

(19)



(11)

EP 2 711 551 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
26.03.2014 Patentblatt 2014/13

(51) Int Cl.:
F04C 2/08 (2006.01) F04C 15/00 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **13176762.6**

(22) Anmeldetag: **17.07.2013**

(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

(71) Anmelder: **ROBERT BOSCH GMBH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
• **Moldenhauer, Thomas**
49088 Osnabrück (DE)
• **Gierlings, Johannes**
41366 Schwalmtal (DE)

(30) Priorität: **02.08.2012 DE 102012213735**

(54) **Pumpe, insbesondere Verdrängerpumpe**

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft eine Pumpe, insbesondere eine rotierende Verdrängerpumpe zur Förderung von Produkten, insbesondere empfindlicher Produkte im Süßwaren- bzw. Lebensmittelbereich, umfassend:
- zumindest zwei gegenläufige Rotoren (16)

- zumindest ein Gehäuse (12), das die Rotoren (16) umgibt,
- zumindest eine Lagerung (29,41) zur Lagerung der Rotoren (16),
wobei die Lagerung (29,41) doppelseitig ausgeführt ist.

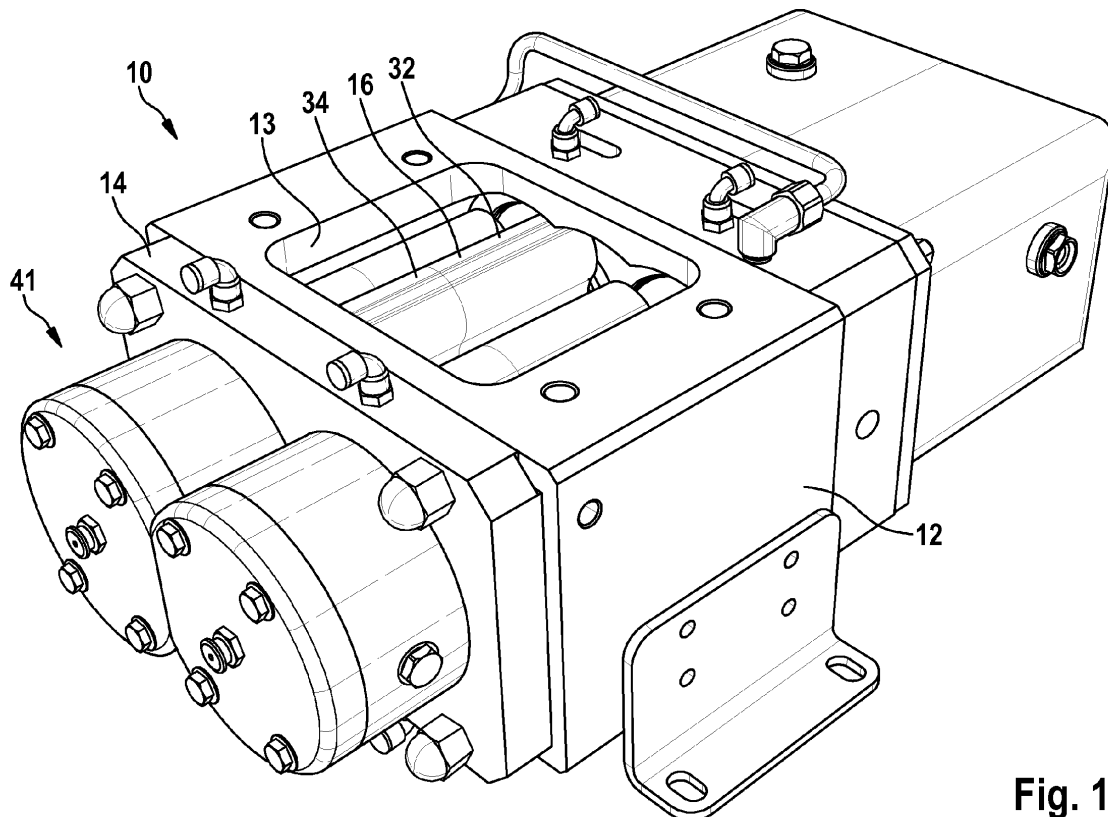


Fig. 1

EP 2 711 551 A2

Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Pumpe, insbesondere eine Verdrängerpumpe.

[0002] Der Stand der Technik kennt Verdrängerpumpen, die einseitig gelagert sind. Kreis- und Drehkolbenpumpen werden in verschiedenen Ausführungen in unterschiedlichen Industriebereichen eingesetzt. Kreis- und Drehkolbenpumpen sind rotierende Verdrängerpumpen mit berührungsfrei laufenden Förderelementen. Zwei gegenläufige Verdränger werden in einem externen Getriebegehäuse gelagert und durch ein Zahnradpaar synchronisiert. Die Lagerung ist als Festlager stets eine Radial- und Axiallagerung. Das umgebende Pumpengehäuse sitzt in einem definierten Abstand zu den Verdrängern (Rotoren). Diese Abstände werden Spalte genannt, die zur Abdichtung der Förderkammern vom Förderprodukt geschlossen werden müssen. Es ergeben sich insgesamt 4 Spalte, die definiert werden können: Vorderer Axialspalt, hinterer Axialspalt, Radialspalt und Flankenpalt. Bei zunehmendem Differenzdruck wird im Wesentlichen der Radialspalt durch hydraulische Querkkräfte, die Wellendurchbiegung verursachen, verringert, bis sich eine bestimmte Betriebsgrenze einstellt. Zur Ausdehnung der Betriebsgrenze an einer bestehenden Pumpe ist im Allgemeinen eine Reduzierung der Rotorlänge notwendig. Bei einer Reduzierung der Rotorlänge verkleinern sich der Zulaufquerschnitt der Rotorkammern und damit auch das Fördervolumen. Sollte das Fördervolumen beibehalten werden, muss sich die Pumpendrehzahl erhöhen. Differenzdruck und Zulaufquerschnitt einseitig gelagerter Kreis- und Drehkolbenpumpen stehen in stark reziproker Abhängigkeit zueinander.

[0003] Wenn der Bedarf eines größeren Fördervolumens oder eines größeren Zulaufquerschnitts vorliegt ohne Drehzahlerhöhung, ist damit stets ein Baugrößensprung (größer) in mehreren Dimensionen erforderlich.

[0004] Für die Bereiche Nahrungsmittel, Kosmetika und Pharmazie werden hygienische Kreis- und Drehkolbenpumpen aus Edelstahl verwendet, die vorzugsweise in Ablagerungen vermeidenden Ausführung konstruiert sind.

[0005] Die Aufgabe der Erfindung ist die Konzeption einer druckresistenten und zulaufgünstigen Pumpe zur Förderung empfindlicher Produkte unter kritischen Betriebsbedingungen und hygienischen Anforderungen speziell im Süßwaren- und Lebensmittelbereich. Diese Aufgabe wird gelöst durch die Merkmale des unabhängigen Anspruchs 1

Offenbarung der Erfindung

[0006] Die erfindungsgemäße Pumpe mit den Merkmalen des Anspruchs 1 hat demgegenüber nachstehend geschilderte Vorteile. Durch eine zweiseitige Lagerung (Supportlagerung (Radiallagerung)) wird die sonst signi-

fikante Wellendurchbiegung nahezu eliminiert und die Druckgrenze entsprechend verschoben, so dass eine Vergrößerung der Rotorlänge im Vergleich zum Stand der Technik ermöglicht wird.

[0007] Die Verlängerung der Rotoren ermöglicht eine Vergrößerung des Einlaufquerschnittes und somit eine Reduzierung der hydraulischen Verluste im Pumpeneintrittsbereich.

[0008] Die mögliche Reduzierung der Kammertiefe durch geeignete Rotorprofile bewirkt eine bessere Befüllung.

[0009] Die reziproke Abhängigkeit von Differenzdruck und Zulaufquerschnitt einseitig gelagerter Verdrängerpumpen tritt bei Verdrängerpumpe mit doppelseitiger Lagerung praktisch nicht auf.

[0010] Mit der Verlängerung des Rotors wird ein entsprechend größeres Fördervolumen erzielt, bzw. unter Beibehaltung des Fördervolumens eine kleinere Pumpendrehzahl.

[0011] Der Platzbedarf zwischen den Anschlussstutzen wird auch bei Erhöhung des Fördervolumens nicht verändert. Die Pumpe wächst nur in einer Dimension (Länge).

[0012] Eine kleinere Pumpendrehzahl bewirkt eine höhere Produktschonung. Eine kleinere Pumpendrehzahl bewirkt durch die längere Öffnungszeit der Pumpenkammer verbesserte Zulaufbedingungen.

[0013] Bei Verlängerung der Rotoren wird das übliche ungünstige Verhältnis zwischen den verschiedenen Spalten und Spaltlängen vergleichmäßig, so dass der hydraulische Querschnitt von der Gestalt eines Rechteckes näher an die günstige Gestalt eines Quadrates gelangt.

[0014] Bei Verlängerung der Rotoren tritt eine lineare Verlängerung der Radialspalte ein, während die stirnseitigen Spaltgeometrien konstant bleiben. Der üblicherweise kritische stirnseitige Spalt kann damit im Verhältnis zur Pumpenleistung kleiner ausgeführt werden.

[0015] Folgende Produkteigenschaften bzw. Anforderungen können mit dieser Pumpe gleichzeitig erfüllt werden: Förderung von hochviskosen Medien, kristallisationsempfindlicher Medien, heißer und kalter Medien, scherempfindlicher Medien, Förderung aus hohem Vakuum, erhöhte Hygieneanforderungen.

[0016] Bauform: Die mechanische Konstruktion in Bezug auf Wellen, Lager und Getriebe wird im Verhältnis zur Leistungserhöhung günstiger und damit wirtschaftlicher.

[0017] Weitere zweckmäßige Weiterbildungen ergeben sich aus weiteren abhängigen Ansprüchen und aus der Beschreibung.

Zeichnung

[0018] Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung unter Bezugnahme auf die begleitende Zeichnung im Detail beschrieben. Dabei zeigt:

Figur 1 eine perspektivische Ansicht der erfindungsgemäßen Pumpe,

Figur 2 die Unterseite der erfindungsgemäßen Pumpe,

Figur 3 die erfindungsgemäße Pumpe in der Seitenansicht,

Figur 4 eine perspektivische Darstellung des Gehäuses der erfindungsgemäßen Pumpe mit Wärmetauscher,

Figur 5 eine perspektivische Ansicht in das Innere der erfindungsgemäßen Pumpe mit nur einer montierten Rotorhälfte,

Figur 6 eine perspektivische Ansicht einer Rotorhälfte der Pumpe in Richtung der Rotorinnenseite,

Figur 7 eine perspektivische Ansicht der Rotorhälfte der Pumpe nach Figur 6 in Richtung der Rotorwelle,

Figur 8 eine perspektivische Darstellung des Deckels der erfindungsgemäßen Pumpe,

Figur 9 eine perspektivische Ansicht eines verlängerten Rotors,

Figur 10 eine perspektivische Ansicht eines aus zwei Rotorhälften bestehenden Rotors,

Figur 11 eine perspektivische Ansicht eines weiteren Rotors, der als 2-Blatt-Drehkolben ausgeführt ist,

Figur 12 eine perspektivische Ansicht eines weiteren Rotors, der als 3-Blatt-Drehkolben ausgeführt ist,

Figur 13 eine perspektivische Ansicht eines weiteren Rotors, der als 4-Blatt-Drehkolben ausgeführt ist,

Figur 14 eine perspektivische Ansicht eines weiteren Rotors, der als sog. Biwing-Kreiskolben ausgeführt ist,

Figur 15 einen Rotor mit austauschbarer Dichtleiste,

Figur 16 einen Rotor, der zum Aufschweißen einer Dichtung an der Stirnseite vor-

gesehen ist,

Figur 17 einen Rotor, bei dem eine Radialspaltabdichtung aufgeschweißt ist,

Figur 18 einen Rotor mit schiebender Dichtleiste,

Figur 19 und 20 bestimmte Zusammenhänge, die zur Optimierung der Rotorgeometrie herangezogen werden können.

