

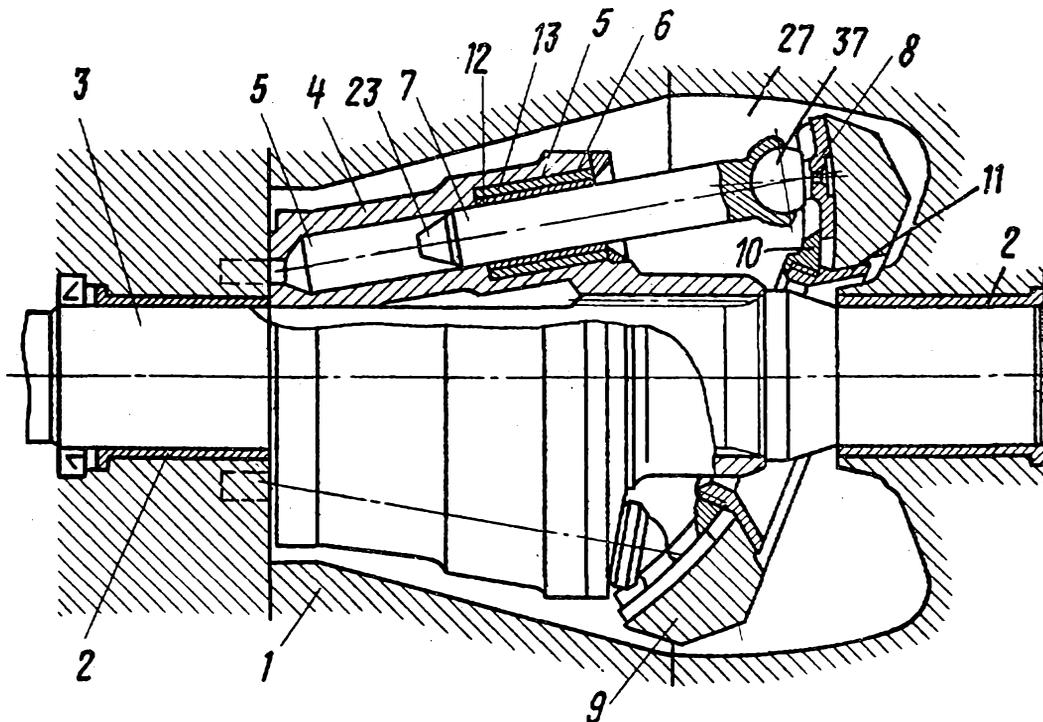


ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

- (21) 4150030/25-06
(22) 20.11.86
(46) 23.11.88. Бюл. № 43
(71) Белорусский политехнический институт
(72) А.Б.Марковский, О.П.Лапотко, О.М.Бабаев и Л.Н.Игнатов
(53) 621.651 (088.8)
(56) Патент США № 3142262, кл. 92-12.2, 1964.
(54) АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВАЯ ГИДРОМАШИНА
(57) Изобретение м.б.использовано в полнопоточных гидropередачах энергонасыщенных мобильных машин. Цель

изобретения - повышение КПД и надежности гидромашины. В корпусе 1 на подшипниках 2 скольжения установлен вал 3. В ступенчатые цилиндрические отверстия 5 блока цилиндров 4 вставлены гильзы 6 и поршни (П) 7, опирающиеся с помощью гидростатических башмаков 8 на наклонный диск 9. Гильзы 6 выполнены в виде двух втулок 12, 13 (внутренней сплошной и наружной упругопористой, выполненной из тонкостенных профилированных трубок). Трубки расположены соосно с образованием продольных микрощелей. Втулка 12 снабжена радиальными кана-



Фиг.1

лами, выполненными в центральной части для сообщения микрощелей с зазором между П 7 и гильзой 6. Втулка 12 снабжена зубцами для взаимодействия с пазами на торцевой поверхности трубок. П 7 имеют разжимную юбку, снабженную пробкой с упругим элементом, установленную по конусной поверхности юбки. Для разделения внутреннего объема П 7 на полости высокого и низкого давления на полости высокого давления полость высокого давления соединена с зазором, образованным между П 7 и отверстием 5 че-

рез радиальные каналы, выполненные в П 7 со стороны крышки. На цилиндрической поверхности П 7 равномерно расположены продольные пазы, длина которых равна диаметру П 7. Отверстия 5 снабжены конусной проточкой, глубина которой соизмерима с зазором между П 7 и гильзой 6. В результате гидростатического уравнивания удельного давления в контакте поверхностей П-цилиндр, П-В 12 возможно снижение сил трения, а также уменьшение износа в указанных парах трения. 3 з.п. ф-лы, 11 ил.

