

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Самостоятельное выполнение расчетов является одним из важнейших этапов успешного усвоения дисциплины «Гидравлика, гидро- и пневмопривод», на котором приобретаются навыки пользования соответствующими расчетными зависимостями и, что особенно важно, достигается отчетливое понимание их физического смысла.

Для изучения теоретических положений гидропривода и анализа типовых задач могут быть использованы следующие учебники и задачки:

1. *Гудилин Н. С* и др. Гидравлика и гидропривод: учебное пособие / под общей ред. И. Л. Постоева. - М.: Изд. МГГУ, 2001. - 220 с.

2. *Коваль П. В.* Гидравлика и гидропривод горных машин: учебник для вузов по специальности "Горные машины и комплексы" / под общей ред. И. Л. Постоева). - М.: Машиностроение, 1979. - 319 с.

3. *Гейер В. Г., Дулин В. С.* Гидравлика и гидропривод. – М.: Недра, 1990.

4. *Бутаев Д. А.* Сборник задач по машиностроительной гидравлике / под ред. И. И. Куколевского и Л. Г. Подвидза. – М.: Энергия, 1982.

После этого студент может приступить к выполнению контрольной работы.

Приступая к решению задачи, необходимо добиться четкого понимания исходных условий и полной ясности в том, что требуется получить в результате решения поставленной задачи.

При выполнении контрольной работы студент может использовать учебники и пособия. В этом случае должна быть ссылка на используемую литературу. Номера задач выбираются в соответствии с вариантом, заданным преподавателем.

При решении задач следует принять Международную систему единиц измерения – СИ. Для облегчения перевода различных единиц давления в систему СИ в приложении приводится таблица соотношения. Кроме того, приведены некоторые справочные данные, необходимые для решения задач.

Объемным гидроприводом называется привод, в состав которого входит гидравлический механизм, в котором рабочая среда (жидкость) находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. Простейший объемный гидропривод, как правило, включает в себя насос, гидродвигатель, соединенные гидролиниями, и вспомогательные устройства – фильтры, гидробаки, теплообменники и т. д.

Гидравлическая машина – это машина, предназначенная для создания или использования потока жидкой среды как носителя энергии.

Гидромашины делятся на насосы и гидродвигатели, которые по принципу действия могут быть динамическими и объемными.

Насос представляет собой машину для создания потока жидкой среды. В динамическом насосе жидкость перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. В

объемном насосе жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Гидродвигатель служит для преобразования энергии потока жидкости в энергию выходного звена. К динамическим гидродвигателям относятся различного рода гидротурбины с неограниченным вращательным движением выходного звена (вала). Объемными гидродвигателями являются гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока или плунжера), поворотные гидродвигатели с ограниченным движением выходного звена (вала) и гидромоторы с вращательным движением вала.

Рассмотрим основные технические показатели объемных гидромашин.

Объемная подача насоса Q – это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

Идеальная подача насоса $Q_{и}$ – это сумма подачи и объемных потерь насоса. Идеальная подача жидкой среды определяется геометрическими размерами и частотой вращения рабочих органов, а также конструктивными факторами гидромашин.

Для объемных насосов

$$Q_{и} = q_0 \cdot n,$$

где q_0 – рабочий объем насоса; n – частота вращения вала насоса.

Рабочий объем насоса – это разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за оборот или двойной ход рабочего органа насоса.

Полезная мощность насоса $N_{п}$ – это мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости.

Потребляемая насосом мощность вычисляется по формуле

$$N_{п} = M \cdot \omega / \eta,$$

где M – крутящий момент на валу насоса; ω – угловая скорость вращения вала; η – КПД насоса.

Мощность, потребляемая насосом, больше полезной мощности $N_{п}$ из-за неизбежных потерь внутри насоса.

Полезная мощность гидромотора

$$N_{п} = M_{ГМ} \cdot \omega,$$

где $M_{ГМ}$ – момент на выходном звене гидромотора.

Потребляемая мощность гидромотора и гидроцилиндра определяется по зависимости

$$N_{ГМ} = \Delta p_{ГМ} \cdot Q,$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}}$ - перепад давления в гидромоторе, который зависит от разности давлений на входе p_1 и выходе p_2 гидромотора, т.е. $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2$; Q – расход жидкости гидромотора.

Для гидроцилиндров полезную мощность вычисляют по следующей зависимости:

$$N_{\text{ГЦ}} = R \cdot v,$$

где R – усилие на штоке гидроцилиндра; v – скорость штока.

Теоретический крутящий момент на валу гидромотора определяется по формуле

$$M = (\Delta p_{\text{ГМ}} \cdot q_0) / 2\pi.$$

С учетом механических потерь определяется действительное значение крутящего момента

$$M = (\Delta p_{\text{ГМ}} \cdot q_0 \cdot \eta_{\text{мех}}) / 2\pi,$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД гидромотора.

Эффективность конструкции определяется КПД насоса, т. е. отношением полезной мощности к мощности, потребляемой гидромашинной

$$\eta = N_{\text{П}} / N.$$

Потери мощности в гидромашине принято подразделять на три вида и оценивать соответствующим КПД.

Различают:

- гидравлический КПД ($\eta_{\text{Г}}$), являющийся отношением полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений;

- механический КПД ($\eta_{\text{мех}}$) – это величина, выражающая относительную долю механических потерь в насосе;

- объемный КПД ($\eta_{\text{О}}$) – это отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками.

Общий КПД гидромашинной представляет собой произведение трех вышеуказанных КПД:

$$\eta = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{О}}.$$

Частота вращения вала гидромотора во многом зависит от объемных потерь в гидромашине и поэтому определяется

$$n = Q \cdot \eta_{\text{О}} / q_0.$$

1. ШЕСТЕРЕННЫЕ МАШИНЫ

Насосы, в которых перемещение рабочей жидкости из всасывающей полости в напорную осуществляется вращающимися и находящимися в зацеплении шестернями, называются *шестеренными*. Эти насосы получили большое распространение благодаря своей простоте и надежности. Шестеренные машины чаще используются в качестве насосов и реже в качестве гидродвигателей. Они могут выполняться с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, но последние применяются редко. Шестеренные машины по количеству шестерен бывают с двумя и с тремя шестернями. Насос с тремя шестернями имеет производительность в два раза больше, чем насос с двумя шестернями, но момент, необходимый для его привода, в два раза выше. Насосы с тремя шестернями могут применяться для подачи жидкости в две независимые магистрали.

Шестеренные машины способны работать в гидроприводах при давлениях до 10-20 МПа; созданы насосы, пригодные для работы при давлении 30 МПа. Подача шестеренных насосов низкого давления доходит до 1000 л/мин. Машины обладают компактностью и высокой долговечностью. Шестеренные машины допускают относительно высокие числа оборотов, обычным является 210...420 рад/с.

В простейшем случае конструкция шестеренной машины (рис. 1.1) представляет собой пару шестерен, находящихся в зацеплении, установленная в плотно охватывающем корпусе (с малыми зазорами). При вращении шестерен жидкость, заполняющая их впадины, переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где при вступлении очередной пары зубьев в зацепление происходит вытеснение жидкости, перенесенной во впадине одной шестерни зубом другой шестерни. Таким образом, рабочие камеры насоса ограничены впадинами зубьев и расточкой корпуса насоса. Жидкость выталкивается в напорную магистраль зубьями шестерен, вступающими в зацепление. В отдающую полость насоса выталкивается не вся жидкость, заполняющая впадины между зубьями, а часть ее попадает обратно в полость всасывания между расточкой корпуса и выступами зубьев (радиальные утечки) и через торцевые зазоры между шестернями и крышками насоса (торцевые утечки). Утечки через торцевые зазоры составляют 70...80 % суммарных утечек жидкости в шестеренной машине. Стыковые полости корпуса насоса и крышек обработаны шлифованием. Однако это не гарантирует отсутствие утечек масла через эти стыки. Для исключения этих утечек стыковые поверхности корпуса и крышек уплотняются специальными прокладками.

В процессе работы шестеренных насосов при некоторых положениях точки зацепления жидкость запирается во впадинах шестерен и при повороте шестерен давление запертой жидкости значительно возрастает, что приводит к излишним потерям энергии, перегрузке осей, подшипников насоса и перегреву рабочей жидкости. Для устранения такой компрессии жидкости во впадинах шестерен при переходе зубьев через линию центра в насосе преду-

смотрены дренажные каналы, по которым жидкость отводится в камеры отдающей полости насоса.

Изменение подачи насосов достигается за счет изменения ширины шестерен, у которых все остальные размеры остаются идентичными.

Рабочий объем шестеренной гидромашины определяется по зависимости

$$q_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b ,$$

где m – модуль зацепления; z – число зубьев; b – ширина шестерни; D_n – диаметр начальной окружности.

Подача объемного насоса

$$Q = q_0 \cdot n \cdot \eta_0 ,$$

где n – частота вращения вала; η_0 – объемный КПД гидромашины.

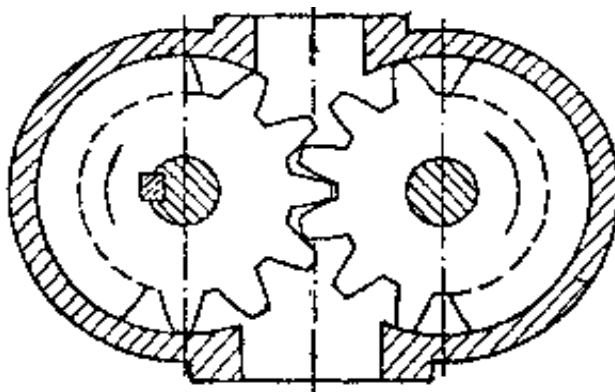


Рис. 1.1. Конструкция шестеренной машины

Контрольные вопросы и задания

1. Опишите принцип действия шестеренного насоса.
2. Как отводятся торцевые утечки в полость всасывания?
3. Как устраняется запираение жидкости во впадинах шестерен?
4. Какие существуют уплотнения в шестеренных насосах?
5. Почему не все шестеренные насосы реверсивны?
6. Как регулируется подача шестеренного насоса?

2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ МАШИНЫ

Насосы, в которых перемещение рабочей жидкости осуществляется вращающимися и одновременно движущимися возвратно-поступательно в пазах ротора пластинами (шиберами), называются *пластинчатыми* (шиберными). В практике эти насосы часто называют лопастными, что не соответствует их принципу действия. Эти насосы выпускаются постоянной и переменной подачи, однократного и многократного действия. Серийные пластинчатые машины предназначены для работы в гидроприводах при давлениях 6,3 МПа и 12,5 МПа. В горном машиностроении широкое применение имеют нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного действия подачей от 5 до 200 л/мин.

Из всего многообразия пластинчатых насосов в гидроприводах горных машин наиболее часто применяются насосы двукратного действия. Для них рекомендуются масла индустриальные 20 и 30.

Устройство простейшего пластинчатого насоса однократного действия схематично показано на рис. 2.1. В цилиндрической расточке корпуса насоса – статоре эксцентрично вращается цилиндрический ротор, имеющий радиальные пазы (наклоненные по отношению к радиусу ротора в сторону вращения), в которых установлены пластины-вытеснители. Наличие угла наклона предотвращает заклинивание пластин в пазах в зоне нагнетания насоса, когда пластины своими концами скользят по переходной кривой профиля статора от его большего радиуса к меньшему. У насосов, выпускаемых нашей промышленностью, пазы ротора имеют следующий наклон к радиусу: при диаметре ротора 56...85 мм – 13...15°, при диаметре 140 мм – 7...8°. Наклонное положение пластин допускает вращение ротора только в одну сторону - по часовой стрелке со стороны приводного вала насоса. В случае необходимости изменения направления вращения приводного вала насоса ротор с пластинами, статор и диски поворачивают на 180° относительно оси, перпендикулярной оси ротора, с одновременным поворотом статора и дисков на 90° относительно оси ротора.

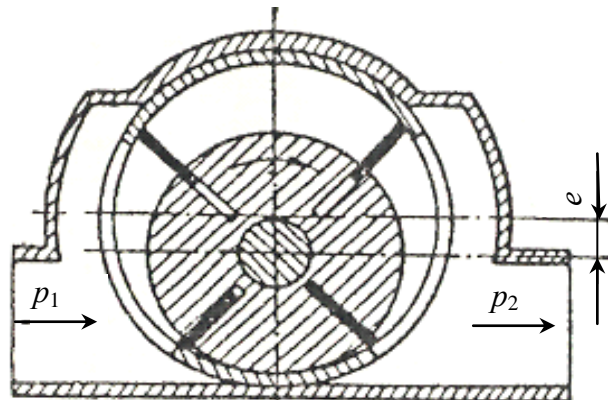


Рис. 2.1. Устройство простейшего пластинчатого насоса однократного действия

Во время перемещения пластин от дуги малого радиуса к дуге большого радиуса они выдвигаются из пазов, и объем пространства между ротором, статором и двумя соседними пластинами увеличивается, возникает разрежение и происходит всасывание. Затем жидкость, поступившая в насос, переносится пластинами ближе к отдающей камере. Здесь объем, заключенный между ротором, статором и двумя соседними пластинами, уменьшается и происходит нагнетание. Всасывание и нагнетание происходит через окна в бронзовых дисках, которые соединяют соответствующие полости насоса со всасывающим и нагнетательным отверстиями в корпусе насоса. Каждый диск насоса двукратного действия имеет четыре окна: два для всасывания и два для нагнетания жидкости (рис. 2.2), расположенных крестообразно и соединенных каналами попарно со всасывающим и нагнетательным отверстиями в корпусе насоса.