Ausführungsformen der Erfindung

[0019] Im Folgenden wird anhand der Figuren 1 bis 8 das erste Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Pumpe genauer erläutert.

[0020] Figur 1 zeigt in einer perspektivischen Ansicht einer Pumpe 10 ein Gehäuse 12, das stirnseitig von einem Deckel 14 verschlossen ist. Im Inneren des Gehäuses 12 befinden sich zwei Rotoren 16. An der Oberseite des Gehäuses 12 ist eine Zulauföffnung 13 vorgesehen, über die das zu fördernde Produkt der Pumpe 10 zugeführt wird. Die Zulauföffnung 13 ist im Wesentlichen rechteckförmig ausgeführt. Die Rotoren 16 können jeweils aus zwei Rotorhälften 32, 34 bestehen. In den Deckel 14 sind Bestandteile einer ersten Lagerung 41 der beiden Rotoren 16 integriert. Die erste Lagerung 41 ist Teil einer zweiseitigen Lagerung der Rotoren 16.

[0021] Figur 2 zeigt die Unterseite der Pumpe 10. Über eine Ablauföffnung 15 wird das Produkt wieder abgegeben. Die Ablauföffnung 15 ist rund ausgeführt. Auch andere Geometrien sind denkbar. Dieser Ansicht lässt sich entnehmen, dass mehrere Heizkanäle 18 jeweils in den Seitenwänden des Gehäuses 12 verlaufen. Die Heizkanäle 18 in den beiden Seitenwänden sind durch zwei Leitungen 22 seriell miteinander verbunden.

[0022] In den Figuren 3 und 4 sind die Heizkanäle 18 noch genauer gezeigt. Beispielhaft verlaufen auf jeder Seite fünf Heizkanäle 18 parallel, die jeweils im oberen und unteren Bereich durch ebenfalls in der Seitenwand verlaufende Querbohrungen 20 miteinander verbunden sind. In der oberen Querbohrung 20 gemäß Figur 3 ist ein Stopfen 19 angeordnet. Dadurch kann die Strömungsführung beeinflusst werden. In Figur 4 sind in der oberen und in der unteren Querbohrung 20 jeweils zwei Stopfen 19 angeordnet, so dass sich die gestrichelt angedeutete mäanderförmige Strömungsführung des Wärmeträgers ergibt. Die Stopfen 19 unterbrechen den Strömungspfad des Wärmeträgers. Der Außendurchmesser des Stopfens 19 entspricht bzw. ist leicht größer als der Innendurchmesser der Querbohrung 20. Der Stopfen 19 könnte auch an geeigneten Stellen des Heizkanals 18 angeordnet werden. Die außenliegenden Heizkanäle 18 sind an Leitungen 22 angeschlossen. Die Leitungen 22 dienen der Zu- oder Abfuhr des Wärmeträgers bzw. der Kopplung mit dem Wärmetauscher auf der gegenüberliegenden Seite wie oben beschrieben. Die beschriebene

nen Kanäle könnten auch zur Kühlung verwendet werden.

[0023] Figur 5 zeigt eine perspektivische Ansicht in das Innere der Pumpe 10 mit nur einer montierten Rotorhälfte 32. Die Rückseite des Gehäuses 12 dient der zweiseitigen Lagerung, indem dort ein zweites Lager 29 vorgesehen ist. Das erste Lager 41 ist in den Deckel 14 integriert. Das zweite Lager 29 ist beispielsweise als Radial- und Axiallager ausgeführt. Hierzu ist eine beweglich in dem Gehäuse 12 gelagerte Welle 30 vorgesehen. Diese Welle 30 wird von einem nicht gezeigten Getriebe bzw. Antriebsmittel bewegt, das jenseits der das Lager 29 aufnehmenden Seitenwand angeordnet ist. Die Außenkontur der Welle 30 ist zahnradförmig ausgebildet. Diese Kontur greift in eine entsprechende Mitnehmerkontur 28 der ersten Rotorhälfte 32. Zur hygienisch dichten bzw. spaltenlosen Verbindung mit der zweiten Rotorhälfte 34 der Figuren 6 und 7 umfasst die Stirnseite zumindest eine, vorzugsweise zwei Aufnahmen 24. Die Aufnahme 24 ist zylindrisch aufgebaut zur Aufnahme entsprechender Fixiermittel 36 der zweiten Rotorhälfte 34. Diese Fixiermittel 36 sind als zylinderförmige Stifte ausgebildet. Außerdem umfasst die erste Rotorhälfte 32 Öffnungen 25, die der Befestigung der beiden Rotorhälften 32, 34 dienen. Diese Öffnungen 25 sind bevorzugt als Innengewinde ausgeführt zur Aufnahme nicht gezeigter Schrauben. Zwischen den beiden Rotorhälften 32, 34 ist eine Dichtung 26 angeordnet. Die Dichtung 26 stellt sicher, dass sich kein Produkt festsetzen kann. Beispielsweise ist die Dichtung 26 als O-Ring-Dichtung ausgeführt. Sie ist an der Stirnseite der ersten Rotorhälfte 32 befestigt am äußeren Rand des Rotors 16. Die Rotoren 16 sind bevorzugt als sog. 4-Blatt-Drehkolben bzw. Zykloiden ausgeführt. Die radialen Außenkonturen der Rotoren 16 wirken mit einer entsprechend verlaufenden Innenkontur des Gehäuses 12 zusammen, indem der Rotor 16 dichtend an der Innenkontur des Gehäuses 12 (berührungslos) vorbeistreicht. In gleicher Weise wird auf die in Figur 5 zu sehende Welle 30 ein zweiter Rotor 16 aufgeschoben und befestigt. Das zweite Lager 29 ist beispielsweise Radial- und Axiallager ausgeführt. Alternativ könnte jedoch auch lediglich ein Festlager bzw. Radiallager vorgesehen werden. Wesentlich ist eine zweiseitige Lagerung 29, 41 der Rotoren 16. Die doppelseitige Lagerung 29, 41 umfasst zumindest ein Radiallager und/oder ein Axiallager.

[0024] Figur 6 zeigt die zweite Rotorhälfte 34 mit Blick auf eine Innenseite 40. Diese Innenseite 40 wird mit der in Figur 5 zu sehenden Innenseite der ersten Rotorhälfte 32 verbunden. Die Innenseite 40 der zweiten Rotorhälfte 34 ist plan ausgeführt. Lediglich zwei Fixiermittel 36, die beispielsweise als zylinderförmige Stifte mit Anschrägung ausgeführt sind, stehen etwas über. Achsparallel ausgebildete Öffnungen 38 des zweiten Rotors 34 fluchten im montierten Zustand mit den Öffnungen 25 des ersten Rotors 32. Sie dienen der Aufnahme entsprechender Schrauben. Die Öffnungen 38 können ebenfalls mit einem Innengewinde versehen sein. Das Fixiermittel 36

befindet sich im montierten Zustand in der Aufnahme 24 der ersten Rotorhälfte 32. Die in Figur 6 gezeigte Rotorhälfte 34 ist in Figur 7 von der Rückseite gezeigt. Der Rotor 16 bzw. die zweite Rotorhälfte bei einer zweiteiligen Rotorausführung zeigt eine zylindrische Rotorwelle 42. Diese Rotorwelle 42 weist zwei Abschnitte mit unterschiedlichen Durchmessern auf. In der Stirnseite der Rotorwelle sind Öffnungen 46 vorgesehen. Die Rotorwelle 42 wird durch das erste Lager 41 gelagert. Hierzu ist beispielsweise ein Radiallager vorgesehen. Die Öffnungen 38 der zweiten

[0025] Lagerhälfte 34 sind durchgängig ausgebildet, so dass die Verbindung der beiden Rotorhälften 32, 34 durch Verschrauben von der Deckelseite aus möglich ist.

[0026] In Figur 8 ist der Deckel 14 gezeigt. Dieser dient auch der Lagerung der Rotorwelle 42. Das erste Lager 41 ist beispielsweise als Radiallager ausgeführt, beispielsweise in Form eines Wälzlagers. Geeignete alternative Lager wären ebenfalls denkbar. Eine Gleitringdichtung ist vorgesehen.

[0027] Durch die beidseitige Lagerung 29, 41 können nun auch Rotoren 16 größerer Länge verwendet werden. Insbesondere kann die Länge des Rotors 16 länger sein als sein Durchmesser. Dies ist beispielsweise in Figur 9 gezeigt. Diese Verlängerung des Rotors 16 kann - wie bereits beschrieben - durch eine Verbindung von zumindest zwei Rotorhälften 32, 34 wie in Figur 10 dargestellt, erfolgen. Gegebenenfalls könnte der Rotor aus noch mehr als zwei Teilen bestehen, so dass sich eine modulare Bauweise erreichen lässt.

[0028] In den Figuren 11 bis 14 sind alternative Rotorformen gezeigt, nämlich ein 2-Blatt-Drehkolben (Figur 11), ein 3-Blatt-Drehkolben (Figur 12), ein 4-Blatt-Drehkolben (Figur 13) sowie ein sog. Biwing-Kreiskolben (Figur 14).

[0029] Weitere alternative Ausgestaltungen sind denkbar. So ist gemäß Figur 15 an der Spitze des Rotors 16 eine Dichtleiste 50 vorgesehen. Figur 15 zeigt einen Schnitt durch einen Flügel eines Rotors 16. Die Flügelspitzenkontur ohne Dichtleiste ist zum Vergleich gestrichelt dargestellt. Die Dichtleiste 50 ragt radial über die Rotorspitze hinaus. Die radiale Außenkontur der Dichtleiste 50 wiederum ist an die sonst übliche Außenkontur eines Rotors ohne Dichtleiste angepasst. Die Dichtleiste 50 kann austauschbar ausgebildet sein. Die Dichtleiste 50 ist ein separates Teil und kann insbesondere in eine Führung des Rotors 16 eingeschoben werden, um eine einfache Austauschbarkeit sicher zu stellen. Hierzu könnte sich beispielsweise eine Schwalbenschwanz-Verbindung o.ä. eignen. Die Dichtleisten 50 können auch verschraubt, aufgeschweißt, aufgespritzt oder anderweitig befestigt sein. Die Dichtleisten 50 können aus demselben Material wie der Rotor 16 bestehen. Alternativ wären jedoch auch andere Materialien denkbar, die gezielt ausgewählt werden hinsichtlich Festigkeit, Gleitverhalten etc. für diesen spezifischen Anwendungsfall.

[0030] Auch stirnseitig lassen sich Dichtleisten bzw. eine Dichtung 50 aufschweißen wie in Figur 16 angedeu-

tet. Über diese Dichtung 50 erfolgt die Abdichtung der Stirnseite gegenüber dem Gehäuse 12 und/oder Deckel 14.

[0031] Gemäß Figur 17 kann an den Rotorspitzen eine Radialspaltdichtung 54 bzw. Dichtleiste beispielsweise durch Aufschweißen auf den Rotor 16 aufgebracht werden.

[0032] Figur 18 zeigt wiederum einen Schnitt durch einen Flügel eines Rotors 16. Die Flügelspitzenkontur ohne Dichtleiste ist zum Vergleich gestrichelt dargestellt. Die schiebende Dichtleiste 56 ragt radial über die Rotorspitze hinaus. Die radiale Außenkontur der Dichtleiste 56 wiederum ist an die in diesem Abschnitt übliche Außenkontur eines Rotors ohne Dichtleiste angepasst. Durch diese Geometrie können in der Masse befindliche Feststoffe von der Dichtleiste 54 vor sich hergeschoben werden, so dass dadurch ein Verklemmen der Feststoffe im Bereich zwischen Rotor 16 und Gehäuse 12 verhindert werden kann.