1

Изобретение относится к гидромашиностроению, в частности к аксиально-поршневым насосам или гидромоторам с наклонным диском, применяемым в полнопоточных гидropередачах энергонасыщенных мобильных машин, а также тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин.

Цель изобретения - повышение КПД и надежности гидромашин.

На фиг.1 приведена гидромашина, продольный разрез; на фиг.2 - поршень с гильзой в ступенчатом цилиндрическом отверстии; на фиг.3 - узел 1 на фиг.2; на фиг.4 - поршень и гильза, поперечный разрез; на фиг.5 - эпюра удельного давления с максимумами противоположных знаков, расположенных на начальном участке поршня и выходе поршня из втулки; на фиг.6 - деформация юбки поршня с уменьшением первоначального зазора до минимума; на фиг.7 - изменение зазора между поршнем и стенкой цилиндрического отверстия, возникающее вследствие податливости втулки; на фиг.8 - эпюра гидростатического давления при сужающемся верхнем зазоре и расширяющемся нижнем; на фиг.9 - разрез А-А на фиг.8; на фиг.10 - эпюра гидростатического давления при деформации втулки; на фиг.11 - эпюра гидростатического давления при циркуляции тангенциальной силы, формирующей изгибающий момент.

2

В корпусе 1 гидромашин на подшипниках 2 скольжения установлен вал 3 с блоком цилиндров 4. В ступенчатые цилиндрические отверстия 5 блока цилиндров 4 вставлены гильзы 6 и поршни 7 с гидростатическими башмаками 8, контактирующими с наклонным диском 9. Гидростатические башмаки 8 фиксируются в осевом направлении относительно наклонного диска 9 с помощью сепаратора 10 и конусной втулки 11. Гильзы 6 состоят из двух втулок: внутренней сплошной 12 и наружной упругопористой 13, выполненной из тонкостенных профилированных трубок 14, установленных с образованием продольных герметичных микрощелей 15, которые фиксируются зубцами 16 внутренней втулки 12, входящими в поперечные пазы 17 трубок 14. В центральной части 18 внутренних втулок 12 имеются радиальные каналы 19, сообщающие зазор δ , между поршнем 7 и внутренней втулкой 12 с микрощелями 15. Поршни 7 содержат разжимную юбку 20, в которую вставлена коническая пробка 21, выполненная за одно целое с упругим элементом 22. Она удерживается с помощью крышки 23 со стержнем 24, установленным в поршне 7, с образованием между крышкой 23 и пробкой 21 полости высокого давления.

Полость 26 низкого давления между упругим элементом 22 пробки 21 и поршнем 7 соединена с дренажной

полостью 27 гидромашины через продольные пазы 28 стержня 24 и канал 29. Пробка 21 разделяет полости высокого давления 25 и низкого давления 26. Герметичность обеспечивается микрорельефом (не показан), выполненным на конической поверхности 30 пробки 21 и благодаря наличию на цилиндрической поверхности 31 пробки 21 канавок 32, образующих лабиринтно-шелевое уплотнение. Полость 25 высокого давления соединяется с поршневым зазором δ_2 , образованным между юбкой 20 поршня 7 и цилиндрическим отверстием 5, через радиальные каналы 33, выполненные со стороны крышки 23, кольцевую канавку 34 и пазы 35 на пробке 21, причем каналы 33 расположены в непосредственной близости от крышки 23. Стержень 24 содержит центральный канал 36 для подвода высокого давления к сферической головке 37 гидростатического башмака 8. Юбка 20 контактирует с крышкой 23 с минимальным зазором δ_3 , обеспечивающим свободу радиального перемещения юбки 20. На поршне 7 равномерно расположены продольные пазы 38, длина которых равна диаметру поршня 7. Пазы 38 соединяют цилиндрические отверстия 5 с поршневым зазором δ_2 . Цилиндрические отверстия 5 снабжены конусной проточкой 39, глубина которой соизмерима зазору δ_1 между поршнем 7 и гильзой 6.

В процессе работы гидромашины осевая сила P , образующаяся при этом на поршнях 7 от взаимодействия башмаков 8 с наклонным диском 9, раскладывается на нормальную N , направленную перпендикулярно к поверхности последнего, и тангенциальную T , перпендикулярную к оси 40 поршня 7. Тангенциальная сила T образует изгибающий момент $M_H = TL$, где L - плечо приложения силы T от центра 41 сферической головки 37 до точки приложения равнодействующей эпюры опорной реакции на гильзе 6, L - величина переменная, в течение половины оборота блока цилиндров 4 она изменяется от L_{\min} до L_{\max} .

