zu dem Hauptpumpenritzel 14 angeordnet ist. Hierdurch wird eine besonders kompakte Ausgestaltung der Fluidfördereinrichtung 1 erzielt.

ANSPRÜCHE

1. Fluidfördereinrichtung (1) mit einer Vorpumpe (2) und einer strömungstechnisch an die
5 Vorpumpe (2) angeschlossenen Hauptpumpe (3), wobei die Vorpumpe (2) über eine Vorpumpeneingangswelle (8) und die Hauptpumpe (3) über eine Hauptpumpeneingangswelle (9) antreibbar ist und die Vorpumpeneingangswelle (8) und die Hauptpumpeneingangswelle (9) mit einer gemeinsamen Antriebswelle (7) der Fluidfördereinrichtung (1) mechanisch gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vorpumpe (2) als unkompen-
10 Kreiselpumpe und die Hauptpumpe (3) als kompen- sierte Innenzahnradpumpe ausgestaltet ist.
2. Fluidfördereinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die als Innenzahnradpumpe ausgestaltete Vorpumpe (2) ein Vorpumpenritzel (10) und ein Vorpumpenhohlrad (11) und die Hauptpumpe (3) ein Hauptpumpenritzel (14) und ein Hauptpumpenhohlrad (15) aufweist, wobei das Vorpumpenritzel (10) und das Hauptpumpenritzel (14) koaxial und das Vorpumpenhohlrad (11) und das Hauptpumpenhohlrad (15) achsversetzt zueinander angeordnet
15 sind.
3. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vorpumpe (2) eine höhere Grenzdrehzahl aufweist als die Hauptpumpe (3), und/oder dass die Vorpumpe (2) ein größeres Pumpenvolumen aufweist als die Hauptpumpe (3).
- 20 4. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vorpumpe (2) und die Hauptpumpe (3) in einem gemeinsamen Maschinengehäuse (6) angeordnet sind.
5. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine Saugkammer (18) der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe (2) sich
25 über einen größeren Winkelbereich (α) erstreckt als eine Saugkammer (21) der Hauptpumpe (3), und/oder dass eine Druckkammer (19) der Vorpumpe (2) sich über mindestens denselben Winkelbereich erstreckt wie eine Druckkammer (23) der Hauptpumpe (3).

6. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Saugkammer (18) und die Druckkammer (19) der Vorpumpe (2) über ein Überströmventil strömungstechnisch unmittelbar aneinander angeschlossen sind.
7. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Winkelbereich (α), über den sich die Saugkammer (18) der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe (2) in Umfangsrichtung erstreckt, mindestens 180° , mindestens 190° , mindestens 200° , mindestens 210° , mindestens 220° oder mindestens 225° beträgt.
8. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass in der als Innenzahnradpumpe ausgestalteten Vorpumpe (2) ein Vorpumpenfüllstück (32) zwischen dem Vorpumpenritzel (10) und dem Vorpumpenhohlrad (11) und in der Hauptpumpe (3) ein Hauptpumpenfüllstück zwischen dem Hauptpumpenfüllstück (14) und dem Hauptpumpenhohlrad (15) angeordnet ist, wobei das Vorpumpenfüllstück (32) in Umfangsrichtung bezüglich einer Drehachse (28) des Vorpumpenritzels (10) eine geringere Winkelerstreckung aufweist als das Hauptpumpenfüllstück in Umfangsrichtung bezüglich einer Drehachse (30) des Hauptpumpenritzels (14).
9. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Vorpumpenfüllstück (32), das Vorpumpenritzel (10) und das Vorpumpenhohlrad (11) derart angeordnet und/oder ausgebildet sind, dass eine Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück (32) und dem Vorpumpenritzel (10) und/oder eine Dichtwirkung zwischen dem Vorpumpenfüllstück (32) und dem Vorpumpenhohlrad (11) auf einer der Druckkammer (18) zugewandten Seite des Vorpumpenfüllstücks (32) größer ist als auf einer der Saugkammer (18) zugewandten Seite des Vorpumpenfüllstücks (32).
10. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass vor einer Inbetriebnahme das Vorpumpenritzel (10) bezüglich des Vorpumpenfüllstücks (32) mit Übermaß und/oder das Vorpumpenhohlrad (11) bezüglich des Vorpumpenfüllstücks (32) mit Untermaß ausgebildet ist, sodass bei einem Einlaufen ein Einlaufverschleiß auftritt, durch welchen eine spielfreie Passung erzielt wird.
11. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kreiselpumpe ein Laufrad (33) aufweist, wobei ein Durchmesser (D_1) des Laufrads (33) höchstens 125 % eines Außendurchmessers (D_2) des Hauptpumpenhohlrads (15) aufweist.

12. Fluidfördereinrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Laufrad (33) der Kreiselpumpe koaxial zu dem Hauptpumpenritzel (14) angeordnet ist.

Fig. 1

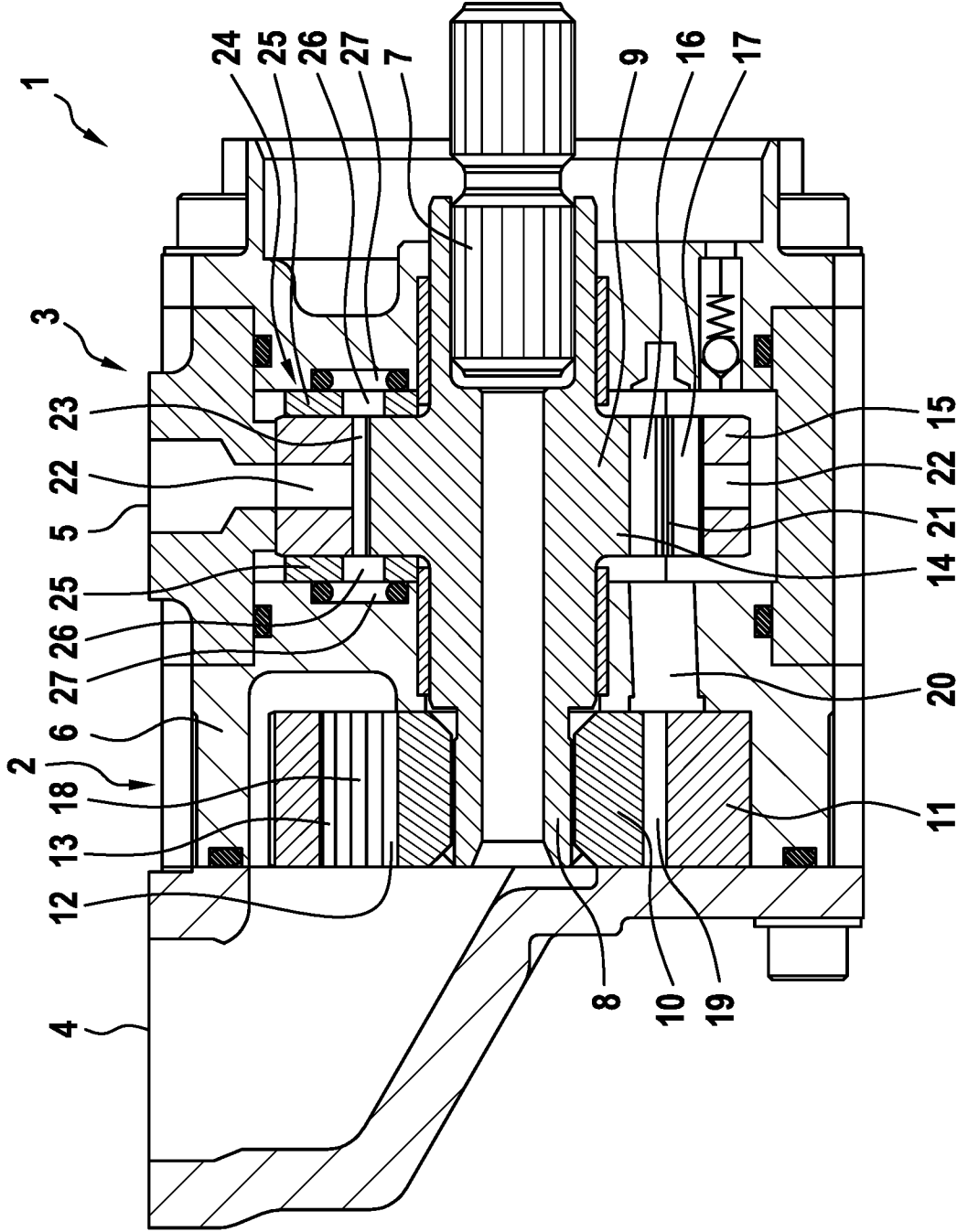


Fig. 2

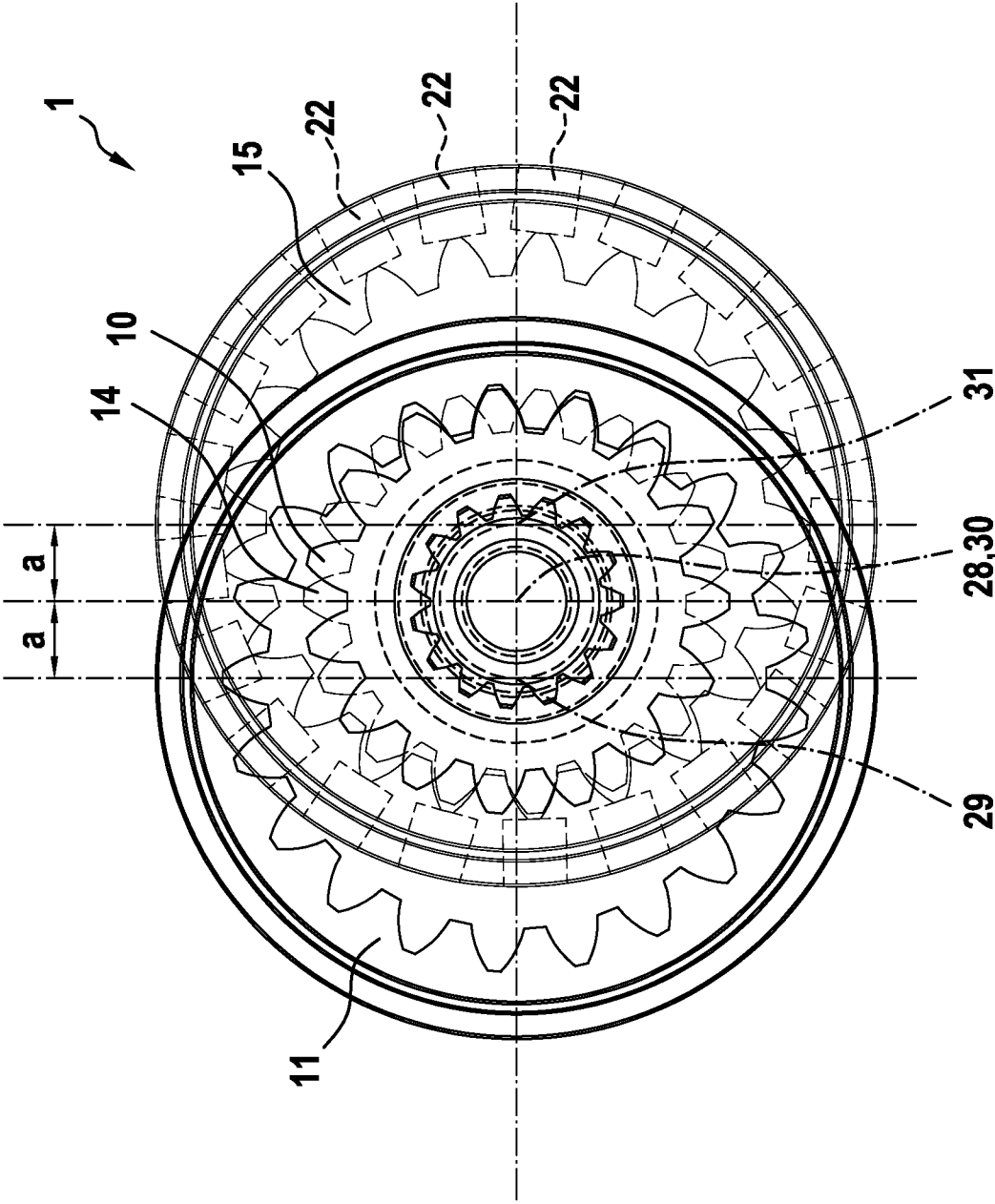


Fig. 3

