



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2015102102/06, 20.05.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
20.05.2014

Приоритет(ы):

(30) Конвенционный приоритет:
30.05.2013 IT AN2013A000102

(43) Дата публикации заявки: 10.08.2016 Бюл. № 22

(45) Опубликовано: 27.09.2016 Бюл. № 27

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: US 2462924 A, 01.03.1949; US 2007098586 A1, 03.05.2007; EP 2154372 A1, 17.02.2010; DE 102009012853 A1, 16.09.2010; SU 1629609 A1, 23.02.1991.

(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на национальной фазе: 23.01.2015

(86) Заявка РСТ:
EP 2014/060297 (20.05.2014)

(87) Публикация заявки РСТ:
WO 2014/191253 (04.12.2014)

Адрес для переписки:

129090, Москва, ул. Б. Спасская, 25, строение 3,
ООО "Юридическая фирма Городисский и
Партнеры"

(72) Автор(ы):

**ФЕРРЕТТИ Стефано (ИТ),
ПЕРСИЧИ Данило (ИТ)**

(73) Патентообладатель(и):

МАРЦОККИ ПОМПЕ С.П.А. (ИТ)

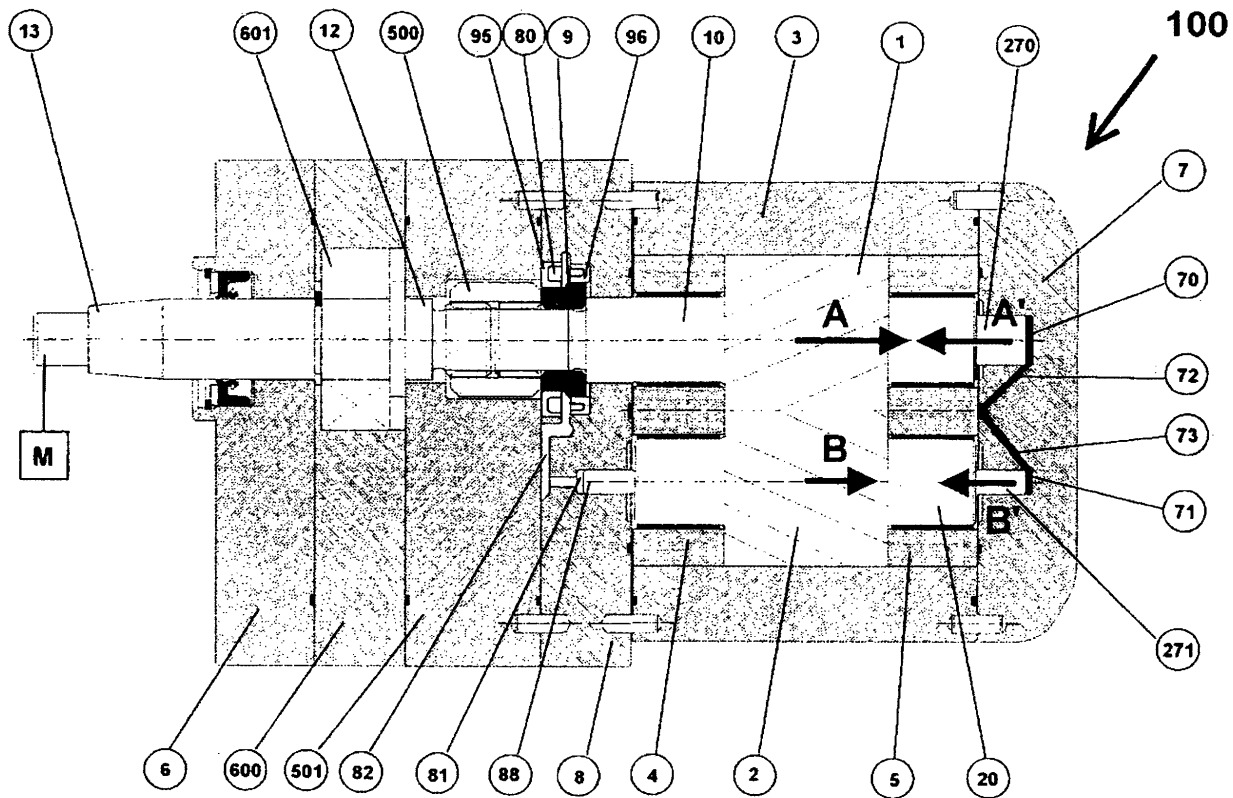
(54) ШЕСТЕРЕНЧАТЫЙ НАСОС И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ШЕСТЕРЕНЧАТЫЙ МОТОР

(57) Реферат:

Группа изобретений относится к шестеренчатым насосам и к гидравлическим шестеренчатым моторам. Шестеренчатый насос (100) содержит ведущее зубчатое колесо (1), ведомое зубчатое колесо (2), передний фланец (6), от которого выступает вперед выступающий участок (13) вала, связанный с валом (10) колеса (1), заднюю крышку (7), прикрепленную к корпусу (3), и промежуточный фланец (8), расположенный между корпусом (3) и фланцем (6). Фланец (8) содержит первую камеру (80) и вторую камеру (81), соединенную посредством соединительного канала (82) с каналом впуска

или выпуска текучей среды, компенсационное кольцо (9), установленное в камере (80) и введенное на участке вала (10) колеса (1) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия колеса (1) и передавать движение на вал (10) колеса (1), и поршень (88), установленный в камере (81) для остановки напротив одного конца вала (20) колеса (2) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к колесу (2). Группа изобретений направлена на обеспечение гидравлической системы для уравнивания осевых сил в шестеренчатых насосах и гидромоторах с винтовыми зубьями

реверсивного или многоступенчатого типа. 2 н. и 18 з.п. ф-лы, 21 ил.



ФИГ. 8

RU 2598751 C2

RU 2598751 C2



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

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

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21)(22) Application: 2015102102/06, 20.05.2014

(24) Effective date for property rights:
20.05.2014

Priority:

(30) Convention priority:
30.05.2013 IT AN2013A000102

(43) Application published: 10.08.2016 Bull. № 22

(45) Date of publication: 27.09.2016 Bull. № 27

(85) Commencement of national phase: 23.01.2015

(86) PCT application:
EP 2014/060297 (20.05.2014)

(87) PCT publication:
WO 2014/191253 (04.12.2014)

Mail address:

129090, Moskva, ul. B. Spasskaja, 25, stroenie 3,
OOO "Juridicheskaja firma Gorodisskij i Partnery"

(72) Inventor(s):

FERRETTI Stefano (IT),
PERSICHI Danilo (IT)

(73) Proprietor(s):

MARTSOKKI POMPE S.P.A. (IT)

(54) **GEAR PUMP AND HYDRAULIC GEAR MOTOR**

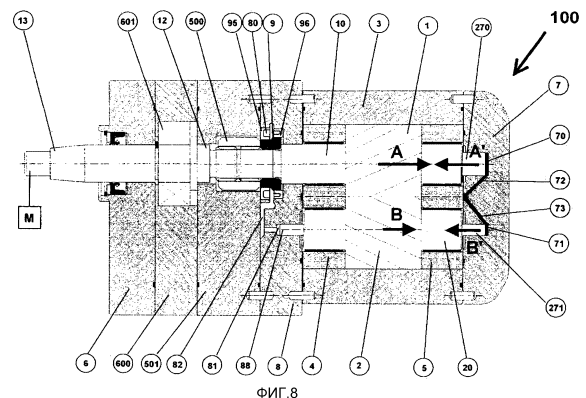
(57) Abstract:

FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: group of inventions relates to gear pumps and hydraulic gear motors. Gear pump (100) comprises drive gear wheel (1), driven gear wheel (2), front flange (6), from which protrudes forward extending section (13) of shaft, connected to shaft (10) of wheel (1), rear cover (7) attached to housing (3), and intermediate flange (8) located between housing (3) and flange (6). Flange (8) comprises first chamber (80) and second chamber (81), connected by means of connecting channel (82) with channel for inlet or discharge of fluid, compensation ring (9) installed in chamber (80) and introduced in section of shaft (10) of wheel (1) so as to compensate for axial forces of wheel (1) and transmit motion to shaft (10) of wheel (1), and piston (88) installed in chamber (81) to stop opposite one end of shaft (20) of wheel (2) so as to compensate for axial forces applied to wheel (2).

EFFECT: group of inventions is aimed at providing a hydraulic system for balancing axial forces in gear pumps and hydraulic engines with helical teeth of reversing or multi-stage type.

20 cl, 21 dwg



Настоящее изобретение относится к шестеренчатым насосам и к гидравлическим шестеренчатым моторам, в частности к гидравлическим системам, используемым для уравнивания осевых нагрузок в насосах и гидравлических моторах с внешними шестернями двунаправленного типа или многоступенчатыми, в которых установлены косообразные шестерни.

Несмотря на то, что далее даются конкретные ссылки на шестеренчатые насосы, настоящее изобретение относится также к гидравлическим шестеренчатым моторам. Шестеренчатые моторы имеют ту же самую конструкцию, что и шестеренчатые насосы, хотя они отличаются по принципу работы: в то время как насосы используются для того, чтобы преобразовывать механическую энергию (приложенный к приводному валу момент вращения) в гидравлическую энергию (находящегося под давлением масла), гидромоторы используются, чтобы преобразовывать гидравлическую энергию (находящегося под давлением масла) в механическую энергию. Находящееся под давлением масло, которое передается внутри гидравлического мотора через одно из отверстий, выполненных в корпусе мотора, воздействует на зубчатые колеса, приводя их во вращение; при этом на выпускном валу, к которому приложена нагрузка, присутствует момент вращения.

«Внешние» шестеренчатые насосы широко используются в многочисленных секторах промышленности, таких как автомобильная, земляных работ, а также область автоматизации и управления.

Как показано на фиг. 1 и 1А, шестеренчатый насос обычно содержит два взаимно сцепленных зубчатых колеса (1, 2). Эти зубчатые колеса (1, 2) расположены внутри корпуса (3), определяя таким образом впускную область текучей среды и выпускную область текучей среды.

Одно из зубчатых колес, которое определено как ведущее зубчатое колесо (1), принимает движение от приводного вала, в то время как второе зубчатое колесо, которое определено как ведомое зубчатое колесо (2), принимает движение от ведущего зубчатого колеса (1), с которым оно взаимодействует. Зубчатые колеса (1, 2) связаны с соответствующими валами (10, 20), удерживаемые с возможностью вращения опорами или втулками (4, 5).

В этом описании термин «перед» относится к той стороне насоса, от которой выступает вал ведущего колеса, то есть впускной вал, который принимает вращение.

Насос содержит переднюю втулку (4), которая удерживает с возможностью вращения передний участок валов зубчатых колес, и заднюю втулку (5), которая удерживает с возможностью вращения задний участок валов зубчатых колес. Каждая втулка снабжена двумя круговыми нишами, которые удерживают с возможностью вращения участки валов двух зубчатых колес.

К корпусу (3) прикреплены передний фланец (6) и задняя крышка (7), таким образом, чтобы закрыть втулки (4, 5), а также зубчатые колеса (1, 2) внутри коробки, образованной корпусом (3), передним фланцем (6) и задней крышкой (7). Передний фланец (6) выполнен с отверстием, из которого выходит вал (10) ведущего колеса (1). Поэтому от переднего фланца (6) вперед выступает выступающий участок (13) вала ведущего колеса для соединения с приводным валом, который передает движение.

Шестеренчатые насосы являются объемными устройствами, поскольку объем, заключенный между отделениями зубьев двух зубчатых колес и внешним корпусом, посредством вращения зубчатых колес передается от впускной области во впускную область. При этом могут быть использованы различные типы текучих сред, а также различные впускное и/или выпускное давление и величины подачи насоса.

Текущей средой, используемой в большинстве типичных приложений, является масло, которое является частично несжимаемым. Опорными величинами давления для впускного давления обычно являются окружающее давление, в то время как выпускное давление достигает максимальных величин в 300 бар.

5 Как показано на примере фиг. 1 и 1А, зубчатые колеса (1, 2) имеют прямую внешнюю нарезку зубьев, одинаковые размеры и единичное передаточное отношение.

С обращением к фиг. 2, если используются зубчатые колеса с прямой нарезкой, то во время работы зубчатые колеса передают передаваемое усилие F , которое может быть разложено на радиальную составляющую F_r (показанную на фиг. 2) передаваемого
10 усилия, направленную в радиальном направлении по отношению к оси вращения зубчатых колес, и поперечную составляющую F_t передаваемого усилия (на фиг. 2 не показана), направленную в радиальном направлении по отношению к оси вращения зубчатых колес.

С обращением к фиг. 2А, при этих условиях во впускной области создается сила
15 давления P (показана черной стрелкой с левой стороны фиг. 2А), которая воздействует на поверхности зубчатых колес. Результирующая силы давления P , аналогично, может быть разложена на две составляющие - радиальную составляющую P_r силы давления и поперечную составляющую P_t силы давления. В таком случае на зубчатые колеса не оказывается никакого воздействия в осевом направлении.

20 Использование косозубых зубчатых колес, которые сконфигурированы так, как показано в международной патентной заявке PCT/EP2009/066127 или в патентах US2159744 и US3164099, позволяет достичь значительного снижения шума и пульсаций, обусловленных насосом в гидравлических цепях.