В течение полного оборота блока цилиндров 4 вектор тангенциальной силы T имеет переменный модуль от $T = 0$ до $T = \pm T_{\max}$ и совершает полную циркуляцию вокруг оси 40 поршня 7.

Аналогично изменяющийся M_H на поршне 7 воспринимается контактирующими поверхностями цилиндрического отверстия 5, гильзы 6 и самого поршня 7. Удельное давление $P_{\text{уд}}$ в зоне контакта этих поверхностей также совершает циркуляцию синхронно с циркуляцией M_H . В конструкции гидромашин удельное давление $P_{\text{уд}}$ частично уравновешивается гидростатической эпюрой давления, существующей в поршневом зазоре δ_2 за счет утечек через него рабочей жидкости, находящейся под высоким давлением в цилиндрическом отверстии 5 и изменяющейся синхронно M_H . Изменение гидростатической эпюры давления синхронно M_H происходит в результате соответствующих деформаций поршня 7 и гильзы 6. Высокое давление P передается через радиальные каналы 33, канавку 34 и пазы 35 в полость 25. Под действием этого давления пробка 21, преодолевая усилие упругого элемента 22, перемещается вправо, деформируя через коническую поверхность 30 юбку 20 поршня 7. При деформации юбки 20 поршневой зазор δ_2 уменьшается. Между взаимно изолированными полостями высокого давления 25 и дренажной 27 имеются утечки только по шелевому уплотнению, образованному прецизионными цилиндрическими поверхностями пробки 21 и стержня 24. Коническая пробка 21, работающая как кольцевой поршень, выполняет функцию гидромеханического усилителя.

При деформации юбки 20 поршень 7 центрируется относительно цилиндрического отверстия 5. Под воздействием тангенциальной силы T , направленной, например, вверх, зазор δ_2 в верхнем положении уменьшается, а в нижнем увеличивается. Утечки рабочей жидкости из цилиндрического отверстия 5 происходят преимущественно через продольные пазы 28, которые в верхнем положении оказываются запертыми в связи с плотным прилеганием поршня 7 к цилиндрическому отверстию 5, а в нижнем сообщаются с зазором δ_2 , поэтому площадь эпюры давления в нижнем положении зазора δ_2 превышает площадь эпюры в верхнем положении. Одновременно с появлением эксцентриситета поршня 7 в цилиндрическом отверстии 5 под действием силы T имеет место его перекося и относительно

втулки 12, при котором зазор δ_1 приобретает конусность с сужением в верхней части и с расширением в нижней. Тогда эпюра давления утечек в верхней части становится выпуклой, а в нижней - вогнутой.

Рабочая жидкость под высоким давлением проникает через радиальные каналы 19 между втулками 12 и 13. Эпюра в этом случае характеризуется неравномерностью по причине эксцентричного положения поршня 7, которое сохраняется практически на всех режимах работы насоса, и благодаря профилированным трубкам 14 и утечкам рабочей жидкости из микрощелей 15. Наличие в гильзах 6 блока цилиндров 4 упруго-пористой втулки 13, выполненной многослойной из тонкостенных трубок 14 с продольными микрощелями 15, обеспечивает свободу в радиальном направлении упругой деформации внутренней втулки 12. Эта деформация усиливает перераспределение эпюры давления в зазоре δ_1 между поршнем 7 и внутренней втулкой 12. При этом снижаются азимутальные перетечки из участков эпюр с более высоким давлением в участки с низким давлением, а следовательно, способствует уменьшению объемных потерь в поршневых парах. Благодаря усилению эффекта перераспределения эпюры давления в зазоре δ_1 , увеличивается степень гидростатической разгрузки и, как результат, снижается удельное давление и износ в поршневых парах, что благоприятно влияет на надежность насоса или гидромотора.