[0033] Dichtleisten 50, 53, 54, 56 können an allen Spaltbereichen in verschiedenen Befestigungsarten angebracht werden und aus verschiedenen Werkstoffen bestehen.

[0034] In den Figuren 19 und 20 werden die physikalischen Zusammenhänge der wichtigsten Kenngrößen einer Pumpe 10 veranschaulicht. Gemäß Figur 19 weist der Rotor 16 in axialer Richtung eine Länge L_r auf. Der Rotor 16 ist mit der Welle 30 verbunden. Die Welle 30 ist nur auf der einen Seite gelagert und weist einen Durchmesser D auf. Der Abstand zwischen Rotormitte und Radiallager beträgt L . Es gilt folgender Zusammenhang: $F_{hydr} = f(\Delta p; A_{hydr})$; $A_{hydr} = D_{Rotor} * L_{Rotor}$.

[0035] Die maximale Wellendurchbiegung f wie an der Stirnseite des Rotors 16 in Figur 19 schematisch angedeutet ist proportional zu Δp , wobei Δp eine Funktion ist abhängig von D^4 und $1/L^3$:

$$f \sim \Delta p = f(D^4; 1/L^3)$$

[0036] Das Verdrängungsvolumen V berechnet sich für die in Figur 19 gezeigten Rotorgeometrien D_k , D_f wie folgt:

$$V = (D_k^2 - D_f^2) * \frac{\pi}{4} * L$$

$$Q_n = V * n$$

$a = D_k/2 + D_f/2$, wobei a der Wellenmittenabstand ist.

[0037] In Figur 20 ist nun die erfindungsgemäße zweiseitige Lagerung 29, 41 gezeigt und die Auswirkungen anhand der oben formulierten Zusammenhänge. Wenn sich wie in Figur 20 dargestellt die Rotorlänge L verdop-

pelt, verdoppelt sich auch das Verdrängungsvolumen V . Die Drehzahl kann halbiert werden. Die Durchbiegung f geht gegen Null (Einfluss gemäß Funktion D^4). Der Zulaufquerschnitt $A = a * b$ kann mindestens verdoppelt werden. Die Größen a und b sind in der Figur 20 dargestellt.

[0038] Die in den Figuren gezeigte Pumpe 10 arbeitet wie folgt.

10 Beheizung

[0039] Die Beheizung der Pumpe 10 erfolgt an den nicht belegten Flächen des Pumpengehäuses 12. Zur Erhöhung der Effizienz des Wärmetausches (umfassend Heizkanäle 18, Querböhrungen 20, Leitungen 22) sind die Wandsdicken möglichst gering gehalten und die Wärmetauscherfläche möglichst groß. Dazu sind unter Ausnutzung des Bauraumes parallele Böhrungen 18 in Nähe des Produktraumes gesetzt. Diese Böhrungen 18 werden an den Enden mittels Quer(gewinde)böhrungen 20 verbunden. Die Gewindeböhrungen 20 werden beispielsweise durch Stopfen 19 so verschlossen, so dass sich ein schlangenförmiges Leitungssystem entlang des Produktraumes ergibt. Die Beheizung wird ohne Schweißaufwand realisiert. In die Beheizung sind die stirnseitigen Beheizungskanäle integriert. Mittels Serienschaltung wird die Pumpenbeheizung mit Wärmeträgermedium an einem Eintritt und einem Austritt versorgt. Für besondere Einsatzfälle ist auch eine Kühlung der Pumpe 10 möglich. Die Führung der Beheizung/Kühlung kann je nach Anwendungsfall unterschiedlich gestaltet werden.

Werkstoffe

[0040] Zur Reduzierung von Wärmeausdehnungen des Rotors 16 ist DUPLEX ausgewählt. Dadurch wird das Risiko von Kontakt zwischen Rotor 16 und Pumpengehäuse 12 insbesondere an der Stirnseite erheblich herabgesetzt. Gleichmaßen kann eine kleine Spaltweite für eine höhere Leistungsausbeute (Ansaugen aus dem Vakuum) verwendet werden. Als optionaler Rotorwerkstoff (im Weiteren NGA genannt = Non-Galling-Alloy) gilt ein mit Bismut legierter Edelstahl, der Notlaufeigenschaften besitzt und ebenfalls kleine Spalte und eine hohe Leistungsausbeute ermöglicht.

Fixierung der Rotoren 16

[0041] Die Rotoren 16 sind mit einer dauerhaft sicheren und dem Förderprodukt isolierten Schraubverbindung auf der Welle 30 fixiert. Die Verschraubung setzt den Rotor 16 axial wie sowohl auch gegen Verdrehen und Scheren fest. Die Verbindung ist lösbar und eine Voraussetzung für den Einsatz im hygienischen Bereich.

Rotorprofile

[0042] Das Rotorprofil ist vorzugsweise ein 4 Blatt Zyklidenprofil (Drehkolben) mit sanften Übergängen und Steigungen, um Strömungsabriss weitreichend vorzubeugen. Alternativ können Kreiskolben (2-Blatt) sowie 2-, 3-, oder Mehrblatt Drehkolben sowie weitere förderfähige Rotorgeometrien verwendet werden. Der Rotor ist als Kreiskolben mit zumindest zwei, drei oder vier Blättern ausgeführt und weist ein Zyklidenprofil auf. Der Rotor 16 ist verlängert ausgeführt ist, insbesondere so, dass der Rotor 16 eine Länge aufweist, die größer ist als sein Durchmesser.

Dichtleisten 50, 54, 56, Abstreifkanten

[0043] Die Dichtlinien 50 an den Rotoren 16 können austauschbar sein. Verschleißgründe, Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit sowie Leistungs- und Funktionsaspekte können berücksichtigt werden.

- a) Austauschbare Dichtlinien 50 an den Radialspalten
- b) Verringerung der Klemmgefahr durch nicht wälzende sondern schiebende Dichtkantenleisten 56. Dadurch kann Kristallisierung verringert bzw. die Ansammlungsgefahr von Kristallen reduziert werden.
- c) Die Verwendung von NGA kann die Leistungsausbeute erhöhen und die Fressgefahr gleichermaßen herabsetzen
- d) Die Dichtleisten 50, 54 können sowohl eingesetzt und verschraubt sein, wie sowohl auch aufgeschweißt oder aufgespritzt oder anderweitig befestigt.
- e) Das Aufbringen von Dichtleisten 50, 54 aus NGA ist an den Radialspalten und auch an den Axialspalten möglich. Auch andere Werkstoffe als derjenige des Rotors 16 sind für die Dichtleisten 50, 54, 56 möglich.

Modulares System

[0044] Die doppelt-gelagerte Pumpe 10 ist aus dem modularen Baukasten einer bestehenden Pumpe konzipiert. Die Hauptbauteile Wellen, Rotorschrauben, Rotorprofile, Zahnräder, Lager, Getriebehaube und Lagergehäuse bleiben unverändert. Veränderungen finden sich am Pumpengehäuse 12, am Pumpengehäusedeckel 14 sowie an der vorderen Rotorstirnseite. Die vordere Rotorstirnseite der vorhandenen Pumpe ist mit Gewindebohrungen 25 und einer O-Ringabdichtung 26 sowie Zylinderstiften zur hygienegerechten Aufnahme des weiteren Rotors 34 versehen. Dieser weitere mit schweren Zylinderschrauben anzuschraubende Rotor 34 besitzt einen Wellenansatz 42 für die endseitige Lagerung 41 sowie Verschlusschrauben aus Edelstahl, um die Schraubenbolzen spaltfrei gegen das Förderprodukt abzudichten. Die endseitige Wälzlagerung 41 inklusive Gleitring-

dichtung wird anstelle eines üblichen Pumpengehäusedeckels 14 angesetzt.

Weitere Alternativen

[0045] Alternativ kann zur Spaltabdichtung oder zu anderen Zwecken radial wie sowohl auch axial eine Injizierung von Fördermedium oder anderen Medien erfolgen. Je nach Zählflüssigkeit kann die Spaltrückströmung und somit die Effizienz der Pumpe 10 beeinflusst werden.

[0046] Die Pumpe 10 kann reversibel, also mit umkehrbarer Drehrichtung eingesetzt werden. Die Zulauföffnung 13 fungiert dann als Ablauf, die Ablauföffnung 15 als Zulauf. Förderprodukte, die auf der Eintrittsseite expandieren, wie z. B. Schäume, bietet diese Pumpe 10 mit dem großen Zulaufquerschnitt besonders gute Bedingungen.

[0047] Profillose Rotoren 16 (zylindrisch) mit nahezu eliminierten Axialspalten können bei besonders kritischen Produkten Verwendung finden. Bei zylindrischen Rotoren 16 kann die Gleitringdichtung die Stirnseite vollständig ausfüllen, so dass kritisches Förderprodukt stirnseitig bzw. axialspaltseitig nicht mehr eingeschlossen oder festgehalten werden kann. Bei zylindrischen Rotoren 16 kann der Flankenspalt z.B. durch eingesetzte Elemente konstruktiv anders gestaltet werden. Die Pumpe 10 ist reversibel betrieben und/oder der Rotor 16 ist zylindrisch ausgeführt und/oder zumindest ein eingesetztes Element ist an einem zylindrischen Rotor vorgesehen ist.

Patentansprüche

1. Pumpe, insbesondere rotierende Verdrängerpumpe zur Förderung von Produkten, insbesondere empfindlicher Produkte im Süßwaren- bzw. Lebensmittelbereich, umfassend:

- zumindest zwei Rotoren (16)
- zumindest ein Gehäuse (12), das die Rotoren (16) zumindest teilweise umgibt,
- dadurch gekennzeichnet, dass** eine doppelseitige Lagerung (29, 41) zumindest eines der Rotoren (16) vorgesehen ist und/oder dass zumindest eine Dichtleiste (50, 54) an zumindest einem Rotor (16) vorgesehen ist zur Abdichtung eines Radialspalts zwischen Rotor (16) und Gehäuse (12).

2. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor (16, 34) zumindest eine Rotorwelle (42) umfasst, die mit der doppelseitigen Lagerung (29) zusammenwirkt.

3. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor (16, 34) zumindest eine Mitnehmerkontur (28) aufweist zur

Aufnahme einer Welle (29).

4. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein das Gehäuse (12) zumindest teilweise verschließender Deckel (14) vorgesehen ist, wobei in dem Deckel (14) und/oder dem Gehäuse zumindest eines der doppelseitigen Lager (41) angeordnet ist. 5
5. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest einer der Rotoren (16) aus zumindest zwei Rotorhälften (32; 34) bzw. Rotorteilen besteht. 10
6. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest einer der Rotorhälften (32; 34) Verbindungsmittel (24, 25; 36, 38) aufweist zur Verbindung der zumindest zwei Rotorhälften (32; 34) bzw. Rotorteilen. 15
20
7. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** an dem Rotor (16, 32, 34) zumindest eine Dichtung (26, 53) und/oder eine - vorzugsweise austauschbare - Dichtleiste (50, 54, 56) vorgesehen ist. 25
8. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Außenkontur (51) der Dichtleiste (56) ist so ausgestaltet ist, dass insbesondere Feststoffe des zu fördernden Produkts von der Dichtleiste (54) vor sich hergeschoben werden, so dass dadurch ein Verklemmen der Feststoffe im Bereich zwischen Rotor (16) und Gehäuse (12) verhindert werden kann. 30
35
9. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dichtung (26, 53) und/oder die Dichtleiste (50, 54, 56) mit dem Rotor (16) durch Einsetzen, Einschrauben, Aufschweißen oder Aufspritzen verbunden sind. 40
10. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Dichtung (26) vorgesehen ist, die zwischen den zumindest zwei Rotorhälften (32, 24) bzw. Rotorteilen angeordnet ist. 45
11. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** in dem Gehäuse (12) und/oder einem Deckel (14) zumindest ein Kanal (18) und/oder eine Bohrung (20) integriert ist als Teil eines Wärmetauschers oder einer thermischen Isolation. 50
12. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** in dem Gehäuse (12) und/oder einem Deckel (14) zumindest zwei insbesondere parallele Kanäle (18) vorgesehen sind, 55

die durch zumindest eine Querbohrung (20) verbunden sind.

13. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest ein Stopfen (19) vorgesehen ist, der in den Kanal (18) oder der Querbohrung (20) eingesetzt werden kann.

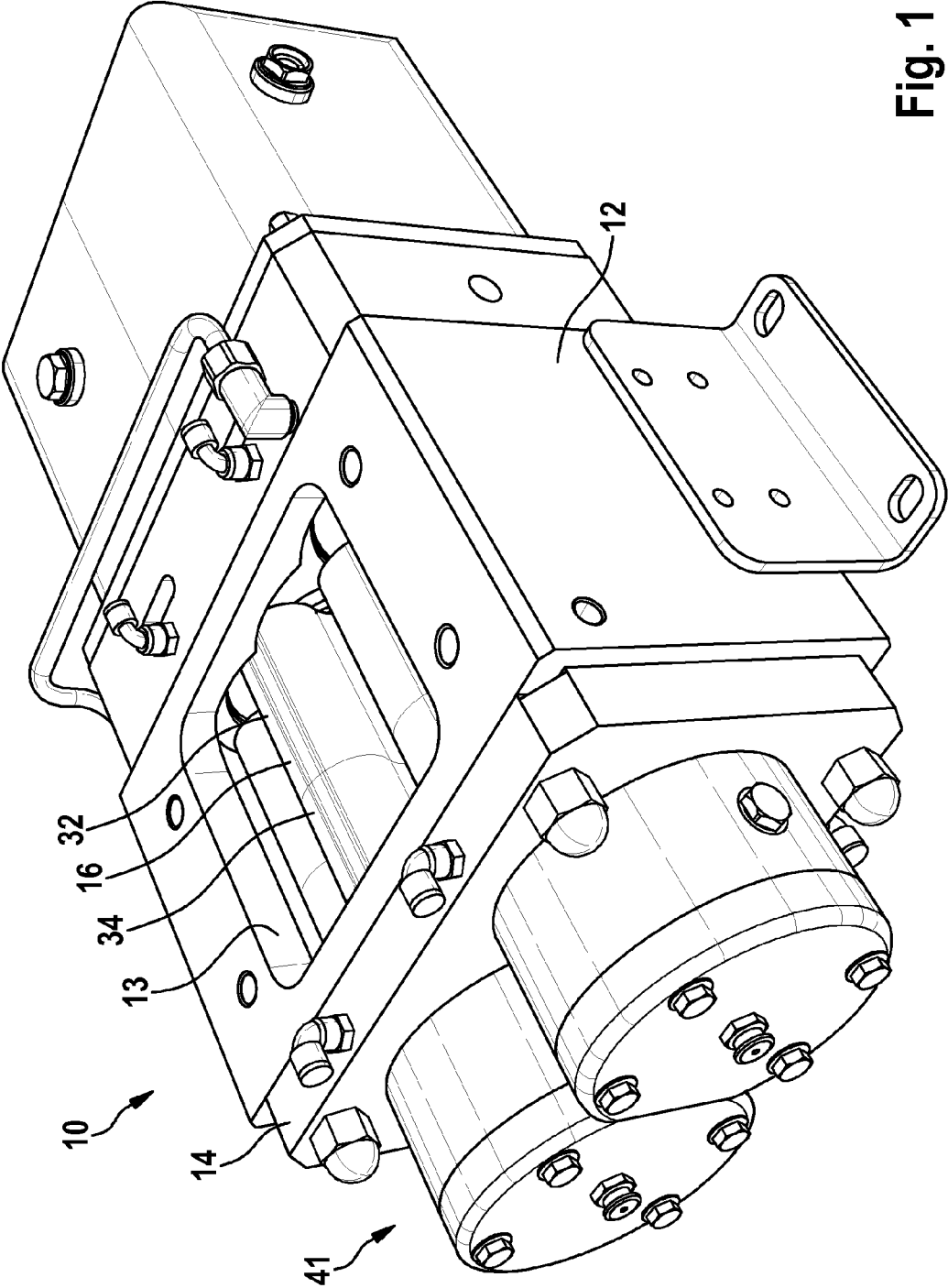


Fig. 1

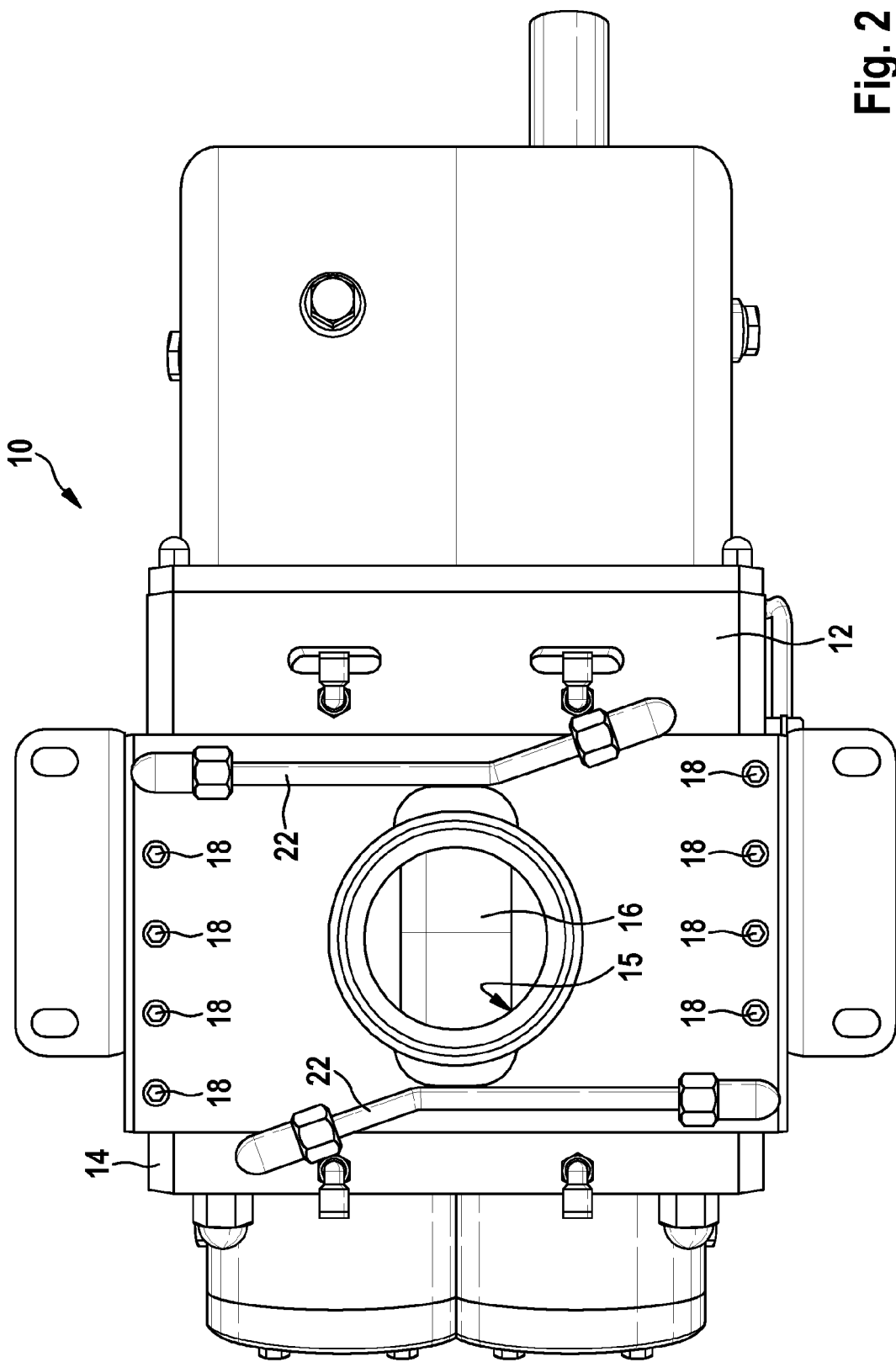