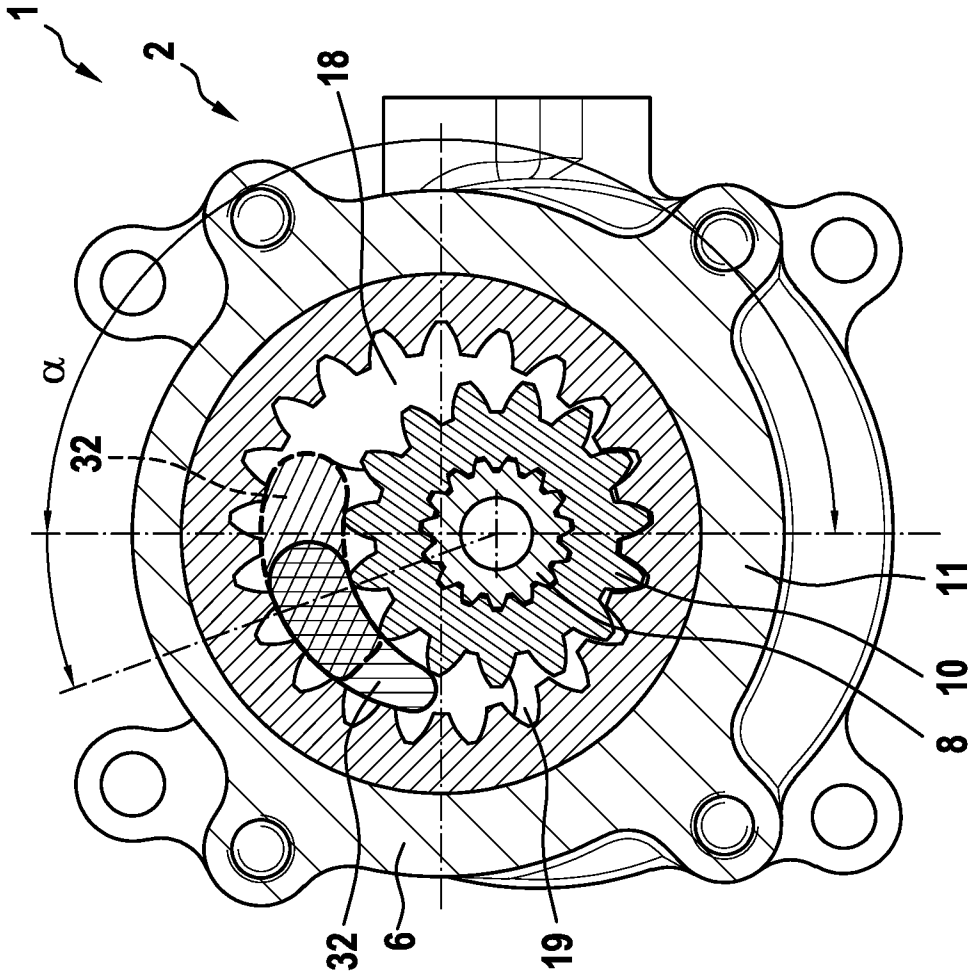
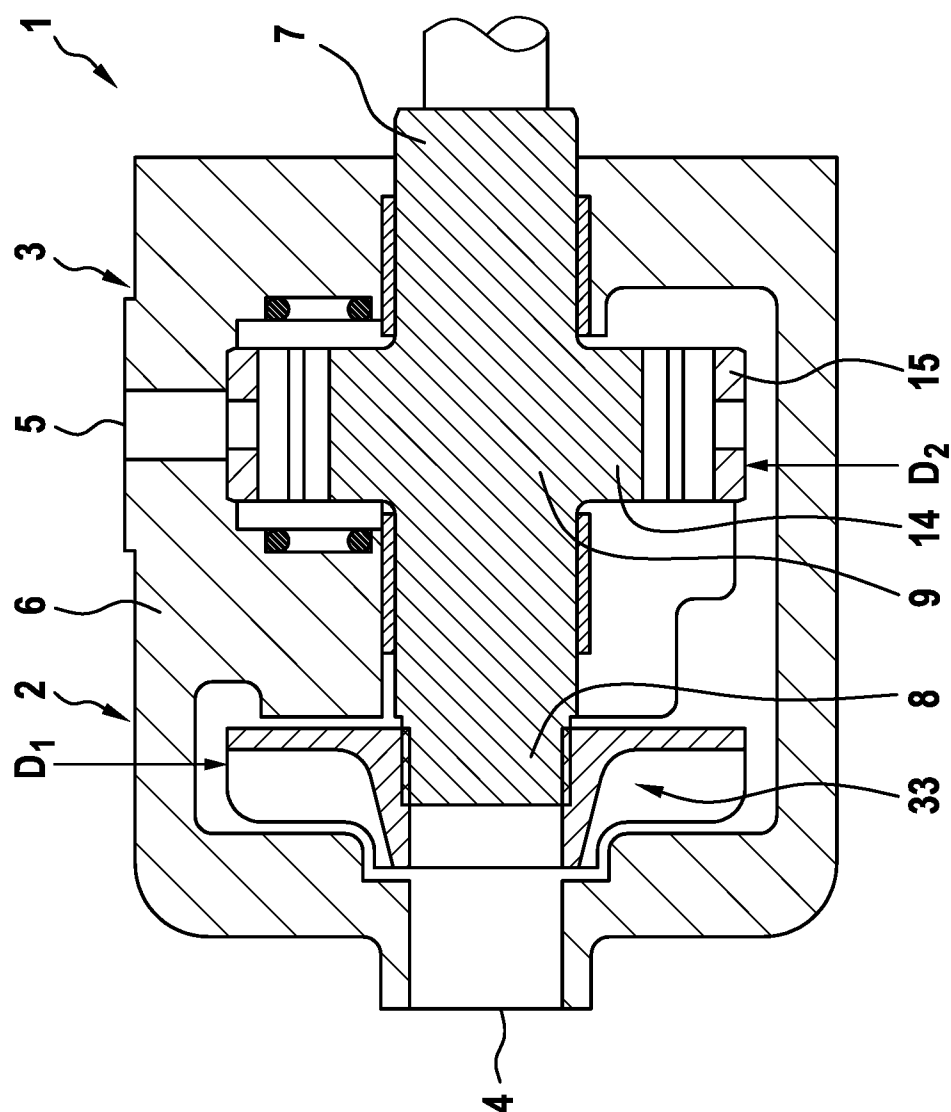