Радиальные каналы 19 во внутренней втулке 12, сообщающие зазор δ_1 с продольными микрощелями 15 между внутренней 12 и наружной 13 втулками, обеспечивают следящий режим поджима поверхности внутренней 12 втулки к поршню 7 вдоль ее образующих. Так как при некотором минимально допустимом зазоре $\delta_{\text{мин}}$ в этих местах радиальные отверстия перекрываются поршнем, то происходит соответствующее уменьшение наружного давления на внутреннюю втулку, что уменьшает силу трения в поршневой паре, а следовательно, повышает механический КПД и исключает защемление поршней в гильзах, что благоприятно влияет на надежность. Наличие в разжимной юбке 20 поршней 7, опирающейся на упругий

элемент 22 пробки 21, взаимодействующей с юбкой 20 по конической поверхности 30 и разделяющей внутренний объем поршня 7 на полости высокого давления 25 и дренажную 27, позволяет осуществить центрирование в цилиндрических отверстиях 5 начального участка поршней 7. При таком центрировании перекося поршня 7 в цилиндрическом отверстии 5 приводит к благоприятному перераспределению эпюры давления в поршневом зазоре δ_2 с расположением максимума ее площади в зоне опорной реакции цилиндрического отверстия на поршень 7. Разжим юбки 20 с помощью упругого элемента 22, воздействующего на нее через самотормозящую коническую поверхность 30, исключает деформацию юбки 20 от опорной реакции цилиндрического отверстия 5 на начальном участке 42 поршня 7.

Поэтому предлагаемое конструктивное решение способствует повышению КПД за счет снижения удельного давления и силы трения и повышению надежности, так как предотвращает износ поршневых пар. Соединение полости 25 высокого давления во внутреннем объеме поршня 7 с поршневым зазором δ_2 через радиальные каналы 19 в юбке 20 поршня 7 позволяет осуществить более качественное центрирование начального участка 42 поршня 7 в цилиндрическом отверстии 5, так как указанные каналы 19 с учетом их расположения выполняют функцию обратной связи в системе автоматического регулирования поршневого зазора δ_2 . Автоматическое регулирование в данном случае предотвращает как заклинивание поршня 7, что устраняется в виду снижения давления в полости 25 при перекрытии радиальных каналов 19 поверхностью цилиндрического отверстия 5, так и его увеличение, при котором эксцентриситет поршня 7 на участке 42 снижает эффективность от рассмотренного перераспределения эпюры давления в поршневом зазоре δ_2 , что устраняется при повышении давления в полости 25. Поэтому автоматическое поддержание оптимальной величины поршневого зазора δ_2 на участке 42 с помощью указанных отверстий также позволяет повысить КПД за счет уменьшения сил трения и надежность, так как предотвращается

заклинивание поршня 7 в цилиндрическом отверстии 5.

Наличие на цилиндрической поверхности поршней 7 равномерно расположенных пазов 28, соединяющих цилиндрическое отверстие 5 с поршневым зазором δ_2 способствует при перекосах поршней 7 благоприятному перераспределению давления в зазоре δ_2 , при котором возникает равнодействующая от разности площадей эпюр давления рабочей жидкости, направленная противоположно эпюре удельного давления от реакции цилиндрического отверстия 5 на начальном участке 42 поршня 7. Пазы 28 необходимы также для направления под высоким давлением утечек из цилиндрического отверстия 5 через поршневой зазор δ_2 к зазору δ_1 , в котором происходит частичное уравнивание удельного давления в контакте между поршнем 7 и внутренней втулкой 12.

В результате гидростатического уравнивания удельного давления в контакте поверхностей поршень-цилиндр, поршень-внутренняя втулка возможно снижение сил трения и тем самым повышение КПД, а также достигается более высокая надежность, благодаря уменьшению износа при более низком удельном давлении в указанных парах трения.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

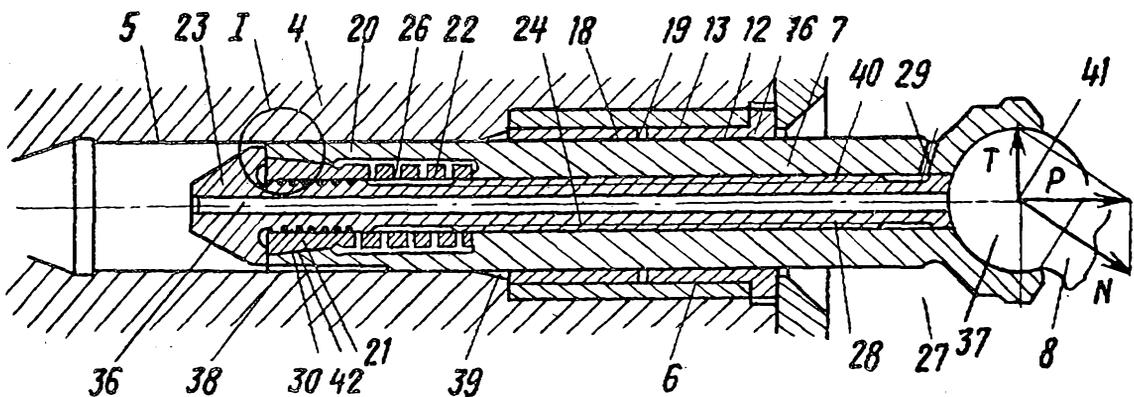
1. Аксиально-поршневая гидромашина, содержащая установленные в корпусе вал, вращающийся блок цилиндров со ступенчатыми цилиндрическими отверстиями под гильзы и поршни, опирающиеся с помощью гидростатических башма-