Для предотвращения наружных утечек по валу насоса применяют уплотнения из фетра. Внутренние утечки, проникающие через различные зазоры, попадают в полость вала насоса, а затем отводятся в маслобак через отверстие в штуцере и отводную трубку.

Итак, объем, заключенный между соседними пластинами, по мере вращения ротора изменяется по величине. Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия определяется по зависимости

$$q_0 = 2 \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b,$$

где e – эксцентриситет; R – радиус статора; z – число пластин; δ – толщина пластин; b – ширина пластин.

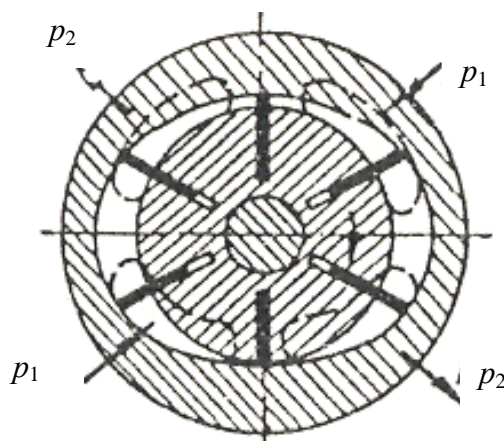


Рис. 2.2. Устройство простейшего пластинчатого насоса двукратного действия

В пластинчатом насосе двукратного действия (см. рис. 2.2) подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Ротор в таком насосе установлен концентрично статору ($e = 0$), внут-

ренняя поверхность которого имеет специальный профиль, близкий к эллиптическому. Рабочий объем насоса двукратного действия определяется

$$q_0 = 2 \cdot b \cdot [\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2) \cdot z \cdot \delta],$$

где R_1 и R_2 – соответственно большая и малая полуоси профиля поверхности статора.

Подача пластинчатого насоса вычисляется по вышеприведенной зависимости с учетом объемного КПД.

Рабочий объем и подачу пластинчатого насоса однократного действия можно регулировать путем изменения эксцентриситета.

Пластинчатые гидромоторы предназначены для применения в реверсивных регулируемых и нерегулируемых гидроприводах, в гидроприводах, требующих частых включений или автоматического и дистанционного управления, к которым не предъявляются высокие требования к жесткости механической характеристики.

Контрольные вопросы и задания

1. Опишите принцип действия пластинчатого насоса.
2. Что такое кратность действия объемной машины?
3. Можно ли допустить вращение приводного вала в любом направлении?
4. Для чего сделан наклон пластин к радиусу ротора?
5. Типы утечек и методы их устранения.
6. Каково назначение пластинчатого гидромотора?
7. Чем формируется давление жидкости на выходе из насоса при подаче ее потребителю?

3. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ МАШИНЫ

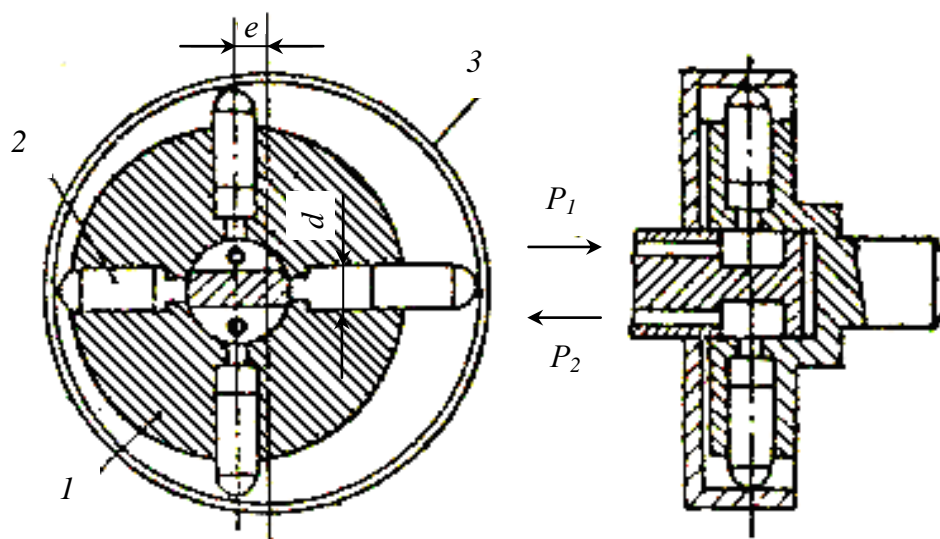
Объемные машины, вытеснителями которых являются поршни, называются *поршневыми*. Отличительной особенностью радиально-поршневых машин является радиальное расположение их цилиндров по отношению к оси вращения ротора или приводного вала. Эти машины могут выполняться с вращающимся или неподвижным блоком цилиндров. Цилиндры могут располагаться в один или несколько рядов или звездообразно. Поскольку существуют способы точной обработки тел вращения, пару цилиндр-поршень можно изготовить с минимальным зазором. Это обеспечивает получение высоких объемных КПД при значительных давлениях. Российская промышленность серийно изготавливает насосы такого типа на давления 20...32 МПа.

Радиально-поршневые гидромашинны могут быть роторными и безроторными. Схема роторного радиально-поршневого насоса дана на рис. 3.1.

В теле ротора *1* предусмотрено несколько радиальных цилиндров, в которых установлены поршни *2*. Ось вращения ротора смещена на величину *e* относительно оси обоймы *3* статора. Поршни *2*, вращаясь вместе с ротором, участвуют одновременно в возвратно-поступательном направлении и тем самым осуществляют изменение объемов рабочих камер. Цилиндры, в которых поршни перемещаются от центра к периферии, заполняются жидкостью, а противоположные – вытесняют жидкость. Распределение жидкости между цилиндрами осуществляется через цапфу. Такие машины являются регулируемы. Поршни всегда прижимаются к обойме центробежными силами.

В безроторных радиально-поршневых гидромашинах цилиндры размещены в неподвижном корпусе. Возвратно-поступательное движение поршни получают от эксцентрикового вала. Распределение жидкости осуществляется клапанами.

Для увеличения долговечности диаметры поршней и эксцентриситет у этих насосов принимаются небольшими. Диаметры поршней обычно 16...25 мм, а эксцентриситет - 5...10 мм. Поэтому подача у этих насосов при небольшом числе цилиндров невелика. Расположение более пяти поршней в ряд увеличивает длину и снижает жесткость эксцентрикового вала. Поэтому, как правило, в одном ряду делается три поршня. Для повышения подачи применяется компоновка насосов с расположением поршней в два ряда, друг против друга. Эта конструкция также не лишена недостатков. Для объединения потоков масла от двух групп цилиндров необходимы дополнительные трубопроводы и коллектор. Сходящиеся в коллекторе потоки масла пересекают друг друга, что приводит к дополнительным потерям энергии и снижению КПД.



Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется по зависимости

$$q_o = (2 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot e \cdot z) / 4,$$

где d - диаметр цилиндра; e - эксцентриситет; z - количество цилиндров.

Подача насоса определяется по формуле, приведенной выше, с учетом объемного КПД.

Контрольные вопросы и задания

1. Опишите общее устройство и назначение радиально-поршневого насоса.
2. Принцип действия радиально-поршневого насоса.
3. Чем обеспечивается ход поршня при всасывании?
4. Какой путь проходит жидкость при нагнетании?
5. Что такое кратность действия насоса?

4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ МАШИНЫ

Насосы, у которых вытеснителями являются поршни, расположенные в цилиндрах, оси которых параллельны оси блока цилиндров, называют *аксиально-поршневыми*. Такие насосы широко применяются в горных машинах, особенно в тех приводах, где требуется плавное регулирование скорости. Расположение осей поршней параллельно друг другу значительно снижает момент инерции ротора машины и позволяет увеличить скорость вращения. Скорость вращения приводного вала этих машин 180...418 рад/с. Максимальное давление достигает 50...70 МПа. Достоинства аксиально-поршневых машин: высокая подача, малый вес на единицу мощности, высокий КПД, распределение рабочей жидкости происходит без клапанов через торцевые распределители.

Аксиально-поршневые насосы по конструкции могут быть выполнены с наклонным диском или с наклонным блоком цилиндров. Они могут быть регулируемые и нерегулируемые, могут иметь плоский или сферический распределитель.

Устройство аксиально-поршневого насоса показано на рис. 4.1.

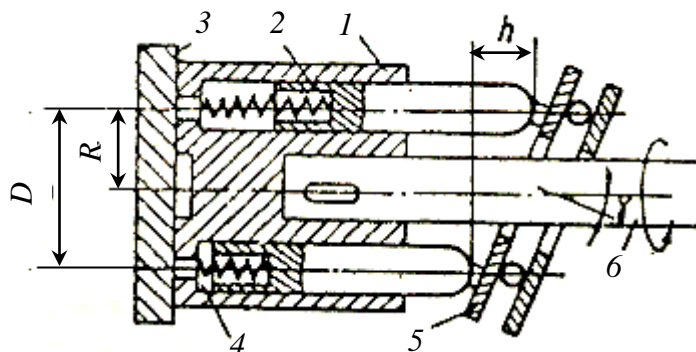


Рис. 4.1. Устройство аксиально-поршневого насоса

В роторе 1 параллельно оси его вращения равномерно по окружности диаметра D выполнено несколько сквозных цилиндрических отверстий, которые с одной стороны закрыты подвижными поршнями 2, а с другой - диском 3, который выполняет функции распределительного золотника. Поршни 2 своими выступающими сферическими торцами с помощью пружин 4 постоянно прижаты к наклонному диску 5, установленному в корпусе насоса на упорном подшипнике под углом γ к оси ротора, который приводится во вращение валом 6. При вращении вала поршни 2 совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора, причем за один оборот ротора каждый поршень совершает один всасывающий и один нагнетательный ход. Распределительный диск 3 при этом не вращается. Имеющиеся в нем два дугообразных окна соединены: одно со всасывающим, другое с нагнетательным каналами насоса.

Рабочий объем насоса определяется следующим образом:

$$q_0 = \pi \cdot d^2 \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z / 4,$$

где d - диаметр поршня; z - количество поршней; D - диаметр окружности размещения осей цилиндров.

В технике широко применяют аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком (рис. 4.2). Некоторые типы аксиально-поршневых насосов допускают регулирование рабочего объема и подачи насоса изменением угла γ .

Аксиально-поршневые насосы переменной подачи имеют небольшие принципиальные различия в конструктивном оформлении отдельных узлов.

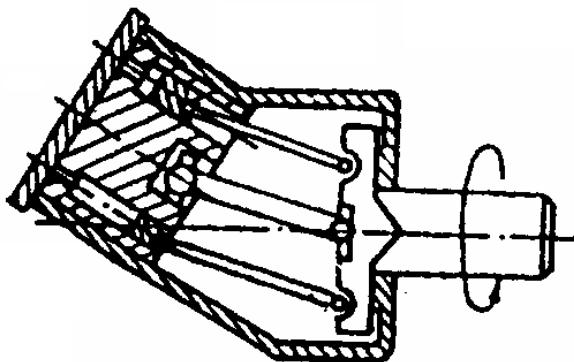


Рис. 4.2. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

Синхронное вращение блока цилиндров и вала насоса осуществляется при помощи несилового кардана.

Для поворота блока цилиндров при изменении подачи насоса используют гидроцилиндры, установленные в корпусе насоса.

Аксиально-поршневые машины, как правило, имеют встраиваемый дополнительный насос. Он предназначен для восполнения утечек рабочей жидкости в замкнутой системе "насос-гидродвигатель", питания сервопривода

управления насосом, предотвращения кавитации и увеличения объемного КПД основного насоса за счет увеличения давления во всасывающей магистрали.

Работает насос следующим образом. При вращении приводного вала через кардан приводится во вращение блок цилиндров. При этом, если блок цилиндров отклонен на некоторый угол от нейтрального положения, поршни начинают двигаться в цилиндрах. При выдвигении поршня из цилиндра под поршнем создается разрежение и происходит всасывание жидкости через соответствующее окно распределителя. При обратном ходе поршня происходит нагнетание жидкости в напорную магистраль.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие машины называются аксиально-поршневыми?
2. Назовите достоинства аксиально-поршневых машин.
3. Опишите принцип действия аксиально-поршневого насоса.
4. Как регулируется подача насоса?
5. Чем поворачивается блок цилиндров насоса?
6. Перечислите функции вспомогательного насоса.
7. Чем обеспечивается синхронное вращение приводного вала и блока цилиндров насоса?

5. ГИДРОАППАРАТУРА

Гидродроссель. Гидродроссель – это гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости. Он представляет собой местное сопротивление с наперед заданными характеристиками, что обеспечивает поддержание желаемого перепада давления при определенном расходе рабочей жидкости.

Различают *линейные дроссели* (вязкостного сопротивления) и *нелинейные*. В первых потери давления определяются, в основном, трением в канале, имеющем достаточно большую длину. При этом устанавливается ламинарный режим течения и перепад прямо пропорционален скорости течения в первой степени. Расход через дроссель в этом случае определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi d^4}{128 \nu l \rho} \Delta p_{др},$$

где l и d – длина и диаметр канала дросселя;

ν – кинематическая вязкость;

ρ – плотность жидкости;

$\Delta p_{др} = p_1 - p_2$ – перепад давления в дросселе;

p_1 и p_2 – давление до и после дросселя.