Fig. 2

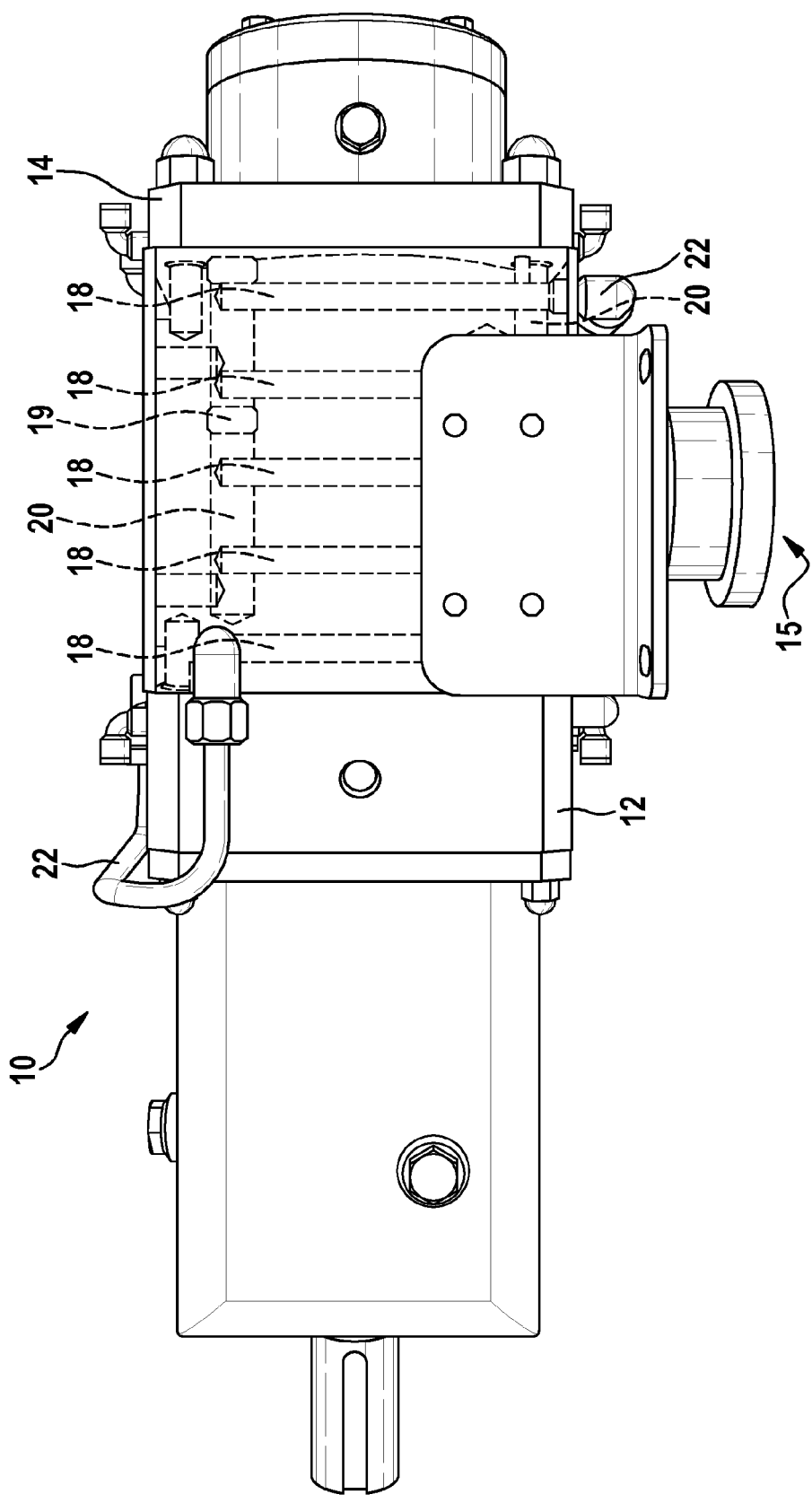


Fig. 3

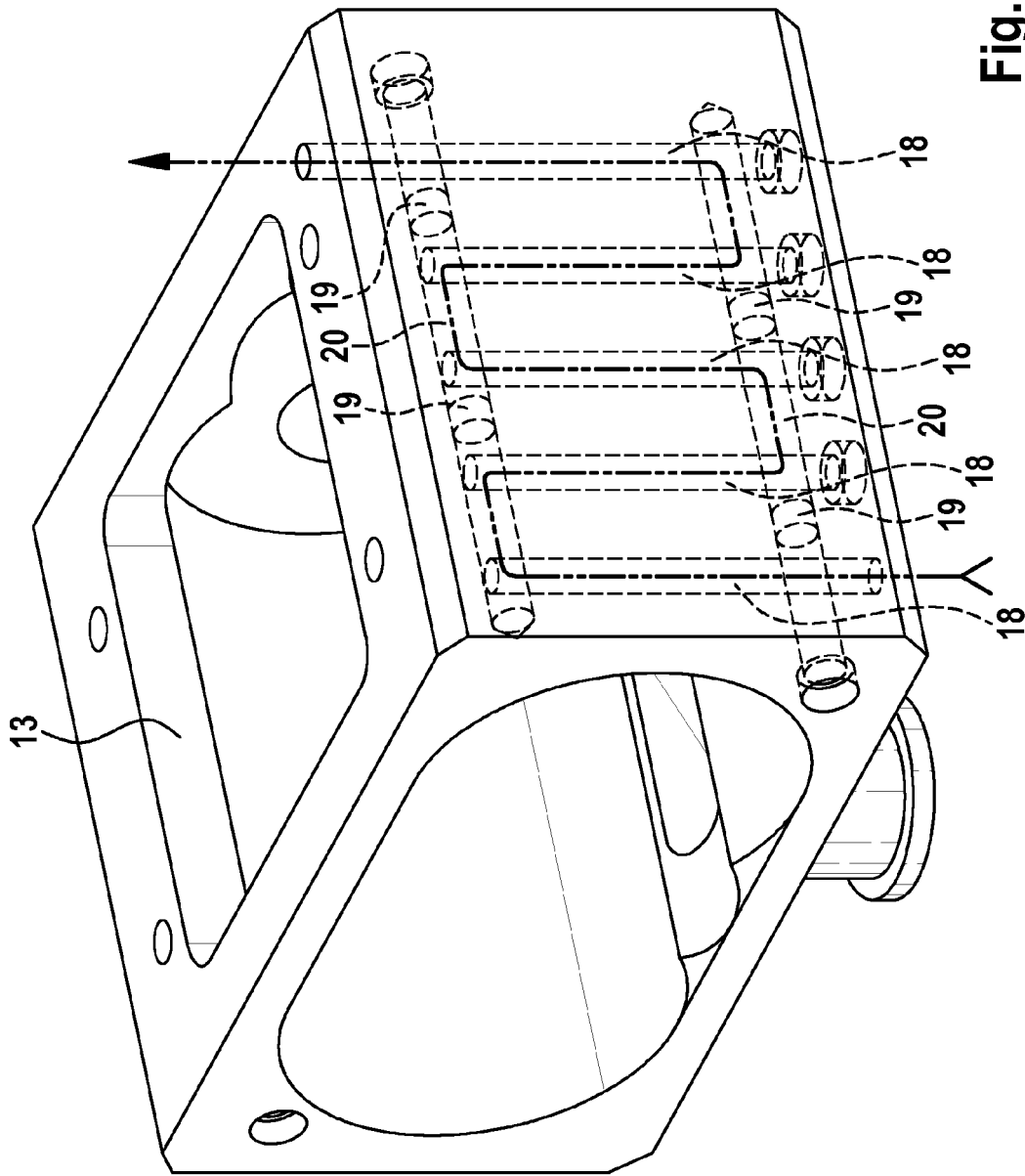


Fig. 4

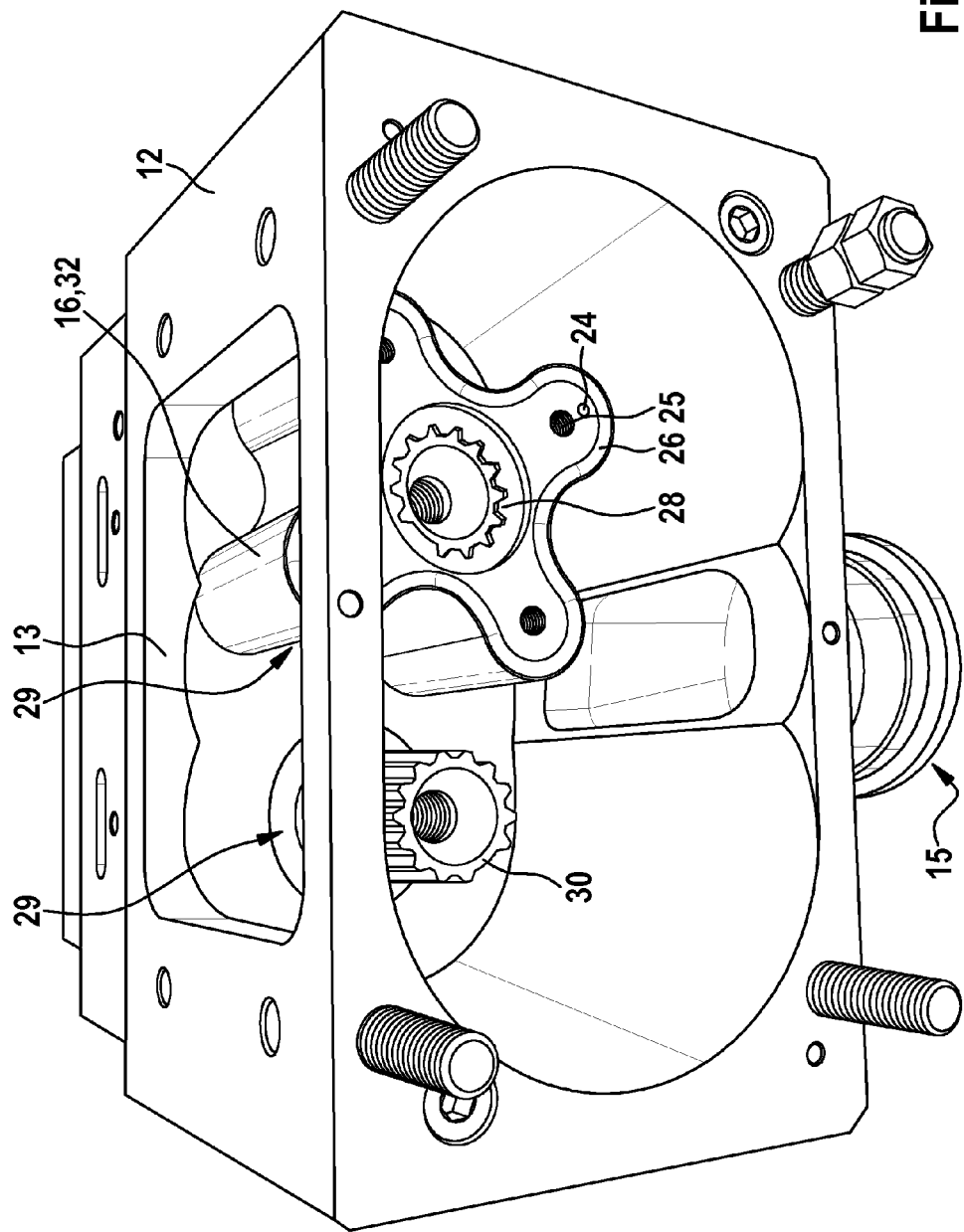


Fig. 5

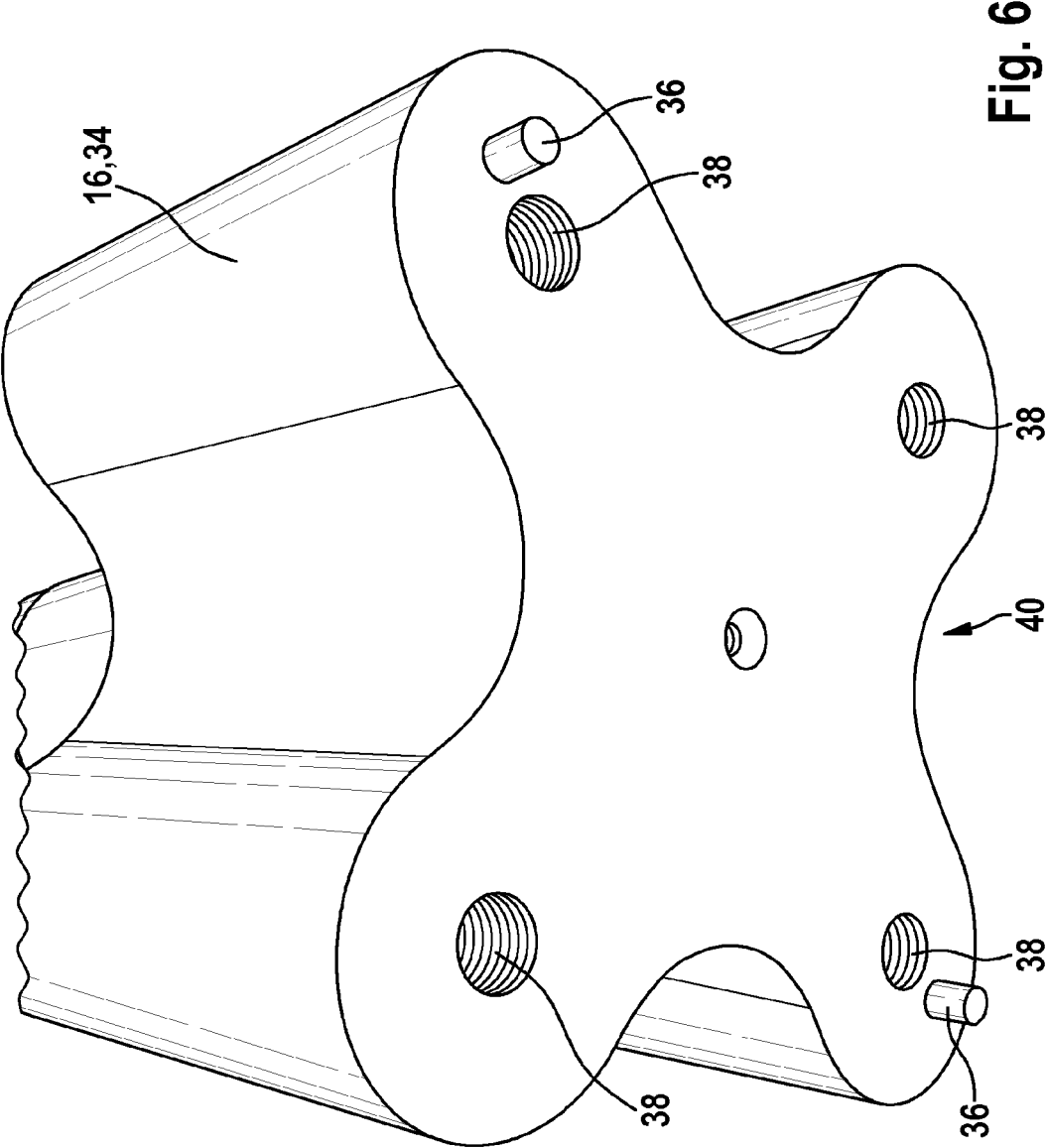


Fig. 6