ков на наклонный диск и снабженные разжимной юбкой с герметичным внутренним объемом, отличающаяся тем, что, с целью повышения надежности и КПД, гильза выполнена в виде двух втулок, наружной, состоящей из многослойных гофрированных трубок, расположенных соосно с образованием продольных микрощелей, и внутренней, снабженной радиальными каналами, выполненными в центральной части для сообщения микрощелей с зазором, образованным между поршнем и гильзой, причем на торцевой поверхности трубок выполнены пазы, а внутренняя втулка снабжена зубцами для взаимодействия с пазами.

2. Гидромашина по п.1, отличающаяся тем, что разжимная юбка поршней снабжена пробкой с упругим элементом, установленной по конусной поверхности юбки, для разделения внутреннего объема поршня на полости высокого и низкого давления, причем полость высокого давления соединена с зазором, образованным между поршнем и цилиндрическим отверстием через радиальные каналы, выполненные в поршне со стороны крышки.

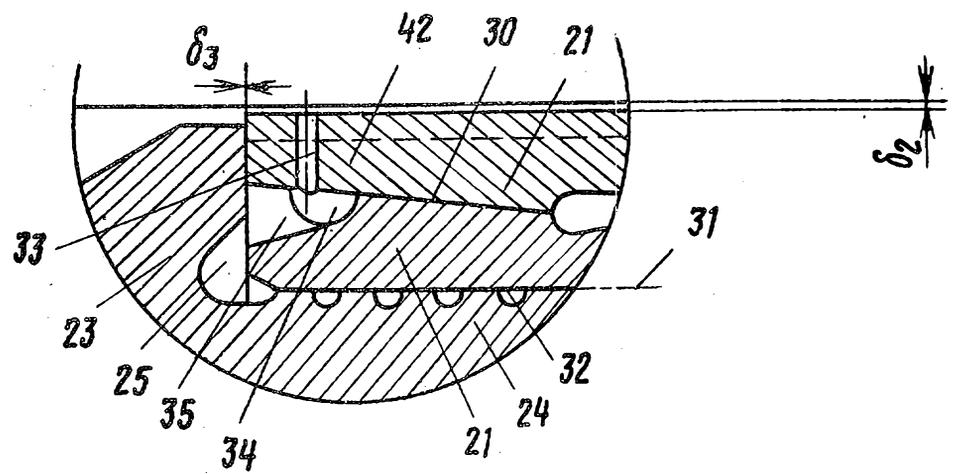
3. Гидромашина по п.1, отличающаяся тем, что на цилиндрической поверхности поршней равномерно расположены продольные пазы, длина которых равна диаметру поршня.

4. Гидромашина по п.1, отличающаяся тем, что цилиндрические отверстия блока цилиндров снабжены конусной проточкой, глубиной которой соизмерима с зазором между поршнем и гильзой.