Необходимо заметить, что для того чтобы правильно зацепить два косозубых
25 зубчатых колеса с одинаковыми геометрическими параметрами, наклон винтовой линии в них должен иметь противоположное направление.

Фиг. 3А, 3В, 3С и 3D показывают шестеренчатый насос с ведущим колесом (1) и ведомым колесом (2) с винтовой нарезкой зубьев. Использование зубчатых колес с
30 винтовой нарезкой зубьев создает во время работы осевые нагрузки или напряжения F_a , P_a . Чем больше угол подъема β_b винтовой нарезки зубьев, тем больше будут указанные осевые нагрузки или напряжения F_a , P_a (см. фиг. 3А, 3В). Возникновение этих осевых напряжений F_a , P_a вызвано проекцией передаваемых усилий F_a и сил давления P_a , действующих на части зубчатых колес вдоль осевого направления.

Фиг. 3D показывает результирующие A , B всех осевых сил, действующих,
35 соответственно, на зубчатые колеса (1, 2).

Если нет противодействия, возникновение осевых напряжений A , B значительно увеличивает удельное давление, которое воздействует на втулки (4, 5), уменьшая, таким образом, механическую эффективность - вследствие потерь на трение, а также надежность и максимальное давление насоса.

40 Проблема уравнивания осевых нагрузок может быть решена различными путями.

С обращением к фиг. 4, известно, что использование двойной косозубой передачи решает проблему уравнивания осевых нагрузок, потому что осевые усилия A , B
45 на зубчатых колесах сразу же компенсируются. Такое решение компрометируется несколькими недостатками: на самом деле, более высокая конструктивная сложность двойных винтовых зубчатых колес, наряду с требуемой при изготовлении шестеренчатых насосов высокого давления или моторов более высокой точностью делает такое решение экономически неэффективным.

Альтернативный способ, использованный для баланса осевых сил, раскрыт в патенте US 3658452, где используются правосторонний насос (то есть насос с ведущим валом с правосторонней винтовой нарезкой, вращающийся по часовой стрелке) и левосторонний ведомый вал с левосторонней винтовой нарезкой.

С обращением к фиг. 5 (которая соответствует фиг. 1 патента US 3658452), - оба осевых усилия А, В, действующие на ведущее и ведомое зубчатые колеса (11, 12) насоса, направлены в сторону задней крышки (16) и встречают противодействие гидравлических поршней (51, 52), расположенных по концам зубчатых колес, что вызывает противонаправленные усилия А', В'. Гидравлические поршни (51, 52) питаются посредством каналов (59, 60, 61), которые соединяют задние камеры (57 и 58) гидравлических поршней с впускной областью насоса. Область гидравлических поршней (51, 52) должна иметь соответствующие размеры, для того чтобы компенсировать осевые усилия А, В.

Осевые усилия А, В, действующие на зубчатые колеса, возникли под воздействием двух факторов: осевой составляющей Ра давления (фиг. 3В) и осевой составляющей Fa, созданной в результате передачи момента вращения от ведущего зубчатого колеса к ведомому зубчатому колесу (фиг. 3А). Независимо от направления вращения и направления использованных для колес винтов, усилия Ра и Fa всегда согласованы с ведущим зубчатым колесом, но эти же усилия Ра и Fa всегда не согласованы с ведомым зубчатым колесом.

$$A = Pa + Fa \quad [\text{H}] \quad (1)$$

$$B = Pa - Fa \quad [\text{H}] \quad (2)$$

Если рассматривается насос с косозубыми зубчатыми колесами известного уровня техники с правосторонним вращением (вращение ведущего вала по часовой стрелке), и используется ведущий вал с правосторонним винтом (см. фиг. 5) с известной скоростью вращения, то воспринятый на ведущем валу вращающий момент есть:

$$Mt = \frac{V \cdot P}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad [\text{Hm}] \quad (3)$$

V - подача, см³/об;

P - разность давления между впуском и выпуском, бар;

η_m - гидромеханический выпуск (экспериментально получаемая величина).

Положим, что половина момента вращения передается ведущим колесом текучей среде во время его подающего действия, тогда момент вращения Mt_{ct0} , переданный ведомому зубчатому колесу есть половина полного момента вращения:

$$Mt_{ct0} = Mt / 2 \quad [\text{Hm}] \quad (4)$$

Передаваемое осевое усилие Fa, созданное косозубыми зубчатыми колесами есть:

$$Fa = \frac{1000 \cdot Mt_{ct0}}{\frac{Dp}{2}} \cdot \tan(\beta) = \frac{50 \cdot V \cdot P}{\pi \cdot Dp \cdot \eta_m} \cdot \tan(\beta) \quad [\text{H}] \quad (5)$$

Dp - начальный диаметр зубчатых колес, мм;

β - угол подъема нарезки зубьев, град.

В силу известного принципа действия и противодействия, усилие Fa действует на ведущее и ведомое колесо с одинаковой интенсивностью, но в противоположном направлении.

Осевая сила, созданная давлением P_a , есть результирующая давления вдоль осевого направления:

$$P_a = \frac{h \cdot l \cdot P \cdot \tan(\beta)}{10} \quad [\text{H}] \quad (6)$$

5 h - высота зуба, мм;

l - ширина кольца, мм

Исходя из вышеизложенного, сила P_a имеет ту же самую интенсивность и то же самое направление на обоих зубчатых колесах. В соответствии с наиболее типичными размерами зубчатых колес, $P_a > F_a$, и, следовательно, усилия F_1 и F_2 всегда имеют согласованное направление.

Диаметры Φ_A и Φ_B компенсирующих поршней получаются из формул (7) и (8):

$$\Phi_A = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot A}{\pi \cdot P}} \quad [\text{мм}] \quad (7)$$

$$\Phi_B = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot B}{\pi \cdot P}} \quad [\text{мм}] \quad (8)$$

Обе усилия F_a и P_a линейно зависят от величины впускного давления P (см. формулы (5) и (6)). Следовательно, после вычисления диаметра компенсирующих поршней осевые усилия полностью уравновешены при любой величине давления P .

Использование компенсирующих поршней является довольно недорогим и легко осуществляемым решением, поскольку его рабочие операции и части являются простыми и надежными. Приведенные в патенте US 3658452 инструкции могут решить проблему уравновешивания осевых сил только в случае однонаправленных гидромоторов, в которых результирующие усилия A и B должны быть всегда направлены в сторону задней крышки (см. фиг. 5), то есть - в случае правостороннего насоса с правосторонней ведущей шестерней и с левосторонней ведомой шестерней или в случае левостороннего насоса с левосторонней ведущей шестерней и с правосторонней ведомой шестерней.

Однако некоторые приложения с гидравлическим управлением требуют использования двунаправленных или многоступенчатых гидравлических насосов или зубчатых передач.

Использование реверсивных насосов (с двумя направлениями потоков) позволяет производить инвертирование вращения ведущего вала, таким образом, инвертируя направление тока масла, а также области высокого и низкого давления, например, инвертируя движение гидравлических приводов. Аналогичным же образом, использование реверсивных насосов является полезным в приложениях, которые требуют инвертирования направления момента вращения, присутствующего на выпускном валу гидромотора.

Фиг. 6А показывает распределение осевых сил в случае реверсивного насоса в таких рабочих условиях, в которых осевые усилия A и B направлены в сторону переднего фланца. В таком случае решение, раскрытое в патенте US 3658452, не применимо, поскольку инвертирование движения, а также впускной стороны с выпускной стороной приводит, как показано на фиг. 6, к инвертированию осевых усилий A , B , действующих на зубчатые колеса (1, 2). В таком случае осевые усилия A , B направлены в сторону переднего фланца (6), а не в сторону задней крышки (7). В силу неизбежного выступа участка (13) вала ведущего колеса (1), который выступает из переднего фланца (6), осевое усилие A ведущего колеса (1) больше не может быть уравновешено посредством гидравлического поршня, как в решении, показанном на фиг. 5.

Та же самая ситуация обнаруживается в гидромоторе с впускной стороной текучей среды высокого давления и с выпускной стороной текучей среды низкого давления. В таком случае нет никакого ведущего колеса и ведомого колеса, а есть просто первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2). Более того, выступающий участок вала (13) выполнен с возможностью подсоединения к нагрузке, а не к гидромотору.

Фиг. 7 показывает многоступенчатый - двухступенчатый насос, содержащий переднюю ступень S_A и заднюю ступень S_B . Для ясности фиг. 7 показывает двухступенчатый насос, но это решение может быть приложено также и к большему количеству ступеней. Многоступенчатый насос необходим, чтобы подсоединять множественные независимые цепи к одному отбору энергии. В таких случаях насосы соединены параллельно, а задняя ступень S_B получает необходимый момент вращения посредством механического соединения (500) (такого как муфта Олдхема или шлицевая муфта) от вала ведущего колеса передней ступени S_A . Кроме того, в случае многоступенчатых насосов решение, раскрытое в патенте US 3658452, не применимо, поскольку концевой участок T вала одного из зубчатых колес передней ступени S_A сцеплен для передачи движения на заднюю ступень S_B . Действительно, передняя ступень S_A не может быть обеспечена закрытой задней крышкой, поскольку для того чтобы передавать движения задней ступени S_B , концевой участок зубчатого колеса должен выступать назад.

Вообще, указания, раскрытые в патенте US 3658452, не применимы, когда осевые усилия A, B направлены в сторону насоса, который пересечена валом зубчатого колеса.

Задача настоящего изобретения состоит в том, чтобы устранить недостатки существующего уровня техники посредством обеспечения гидравлической системы для уравнивания осевых сил в шестеренчатых насосах или в гидромоторах с винтовыми зубьями реверсивного или многоступенчатого типа.

Эта задача достигнута настоящим изобретением с отличительными признаками, заявленными в формуле изобретения.

Преимущественные варианты исполнения следуют из зависимых пунктов формулы изобретения.

В одном из аспектов предложен шестеренчатый насос, содержащий первое зубчатое колесо, подсоединенное к валу;
второе зубчатое колесо, подсоединенное к валу, и взаимодействующее с первым зубчатым колесом;
опоры, удерживающие с возможностью вращения валы зубчатых колес;
корпус, вмещающий опоры и образующий впускной канал текучей среды и выпускной канал текучей среды;
передний фланец, от которого вперед выступает выступающий участок вала, соединенный с валом первого зубчатого колеса, причем указанный выступающий участок вала выполнен с возможностью соединения с мотором;
заднюю крышку, прикрепленную к корпусу, при этом зубчатое зацепление указанных зубчатых колес выполнено винтовым, отличающийся тем, что он содержит промежуточный фланец, расположенный между указанным корпусом и указанным передним фланцем, при этом указанный промежуточный фланец содержит первую камеру, соединенную посредством соединительного канала с впускным или с выпускным каналом текучей среды;
компенсационное кольцо, установленное в указанной первой камере промежуточного

фланца и введенное на участке указанного вала первого зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к первому зубчатому колесу, и обеспечивать передачу движения на вал первого зубчатого колеса,

5 при этом указанное компенсационное кольцо содержит внутренне пустой цилиндр и буртик, радиально выступающий от цилиндра, причем внешние диаметры цилиндра и буртика выбраны таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к первому зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен насос, дополнительно содержащий вторую камеру, выполненную в указанном промежуточном фланце и соединенную 10 посредством указанного соединительного канала с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

поршень, установленный в указанной второй камере указанного промежуточного фланца для остановки напротив одного конца указанного вала второго зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к 15 указанному второму зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен насос, в котором указанный участок вала первого зубчатого колеса, на котором введено указанное компенсационное кольцо, является 20 концевым участком, а шестеренчатый насос содержит также механическое соединение, соединяющее указанный концевой участок вала ведущего зубчатого колеса с другим валом для передачи движения.

В одном из вариантов предложен насос, в котором компенсационное кольцо посажено на шпонку на указанном участке вала ведущего колеса таким образом, чтобы исключить 10 относительное трение.

В одном из вариантов предложен насос, содержащий динамические уплотнения, 25 расположенные в указанной первой камере промежуточного фланца, чтобы удерживать указанное компенсационное кольцо таким образом, чтобы избежать протечки из областей высокого давления в области низкого давления.

В одном из вариантов предложен насос, в котором указанная закрывающая крышка 30 содержит первую камеру и вторую камеру, соединенные посредством каналов с каналом впуска или выпуска текучей среды;

первый поршень, установленный в указанной первой камере закрывающей крышки для остановки напротив конца вала первого зубчатого колеса таким образом, чтобы 35 компенсировать осевые усилия, приложенные к указанному первому зубчатому колесу, и

второй поршень, установленный в указанной второй камере закрывающей крышки для остановки напротив конца вала второго зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен насос, дополнительно содержащий механическое 40 соединение, соединяющее вал первого зубчатого колеса с ведущим валом, содержащим указанный выступающий участок, который выступает от переднего фланца.

В одном из вариантов предложен насос, в котором указанный выступающий участок вала соединен с мотором таким образом, что первое зубчатое колесо является ведущим колесом, а второе зубчатое колесо является ведомым колесом.