В нелинейных дросселях потери давления обусловлены отрывом потока от стенок и вихреобразованием. Наиболее распространенными из них являются квадратичные дроссели, потери давления в которых прямо пропорциональны квадрату расхода:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где μ – коэффициент расхода, равный для щелевых дросселей 0,64...0,70, для игольчатых 0,75...0,80; $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя. Простейший квадратичный дроссель представляет собой весьма малое отверстие с острой кромкой, длина которого составляет 0,2...0,5 мм.

Гидроклапан. Гидроклапан – это гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости. Гидроклапаны бывают регулирующие или направляющие. Гидроклапан давления – это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости.

Напорный гидроклапан – это гидроклапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке жидкости. Запорно-регулирующий элемент напорных гидроклапанов бывает шариковый, конический, золотниковый.

Расход жидкости, проходящий через щель напорного гидроклапана, определится

$$Q = \mu S_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{к}} = \mu S_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где μ - 0,62...0,70 - коэффициент расхода, для игольчатых 0,75...0,80;

$S_{кл}$ – площадь щели клапана;

$\Delta p_{к}$ – перепад давления в клапане;

p_1 и p_2 – давление на входе и выходе из клапана.

Для кромочных клапанов

$$S_{кл} = \pi dz \sin \beta,$$

где d – диаметр входного канала;

z – высота подъема запорно-регулирующего элемента;

β – половина угла конуса, причем

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}},$$

где v – скорость во входном канале (обычно не превышает 15 м/с, и лишь при давлении свыше 20 МПа ее допускаемое значение 30 м/с).

Равновесие запорно-регулирующего элемента клапана в момент начала открытия характеризуется равенством

$$F_0 = p_{к0} S_{окл} = cz_0,$$

где F_0 – усилие пружины в момент открытия клапана;
 c – жесткость пружины;
 z_0 – предварительная деформация пружины.

При установившемся движении жидкости через щель открытого клапана на равновесие его запорно-регулирующего элемента выражается уравнением

$$F_{\Pi} = c(z_0 + z) - p_{\kappa} S_{\text{кл}} - F_{\nu} - F_c,$$

где F_{ν} – уменьшение силы из-за движения потока в зоне щели, приближенно определяемое по формуле

$$F_{\nu} = \rho Q v_{\text{щ}} \cos \beta,$$

где $v_{\text{щ}}$ – скорость жидкости в щели; Q – расход; F_c – увеличение силы в результате натекания потока со стороны седла

$$F_c = \rho Q v,$$

где v – скорость жидкости во входном канале клапана.

Золотниковый распределитель. Гидрораспределитель – это направляющий гидроаппарат, предназначенный для управления пуском и направлением потока жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Наибольшее распространение в технике получили золотниковые распределители.

При установившемся режиме расход жидкости через золотник

$$Q = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_3} = \mu S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)},$$

где $\mu = 0,60 \dots 0,75$ – коэффициент расхода; $S_3 = \pi D x$ – площадь перекрываемого проходного сечения золотника (D – диаметр золотника, x – ширина рабочей щели перекрываемого канала, Δp_3 – перепад давления в золотнике, p_1 – давление на входе, p_2 – давление на выходе из золотника).

Осевая сила, необходимая для перестановки золотника (в отсутствие пружинного возврата), определяется выражением

$$F_3 = F_{\text{и}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{тр}},$$

где $F_{\text{и}}$ – сила инерции; $F_{\text{гд}}$ – осевая гидродинамическая сила; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, равная сумме сил трения покоя и движения со смазкой $F_{\text{тр.с.}}$, причем по экспериментальным данным сила трения покоя составляет примерно $(0,23 \dots 0,34) F_3$, а сила трения в движении со смазкой

$$F_{\text{тр.с.}} = \rho v_3 S_3 v_3 / \delta,$$

где ν_3 – кинематическая вязкость; ρ - плотность жидкости; v_3 – скорость движения золотника; S_3 – площадь щели, перекрываемой золотником; δ - радиальный зазор между плунжером и корпусом распределителя.

При пропуске жидкости через золотниковый распределитель возникают осевые гидродинамические силы. Одна из них, $F_{1гд}$, появляется вследствие снижения давления в области кромок выходной щели, а другая $F_{2гд}$ – в результате натекания потока на торец сливной кромки. Поскольку эти силы действуют в одну сторону, противоположную перестановочной силе F_3 , их определяют суммарно.

$$F_{гд} = F_{1гд} + F_{2гд} = 2Q \cos \alpha \sqrt{\rho \Delta p_3},$$

где Q – расход жидкости; ρ - плотность жидкости; Δp_3 – перепад давления в золотнике; α - угол наклона потока относительно оси золотника при вытекании из выточки (согласно теоретическим исследованиям Ю. З. Захарова $\alpha \approx 69^\circ$).

Сила инерции зависит от ускорения a и приведенной массы m золотника и связанных с ними деталей

$$F_{и} = ma.$$

Контрольные вопросы и задания

Направляющая гидроаппаратура

1. Для чего предназначен направляющий гидроаппарат?
2. Как различаются направляющие аппараты по принципу действия?
3. Назовите требования к распределителям.
4. Каков принцип условного обозначения направляющих устройств?
5. Как на условном обозначении распределителя отражается число позиций?

Золотниковые гидрораспределители

1. Какие существуют виды перекрытий в золотниковом распределителе?
2. Когда используют золотники с нулевым перекрытием?
3. Чем объясняется наличие зоны нечувствительности на расходной характеристике золотникового распределителя?
4. Что такое облитерация золотника и способы ее устранения?
5. Назовите составляющие силы сопротивления перемещению золотника.
6. Какие существуют способы управления золотниками?

Крановые распределители

1. Назовите достоинства и недостатки крановых распределителей.
2. Что такое неуравновешенность крана?
3. Каким образом достигается уравновешенность крана?

Клапанные распределители

1. Какой распределитель называют клапанным?
2. В каких случаях применяют клапанные распределители?
3. Назовите достоинства и недостатки клапанных распределителей.

Регулирующая гидроаппаратура. Регулируемые дроссели

1. Что такое гидродроссель?
2. Какой дроссель называется демпфером?
3. Как обозначают дроссели на гидросхемах?
4. Какой дроссель называют линейным, нелинейным?
5. Какие факторы определяют пропускную способность дросселя?
6. Назовите типы запорно-регулирующих элементов дросселей.
7. Что такое параметр регулирования дросселя?

Дроссели с регулятором

1. Для чего предназначены регуляторы расхода?
2. Комбинацию каких элементов представляет собой дроссель с регулятором?
3. Назовите достоинства дросселя с регулятором.
4. Как обозначают на схемах дроссель с регулятором?

Редукционные клапаны

1. Назначение редукционного клапана.
2. За счет чего понижается давление на выходе редукционного клапана?
3. Как обозначается на гидросхемах редукционный клапан?
4. Зависит ли давление на выходе от давления на входе?

Предохранительные клапаны

1. Где устанавливаются в гидросхеме предохранительные клапаны?
2. Какие требования предъявляют к предохранительным клапанам?
3. Что значит клапан прямого и непрямого действия?
4. Назовите типы запорно-регулирующих элементов предохранительных клапанов.
5. В чем недостатки предохранительных клапанов без центрирования рабочего элемента?
6. Какие клапаны называют переливными?
7. Чем может быть заменена пружина в предохранительном клапане?

Делители потока, реле, гидрозамки

1. Для чего предназначен делитель потока?
2. Какие типы синхронизаторов существуют?
3. Как обозначается на гидросхемах делитель потока?
4. На чем основан принцип действия гидравлического реле времени?
5. Для чего применяют гидрозамки?
6. Какие типы гидрозамков существуют?

6. ГИДРОПРИВОД

Гидроприводом является система, обеспечивающая передачу механической энергии от источника к потребителю с помощью жидкости. Это совокупность насосов, гидродвигателей и гидроаппаратов, находящихся в определенной взаимосвязи.

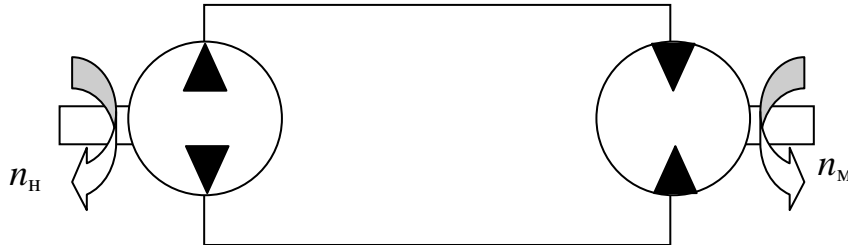


Рис. 6.1. Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости

По способу циркуляции рабочей жидкости *гидропривод бывает с замкнутой* (рис. 6.1), *разомкнутой и комбинированной системой циркуляции.*

Гидропривод бывает регулируемым и нерегулируемым. Если гидропривод состоит из регулируемых насосов и гидродвигателей, или располагает регулирующей гидроаппаратурой, является регулируемым, в противном случае гидропривод является нерегулируемым, т. е. частота вращения вала гидромотора остается неизменной при работе гидропривода.

В зависимости от типа установленного в приводе гидродвигателя гидропривод бывает с возвратно-поступательным движением, вращательным и поворотным движением выходного звена.

Для регулирования привода с нерегулируемыми гидромашинами в гидросистему устанавливаются дроссели или регуляторы потока. Они могут быть установлены в напорной гидролинии, сливной гидролинии или параллельно гидродвигателю. При таком регулировании часть жидкости из гидросистемы отводится на слив, не совершая полезной работы.

При использовании регулируемых гидромашин степень использования энергии существенно повышается, а механические характеристики привода являются жесткими, т. е. скорость выходного звена мало зависит от нагрузки на выходном звене привода.

Работу гидропривода оценивают механической и регулировочной характеристиками.

Механическая характеристика отражает зависимость скорости движения выходного звена гидропривода от нагрузки на нем.

Регулировочная характеристика отражает зависимость скорости движения выходного звена гидропривода от параметра регулирования гидромашин.

Необходимо уяснить, что принцип действия объемного гидропривода основан на высоком объемном модуле упругости жидкости и на законе Паскаля. Знание основных достоинств и недостатков объемного гидропривода

позволит обоснованно выбрать тип привода применительно к конкретной горной машине или механизму.

Основными элементами гидравлического привода являются гидравлические машины. Гидравлическими машинами называются машины, в которых жидкость служит носителем механической энергии. К таким машинам относятся насосы, служащие для восприятия механической энергии и передачи ее ведомому звену гидропривода. При изучении насосов и гидромоторов необходимо уяснить назначение, принцип действия машин, области их возможного использования. При этом необходимо уяснить, что характерной особенностью объемных гидравлических машин является наличие у них одной или нескольких рабочих камер, способных периодически изменять свой объем и соединяться со всасывающей и нагнетающей магистралями.

При изучении этого раздела следует иметь в виду, что инженеру, не специализирующемуся по гидромашиностроению, не обязательно уметь проектировать гидравлические машины, но надо знать их настолько, чтобы в случае надобности уметь правильно выбрать насос или гидродвигатель, грамотно задавать их основные рабочие параметры, а также уметь эксплуатировать эти машины. Знание характеристик насосов и гидродвигателей позволит правильно их выбирать и рационально эксплуатировать гидравлический привод.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое объемный гидропривод?
2. Назначение объемного гидропривода.
3. Какой гидропривод называется регулируемым?
4. Каким образом гидропривод защищается от перегрузок?
5. Что является источником потерь энергии в гидроприводе?
6. Чем формируется давление жидкости на выходе из насоса при подаче ее гидродвигателю?
7. Чем формируется скорость движения выходного звена гидродвигателя?
8. Какие виды потерь энергии существуют в гидроприводе?
9. Что такое параметр регулирования гидромашин?
10. В каких пределах изменяется параметр регулирования гидромашин?
11. Какие способы регулирования гидропривода существуют?
12. Назовите основные достоинства и недостатки дроссельного регулирования.
13. Назовите основные достоинства и недостатки машинного регулирования гидропривода.
14. В чем проявляется потеря энергии в гидроприводе?
15. Чем отличается получаемый результат при установке в схему гидропривода вместо регулируемого дросселя регулятора потока?

7. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Таблица для выбора номеров контрольных задач

Вариант	Номера задач по машинам						Вариант	Номера задач по машинам					
	Ш	Пл.	РП	АП	ГА	ГП		Ш	Пл.	РП	АП	ГА	ГП
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
01	1,1а	2,1а	3,1а	4,1а	5,1а	6,1а	36	1,1б	2,7а	3,6а	4,5а	5,4а	6,4а
02	1,2а	2,2а	3,2а	4,2а	5,2а	6,2а	37	1,2б	2,6а	3,5а	4,4а	5,3а	6,3а
03	1,3а	2,3а	3,3а	4,3а	5,3а	6,3а	38	1,3б	2,5а	3,4а	4,3а	5,2а	6,2а
04	1,4а	2,4а	3,4а	4,4а	5,4а	6,4а	39	1,4б	2,4а	3,3а	4,2а	5,1а	6,1а
05	1,5а	2,5а	3,5а	4,5а	5,5а	6,5а	40	1,5б	2,3а	3,2а	4,1а	5,5а	6,5а
06	1,6а	2,6а	3,6а	4,6а	5,6а	6,6а	41	1,6б	2,2а	3,1а	4,6а	5,6а	6,6а
07	1,7а	2,7а	3,7а	4,7а	5,7а	6,7а	42	1,7б	2,1а	3,7а	4,7а	5,7а	6,7а
08	1,1б	2,1б	3,1б	4,1б	5,1б	6,1б	43	1,1в	2,6б	3,5б	4,4б	5,7б	6,7б
09	1,2б	2,2б	3,2б	4,2б	5,2б	6,2б	44	1,2в	2,5б	3,4б	4,7б	5,6б	6,6б
10	1,3б	2,3б	3,3б	4,3б	5,3б	6,3б	45	1,3в	2,4б	3,7б	4,3б	5,5б	6,5б
11	1,4б	2,4б	3,4б	4,4б	5,4б	6,4б	46	1,4в	2,3б	3,3б	4,2б	5,4б	6,4б
12	1,5б	2,5б	3,5б	4,5б	5,5б	6,5б	47	1,5в	2,2б	3,2б	4,1б	5,3б	6,3б
13	1,6б	2,6б	3,6б	4,6б	5,6б	6,6б	48	1,6в	2,1б	3,1б	4,5б	5,2б	6,2б
14	1,7б	2,7б	3,7б	4,7б	5,7б	6,7б	49	1,7в	2,7б	3,6б	4,6б	5,1б	6,1б
15	1,1в	2,1в	3,1в	4,1в	5,1в	6,1в	50	1,1г	2,5в	3,6в	4,4в	5,3в	6,3в
16	1,2в	2,2в	3,2в	4,2в	5,2в	6,2в	51	1,2г	2,6в	3,7в	4,5в	5,4в	6,4в
17	1,3в	2,3в	3,3в	4,3в	5,3в	6,3в	52	1,3г	2,7в	3,1в	4,6в	5,5в	6,5в
18	1,4в	2,4в	3,4в	4,4в	5,4в	6,4в	53	1,4г	2,1в	3,2в	4,7в	5,6в	6,6в
19	1,5в	2,5в	3,5в	4,5в	5,5в	6,5в	54	1,5г	2,2в	3,3в	4,3в	5,7в	6,7в
20	1,6в	2,6в	3,6в	4,6в	5,6в	6,6в	55	1,6г	2,3в	3,4в	4,2в	5,2в	6,2в
21	1,7в	2,7в	3,7в	4,7в	5,7в	6,7в	56	1,7г	2,4в	3,5в	4,1в	5,1в	6,1в
22	1,1г	2,1г	3,1г	4,1г	5,1г	6,1г	57	1,1д	2,4г	3,3г	4,2г	5,2г	6,2г
23	1,2г	2,2г	3,2г	4,2г	5,2г	6,2г	58	1,2д	2,5г	3,4г	4,3г	5,3г	6,3г
24	1,3г	2,3г	3,3г	4,3г	5,3г	6,3г	59	1,3д	2,6г	3,5г	4,4г	5,7г	6,7г
25	1,4г	2,4г	3,4г	4,4г	5,4г	6,4г	60	1,4д	2,7г	3,7г	4,5г	5,4г	6,4г
26	1,5г	2,5г	3,5г	4,5г	5,5г	6,5г	61	1,5д	2,1г	3,7г	4,6г	5,5г	6,5г
27	1,6г	2,6г	3,6г	4,6г	5,6г	6,6г	62	1,6д	2,2г	3,1г	4,7г	5,6г	6,6г
28	1,7г	2,7г	3,7г	4,7г	5,7г	6,7г	63	1,7д	2,3г	3,2г	4,1г	5,1г	6,1г
29	1,1д	2,1д	3,1д	4,1д	5,1д	6,1д	64	1,1а	2,6д	3,1д	4,2д	5,6д	6,6д
30	1,2д	2,2д	3,2д	4,2д	5,2д	6,2д	65	1,2а	2,7д	3,2д	4,1д	5,7д	6,7д
31	1,3д	2,3д	3,3д	4,3д	5,3д	6,3д	66	1,3а	2,5д	3,3д	4,3д	5,1д	6,1д
32	1,4д	2,4д	3,4д	4,4д	5,4д	6,4д	67	1,4а	2,1д	3,4д	4,7д	5,2д	6,2д
33	1,5д	2,5д	3,5д	4,5д	5,5д	6,5д	68	1,5а	2,4д	3,5д	4,4д	5,3д	6,3д
34	1,6д	2,6д	3,6д	4,6д	5,6д	6,6д	69	1,6а	2,3д	3,6д	4,5д	5,4д	6,4д
35	1,7д	2,7д	3,7д	4,7д	5,7д	6,7д	70	1,7а	2,2д	3,7д	4,6д	5,5д	6,5д

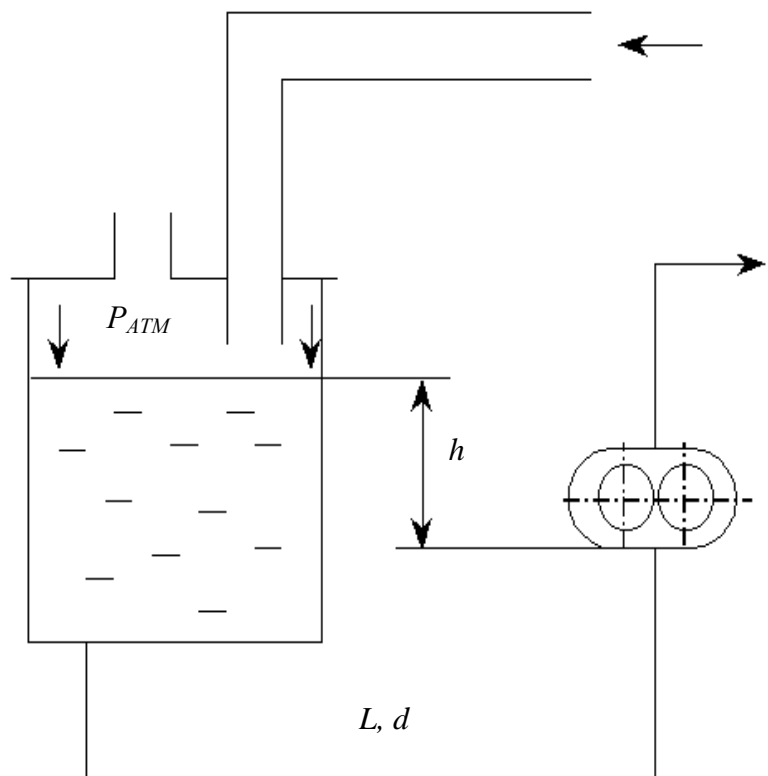
Вариант	Номера задач по машинам						Вариант	Номера задач по машинам					
	Ш	Пл.	РП	АП	ГА	ГП		Ш	Пл.	РП	АП	ГА	ГП
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
71	1,1В	2,1б	3,7а	4,2Г	5,3д	6,3д	111	1,6В	2,2Г	3,7В	4,2Д	5,2а	6,2а
72	1,2В	2,2б	3,1а	4,3Г	5,2д	6,2д	112	1,7В	2,3Г	3,1В	4,1Д	5,3а	6,3а
73	1,3В	2,3б	3,6а	4,4Г	5,1д	6,1д	113	1,1Г	2,4б	3,3Г	4,5В	5,1б	6,1б
74	1,4В	2,7б	3,2а	4,5Г	5,7д	6,7д	114	1,2Г	2,5б	3,4Г	4,7В	5,2б	6,2б
75	1,5В	2,6б	3,5а	4,6Г	5,4д	6,4д	115	1,3Г	2,7б	3,5Г	4,1В	5,3б	6,3б
76	1,6В	2,5б	3,3а	4,7Г	5,6д	6,6д	116	1,4Г	2,1б	3,6Г	4,6В	5,7б	6,7б
77	1,7В	2,4б	3,4а	4,1Г	5,5д	6,5д	117	1,5Г	2,2б	3,7Г	4,2В	5,4б	6,4б
78	1,1Г	2,4д	3,6а	4,2б	5,3В	6,3В	118	1,6Г	2,3б	3,1Г	4,3В	5,6б	6,6б
79	1,2Г	2,5д	3,7а	4,1б	5,7В	6,7В	119	1,7Г	2,6б	3,2Г	4,4В	5,5б	6,5б
80	1,3Г	2,6д	3,1а	4,7б	5,4В	6,4В	120	1,1Д	2,3а	3,5б	4,3Г	5,4В	6,4В
81	1,4Г	2,7д	3,2а	4,6б	5,6В	6,6В	121	1,2Д	2,4а	3,6б	4,2Г	5,5В	6,5В
82	1,5Г	2,1д	3,3а	4,5б	5,5В	6,5В	122	1,3Д	2,5а	3,7б	4,1Г	5,6В	6,6В
83	1,6Г	2,2д	3,4а	4,4б	5,1В	6,1В	123	1,4Д	2,6а	3,1б	4,4Г	5,7В	6,7В
84	1,7Г	2,3д	3,5а	4,3б	5,2В	6,2В	124	1,5Д	2,7а	3,2б	4,5Г	5,1В	6,1В
85	1,1Д	2,4а	3,4б	4,1В	5,7Г	6,7Г	125	1,6Д	2,1а	3,3б	4,6Г	5,2В	6,2В
86	1,2Д	2,3а	3,5б	4,2В	5,6Г	6,6Г	126	1,7Д	2,2а	3,4б	4,7Г	5,3В	6,3В
87	1,3Д	2,7а	3,6б	4,3В	5,5Г	6,5Г	127	1,1А	2,7В	3,3Д	4,2А	5,2б	6,2б
88	1,4Д	2,2а	3,7б	4,4В	5,4Г	6,4Г	128	1,2А	2,1В	3,2Д	4,3А	5,4б	6,4б
89	1,5Д	2,6а	3,1б	4,5В	5,3Г	6,3Г	129	1,3А	2,2В	3,1Д	4,7А	5,7б	6,7б
90	1,6Д	2,1а	3,2б	4,6В	5,2Г	6,2Г	130	1,4А	2,3В	3,7Д	4,1А	5,1б	6,1б
91	1,7Д	2,5а	3,3б	4,7В	5,1Г	6,1Г	131	1,5А	2,6В	3,4Д	4,6А	5,5б	6,5б
92	1,1А	2,2Д	3,1Г	4,2б	5,2В	6,2В	132	1,6А	2,4В	3,5Д	4,5А	5,6б	6,6б
93	1,2А	2,7Д	3,2Г	4,7б	5,3В	6,3В	133	1,7А	2,5В	3,6Д	4,4А	5,3б	6,3б
94	1,3А	2,3Д	3,3Г	4,6б	5,1В	6,1В	134	1,1б	2,2Д	3,3А	4,5б	5,2Д	6,2Д
95	1,4А	2,1Д	3,4Г	4,3б	5,4В	6,4В	135	1,2б	2,7Д	3,4А	4,6б	5,3Д	6,3Д
96	1,5А	2,6Д	3,5Г	4,5б	5,7В	6,7В	136	1,3б	2,6Д	3,5А	4,1б	5,4Д	6,4Д
97	1,6А	2,5Д	3,6Г	4,4б	5,6В	6,6В	137	1,4б	2,5Д	3,6А	4,4б	5,1Д	6,1Д
98	1,7А	2,4Д	3,7Г	4,1б	5,5В	6,5В	138	1,5б	2,4Д	3,7А	4,7б	5,7Д	6,7Д
99	1,1б	2,7В	3,6Д	4,5А	5,5Г	6,5Г	139	1,6б	2,3Д	3,1А	4,2б	5,6Д	6,6Д
100	1,2б	2,6В	3,7Д	4,6А	5,1Г	6,1Г	140	1,7б	2,1Д	3,2А	4,3б	5,5Д	6,5Д
101	1,3б	2,5В	3,1Д	4,7А	5,2Г	6,2Г	141	1,1В	2,2Г	3,6Г	4,7Г	5,7А	6,7А
102	1,4б	2,4В	3,2Д	4,1А	5,7Г	6,7Г	142	1,2В	2,7Г	3,1Г	4,6Г	5,1А	6,1А
103	1,5б	2,3В	3,3Д	4,2А	5,6Г	6,6Г	143	1,3В	2,1Г	3,2Г	4,5Г	5,6А	6,6А
104	1,6б	2,2В	3,4Д	4,3А	5,3Г	6,3Г	144	1,4В	2,5Г	3,7Г	4,4Г	5,5А	6,5А
105	1,7б	2,1В	3,5Д	4,4А	5,4Г	6,4Г	145	1,5В	2,4Г	3,5Г	4,3Г	5,3А	6,3А
106	1,1В	2,4Г	3,2В	4,6Д	5,4А	6,4А	146	1,6В	2,3Г	3,4Г	4,2Г	5,2А	6,2А
107	1,2В	2,5Г	3,3В	4,7Д	5,5А	6,5А	147	1,7В	2,6Г	3,3Г	4,1Г	5,4А	6,4А
108	1,3В	2,6Г	3,4В	4,5Д	5,6А	6,6А	148	1,1Г	2,4б	3,2б	4,5Д	5,3Д	6,3Д
109	1,4В	2,7Г	3,5В	4,4Д	5,7А	6,7А	149	1,2Г	2,5б	3,3б	4,4Д	5,5Д	6,5Д
110	1,5В	2,1Г	3,6В	4,3Д	5,1А	6,1А	150	1,3Г	2,6б	3,4б	4,2Д	5,1Д	6,1Д

7.1. Задачи по шестеренным машинам

Задача 7.1.1

Определить избыточное давление на входе в шестеренный насос системы смазки, имеющий частоту вращения вала n , число зубьев z , модуль m , ширину колеса b .