Fig. 4



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/EP2019/069825

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**F04C 2/10**(2006.01)i; **F04C 23/00**(2006.01)i; **F04D 9/00**(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04C; F04D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP S5893977 A (KAYABA INDUSTRY CO LTD) 03 June 1983 (1983-06-03) figure 1	1-5
X	JP H04111586 U (SUMITOMO PRECISION PRODUCTS CO., LTD.) 28 September 1992 (1992-09-28) figures 1,2	1,4,8-10
X	JP S5893976 A (KAYABA INDUSTRY CO LTD) 03 June 1983 (1983-06-03) figure 2	1
X	JP 2015059566 A (SUMITOMO PRECISION PROD CO) 30 March 2015 (2015-03-30) figure 4	1,6,7
X	US 3532441 A (SCHOFIELD JOHN J) 06 October 1970 (1970-10-06) column 2, line 63 - column 3, line 15; figure 3	1,11,12
X	CN 104806468 A (BEIJING HANGKE ENGINE CONTROL SYSTEM SCIENCE & TECHNOLOGY CO LTD) 29 July 2015 (2015-07-29) figure 1	1,11,12

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“D” document cited by the applicant in the international application

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

02 September 2019

Date of mailing of the international search report

09 September 2019

Name and mailing address of the ISA/EP

European Patent Office
p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk
Netherlands

Telephone No. (+31-70)340-2040

Facsimile No. (+31-70)340-3016

Authorized officer

Grilli, Muzio

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/EP2019/069825

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
JP	S5893977	A	03 June 1983	NONE			
JP	H04111586	U	28 September 1992	NONE			
JP	S5893976	A	03 June 1983	NONE			
JP	2015059566	A	30 March 2015	JP	6193068	B2	06 September 2017
				JP	2015059566	A	30 March 2015
US	3532441	A	06 October 1970	CA	942124	A	19 February 1974
				DE	1944714	A1	12 March 1970
				FR	2017362	A1	22 May 1970
				GB	1285944	A	16 August 1972
				US	3532441	A	06 October 1970
CN	104806468	A	29 July 2015	NONE			

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES INV. F04C2/10 F04C23/00 F04D9/00 ADD.		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) F04C F04D		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	JP S58 93977 A (KAYABA INDUSTRY CO LTD) 3. Juni 1983 (1983-06-03) Abbildung 1	1-5
X	JP H04 111586 U (SUMITOMO PRECISION PRODUCTS CO., LTD.) 28. September 1992 (1992-09-28) Abbildungen 1,2	1,4,8-10
X	JP S58 93976 A (KAYABA INDUSTRY CO LTD) 3. Juni 1983 (1983-06-03) Abbildung 2	1
X	JP 2015 059566 A (SUMITOMO PRECISION PROD CO) 30. März 2015 (2015-03-30) Abbildung 4	1,6,7
	- / - -	
☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
2. September 2019		09/09/2019
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Grilli, Muzio

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 3 532 441 A (SCHOFIELD JOHN J) 6. Oktober 1970 (1970-10-06) Spalte 2, Zeile 63 - Spalte 3, Zeile 15; Abbildung 3 -----	1,11,12
X	CN 104 806 468 A (BEIJING HANGKE ENGINE CONTROL SYSTEM SCIENCE & TECHNOLOGY CO LTD) 29. Juli 2015 (2015-07-29) Abbildung 1 -----	1,11,12

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2019/069825

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
JP S5893977	A	03-06-1983	KEINE
JP H04111586	U	28-09-1992	KEINE
JP S5893976	A	03-06-1983	KEINE
JP 2015059566	A	30-03-2015	JP 6193068 B2 06-09-2017 JP 2015059566 A 30-03-2015
US 3532441	A	06-10-1970	CA 942124 A 19-02-1974 DE 1944714 A1 12-03-1970 FR 2017362 A1 22-05-1970 GB 1285944 A 16-08-1972 US 3532441 A 06-10-1970
CN 104806468	A	29-07-2015	KEINE