45 В одном из вариантов предложен насос, в котором указанный шестеренчатый насос выполнен многоступенчатым и содержит

по меньшей мере одну переднюю ступень, содержащую первое зубчатое колесо и второе зубчатое колесо;

заднюю ступень, содержащую первое зубчатое колесо, второе зубчатое колесо и указанную закрывающую крышку, и

механическое соединение, соединяющее вал первого зубчатого колеса передней ступени с валом первого зубчатого колеса задней ступени,

5 при этом указанный промежуточный фланец расположен между корпусом передней ступени и механическим соединением, а указанное компенсационное кольцо промежуточного фланца компенсирует осевую нагрузку первого зубчатого колеса передней ступени.

В одном из вариантов предложен насос, дополнительно содержащий по меньшей
10 мере одну промежуточную ступень между передней ступенью и задней ступенью, при этом каждая промежуточная ступень содержит первое зубчатое колесо и второе зубчатое колесо с винтовым зубчатым зацеплением, причем первое зубчатое колесо промежуточной ступени получает движение от концевой участка вала ведущего колеса передней ступени и двигает заднюю ступень посредством механического соединения,
15 соединяющего вал первого зубчатого колеса промежуточной ступени с валом первого зубчатого колеса задней ступени, при этом

между корпусом промежуточной ступени и механическим соединением расположен дополнительный промежуточный фланец, причем указанный дополнительный
20 промежуточный фланец содержит компенсационное кольцо, чтобы компенсировать осевую нагрузку первого зубчатого колеса промежуточной ступени.

В одном из дополнительных аспектов предложен гидравлический шестеренчатый мотор, содержащий

первое зубчатое колесо, подсоединенное к валу;

25 второе зубчатое колесо, подсоединенное к валу, и взаимодействующее с первым зубчатым колесом;

опоры, удерживающие с возможностью вращения валы зубчатых колес;

корпус, вмещающий опоры и образующий впускной канал текучей среды и выпускной канал текучей среды;

30 передний фланец, от которого вперед выступает выступающий участок вала, соединенный с валом первого зубчатого колеса, причем указанный выступающий участок вала выполнен с возможностью соединения с нагрузкой;

заднюю крышку, прикрепленную к корпусу, при этом

зубчатое зацепление указанных зубчатых колес выполнено винтовым, отличающийся тем, что он содержит

35 промежуточный фланец, расположенный между указанным корпусом и указанным передним фланцем, при этом указанный промежуточный фланец содержит первую камеру, соединенную посредством соединительного канала с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

40 компенсационное кольцо, установленное в указанной первой камере промежуточного фланца и введенное на участке указанного вала первого зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к первому зубчатому колесу, и обеспечивать передачу движения на вал первого зубчатого колеса,

при этом указанное компенсационное кольцо содержит внутренне пустой цилиндр и буртик, радиально выступающий от цилиндра, причем внешние диаметры цилиндра
45 и буртика выбраны таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к первому зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен мотор, дополнительно содержащий

вторую камеру, выполненную в указанном промежуточном фланце и соединенную

посредством указанного соединительного канала с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

поршень, установленный в указанной второй камере указанного промежуточного фланца для остановки напротив одного конца указанного вала второго зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия, приложенные к
5 указанному второму зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен мотор, в котором указанный участок вала первого зубчатого колеса, на котором введено указанное компенсационное кольцо, является
10 концевым участком, а мотор содержит также механическое соединение, соединяющее указанный концевой участок вала ведущего зубчатого колеса с другим валом для передачи движения.

В одном из вариантов предложен мотор, в котором компенсационное кольцо посажено на шпонку на указанном участке вала ведущего колеса таким образом, чтобы
15 исключить относительное трение.

В одном из вариантов предложен мотор, содержащий динамические уплотнения, расположенные в указанной первой камере промежуточного фланца, чтобы удерживать
20 указанное компенсационное кольцо таким образом, чтобы избежать протечки из областей высокого давления в области низкого давления.

В одном из вариантов предложен мотор, в котором указанная закрывающая крышка
20 содержит

первую камеру и вторую камеру, соединенные посредством каналов с каналом впуска или выпуска текучей среды;

первый поршень, установленный в указанной первой камере закрывающей крышки для остановки напротив конца вала первого зубчатого колеса таким образом, чтобы
25 компенсировать осевые усилия, приложенные к указанному первому зубчатому колесу, и

второй поршень, установленный в указанной второй камере закрывающей крышки для остановки напротив конца вала второго зубчатого колеса таким образом, чтобы
30 компенсировать осевые усилия, приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

В одном из вариантов предложен мотор, дополнительно содержащий механическое
35 соединение, соединяющее вал первого зубчатого колеса с ведущим валом, содержащим указанный выступающий участок, который выступает от переднего фланца.

В одном из вариантов предложен мотор, в котором указанный выступающий участок
40 вала соединен с нагрузкой.

В одном из вариантов предложен мотор, в котором указанный гидравлический
35 шестеренчатый мотор выполнен многоступенчатым и содержит

по меньшей мере одну переднюю ступень, содержащую первое зубчатое колесо и
второе зубчатое колесо;

заднюю ступень, содержащую первое зубчатое колесо, второе зубчатое колесо и
40 указанную закрывающую крышку, и

механическое соединение, соединяющее вал первого зубчатого колеса передней
ступени с валом первого зубчатого колеса задней ступени,

при этом указанный промежуточный фланец расположен между корпусом передней
ступени и механическим соединением, а указанное компенсационное кольцо
45 промежуточного фланца компенсирует осевую нагрузку первого зубчатого колеса передней ступени.

В одном из вариантов предложен мотор, дополнительно содержащий по меньшей
40 мере одну промежуточную ступень между передней ступенью и задней ступенью, при

этом каждая промежуточная ступень содержит первое зубчатое колесо и второе зубчатое колесо с винтовым зубчатым зацеплением, причем первое зубчатое колесо промежуточной ступени получает движение от концевой участка вала ведущего колеса передней ступени и двигает заднюю ступень посредством механического соединения, соединяющего вал первого зубчатого колеса промежуточной ступени с валом первого зубчатого колеса задней ступени, при этом

между корпусом промежуточной ступени и механическим соединением расположен дополнительный промежуточный фланец, причем указанный дополнительный промежуточный фланец содержит компенсационное кольцо, чтобы компенсировать осевую нагрузку первого зубчатого колеса промежуточной ступени.

Предложенная система компенсации осевых сил, приложенных к шестеренчатому насосу или мотору, обладает рядом преимуществ. Действительно, такая система компенсации осевых сил посредством компенсационного кольца делает возможным уравнивание осевых сил первого зубчатого колеса и одновременно - передачу движения от вала первого зубчатого колеса к другому валу.

Дополнительные характеристики изобретения станут понятными из нижеприведенного подробного описания со ссылками на сопроводительные чертежи, которые приведены только лишь с иллюстративными, а не ограничивающими целями, и в которых

Фиг. 1 представляет собой осевой вид шестеренчатого насоса с прямозубыми шестернями в соответствии с уровнем техники.

Фиг. 1А представляет собой вид в сечении по плоскости А-А на фиг. 1.

Фиг. 2 представляет собой такой же вид, что и на фиг. 1, который показывает усилия радиальной передачи.

Фиг. 2А представляет собой такой же вид, что и на фиг. 1А, который показывает усилия радиального и поперечного давления.

Фиг. 3А представляет собой осевой вид шестеренчатого насоса с косозубыми шестернями, который показывает усилия радиальной и осевой передачи.

Фиг. 3В представляет собой такой же вид, что и на фиг. 3А, который показывает усилия радиального и осевого давления.

Фиг. 3С представляет собой такой же вид, что и на фиг. 3А, который показывает усилия осевой передачи и давления, когда насос есть насос левого вращения.

Фиг. 3D представляет собой такой же вид, что и на фиг. 3А, который показывает результирующие сил осевой передачи и давления, направленные в сторону задней крышки насоса.

Фиг. 4 представляет собой осевой вид насоса с двойной косозубой передачей в соответствии с уровнем техники.

Фиг. 5 представляет собой осевой вид насоса с косозубыми шестернями в соответствии с уровнем техники, который соответствует фиг. 1 патента US 3658452.

Фиг. 6А представляет собой такой же вид, что и на фиг. 3С, который показывает усилия осевой передачи и осевого давления, когда насос есть насос правого вращения.

Фиг. 6В представляет собой такой же вид, что и на фиг. 6А, который показывает результирующие сил осевой передачи и давления, направленные в сторону переднего фланца насоса.

Фиг. 7 представляет собой схематический вид в разборе двух ступеней многоступенчатого насоса в соответствии с уровнем техники.

Фиг. 8 представляет собой осевой вид, который показывает шестеренчатый насос реверсивного типа в соответствии с настоящим изобретением, на котором черным

показаны некоторые каналы высокого давления, соединенные с впускным каналом насоса.

Фиг. 9 представляет собой поперечное сечение насоса по фиг. 8, на котором черным показана впускная область.

5 Фиг. 10 представляет собой тот же самый вид, что и на фиг. 9, после инвертирования движения, на котором черным показана впускная область.

Фиг. 11 представляет собой тот же самый вид, что и на фиг. 9, после инвертирования движения, на котором черным показаны некоторые каналы высокого давления, связанные с впускным каналом насоса.

10 Фиг. 11А представляет собой вид в разборе некоторых элементов системы компенсации осевых нагрузок насоса по фиг. 11.

Фиг. 12 представляет собой осевой вид многоступенчатого насоса в соответствии с настоящим изобретением, содержащий две ступени.

15 Фиг. 13 представляет собой увеличенный вид области фиг. 12, который показывает систему компенсации осевых нагрузок, и

Фиг. 14 представляет собой частичный осевой вид многоступенчатого насоса в соответствии с настоящим изобретением, содержащий три ступени.

С обращением к фиг. 8-11, на них раскрыт реверсивный шестеренчатый насос в соответствии с настоящим изобретением, обозначаемый, в целом, ссылочной поз. (100).

20 Далее элементы, которые являются идентичными или соответствуют вышеописанным элементам, указаны одними и теми же ссылочными позициями с опусканием их подробного описания.

Насос (100) содержит первое зубчатое колесо (1), второе зубчатое колесо (2), заднюю крышку (7) в закрытом положении и передний фланец (6), от которого выступает вперед
25 выступающий участок (13) вала, связанного с валом (10) первого зубчатого колеса (1). Оба зубчатых колеса (1, 2) снабжены винтовыми зубьями.

Выступающий участок (13) вала соединен с мотором М, который может привести кинематический механизм во вращение в направлении по часовой стрелке или против часовой стрелки. В этом случае первое зубчатое колесо (1) является ведущим колесом,
30 а второе зубчатое колесо (2) является ведомым колесом.

Обращаясь к фиг. 9, когда мотор М приводит ведущее колесо (1) во вращение в направлении против часовой стрелки, впускная область (высокого давления), которая показана черным цветом, образована в левой стороне корпуса (3), в то время как впускная область (низкого давления) образована в правой стороне корпуса (3).

35 В таком случае (см. фиг. 8) на зубчатых колесах (1, 2) возникают соответствующие осевые усилия А, В, направленные в сторону задней крышки (7).

Уравновешивание осевых сил А, В, действующих на заднюю крышку (7), производилось в соответствии с указаниями патента US 3658452. В задней крышке (7) образованы две камеры (70, 71), в которых расположены первый поршень (270) и второй поршень (271). Эти поршни (270, 271) активизируются в осевом направлении на границе
40 задних концов валов (10, 20) зубчатых колес (1, 2).

В задней крышке (7) образованы два канала (72, 73), которые устанавливают выпускную камеру (показанную на фиг. 9 черным цветом) насоса в сообщение по текучей среде с камерами (70, 71) двух поршней (270, 271). Исходя их вышесказанного,
45 поршни (270, 271) прижимаются к валам (10, 20) зубчатых колес, прилагая к ним усилия А', В', которые уравновешивают осевые усилия А, В, действующие на зубчатые колеса.

С обращением к фиг. 10, когда мотор М инвертирует направление вращения и приводит ведущее колесо (1) во вращение по часовой стрелке, впускная область

(высокого давления), которая показана черным, образуется в правой стороны корпуса (3), в то время как впускная область (низкого давления) образована в левой стороне корпуса (3).

С обращением к фиг. 11, в таком случае на зубчатых колесах (1, 2) возникают соответствующие осевые усилия А, В, направленные в сторону переднего фланца (6).

Для того чтобы компенсировать указанные усилия А, В, между корпусом (3) и передним фланцем (6) расположен промежуточный фланец (8).

С обращением к фиг. 11А, указанный промежуточный фланец (8) выполнен со сквозным отверстием (85), для того чтобы разрешить прохождение концевой участка Т вала (10) ведущего зубчатого колеса.

Промежуточный фланец (8) содержит первую камеру (80) кольцевой формы, выполненную вокруг сквозного отверстия (85), и вторую камеру (81) цилиндрической формы, расположенную в осевом положении к валу (20) ведомого колеса (2).

В промежуточном фланце (8) имеется канал (82), который устанавливает две камеры (80, 81) в сообщении по текучей среде с выпускным каналом насоса (на фиг. 10 показано черным цветом).