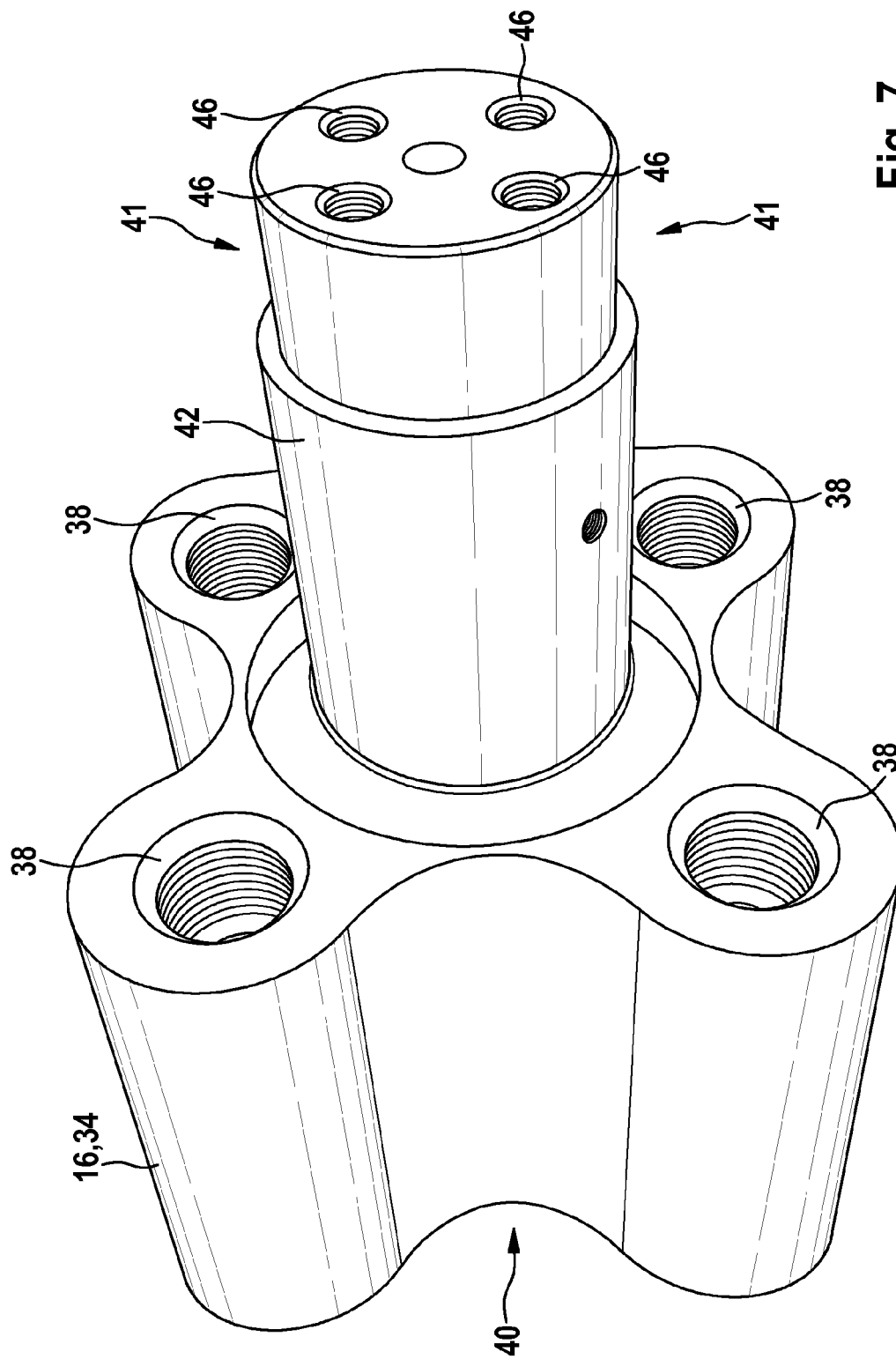


Fig. 7

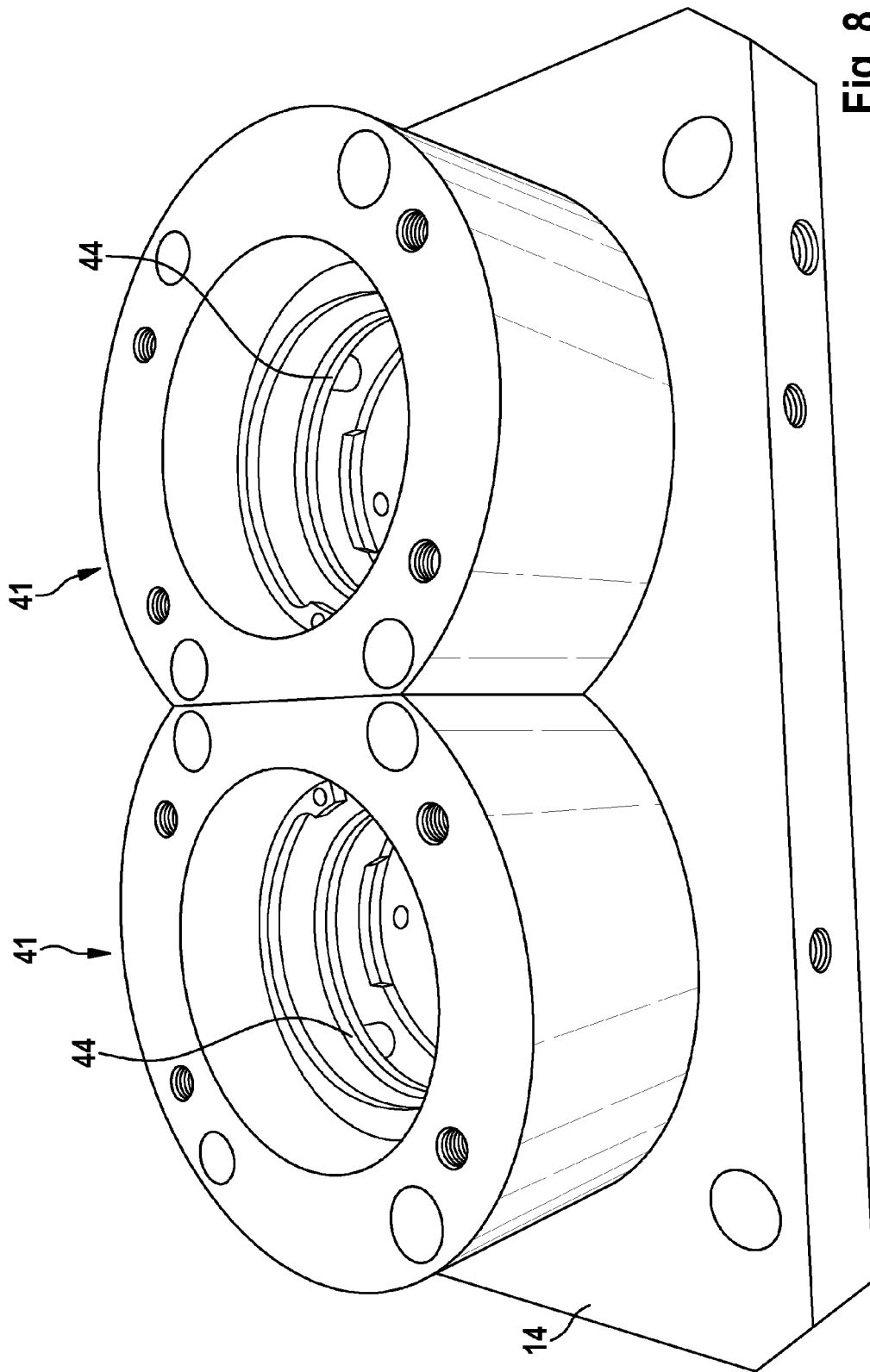


Fig. 8

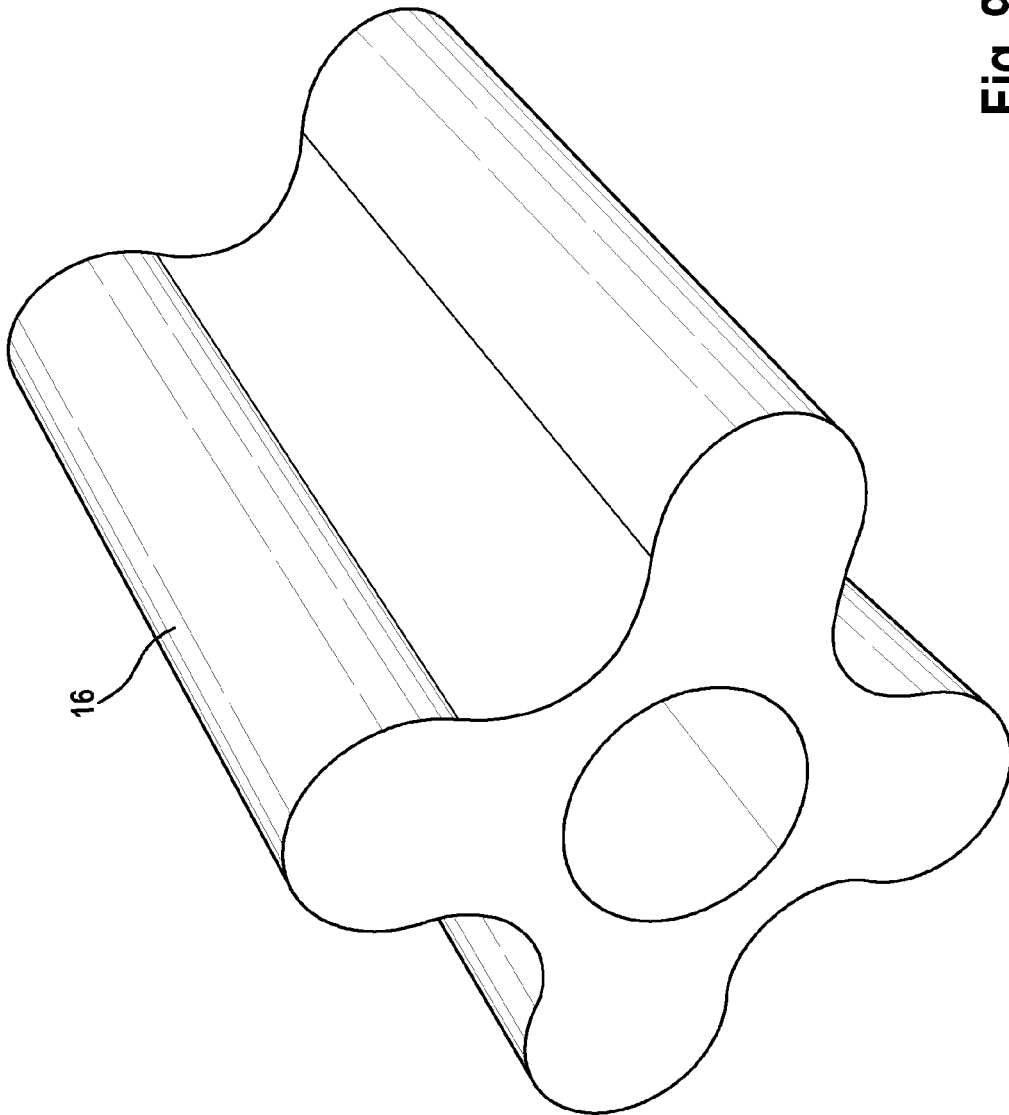


Fig. 9

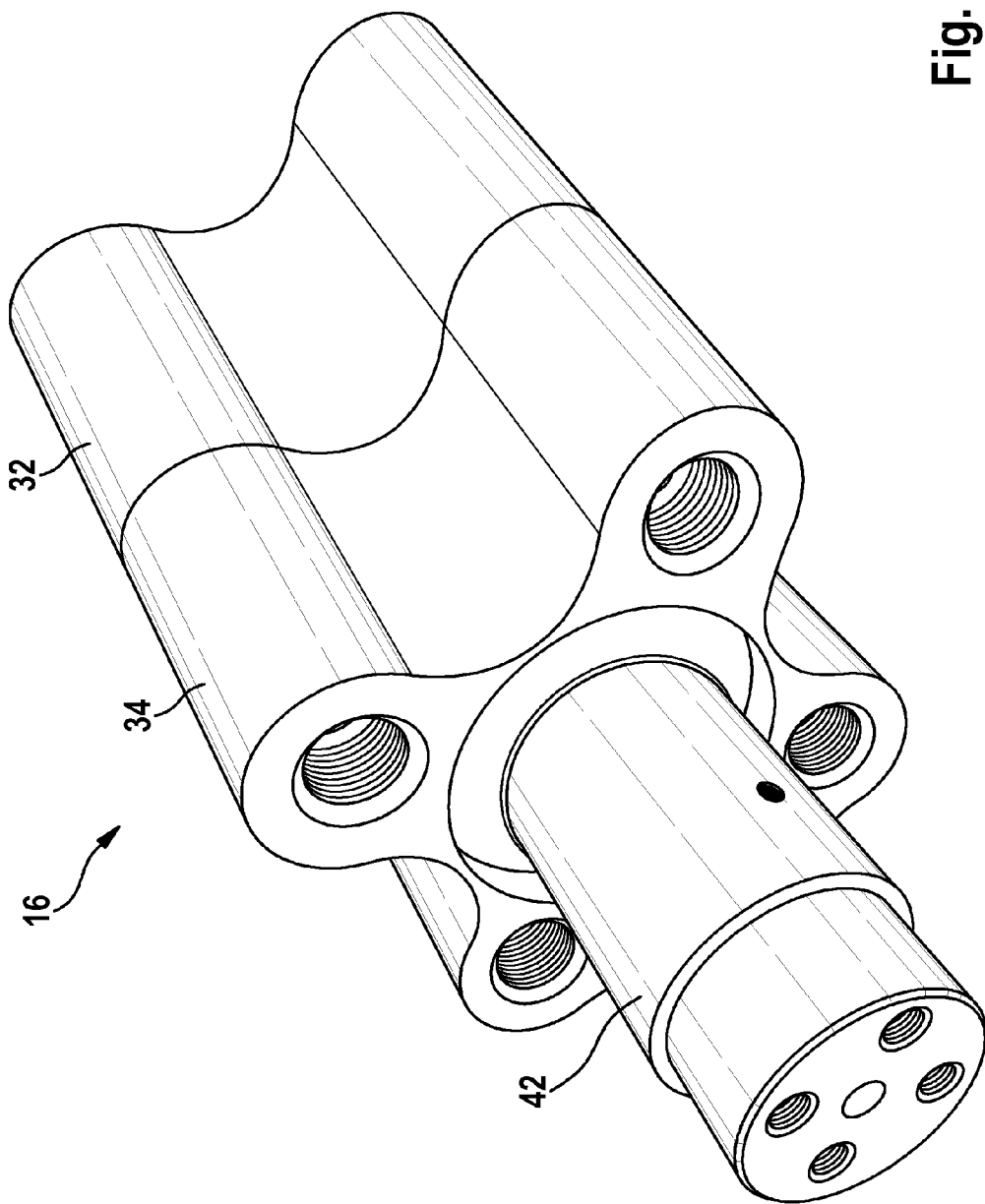


Fig. 10

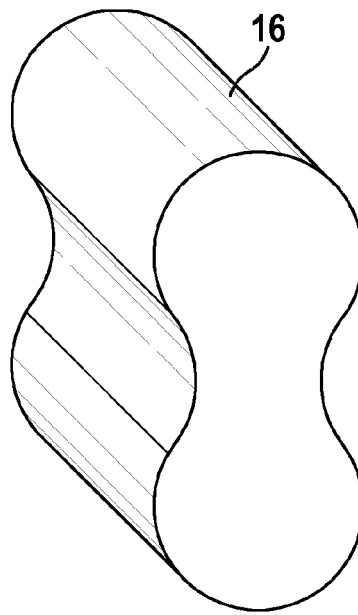