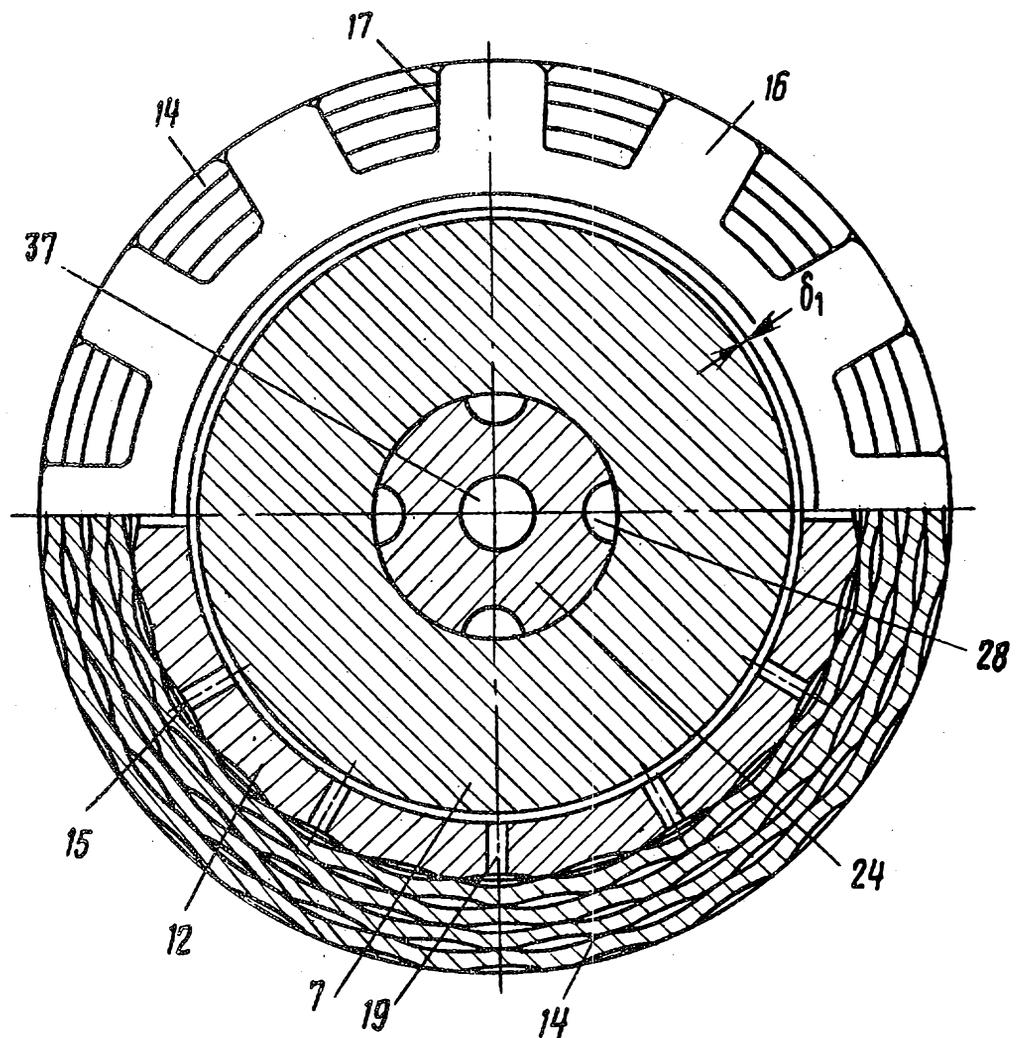


фиг. 2

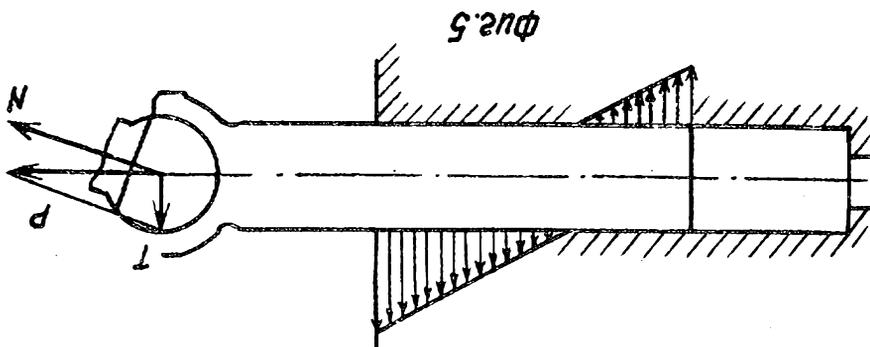