В первой камере (80) обеспечено компенсационное кольцо (9). Это компенсационное кольцо (9) введено на концевом участке Т вала (10) ведущего зубчатого колеса. Для этого в ближнем положении к концевому участку Т вала ведущего зубчатого колеса выполнен буртик (15), в который и упирается компенсационное кольцо (9).

Предпочтительно, компенсационное кольцо (9) вставлено в шлиц на концевом участке Т вала (10) во избежание нежелательного трения, которое может вызвать протечку текучей среды из области высокого давления в область низкого давления насоса.

Компенсационное кольцо (9) содержит цилиндр (90) и буртик (91), который выступает по радиусу из цилиндра (90). Компенсационное кольцо (9) внутри является пустотелым и имеет сквозное отверстие (92), чтобы обеспечить канал концевой участка Т вала ведущего зубчатого колеса. Сквозное отверстие (92) имеет внутренний участок со шпоночной канавкой, в то время как концевой участок Т вала (10) имеет участок со шпонкой.

В первой камере (80) промежуточного фланца (8) расположены два динамических уплотнения (95, 96), предназначенные для удержания компенсационного кольца (9), чтобы таким образом исключить возможные протечки из областей высокого давления в области низкого давления.

Во второй камере (81) промежуточного фланца расположен цилиндрический поршень (88).

Когда направление вращения зубчатых колес такое, как показано на фиг. 10, камеры (80, 81) промежуточного фланца находятся в сообщении по текучей среде с выпускным каналом (высокого давления), и, следовательно, текучая среда толкает компенсационное кольцо (9) и поршень (88) в направлении стрелок А', В' (см. фиг. 11) таким образом, чтобы компенсировать действующие на зубчатые колеса осевые усилия А, В.

Обращаясь к фиг. 11, буртик (91) компенсационного кольца имеет внешний диаметр d_{1r} а цилиндр (90) компенсационного кольца имеет внешний диаметр d_2 .

Кольцевая область, определенная диаметрами d_1 и d_2 , такова, чтобы полностью компенсировать осевую силу А. Величины диаметров d_1 и d_2 , вычисляются по формуле (7), рассматривая вместо круговой области кольцевую секцию с равнозначной площадью. Один диаметр в соответствии с конструктивными требованиями является фиксированным, а другой вычисляется по следующей формуле:

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot A}{\pi \cdot P}} \quad [\text{мм}] \quad (9)$$

Поршень (88) имеет внешний диаметр d_3 . Размер d_3 поршня (88) таков, чтобы
 5 полностью компенсировать осевую силу B . Величина d_3 может быть непосредственно
 вычислена из следующей формулы:

$$d_3 = \Phi_B = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot B}{\pi \cdot P}} \quad [\text{мм}] \quad (10)$$

10 В соответствии с предпочтительным вариантом исполнения настоящего изобретения
 осевые усилия уравновешены и на валу ведущего зубчатого колеса (1), и на валу
 ведомого зубчатого колеса (2), - соответственно, компенсационным кольцом (9) и
 поршнем (88). Однако, следует иметь в виду, что результирующая A аксиальных
 нагрузок на вал ведущего колеса (1) гораздо больше, чем результирующая B аксиальных
 15 нагрузок на вал ведомого колеса (2). Поэтому поршень (88) является необязательным,
 и его можно опустить.

Как показано на фиг. 8 и 11, концевой участок T вала ведущего колеса выступает
 наружу от промежуточного фланца (8) и посредством механического соединения (500)
 подсоединен к ведущему валу (12), снабженному указанным выступающим участком
 20 (13), соединенным с мотором M .

Механическое соединение (500) может быть шлицевой муфтой, муфтой Олдхема или
 муфтой любого другого типа. Механическое соединение (500) размещено в шайбе (501),
 которая фиксирована относительно промежуточного фланца (8).

Промежуточная шайба (600) может быть предусмотрена опционально, в ней
 25 установлен подшипник (601), который удерживает с возможностью вращения вал (12).
 Промежуточная шайба (600) расположена между передним фланцем (6) и шайбой (501),
 которая содержит в себе механическое соединение (500).

Хотя фиг. 8-11 относятся к насосу, указанные иллюстрации относятся также и к
 гидромотору, при этом выпуск насоса (область высокого давления) соответствует
 30 впуску текучей среды мотора, а впуск насоса (область низкого давления) соответствует
 выпуску текучей среды мотора. В случае гидромотора нет ни ведущего колеса, ни
 ведомого колеса, а есть просто первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо
 (2). Более того, выступающий участок (13) вала выполнен с возможностью
 подсоединения к нагрузке, а не к гидромотору.

35 Фиг. 12, 13 показывают многоступенчатый шестеренчатый насос (200).

Многоступенчатый шестеренчатый насос (200) содержит переднюю ступень S_A и
 заднюю ступень S_B . Каждая ступень содержит зубчатые колеса с винтовыми зубьями.

Задняя ступень S_B представляет собой последнюю ступень насоса и поэтому закрыта
 40 задней крышкой (7), из которой не выступает никакого вала. Выступающий участок
 (13) вала выступает вперед из переднего фланца (6) для соединения с мотором M .

Концевой участок T вала ведущего зубчатого колеса передней ступени S_A соединен
 с концевым участком T вала ведущего зубчатого колеса задней ступени S_B посредством
 45 механического соединения (500), расположенного в шайбе (501), размещенной между
 двумя ступенями S_A , S_B .

В этом случае зубчатые колеса передней ступени и задней ступени подвержены
 воздействию соответствующих осевых сил A , B , C и D , все из которых направлены в
 сторону задней крышки (7).

Следовательно, осевые усилия С, D на зубчатых колесах задней ступени S_B уравновешены действием расположенных в задней крышке (7) поршней (270, 271).

В отличие от этого, осевые усилия А, В на зубчатых колесах передней ступени S_A уравновешены действием компенсационного кольца (9) и поршня (88), расположенных в промежуточном фланце (8). Как показано на фиг. 13, компенсационное кольцо (9) и поршень (88) создают соответствующие осевые усилия А', В', которые компенсируют осевые усилия А, В на зубчатых колесах (1, 2) передней ступени S_A.

Шайба (501), которая содержит в себе механическое соединение (500), расположена между промежуточным фланцем (8) и задней ступенью S_B.

С обращением к фиг. 14, - многоступенчатый шестеренчатый насос (200) может содержать одну или более промежуточных ступеней S_I, расположенных между передней ступенью S_A и задней ступенью S_B. Каждая промежуточная ступень S_I содержит первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2) с винтовыми зубьями. Первое зубчатое колесо (1) промежуточной ступени S_I получает движение от концевой участка Т вала ведущего зубчатого колеса (1) расположенной впереди ступени S_A и, в свою очередь, передает движение последующей ступени S_B - посредством механического соединения (500), которое соединяет вал первого зубчатого колеса промежуточной ступени с валом первого зубчатого колеса последующей ступени S_B.

В таком случае между корпусом промежуточной ступени S_I и механическим соединением (500) расположен дополнительный промежуточный фланец (8). Компенсационное кольцо (9) промежуточного фланца (8) компенсирует осевую нагрузку А первого зубчатого колеса (1) промежуточной ступени S_I.

В настоящие варианты исполнения изобретения могут быть внесены изменения и усовершенствования в пределах компетентности специалистов в данной области, остающиеся в рамках объема настоящего изобретения.

Формула изобретения

1. Шестеренчатый насос (100), содержащий
 первое зубчатое колесо (1), подсоединенное к валу (10);
 второе зубчатое колесо (2), подсоединенное к валу (20), и взаимодействующее с первым зубчатым колесом (1);
 опоры (4, 5), удерживающие с возможностью вращения валы (10, 20) зубчатых колес;
 корпус (3), вмещающий опоры (4, 5) и образующий впускной канал текучей среды и выпускной канал текучей среды;
 передний фланец (6), от которого вперед выступает выступающий участок (13) вала, соединенный с валом (10) первого зубчатого колеса, причем указанный выступающий участок (13) вала выполнен с возможностью соединения с мотором (М);
 заднюю крышку (7), прикрепленную к корпусу (3), при этом зубчатое зацепление указанных зубчатых колес (1, 2) выполнено винтовым, отличающийся тем, что он содержит
 промежуточный фланец (8), расположенный между указанным корпусом (3) и указанным передним фланцем (6), при этом указанный промежуточный фланец (8) содержит первую камеру (80), соединенную посредством соединительного канала (82) с впускным или с выпускным каналом текучей среды;
 компенсационное кольцо (9), установленное в указанной первой камере (80) промежуточного фланца и введенное на участке (Т) указанного вала (10) первого

зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (А), приложенные к первому зубчатому колесу, и обеспечивать передачу движения на вал (10) первого зубчатого колеса,

при этом указанное компенсационное кольцо (9) содержит внутренне пустой цилиндр (90) и буртик (91), радиально выступающий от цилиндра (90), причем внешние диаметры (d₁, d₂) цилиндра (90) и буртика (91) выбраны таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (А), приложенные к первому зубчатому колесу.

2. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, дополнительно содержащий вторую камеру (81), выполненную в указанном промежуточном фланце (8) и соединенную посредством указанного соединительного канала (82) с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

поршень (88), установленный в указанной второй камере (81) указанного промежуточного фланца для остановки напротив одного конца указанного вала (20) второго зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (В), приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

3. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, в котором указанный участок (Т) вала первого зубчатого колеса, на котором введено указанное компенсационное кольцо (9), является концевым участком (Т), а шестеренчатый насос содержит также механическое соединение (500), соединяющее указанный концевой участок (Т) вала ведущего зубчатого колеса с другим валом (13, 10) для передачи движения.

4. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, в котором компенсационное кольцо (9) посажено на шпонку на указанном участке (Т) вала ведущего колеса таким образом, чтобы исключить относительное трение.

5. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, содержащий динамические уплотнения (95, 96), расположенные в указанной первой камере (80) промежуточного фланца (8), чтобы удерживать указанное компенсационное кольцо (9) таким образом, чтобы избежать протечки из областей высокого давления в области низкого давления.

6. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, в котором указанная закрывающая крышка (7) содержит

первую камеру (70) и вторую камеру (71), соединенные посредством каналов (72, 73) с каналом впуска или выпуска текучей среды;

первый поршень (270), установленный в указанной первой камере (70) закрывающей крышки для остановки напротив конца вала (10) первого зубчатого колеса (1) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (А, С), приложенные к указанному первому зубчатому колесу, и

второй поршень (271), установленный в указанной второй камере (71), закрывающей крышки для остановки напротив конца вала (20) второго зубчатого колеса (2) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (В, D), приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

7. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, дополнительно содержащий механическое соединение (500), соединяющее вал (10) первого зубчатого колеса (1) с ведущим валом (12), содержащим указанный выступающий участок (13), который выступает от переднего фланца (6).

8. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, в котором указанный выступающий участок (13) вала соединен с мотором (М) таким образом, что первое зубчатое колесо (1) является ведущим колесом, а второе зубчатое колесо (2) является ведомым колесом.

9. Шестеренчатый насос (100) по п. 1, в котором указанный шестеренчатый насос выполнен многоступенчатым и содержит

по меньшей мере одну переднюю ступень (S_A), содержащую первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2);

заднюю ступень (S_B), содержащую первое зубчатое колесо (1), второе зубчатое колесо (2) и указанную закрывающую крышку (7), и

5 механическое соединение (500), соединяющее вал первого зубчатого колеса (1) передней ступени (S_A) с валом первого зубчатого колеса (1) задней ступени (S_B),

при этом указанный промежуточный фланец (8) расположен между корпусом (3) передней ступени (S_A) и механическим соединением (500), а указанное компенсационное

10 кольцо (9) промежуточного фланца компенсирует осевую нагрузку (A) первого зубчатого колеса (1, 2) передней ступени (S_A).

10. Шестеренчатый насос (100) по п. 9, дополнительно содержащий по меньшей мере одну промежуточную ступень (S_I) между передней ступенью (S_A) и задней ступенью

15 (S_B), при этом каждая промежуточная ступень (S_I) содержит первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2) с винтовым зубчатым зацеплением, причем первое

зубчатое колесо (1) промежуточной ступени (S_I) получает движение от концевой участка (T) вала ведущего колеса (1) передней ступени (S_A) и двигает заднюю ступень

(S_B) посредством механического соединения (500), соединяющего вал первого зубчатого

20 колеса промежуточной ступени (S_I) с валом первого зубчатого колеса задней ступени (S_B), при этом

между корпусом промежуточной ступени (S_I) и механическим соединением (500)

расположен дополнительный промежуточный фланец (8), причем указанный

25 дополнительный промежуточный фланец (8) содержит компенсационное кольцо (9), чтобы компенсировать осевую нагрузку (A) первого зубчатого колеса (1)

промежуточной ступени (S_I).