Fig. 11

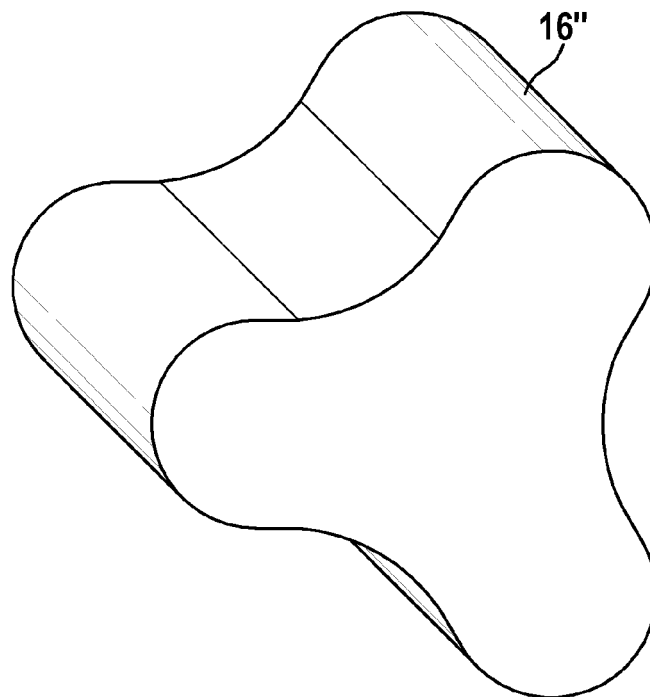


Fig. 12

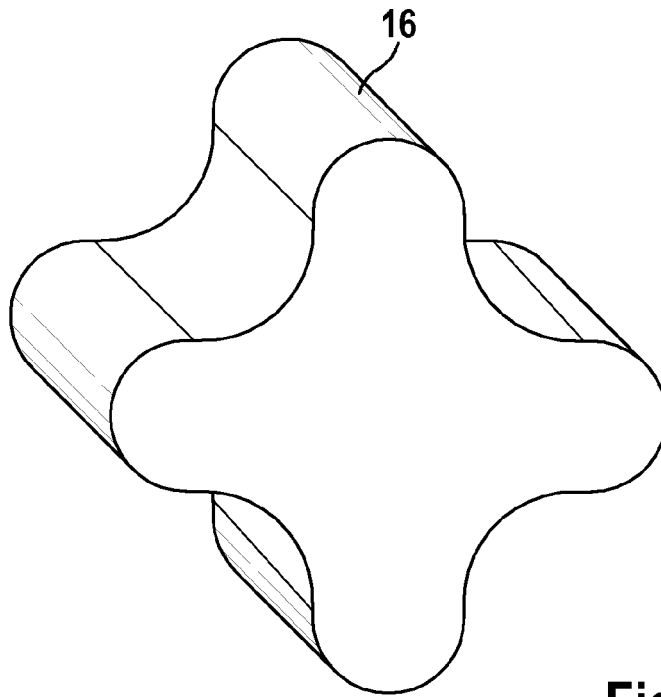


Fig. 13

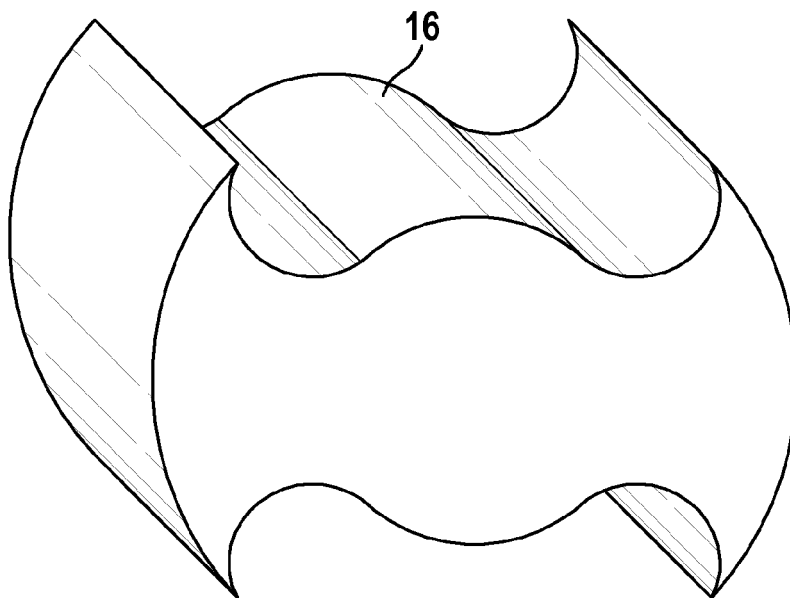


Fig. 14

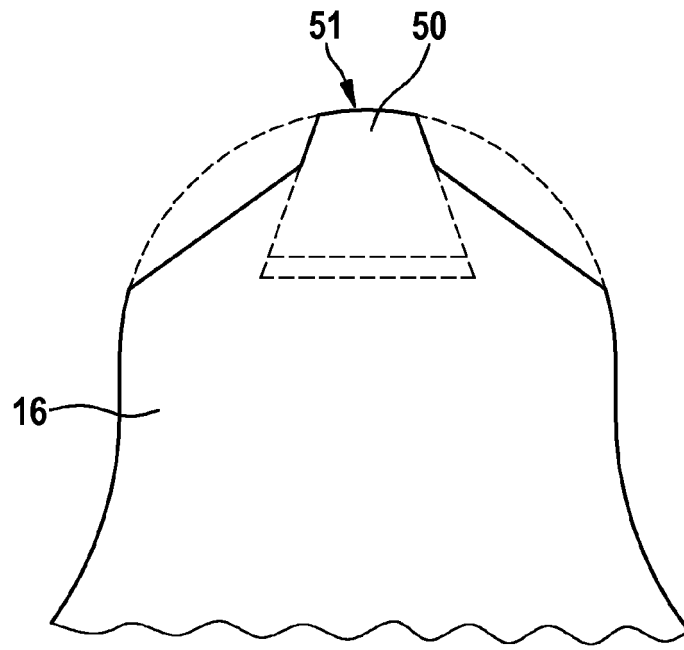


Fig. 15