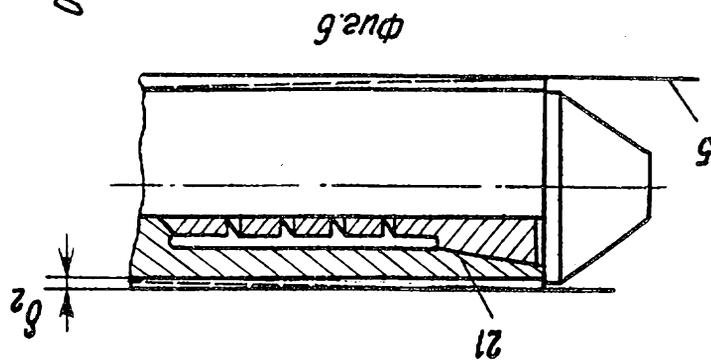
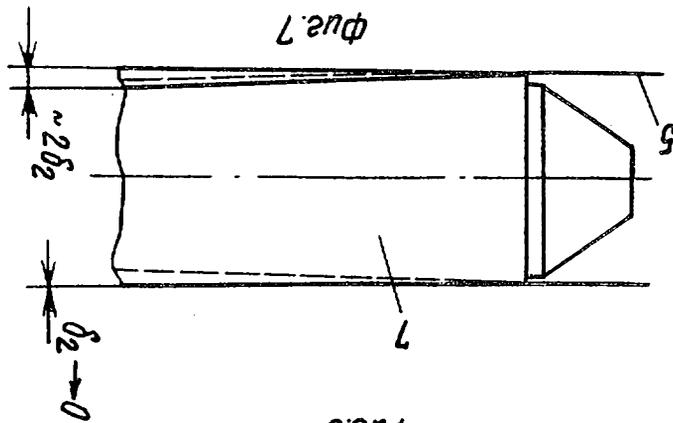
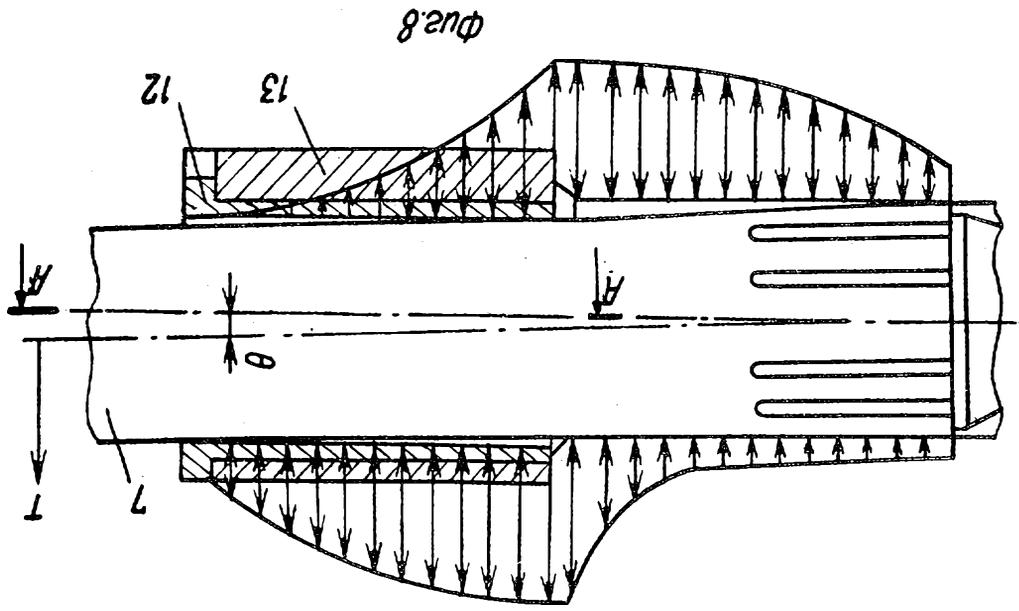
I'