11. Гидравлический шестеренчатый мотор (200), содержащий

30 первое зубчатое колесо (1), подсоединенное к валу (10);

второе зубчатое колесо (2), подсоединенное к валу (20) и взаимодействующее с первым зубчатым колесом (1);

опоры (4, 5), удерживающие с возможностью вращения валы (10, 20) зубчатых колес; корпус (3), вмещающий опоры (4, 5) и образующий впускной канал текучей среды и выпускной канал текучей среды;

35 передний фланец (6), от которого вперед выступает выступающий участок (13) вала, соединенный с валом (10) первого зубчатого колеса, причем указанный выступающий участок (13) вала выполнен с возможностью соединения с нагрузкой;

заднюю крышку (7), прикрепленную к корпусу (3), при этом

40 зубчатое зацепление указанных зубчатых колес (1, 2) выполнено винтовым,

отличающийся тем, что он содержит

промежуточный фланец (8), расположенный между указанным корпусом (3) и указанным передним фланцем (6), при этом указанный промежуточный фланец (8)

содержит первую камеру (80), соединенную посредством соединительного канала (82) с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

45 компенсационное кольцо (9), установленное в указанной первой камере (80)

промежуточного фланца и введенное на участке (T) указанного вала (10) первого зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (A),

приложенные к первому зубчатому колесу, и обеспечивать передачу движения на вал

(10) первого зубчатого колеса,

при этом указанное компенсационное кольцо (9) содержит внутренне пустой цилиндр (90) и буртик (91), радиально выступающий от цилиндра (90), причем внешние диаметры (d_1 , d_2) цилиндра (90) и буртика (91) выбраны таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (А), приложенные к первому зубчатому колесу.

12. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, дополнительно содержащий вторую камеру (81), выполненную в указанном промежуточном фланце (8) и соединенную посредством указанного соединительного канала (82) с впускным или с выпускным каналом текучей среды;

поршень (88), установленный в указанной второй камере (81) указанного промежуточного фланца для остановки напротив одного конца указанного вала (20) второго зубчатого колеса таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (В), приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

13. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, в котором указанный участок (Т) вала первого зубчатого колеса, на котором введено указанное компенсационное кольцо (9), является концевым участком (Т), а мотор содержит также механическое соединение (500), соединяющее указанный концевой участок (Т) вала ведущего зубчатого колеса с другим валом (13, 10) для передачи движения.

14. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, в котором компенсационное кольцо (9) посажено на шпонку на указанном участке (Т) вала ведущего колеса таким образом, чтобы исключить относительное трение.

15. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, содержащий динамические уплотнения (95, 96), расположенные в указанной первой камере (80) промежуточного фланца (8), чтобы удерживать указанное компенсационное кольцо (9) таким образом, чтобы избежать протечки из областей высокого давления в области низкого давления.

16. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, в котором указанная закрывающая крышка (7) содержит

первую камеру (70) и вторую камеру (71), соединенные посредством каналов (72, 73) с каналом впуска или выпуска текучей среды;

первый поршень (270), установленный в указанной первой камере (70), закрывающей крышки для остановки напротив конца вала (10) первого зубчатого колеса (1) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (А, С), приложенные к указанному первому зубчатому колесу, и

второй поршень (271), установленный в указанной второй камере (71), закрывающей крышки для остановки напротив конца вала (20) второго зубчатого колеса (2) таким образом, чтобы компенсировать осевые усилия (В, D), приложенные к указанному второму зубчатому колесу.

17. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, дополнительно содержащий механическое соединение (500), соединяющее вал (10) первого зубчатого колеса (1) с ведущим валом (12), содержащим указанный выступающий участок (13), который выступает от переднего фланца (6).

18. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, в котором указанный выступающий участок (13) вала соединен с нагрузкой.

19. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 11, в котором указанный гидравлический шестеренчатый мотор выполнен многоступенчатым и содержит по меньшей мере одну переднюю ступень (S_A), содержащую первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2);

заднюю ступень (S_B), содержащую первое зубчатое колесо (1), второе зубчатое

колесо (2) и указанную закрывающую крышку (7), и

механическое соединение (500), соединяющее вал первого зубчатого колеса (1) передней ступени (S_A) с валом первого зубчатого колеса (1) задней ступени (S_B),

5 при этом указанный промежуточный фланец (8) расположен между корпусом (3) передней ступени (S_A) и механическим соединением (500), а указанное компенсационное кольцо (9) промежуточного фланца компенсирует осевую нагрузку (А) первого зубчатого колеса (1, 2) передней ступени (S_A).

20. Гидравлический шестеренчатый мотор (200) по п. 19, дополнительно содержащий по меньшей мере одну промежуточную ступень (S_I) между передней ступенью (S_A) и 10 задней ступенью (S_B), при этом каждая промежуточная ступень (S_I) содержит первое зубчатое колесо (1) и второе зубчатое колесо (2) с винтовым зубчатым зацеплением, причем первое зубчатое колесо (1) промежуточной ступени (S_I) получает движение от 15 концевой участка (Т) вала ведущего колеса (1) передней ступени (S_A) и двигает заднюю ступень (S_B) посредством механического соединения (500), соединяющего вал первого зубчатого колеса промежуточной ступени (S_I) с валом первого зубчатого колеса задней ступени (S_B), при этом

20 между корпусом промежуточной ступени (S_I) и механическим соединением (500) расположен дополнительный промежуточный фланец (8), причем указанный дополнительный промежуточный фланец (8) содержит компенсационное кольцо (9), чтобы компенсировать осевую нагрузку (А) первого зубчатого колеса (1) 25 промежуточной ступени (S_I).