Длина стального всасывающего трубопровода L , диаметр d , шероховатость трубы Δ . Входное сечение насоса расположено ниже свободной поверхности в масляном баке на h . Местные потери в трубопроводе принять равными 10 % потерь на трение по длине.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
n , р/с	15	20	25	10	30
z	20	25	30	35	22
m , мм	7,5	8	9	10	12
b , мм	10	12	16	20	18
L , м	5	4	3	2	5
d , мм	30	25	20	15	32
Δ , мм	0,1	0,2	0,3	0,25	0,35
h , м	2	1	0,5	1,5	2,3
Тип масла	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.1.2

Построить графики:

1) зависимостей подач шестеренного насоса от частоты вращения его вала для трех значений давлений на выходе ($P_1 - P_3$);

2) зависимости подачи от давления при заданном n .

Принять утечки жидкости пропорциональными давлению, коэффициент пропорциональности k . Ширина шестерни b , диаметр окружности головок D_{Γ} , число зубьев z .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
P_1 , МПа	0	0	0	0	0
P_2 , МПа	10	2	6.3	8	12.5
P_3 , МПа	20	6	10	12.5	32
n , мин ⁻¹	1440	650	900	1000	1250
k , л/с·Па	$0,5 \cdot 10^{-8}$	$0,3 \cdot 10^{-8}$	$0,4 \cdot 10^{-8}$	$0,6 \cdot 10^{-8}$	$0,5 \cdot 10^{-8}$
b , мм	31,85	40	35	28	30
D_{Γ} , мм	48	50	45	40	38
z	10	16	18	20	24

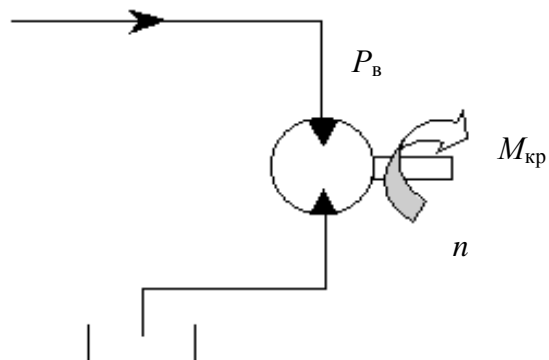
Задача 7.1.3

Определить основные геометрические размеры насоса (диаметр начальной окружности, диаметр окружности выступов, ширину шестерни), а также мощности потока жидкости на выходе из насоса и на валу насоса по следующим исходным данным: рабочий объем насоса q_0 , давление на выходе $P_{\text{вых}}$, частота вращения вала n , объемный КПД насоса η_0 , КПД насоса η_n , число зубьев z , модуль зацепления m .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
q_0 , см ³	83	70	95	105	123
$P_{\text{вых}}$, МПа	16	10	20	32	8
n , мин ⁻¹	1440	950	1250	1000	1300
η_0	0,9	0,88	0,92	0,93	0,91
η_n	0,85	0,82	0,87	0,86	0,83
z	16	20	25	29	34
m , мм	4	6	7	8	9

Задача 7.1.4

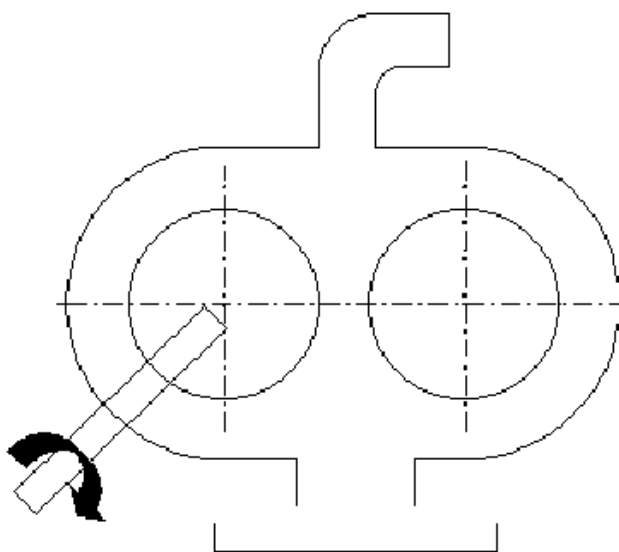
Определить крутящий момент M и частоту вращения вала n шестеренного гидромотора при расходе рабочей жидкости Q , если давление жидкости на входе в гидромотор $P_{в}$, на выходе из гидромотора $P_{вых}$. Ширина шестерни b , модуль зацепления m , число зубьев z , механический КПД $\eta_{мех}$, объемный КПД η_0 .



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
Q , кг/с	1,8	1,6	2,0	2,2	2,4
$P_{в}$, МПа	10	12,5	20	8	32
$P_{вых}$, МПа	0,5	0,5	0,8	0,9	0,6
b , мм	30	40	50	45	35
m , мм	6	8	10	7	9
z	16	20	22	30	25
$\eta_{мех}$	0,8	0,82	0,84	0,78	0,85
η_0	0,9	0,92	0,94	0,88	0,95
Жидкость	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.1.5

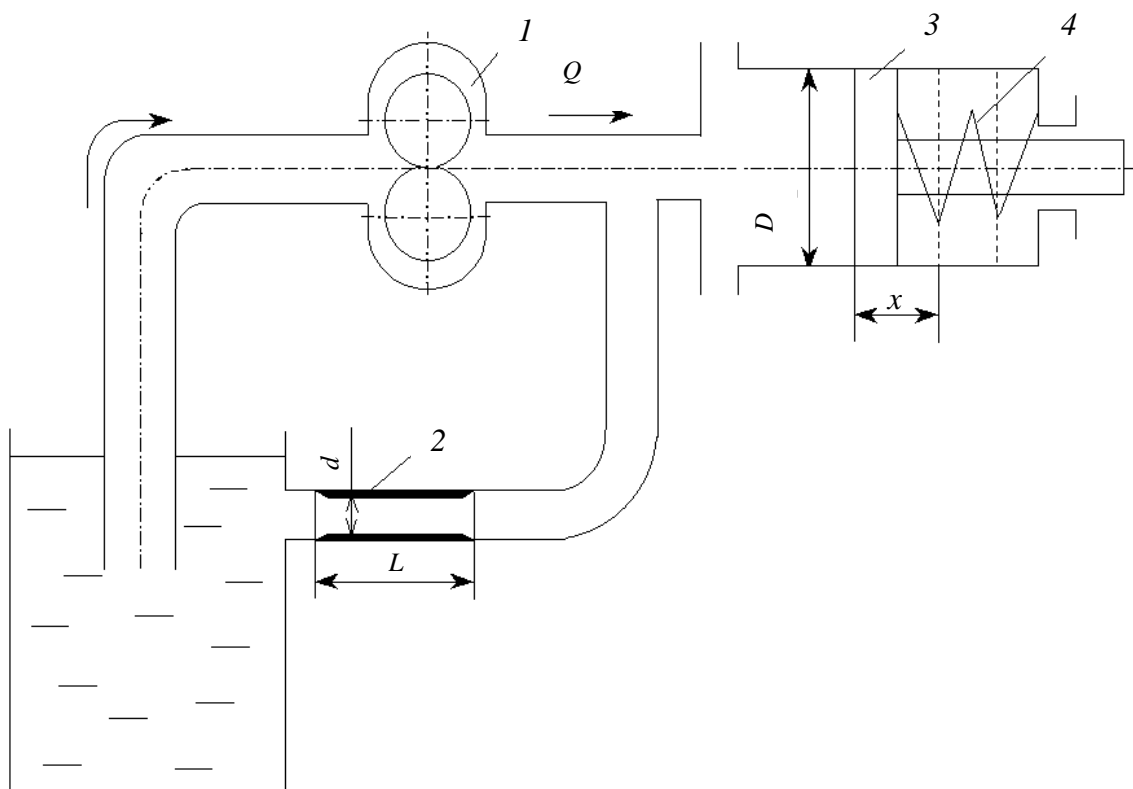
Определить основные геометрические размеры шестеренного насоса (диаметр начальной окружности шестерни D_e , ширину шестерни b , число зубьев z , рабочий объем V_0 , мощность потока жидкости на выходе из насоса $N_{ф}$ и мощность на валу насоса $N_{п}$) по следующим исходным данным: подача насоса Q , давление на выходе $P_{в}$, частота вращения вала n , объемный КПД η_0 , КПД насоса, $\eta_{н}$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
Q , кг/с	1,9	1,8	2,0	2,1	2,2
P_B , МПа	8	6	10	12,5	20
n , мин ⁻¹	1480	1440	1250	900	980
η_0	0,9	0,92	0,88	0,94	0,93
η_H	0,8	0,82	0,78	0,84	0,85
Жидкость	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.1.6

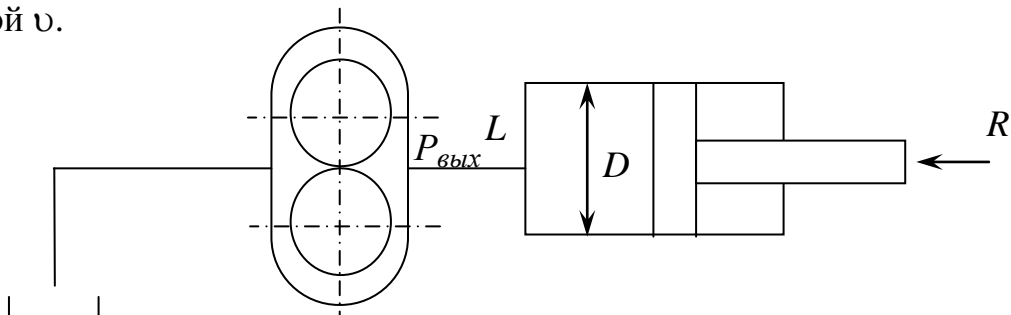
В регуляторе скорости гидротурбины применен так называемый гидравлический маятник. При изменении частоты вращения регулируемой турбины изменяется частота вращения вала насоса 1 и расход жидкости, прокачиваемой насосом 1 маятника через калиброванную трубку 2 , вследствие чего изменяется сила давления на поршень 3 , и последний, изменяя поджатие пружины 4 , оказывает воздействие на систему регулирования гидротурбины. Определить диаметр d калиброванной трубки, при котором при геометрических параметрах насоса (модуль m , число зубьев z , ширина шестерни b) и рабочей частоте вращения вала n обеспечивается такая подача жидкости Q , при которой сжатие пружины составляет x . Жесткость пружины C , длина трубки L , диаметр поршня D . Сопротивлением подводящих труб пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
m , мм	4	6	8	10	12
z	15	18	20	21	23
b , см	2	3	4	1,5	2,5
n , мин ⁻¹	780	800	900	1250	1400
x , мм	60	61	62	64	66
c , Н/см	7,5	7,8	7,9	8,1	8,2
L , м	0,7	0,6	0,8	0,75	0,65
D , мм	30	35	40	45	25
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.1.7

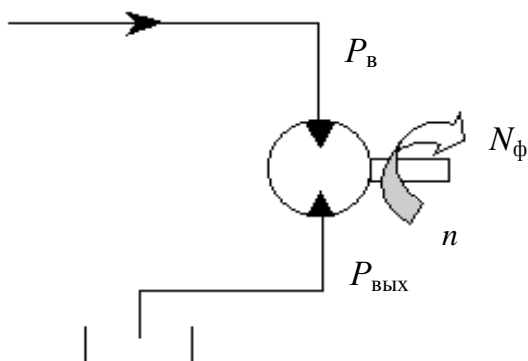
Определить давление на выходе шестеренного насоса $P_{\text{вых}}$, подающего жидкость в гидроцилиндр, если число зубьев z , модуль m , ширина колеса b , частота вращения вала насоса n , длина трубопровода, связывающего насос с гидроцилиндром, L , усилие на штоке R , внутренний диаметр цилиндра D . Потерями энергии на местных сопротивлениях, а также трением поршня и штока пренебречь. Скорость движения жидкости в трубопроводе принять равной v .