Фиг. 3



Фиг. 4



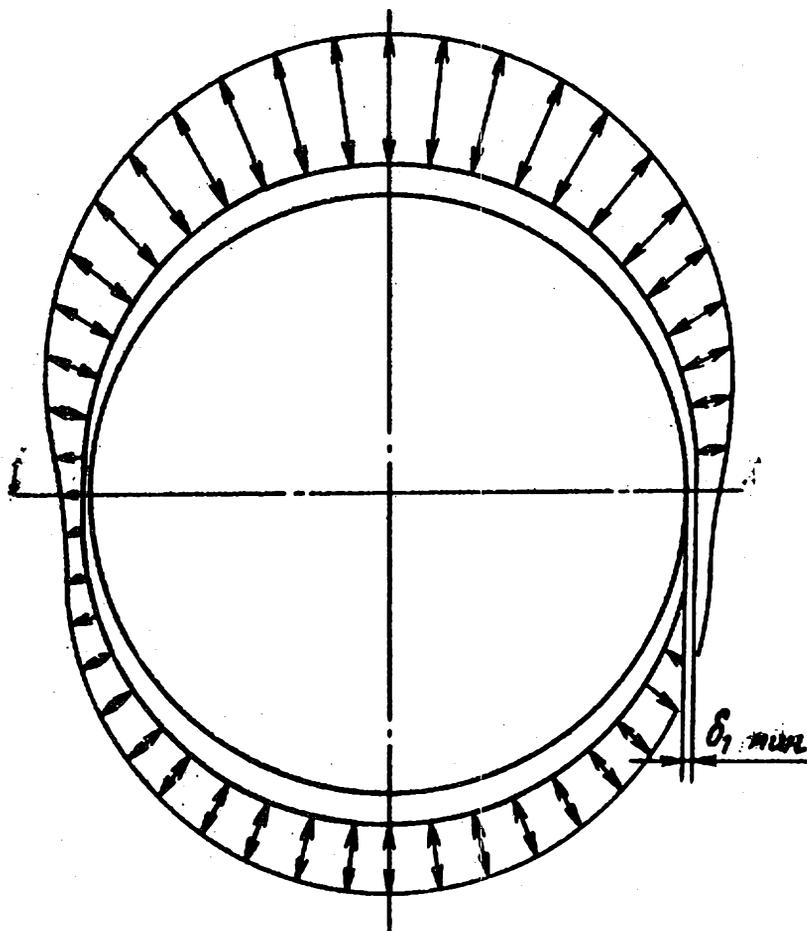
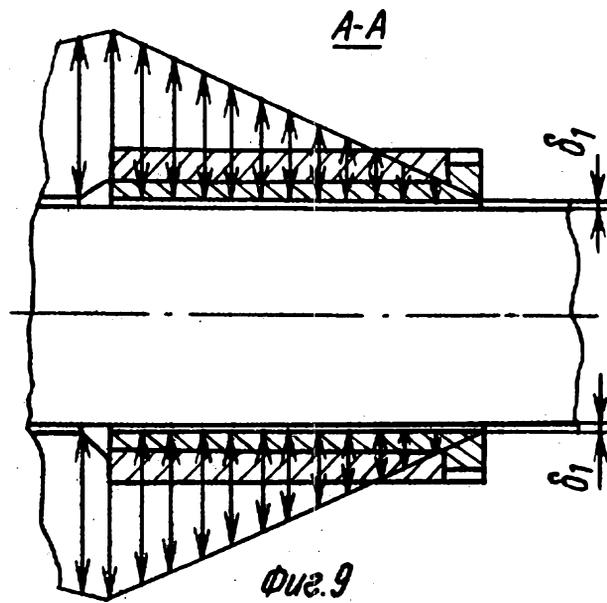
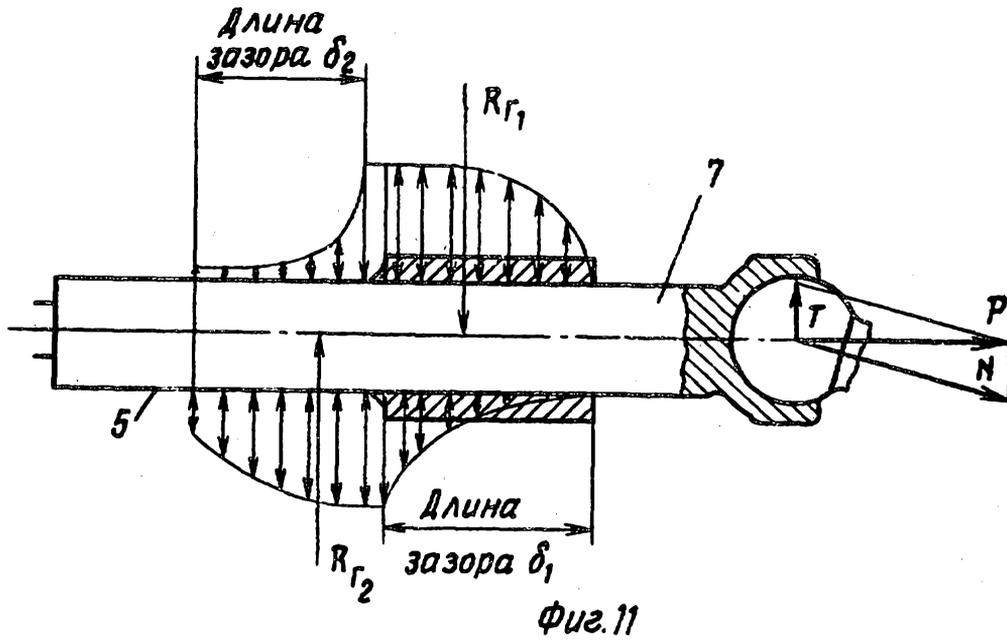


Fig. 10



Составитель Н. Костина
 Редактор М. Вланар Техред Л. Олийник Корректор М. Шароши

Заказ 6052/32 Тираж 574 Подписное
 ВНИИПИ Государственного комитета СССР
 по делам изобретений и открытий
 113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5

Производственно-полиграфическое предприятие, г. Ужгород, ул. Проектная, 4