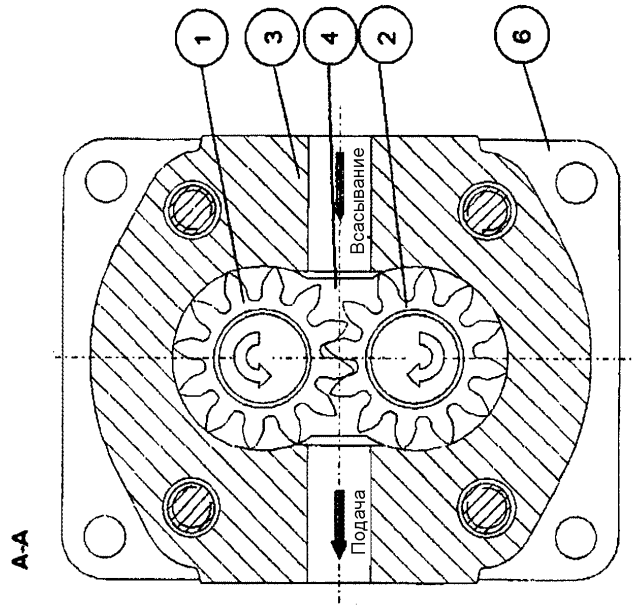
25

30

35

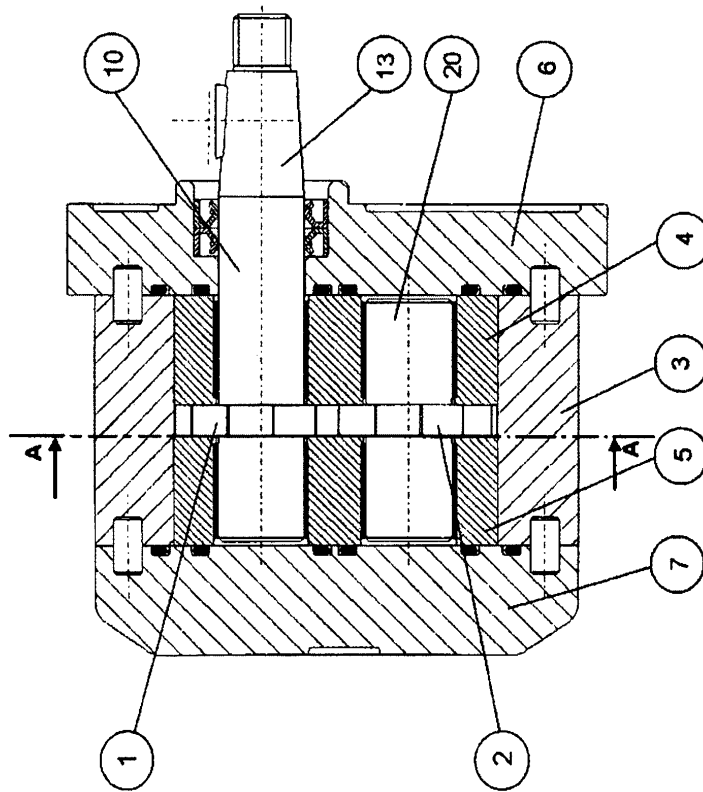
40

45



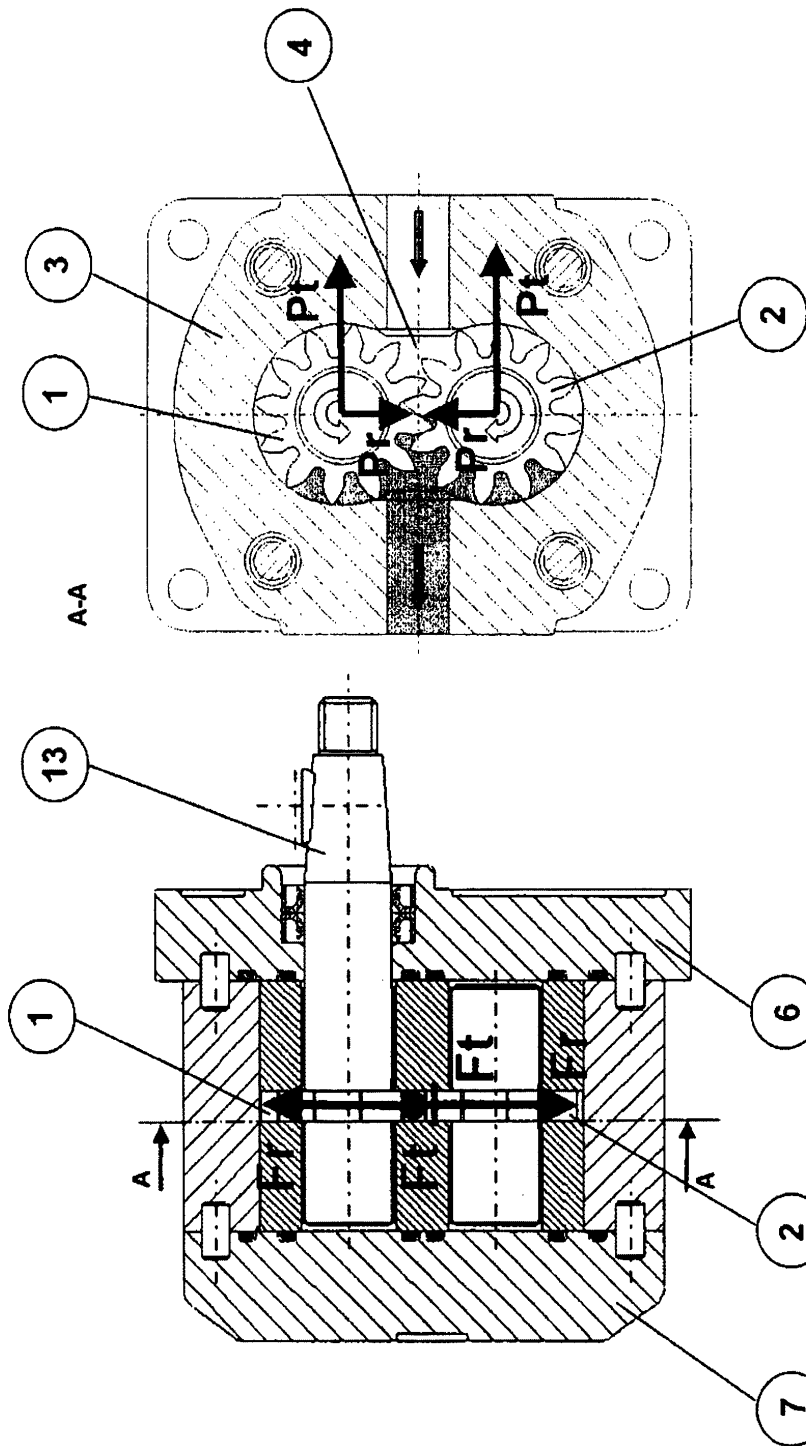
ФИГ. 1А

Уровень техники



ФИГ. 1

Уровень техники

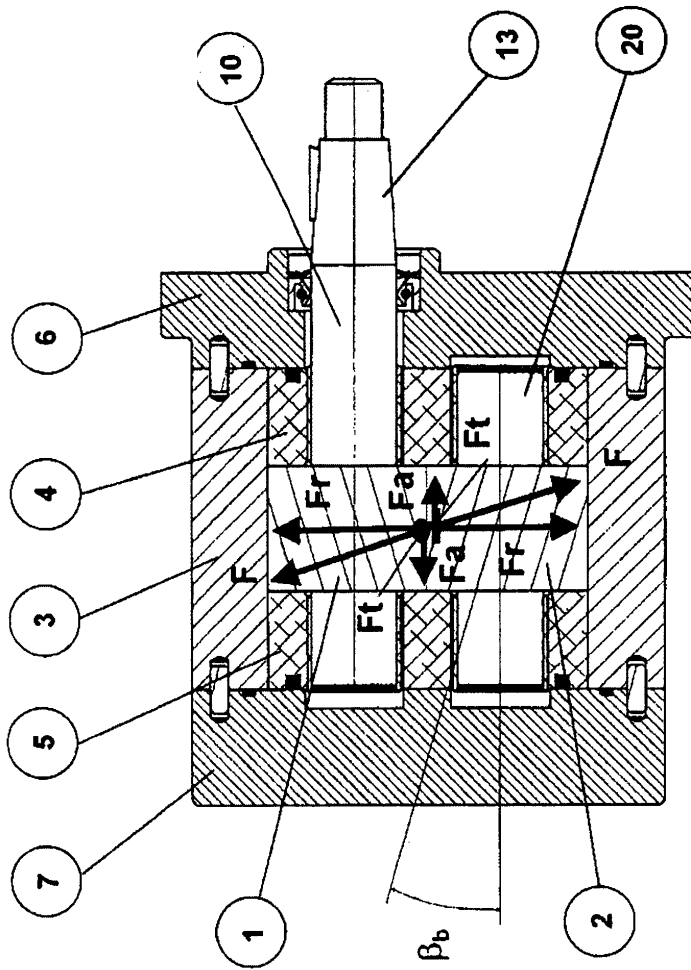


ФИГ.2А

Уровень техники

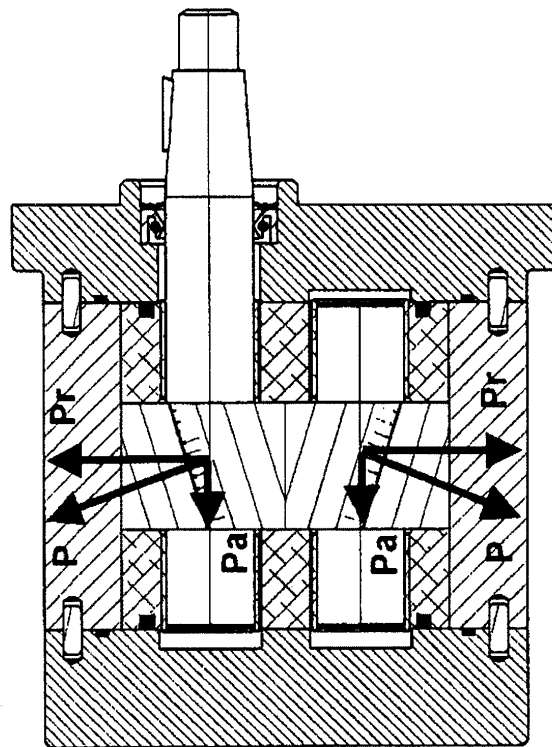
ФИГ.2

Уровень техники

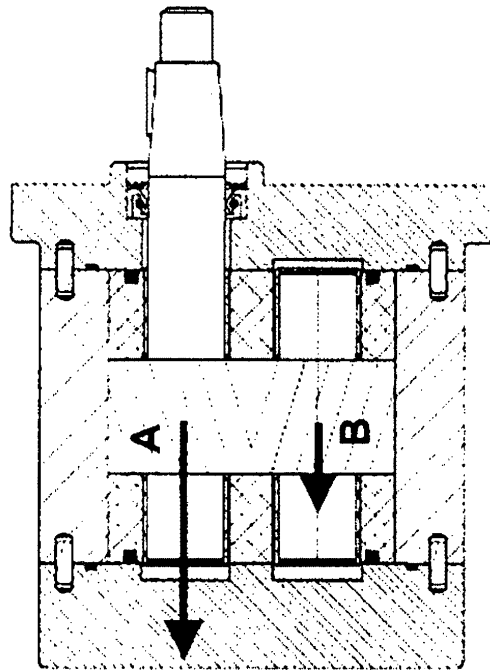


ФИГ. 3 А

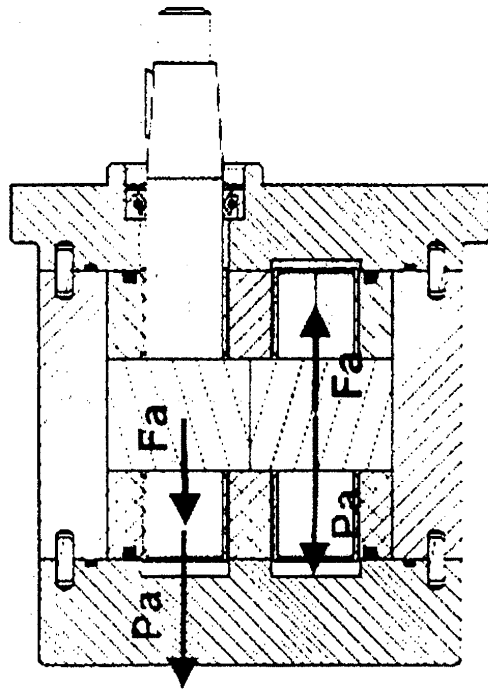