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
z	17	19	20	22	24
m , мм	7,5	7	8	10	6
b , см	1,5	1,2	2	2,2	1,8
n , с ⁻¹	15	20	25	28	30
L , м	5	6	7	4	6,5
R , кН	10	14	18	16	20
D , мм	32	40	35	42	45
$v_{\text{ж}}$, м/с	4	3,5	3	4,5	3,8
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

7.2. Задачи по пластинчатым машинам

Задача 7.2.1

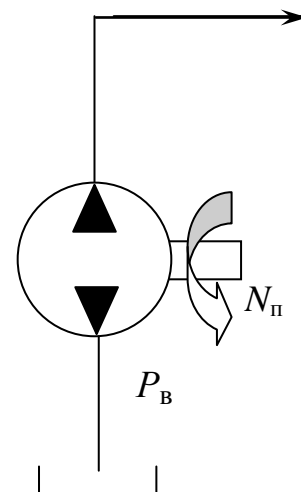


Определить мощность N_{ϕ} на валу пластинчатого гидромотора двукратного действия, величину давления на входе в гидромотор и частоту вращения вала гидромотора n , если радиус статора R , ротора r , объемный КПД η_0 , механический КПД $\eta_{\text{мех}}$, давление на выходе P , ширина пластин b , теоретический момент гидромотора M , толщина пластинки δ , число пластин z .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
R , см	4	4,5	5	5,2	3,5
r , мм	34	40	45	44	29
η_0	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79
$\eta_{\text{мех}}$	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89
$P_{\text{вых}}$, МПа	0,2	0,22	0,25	0,19	0,26
b , см	4	4,3	4,5	4,8	3,6
M , Н·м	30	32	34	36	38
δ , мм	2	3	4	2,5	3,5
z	12	14	16	18	20
Q , л/с	1,333	1,666	1,82	1,98	2,0

Задача 7.2.2

Определить $N_{\text{п}}$ на валу пластинчатого насоса однократного действия, его фактическую подачу Q_{ϕ} и диаметры подводящих $d_{\text{п}}$ и отводящих каналов насоса, если давление на входе $P_{\text{в}}$, манометрическое давление, развиваемое насосом $P_{\text{ман}}$, радиус статора R , число пластин z , толщина пластинки δ , ширина пластинки b , величина эксцентриситета e , частота вращения вала насоса n , объемный КПД η_0 , полный КПД $\eta_{\text{п}}$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$P_{в}$, МПа	0,02	0,01	0,03	0,04	0,05
$P_{ман}$, МПа	6,3	8	10	12,5	20
R , мм	30	35	40	45	50
z	14	15	16	18	10
δ , мм	2	1,8	2,2	2,3	2,5
b , мм	25	30	32	35	40
e , мм	4	5	4,5	5,5	6
n , мин ⁻¹	960	1000	1250	1400	1440
η_0	0,79	0,78	0,8	0,81	0,82
η_n	0,72	0,71	0,73	0,74	0,75

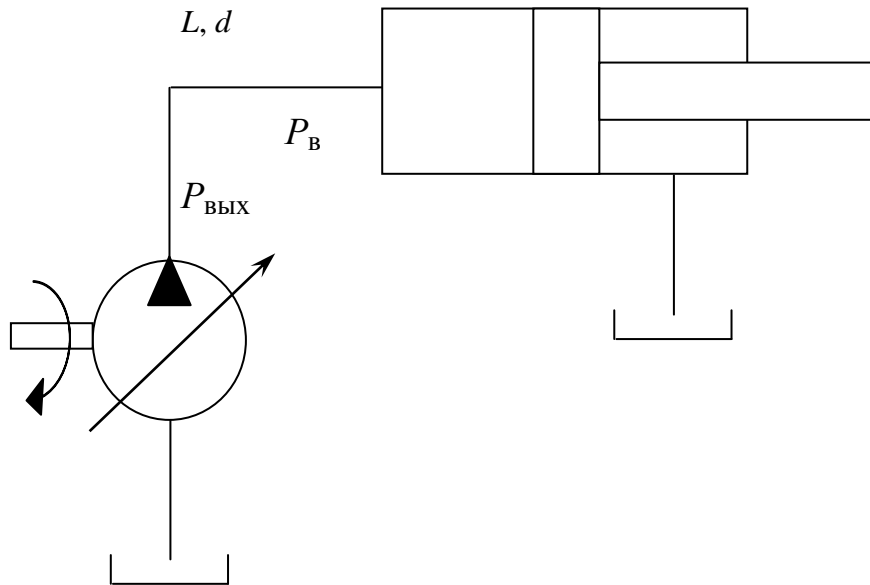
Задача 7.2.3

Определить рабочий объем V , подачу Q пластинчатого насоса двукратного действия, а также потребляемую мощность $N_{п}$ и момент M , подведенный к валу насоса, если частота вращения ротора n , объемный КПД η_0 , полный КПД η_n , абсолютное давление на входе в насос $P_{в}$, на выходе из насоса $P_{вых}$, радиус ротора r , радиус статора R , ширина пластины b , число пластин z .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
n , мин ⁻¹	1200	1000	950	1400	800
η_0	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
η_n	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
$P_{в}$, кПа	80	85	90	95	100
$P_{вых}$, МПа	8	10	12,5	20	32
r , см	50	60	65	65	50
R , мм	600	650	700	700	550
b , мм	30	35	40	25	50
z	12	14	16	10	18

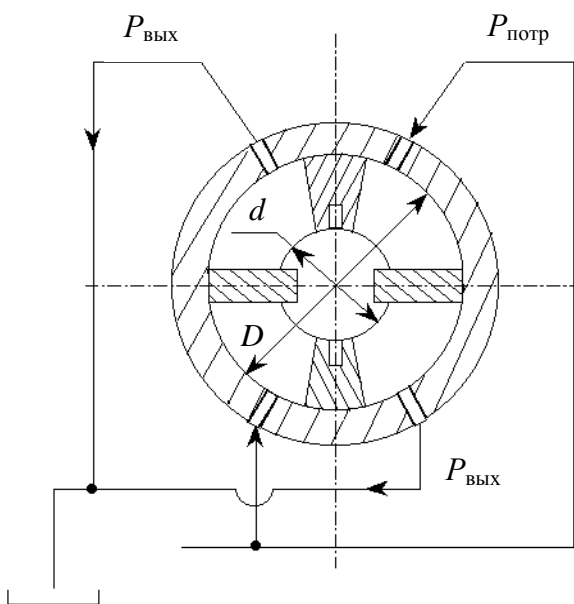
Задача 7.2.4

Определить давление на выходе пластинчатого насоса однократного действия $P_{вых}$, если давление на входе в гидроцилиндр $P_{в}$, радиус статора насоса R , величина эксцентриситета e , ширина пластины b , частота вращения вала насоса n , длина трубопровода L . Местными потерями энергии пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$P_{в}$, МПа	8	10	12,5	6,3	20
R , см	5	5,5	6	4,5	6,5
e , мм	6	5	8	4	7
b , мм	35	30	40	25	45
n , c^{-1}	15	12	16	18	21
L , м	5	4	6	4,5	7
d , мм	22	25	28	31	34
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.2.5

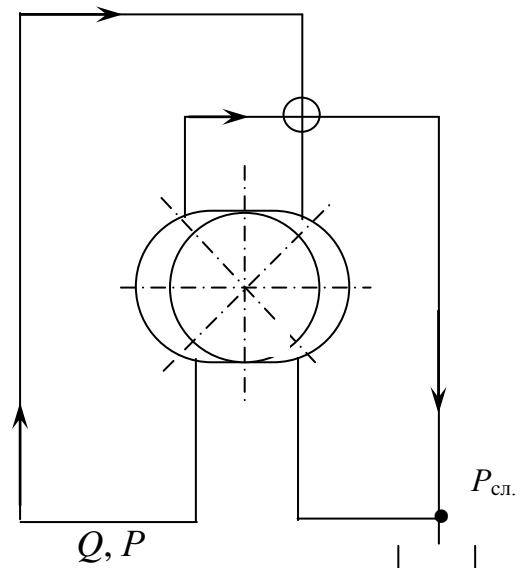


Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу M при скорости поворота ω . Размеры гидродвигателя: D , d , ширина пластин b . Принять механический КПД $\eta_{мех}$, объемный - η_0 . Определить потребное давление и необходимую подачу, если давление на выходе $P_{вых}$.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
M , кН·м	2	1,5	2,5	1,8	2,8
ω , рад/с	2	1,5	2,5	1,6	0,9
D , мм	200	150	100	250	250
d , мм	100	50	25	150	100
b , мм	60	40	20	25	30
$\eta_{\text{мех}}$	0,9	0,89	0,88	0,87	0,86
η_0	0,75	0,74	0,73	0,72	0,74
$P_{\text{вых}}$, МПа	0,3	0,28	0,2	0,3	0,25

Задача 7.2.6

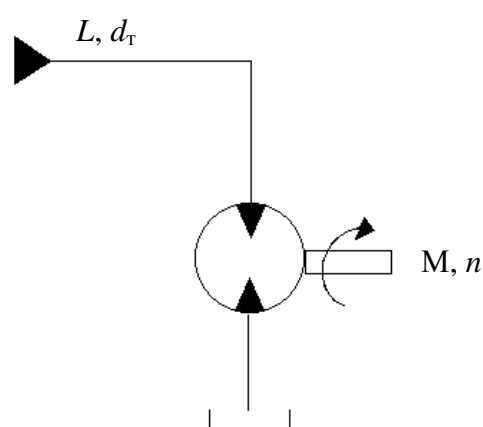
К пластинчатому гидромотору двукратного действия подводится жидкость: Q , p . Мотор имеет параметры: число пластин z , ширина пластины b , радиус статора R , ротора - r , толщина пластины δ , объемный КПД η_0 , общий КПД η . Давление в сливной гидролинии $P_{\text{сл}}$. Определить частоту вращения вала гидромотора и момент на валу.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
Q , л/с	1	1,5	2	0,5	2,5
P , МПа	10	8	12,5	6,3	20
z	12	14	16	10	18
b , см	3	4	5	2	3,5
R , мм	60	50	70	40	80
r , мм	50	40	60	30	70
δ , мм	2	2,2	2,5	1,8	3
η_0	0,85	0,86	0,87	0,84	0,88
η	0,81	0,82	0,83	0,8	0,84
$P_{\text{сл}}$, МПа	0,3	0,35	0,2	0,25	0,4

Задача 7.2.7

Жидкость по трубопроводу длиной L и диаметром d_T поступает в пластинчатый гидромотор двукратного действия. Параметры мотора: диаметр статора D , диаметр ротора d , ширина ротора b , механический КПД $\eta_{\text{мех}}$, КПД η . Давление в сливной гидролинии $P_{\text{сл}}$. Параметры потока в начале трубопровода: Q , P . Определить крутящий момент на валу гидромотора и частоту вращения вала.

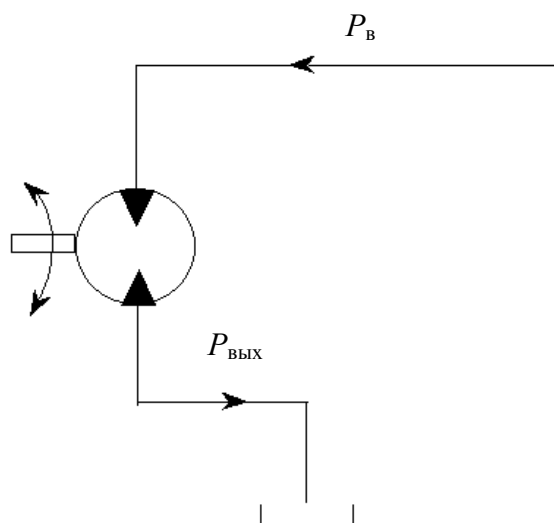


Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
L , м	10	15	20	18	5
d_T , мм	22	20	28	15	10
D , см	10	15	13	20	25
d , см	8	13	10	18	20
b , мм	30	25	20	35	40
$\eta_{\text{мех}}$	0,95	0,94	0,93	0,92	0,96
η	0,9	0,89	0,88	0,87	0,91
$P_{\text{сл}}$, МПа	0,3	0,35	0,2	0,25	0,4
Q , л/с	1	1,5	1,8	2	2,5
P , МПа	12,5	6,3	8	10	20
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

7.3. Задачи по радиально-поршневым машинам

Задача 7.3.1

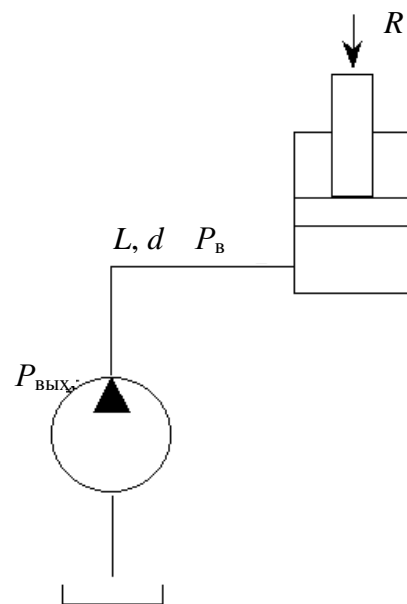
Определить расход жидкости Q и давление P_B на входе в гидромотор радиально-поршневого типа 7-кратного действия, если крутящий момент на его валу равен M , частота вращения вала n , давление на выходе $P_{\text{вых}}$, механический КПД $\eta_{\text{мех}}$, объемный η_0 , число рядов поршней m , диаметр поршня d , ход поршня h .