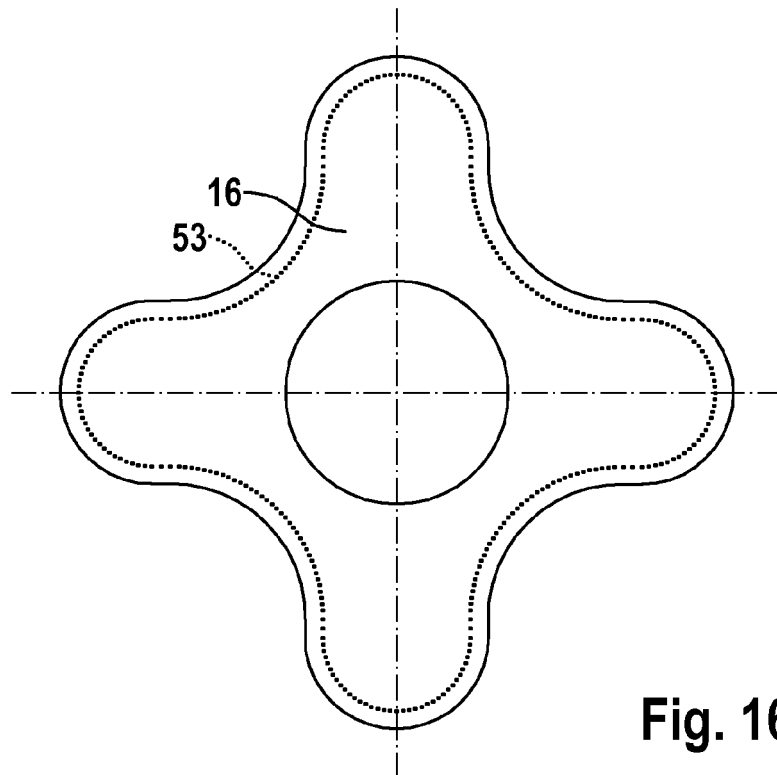


Fig. 16

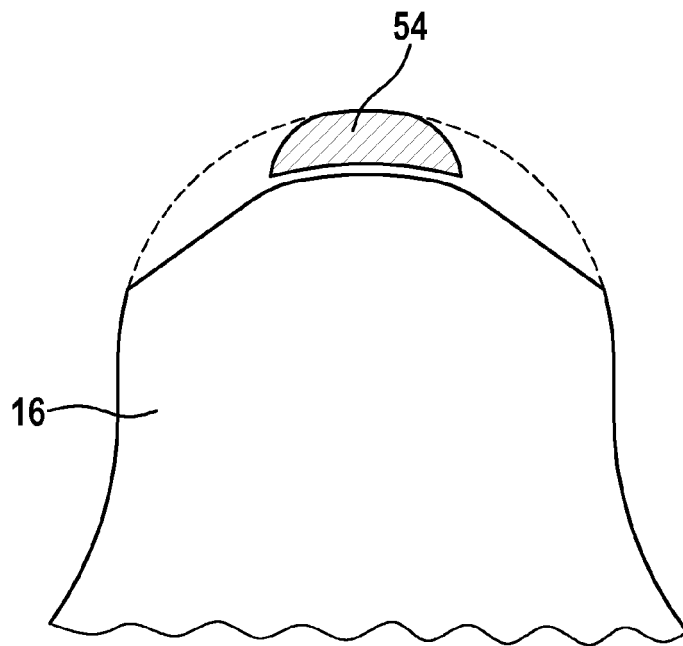


Fig. 17

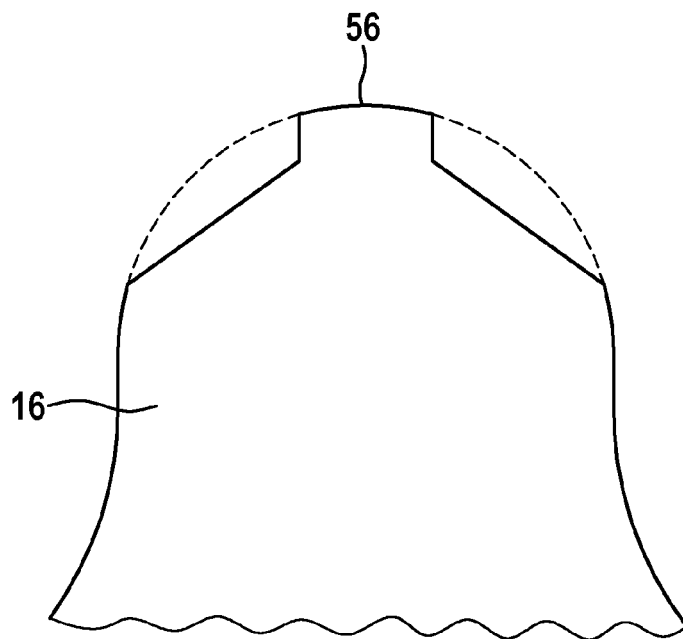


Fig. 18

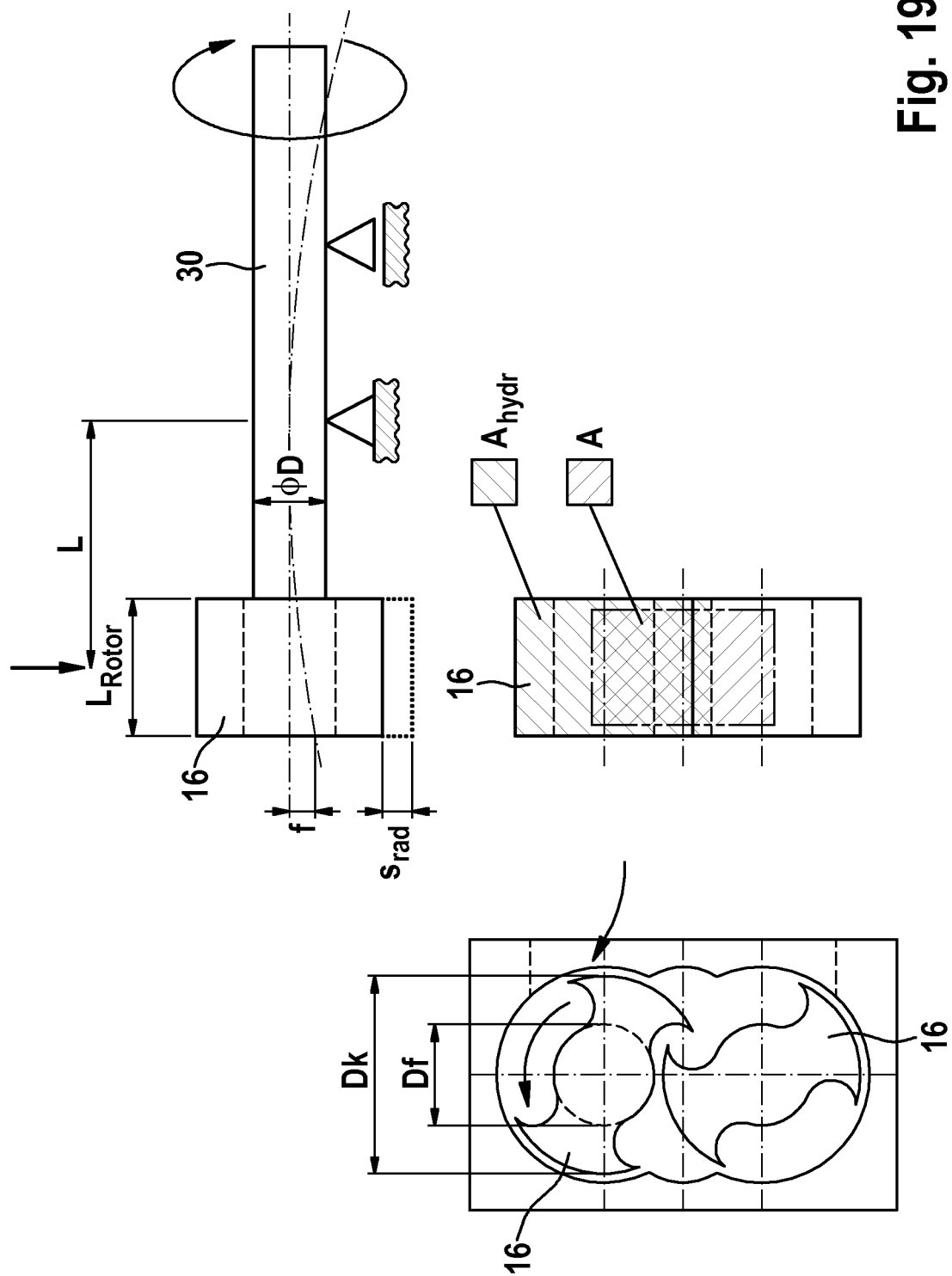


Fig. 19

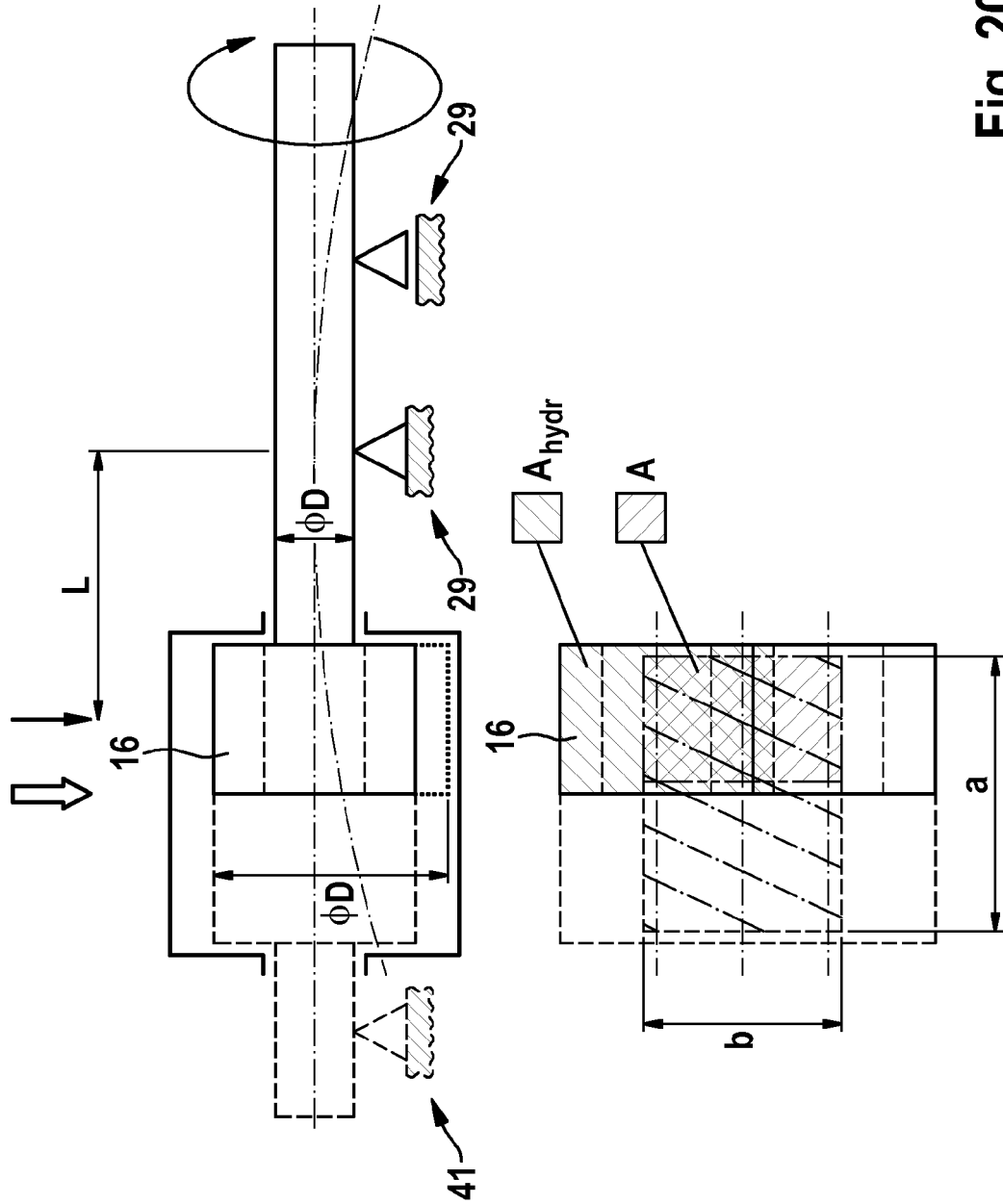


Fig. 20