Уровень техники



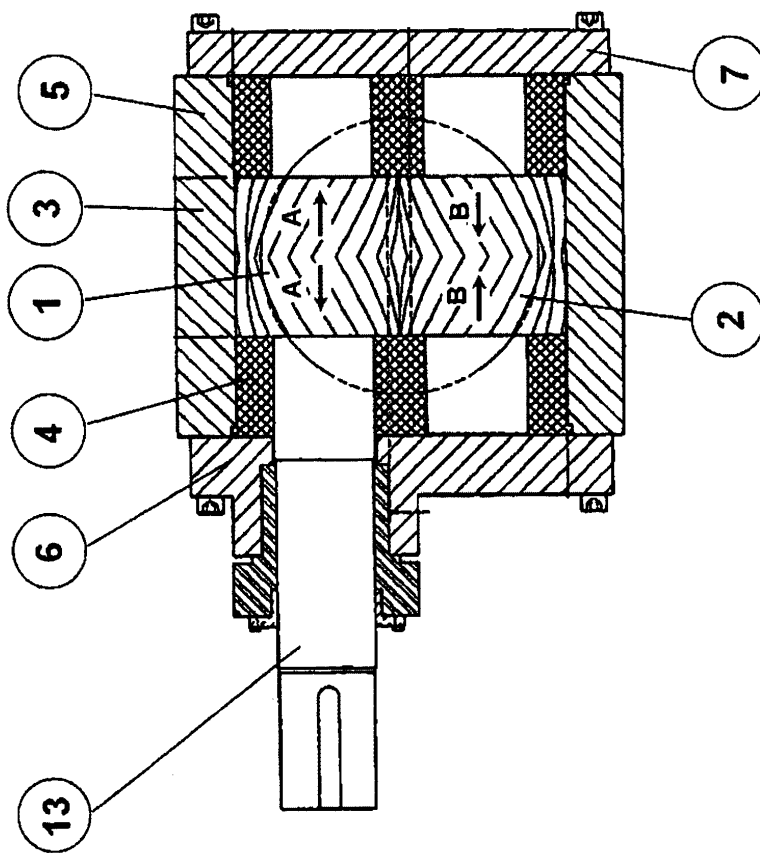
ФИГ. 3В
Уровень техники



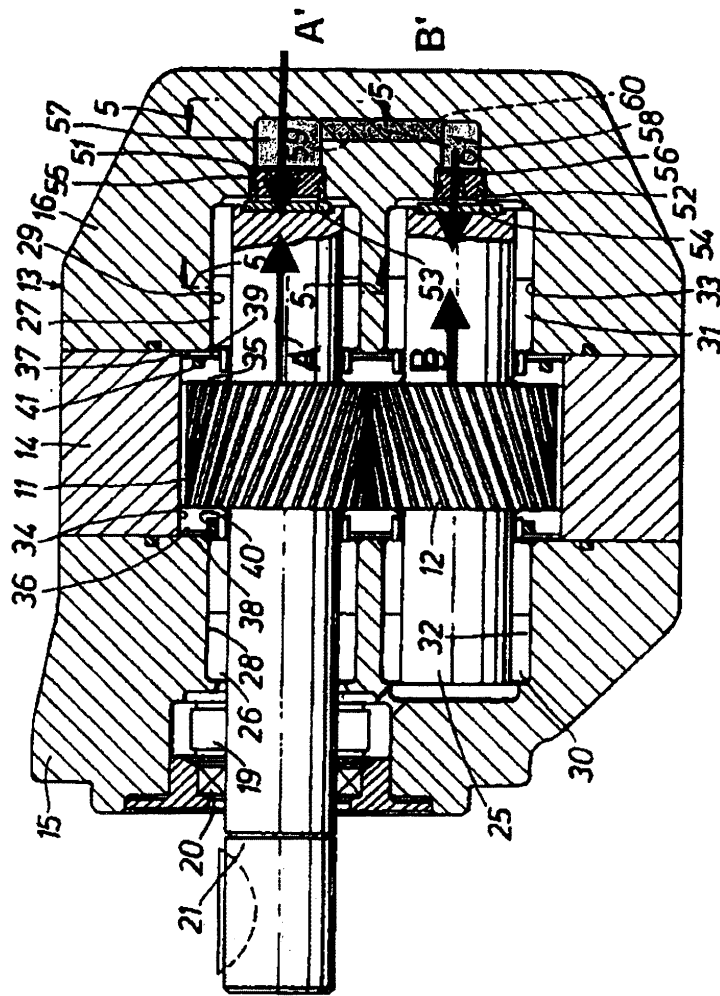
ФИГ.3D
Уровень техники



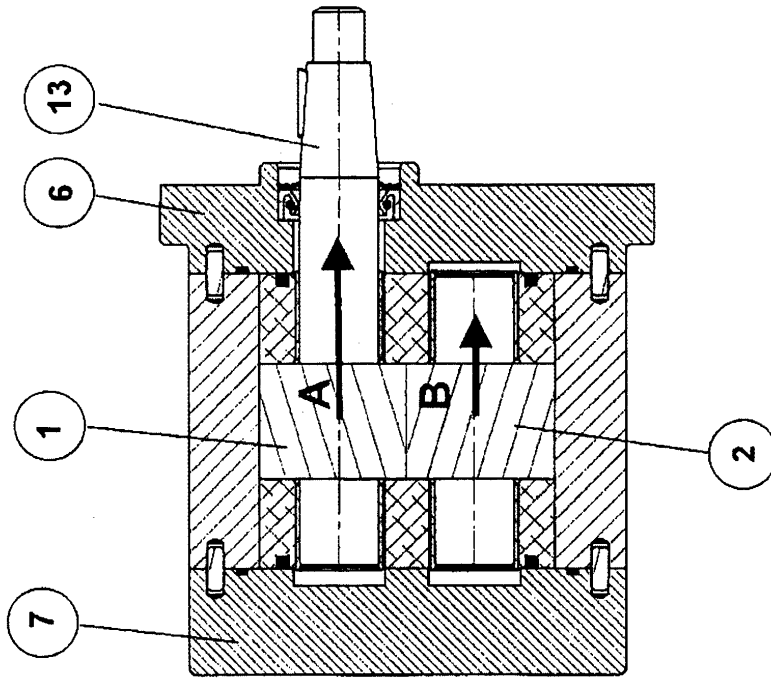
ФИГ.3C
Уровень техники



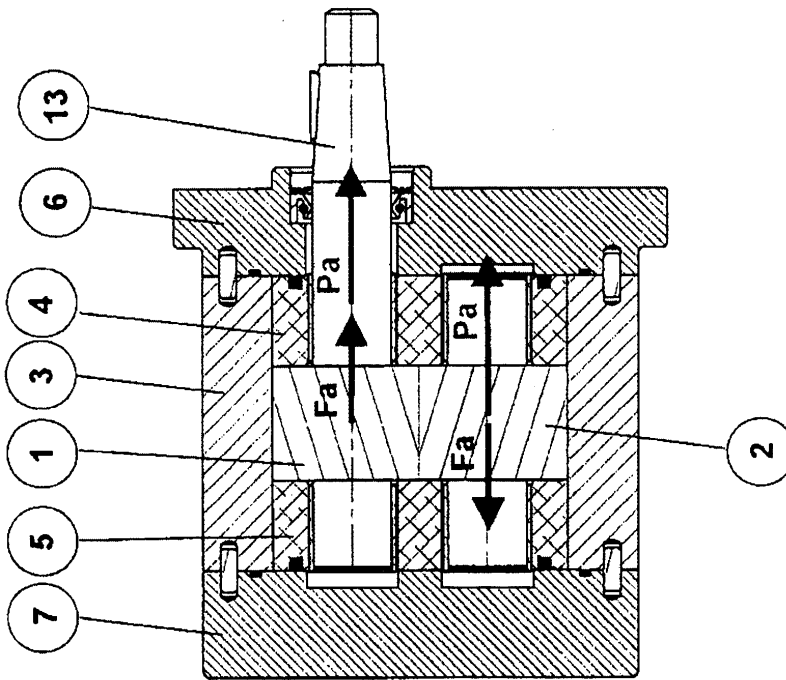
ФИГ.4
Уровень техники



ФИГ.5
Уровень техники

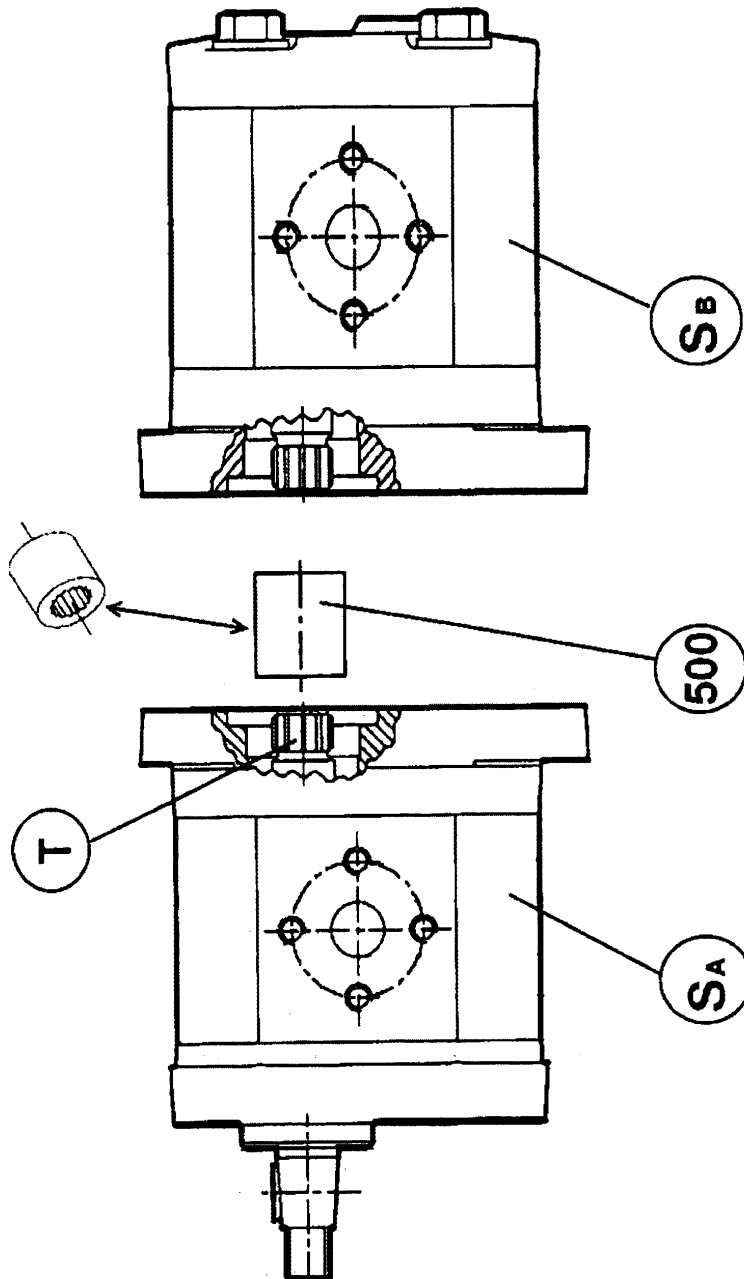


ФИГ.6В
Уровень техники