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
M , кН·м	1,5	1,2	2	1,8	2,5
n , мин ⁻¹	120	150	200	100	250
$P_{\text{вых}}$, МПа	0,2	0,3	0,4	0,25	0,35
$\eta_{\text{мех}}$	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92
η_0	0,94	0,93	0,92	0,91	0,9
m	1	2	3	1	2
d , мм	30	35	40	25	20
h , мм	30	25	30	15	10

Задача 7.3.2

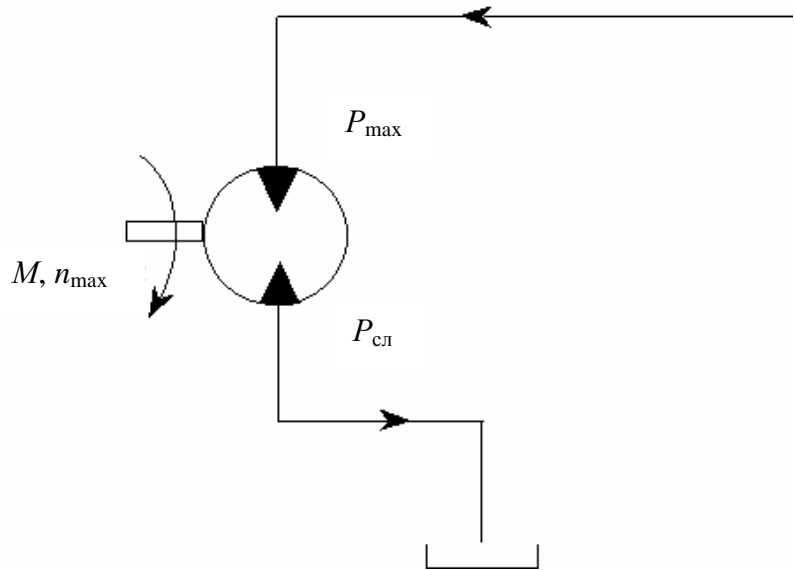
Однорядный радиально-поршневой насос однократного действия, имеющий диаметр поршня d , число поршней z , эксцентриситет e , частоту вращения вала n , подает жидкость в гидродомкрат и обеспечивает на входе в него давление P_B . Определить давление на выходе из насоса $P_{\text{вых}}$. Длина трубопровода L , диаметр трубы d_T . Объемный КПД насоса η_0 . Местными потерями энергии пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
d , мм	16	20	18	25	30
z	7	8	10	12	6
e , мм	16	15	14	10	12
n , мин ⁻¹	900	800	1000	1250	1440
P_B , МПа	10	8	6,3	12,5	20
L , м	7	8	10	6	4
d_T , мм	30	25	20	35	32
η_0	0,95	0,94	0,93	0,96	0,92
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.3.3

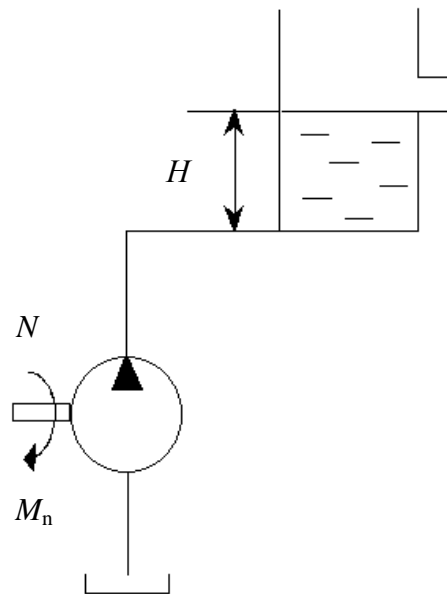
Определить максимальную частоту вращения n_{\max} ротора гидромотора, нагруженного постоянным моментом M , если максимальное давление на входе P_{\max} , расход жидкости Q , объемный КПД гидромотора при P_{\max} η_0 , механический КПД при том же давлении $\eta_{\text{мех}}$, давление на сливе $P_{\text{сл}}$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
M , Н·м	300	250	200	150	350
P_{\max} , МПа	20	12,5	10	8	6,3
Q , л/мин	15	12	8	10	18
η_0	0,9	0,89	0,91	0,88	0,87
$\eta_{\text{мех}}$	0,92	0,91	0,93	0,9	0,89
$P_{\text{сл}}$, МПа	0,2	0,3	0,25	0,35	0,4

Задача 7.3.4

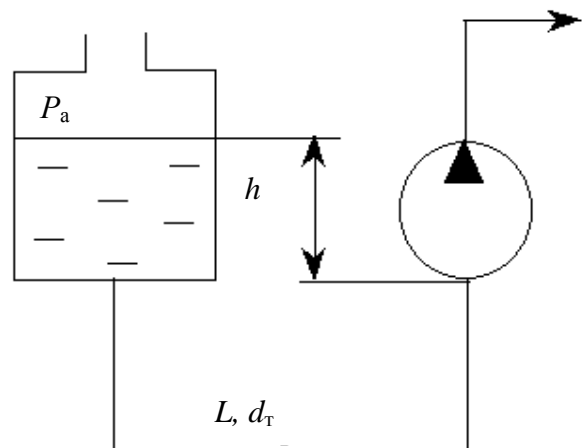
Радиально-поршневой насос подает жидкость в резервуар на высоту H по горизонтальному трубопроводу длиной L и диаметром d . Определить мощность $N_{\text{п}}$ и момент $M_{\text{п}}$, подведенные к валу насоса, если параметры насоса следующие: диаметр поршня $d_{\text{п}}$, эксцентриситет e , число цилиндров z , частота вращения вала n , КПД объемный η_0 , механический КПД $\eta_{\text{мех}}$. Коэффициент местных сопротивлений принять равными $\xi_i=1$. Потерями на всасывании пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
H , м	10	15	20	18	9
L , м	5	6	7	8	9
d_T , мм	30	25	20	35	18
$d_{ц}$, мм	22	18	15	10	20
e , мм	20	10	12	16	18
z	9	10	8	15	20
n , c^{-1}	15	16	17	18	20
η_0	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87
$\eta_{мех}$	0,97	0,95	0,93	0,91	0,9
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.3.5

Определить избыточное давление на входе в радиально-поршневой насос системы управления, имеющий частоту вращения вала n , число цилиндров z , диаметр цилиндра d , эксцентриситет e , объемный КПД η_0 . Входное сечение насоса расположено ниже свободной поверхности жидкости на h . Длина трубопровода L , диаметр d_T . Местные потери принять равными 10 % потерь на трение по длине трубопровода.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
n , c^{-1}	15	16	17	14	13
z	7	8	9	6	10
$d_{ц}$, мм	20	10	15	25	30
e , мм	20	12	17	22	25
η_0	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94
h , м	3	3,5	2,5	2	4
L , м	7	8	9	10	6
d_T , мм	30	32	26	28	25
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное 57

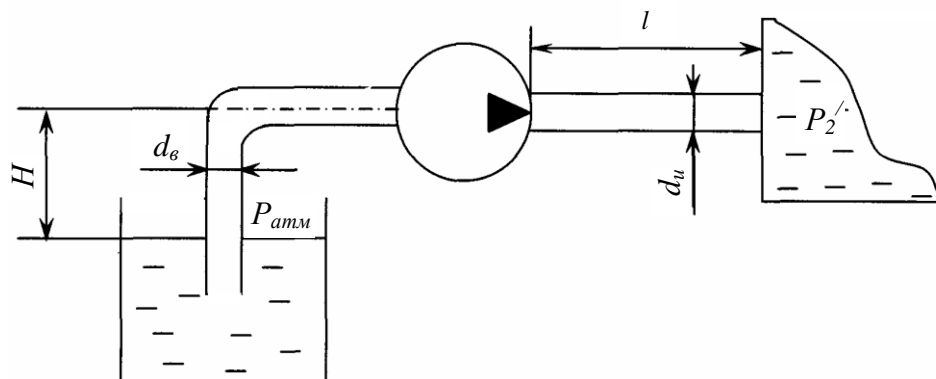
Задача 7.3.6

Определить основные параметры радиально-поршневого высокомоментного мотора (расход жидкости, диаметр поршня, фактический расход жидкости, теоретический и полезный моменты на валу гидромотора, теоретическую и полезную мощности на валу гидромотора, коэффициент момента, утечки жидкости, объемный КПД), если рабочий объем гидромотора V , частота вращения вала n , механический КПД гидромотора $\eta_{\text{мех}}$, число рядов поршней m , кратность действия K , число поршней в ряду $z = 7$, ход поршня h , зазор между поршнем и цилиндром $\delta = 1 \cdot 10^{-3}$ м. При расчетах принимать $d = h$, затем величину d округлять до стандартного значения.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$V \cdot 10^{-6}$, м/об	452	707	1126	1809	2780
n , с ⁻¹	2,2	2,0	1,7	1,3	1,0
$\eta_{\text{мех}}$	0,89	0,90	0,90	0,92	0,90
m	2	2	2	3	3
K	7	7	7	9	9
$h \cdot 10^{-3}$, м	20	22	26	28	20
P , МПа	6,3	8,0	5,0	12,5	10,0

Задача 7.3.7

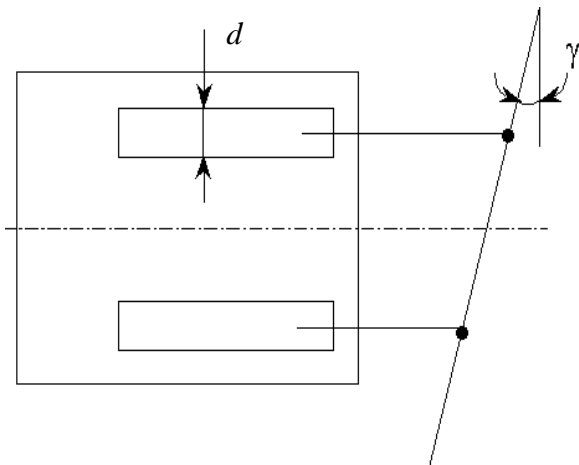
Определить напор, создаваемый радиально-поршневым насосом, имеющим рабочий объем V , частоту вращения вала n , если диаметр всасывающего трубопровода d_v , напорного d_n , секундный массовый расход Q_c , условная вязкость жидкости E_{20} , длина напорного трубопровода l , давление на выходе трубопровода P_2' , высота всасывания H , плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³, температура масла $t = 20$ °С. Основные параметры гидросистемы приведены в таблице.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$d_B \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	22	24	26	28	30
$d_H \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	12	14	16	18	20
E_{20}	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
$P_2', \text{ МПа}$	6,3	8,0	12,5	10,0	12,5
$l, \text{ м}$	8	10	12	10	16
$H \cdot 10^{-1}, \text{ м}$	5	2	3	1	2
$V \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	6,3	10,0	16,0	25,0	48,0
$n, \text{ об/с}$	15	15	15	15	15

7.4. Задачи по аксиально-поршневым машинам

Задача 7.4.1



Аксиально-поршневой насос обеспечивает подачу жидкости Q , давление на выходе $P_{\text{вых}}$ при частоте вращения вала n . Рассчитать основные геометрические параметры насоса – диаметр цилиндра d , ход поршня h , диаметр окружности расположения осей цилиндров D , а также мощность на валу насоса N_B и крутящий момент M_B , если число цилиндров z , угол наклона диска γ , объемный КПД η_0 , механический КПД $\eta_{\text{мех}}$. Принять $h = 2d$.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$Q, \text{ л/с}$	3,5	4,5	4	3	2,5
$P_{\text{вых}}, \text{ МПа}$	22	28	12	8	6,3
$n, \text{ мин}^{-1}$	1440	1250	900	800	600
z	7	4	5	8	9
$\gamma, \text{ град}$	20	22	18	23	25
η_0	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91
$\eta_{\text{мех}}$	0,9	0,89	0,88	0,87	0,86

Задача 7.4.2

Определить крутящий момент M на валу и угол наклона γ диска аксиально-поршневого гидромотора, при котором частота вращения его вала, n , расход рабочей жидкости Q , перепад давлений $P_{ГМ}$, количество цилиндров z , диаметр цилиндра d , диаметр окружности D , на которой расположены оси цилиндров, объемный КПД η_0 , механический КПД $\eta_{мех}$.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$n, \text{мин}^{-1}$	1200	1440	900	800	650
$Q, \text{л/с}$	3	2	3,5	4	5
$P_{ГМ}, \text{МПа}$	12	6	8	10	20
z	7	5	8	9	10
$d, \text{мм}$	30	35	20	15	10
$D, \text{см}$	16	12	17	18	19
η_0	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94
$\eta_{мех}$	0,9	0,89	0,88	0,87	0,86