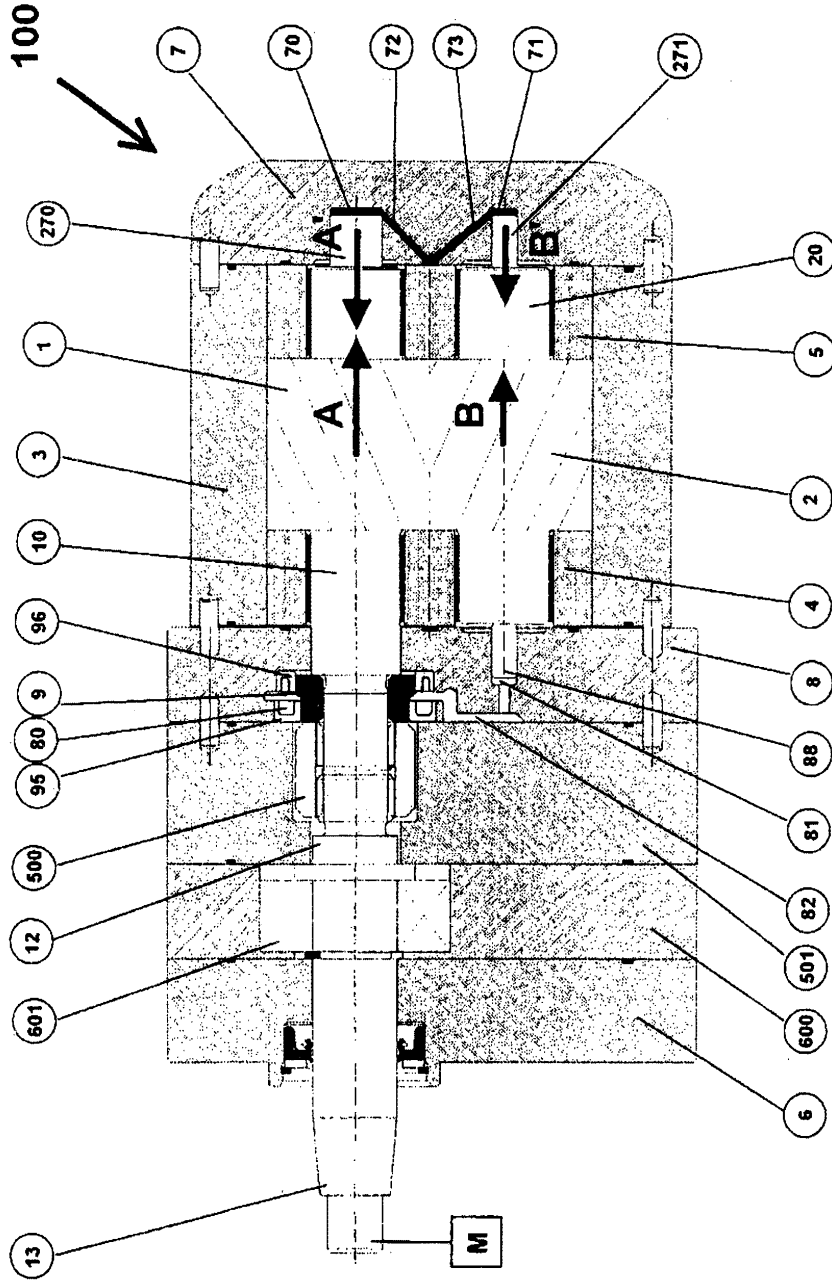
ФИГ.6А
Уровень техники

9/17

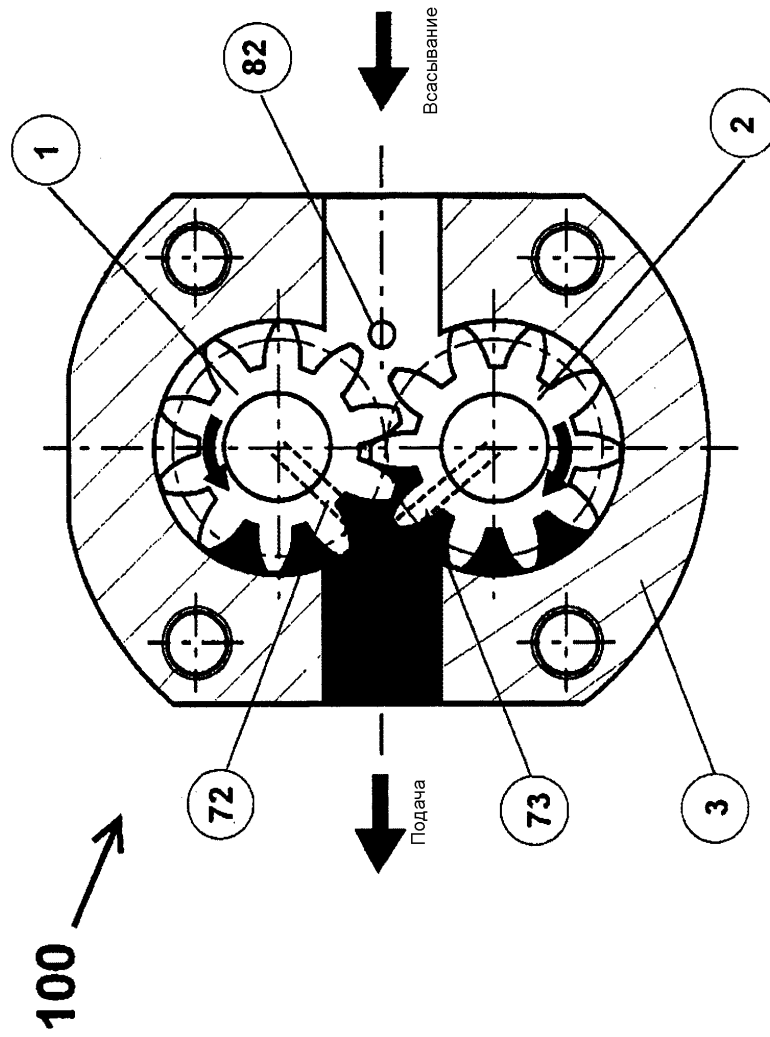


ФИГ.7

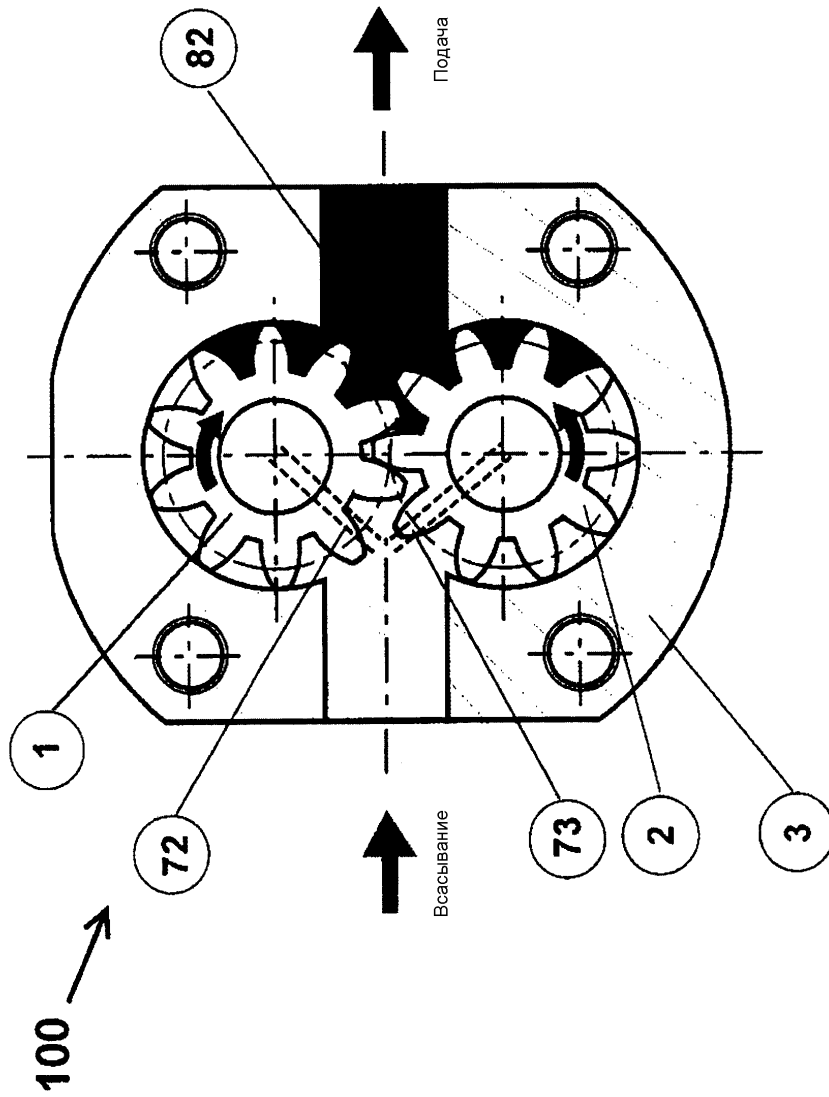
Уровень техники



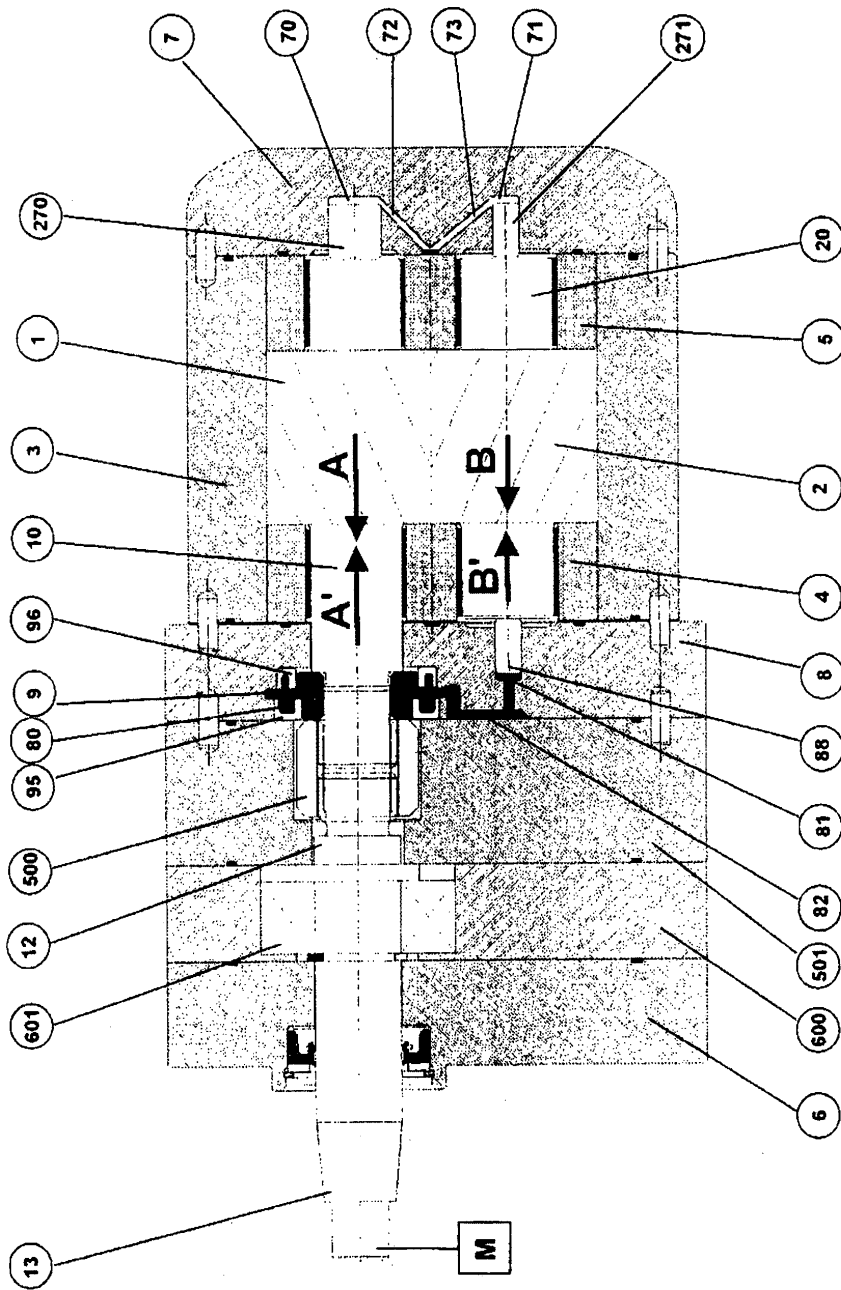
ФИГ.8



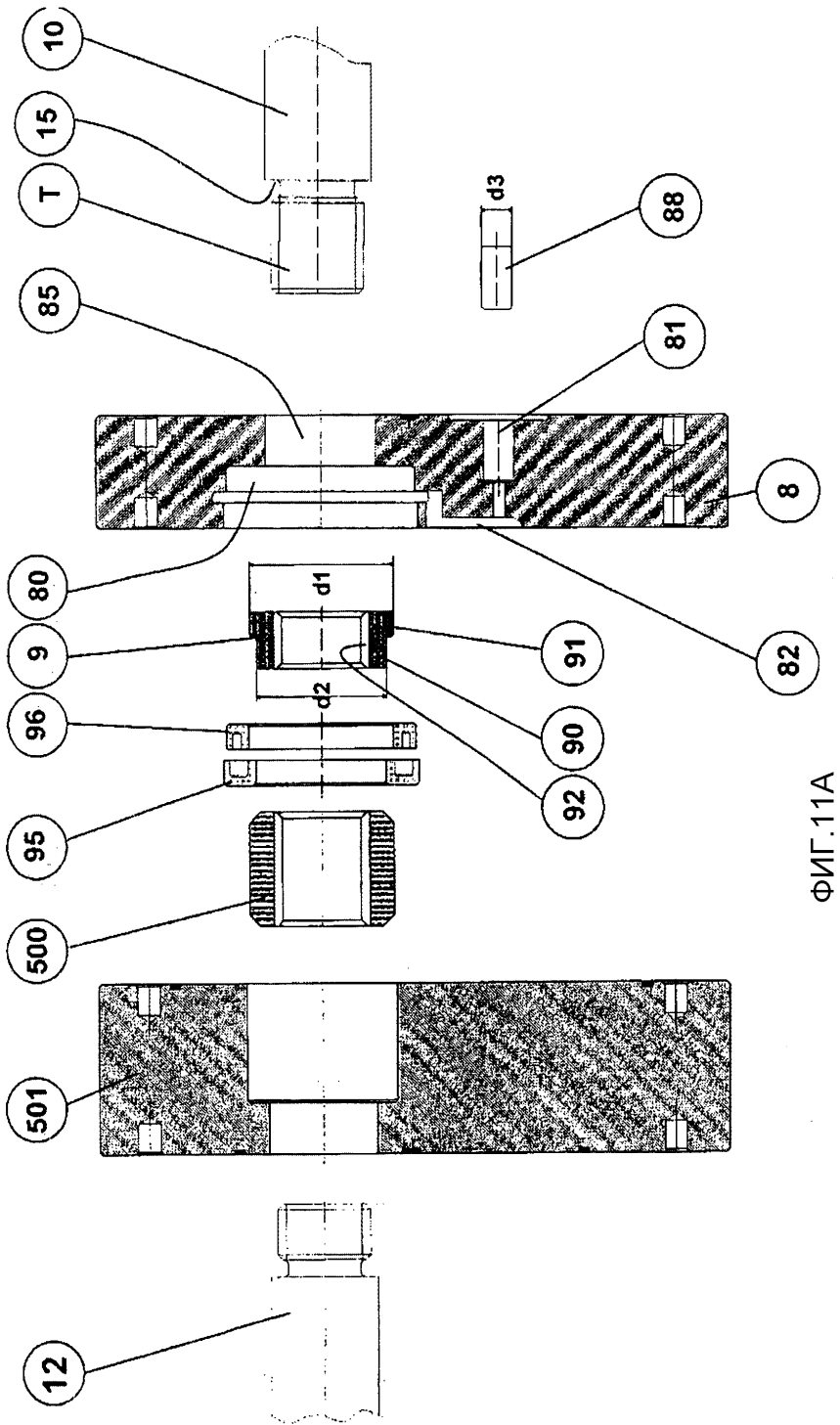
ФИГ. 9



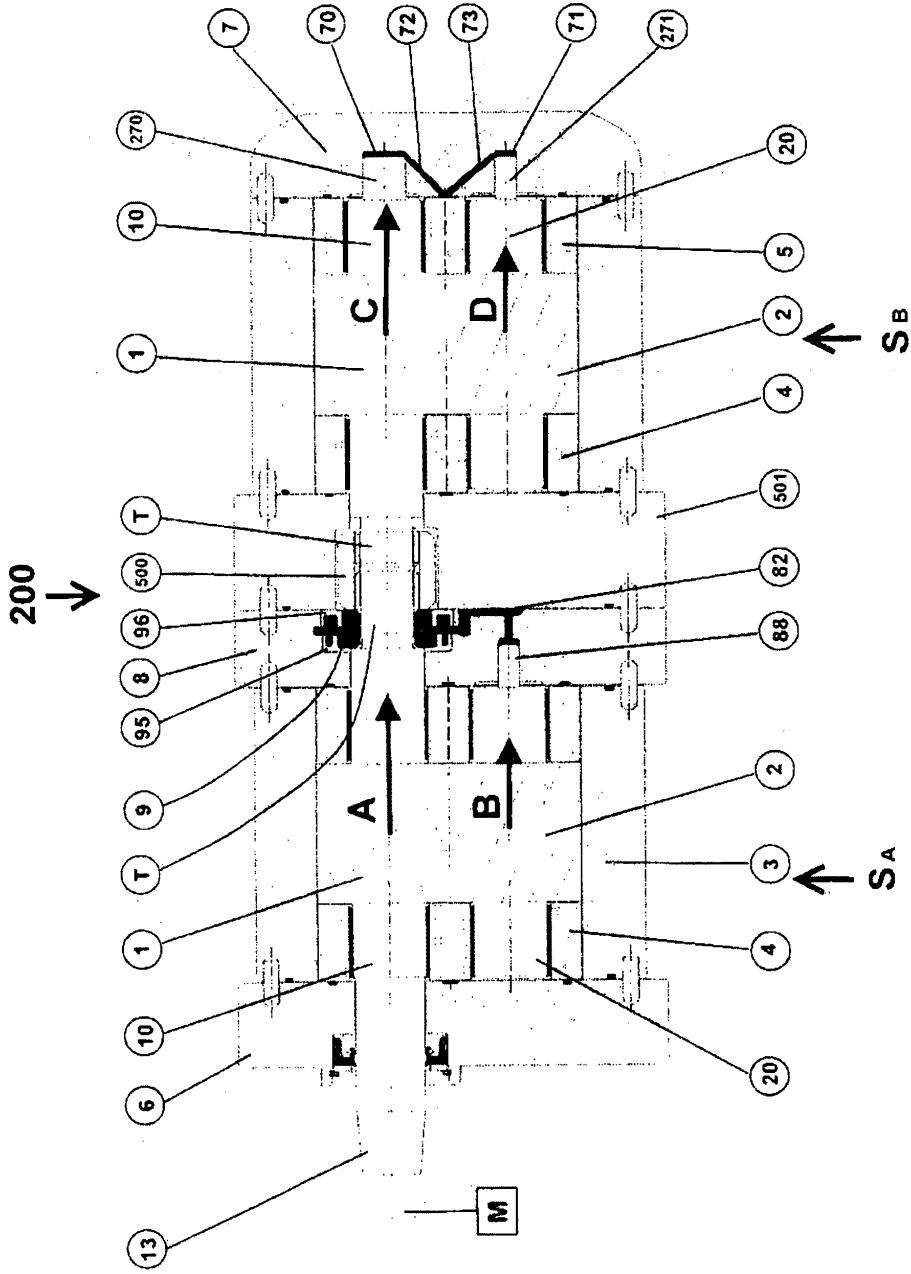
ФИГ.10



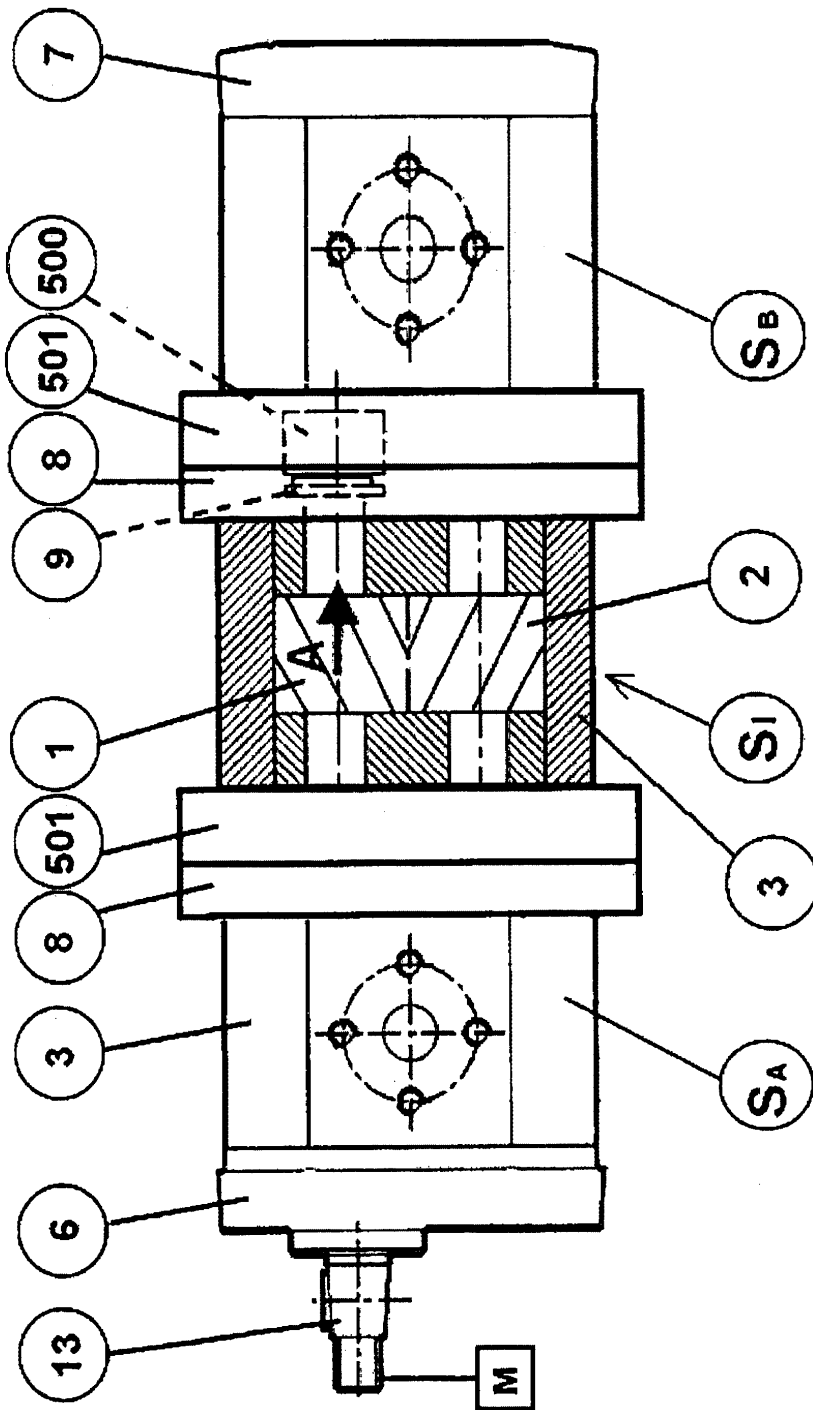
ФИГ. 11



ФИГ.11А



ФИГ.12



Фиг.14