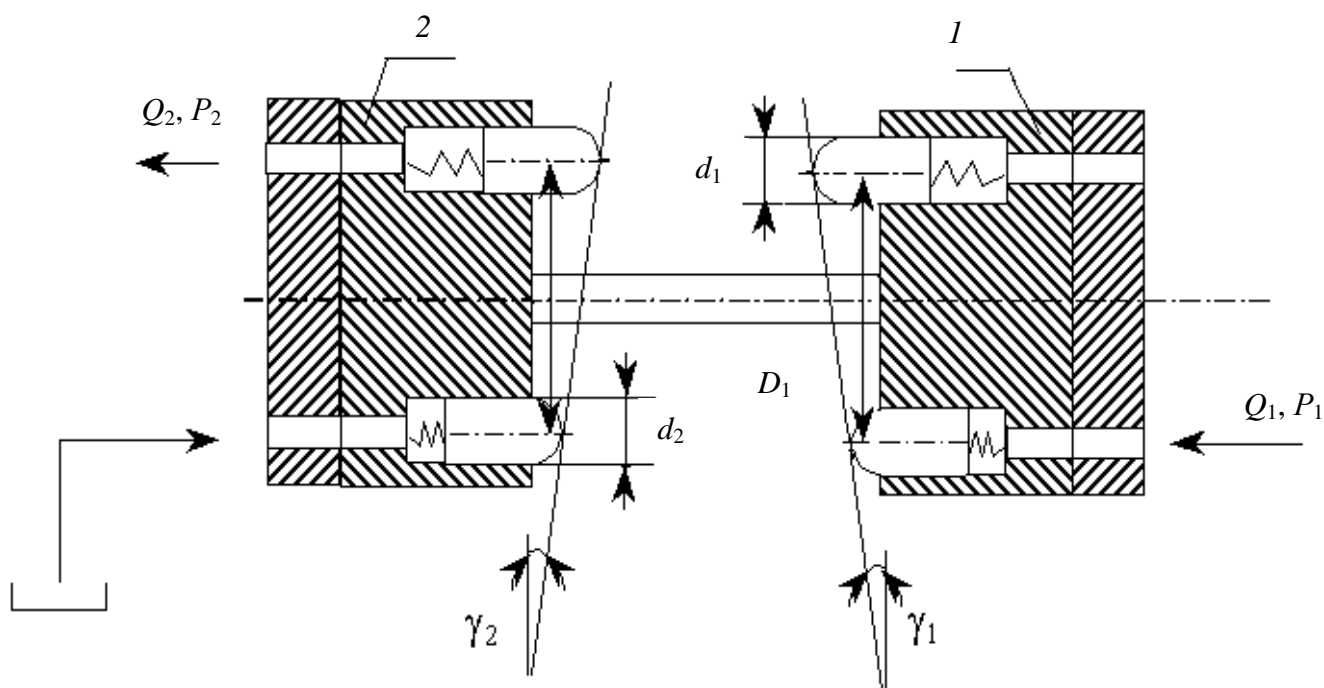
Задача 7.4.3

Определить частоту вращения вала аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и фактическую мощность на валу, если подача насоса Q , диаметр поршня d , диаметр окружности D , на которой расположены гидроцилиндры, угол наклона диска γ , количество поршней z , объемный КПД η_0 , общий КПД насоса η , давление на выходе из насоса P .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$Q, \text{л/с}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$d, \text{мм}$	60	50	40	70	80
$D, \text{см}$	27	26	24	28	30
$\gamma, \text{град}$	25	22	18	20	16
z	11	10	9	6	7
$P, \text{МПа}$	20	16	12,5	10	8
η_0	0,95	0,96	0,94	0,93	0,92
η	0,86	0,87	0,85	0,84	0,83

Задача 7.4.4

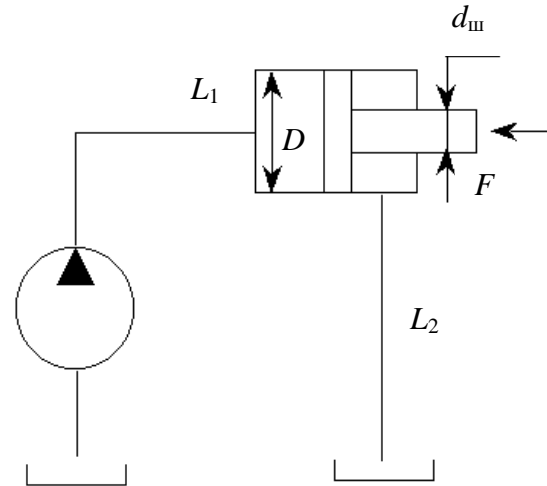
Гидропреобразователь составлен из двух аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском: гидромотора 1 и насоса 2 с основными размерами D_1, d_1, D_2, d_2 и $\gamma_1 = \gamma_2$. Каким должен быть расход жидкости Q_1 , подводимой к гидромотору 1 и давление P_1 на входе в гидромотор для получения на выходе из насоса подачи Q_2 при давлении P_2 . КПД механический и объемный $\eta_{M1} = \eta_{M2}, \eta_{01} = \eta_{02}$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
D_1 , см	9	10	11	12	14
D_2 , см	6	7	8	9	11
d_1 , мм	15	18	21	25	30
d_2 , мм	10	13	18	21	25
Q_2 , л/с	1,8	1,6	1,4	2,0	2,2
P_2 , МПа	15	18	20	22	25
η_{01}	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91
η_{Mex1}	0,92	0,91	0,9	0,89	0,88

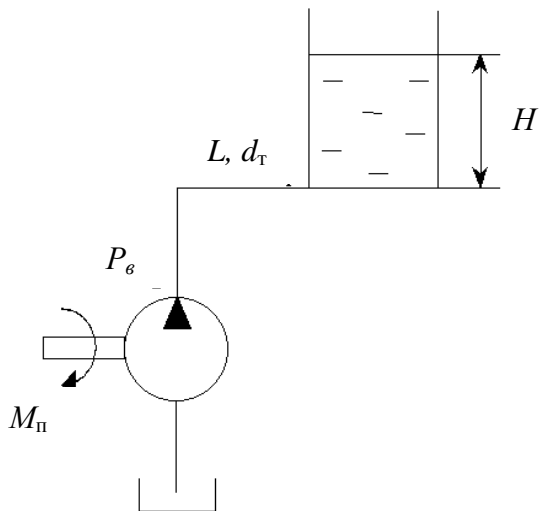
Задача 7.4.5

Определить давление на выходе аксиально-поршневого насоса, если длины напорного и сливного трубопроводов одинаковы $L_1=L_2$, их диаметры d_T , диаметр поршня D , диаметр штока $d_{ш}$, сила на штоке F . Параметры насоса; число цилиндров z , диаметры цилиндров d , диаметр окружности размещения осей цилиндров D_0 , угол наклона шайбы γ , частота вращения вала n .



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
L_1 , м	5	6	7	8	10
d_T , мм	15	20	25	10	18
D , мм	60	70	80	50	65
$d_{ш}$, мм	20	30	40	25	20
F , кН	1	2	3	4	4,5
z	7	8	9	10	11
d , мм	32	20	25	30	28
D_0 , см	16	14	15	18	17
γ , град	10	12	15	22	20
n , мин ⁻¹	1440	1250	1000	900	800
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.4.6

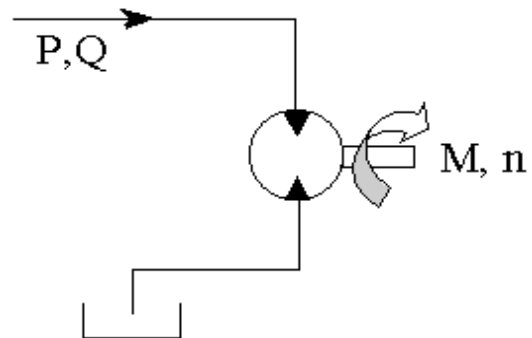


Аксиально-поршневой насос подает воду в бак высотой H по горизонтальному трубопроводу длиной L , диаметром d_T . Параметры насоса: диаметр поршня D , число поршней z , угол наклона блока γ , частота вращения вала n , объемный КПД η_0 , механический - $\eta_{мех}$. Определить давление жидкости на выходе из насоса P_B и подведенный к валу момент M_n . Потерями на всасывании пренебречь. Коэффициенты местных сопротивлений принять равными $\xi_i=0,5$, а $D_{окр}=4D$.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
H , м	20	25	15	30	35
L , м	10	15	12	20	23
d_t , мм	26	20	22	30	34
D , мм	20	25	30	35	40
z	7	8	9	10	11
γ , град	20	18	15	22	25
n , мин ⁻¹	15	16	17	18	14
η_0	0,95	0,96	0,94	0,93	0,92
$\eta_{\text{мех}}$	0,95	0,95	0,92	0,89	0,9

Задача 7.4.7

По гидромагистрали к аксиально-поршневому мотору подводится жидкость: Q , P . Мотор имеет параметры: диаметр цилиндра d , диаметр расположения центров цилиндров D , угол наклона шайбы γ , число цилиндров z , объемный КПД η_0 , общий КПД мотора η . Определить частоту вращения вала гидромотора и момент на валу. Давление в сливной магистрали $P_{\text{сл}}$.

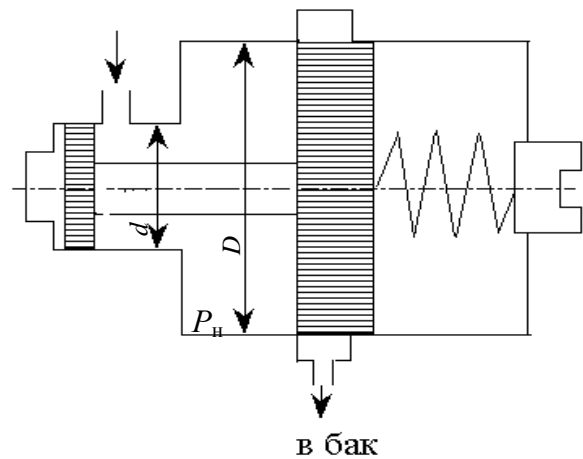


Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
Q , л/с	1	2	1,5	2,5	3
P , МПа	12,5	10	8	6,3	20
d , мм	20	25	30	35	40
D , мм	80	85	90	95	120
γ , град	20	18	22	25	15
z	7	8	9	11	10
η_0	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94
η	0,94	0,93	0,92	0,91	0,9
$P_{\text{сл}}$, МПа	0,5	0,5	0,4	0,6	0,7
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

7.5. Задачи по гидроаппаратуре

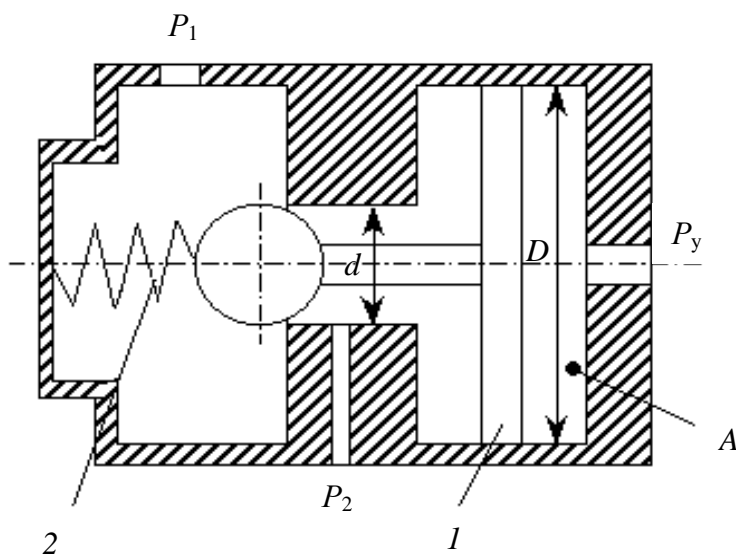
Задача 7.5.1

Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана, обеспечивающую начало открытия клапана при P_H . Диаметры клапана: D , d , жесткость пружины C . Давление справа от большого и слева от малого поршней – атмосферное.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
P_H , МПа	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
D , мм	24	26	28	30	32
d , мм	18	20	22	24	26
C , Н/мм	6	5	7	8	4

Задача 7.5.2

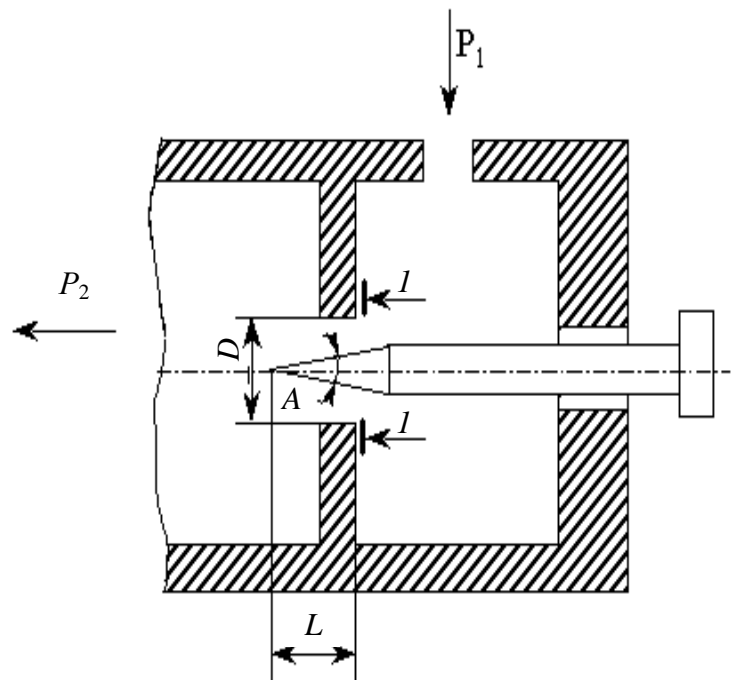


На рисунке представлена конструктивная схема гидрозамка, проходное сечение которого открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением P_y . Определить, при каком минимальном значении P_y толкатель поршня I сможет открыть шариковый клапан, если известно: предварительное усилие пружины F , диаметры D , d и давления P_1 , P_2 . Силами трения пренебречь.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
F , Н	50	60	70	80	40
D , мм	25	28	30	32	35
d , мм	15	18	20	22	26
P_1 , МПа	0,5	0,6	0,7	0,8	0,4
P_2 , МПа	0,2	0,2	0,1	0,15	0,1

Задача 7.5.3

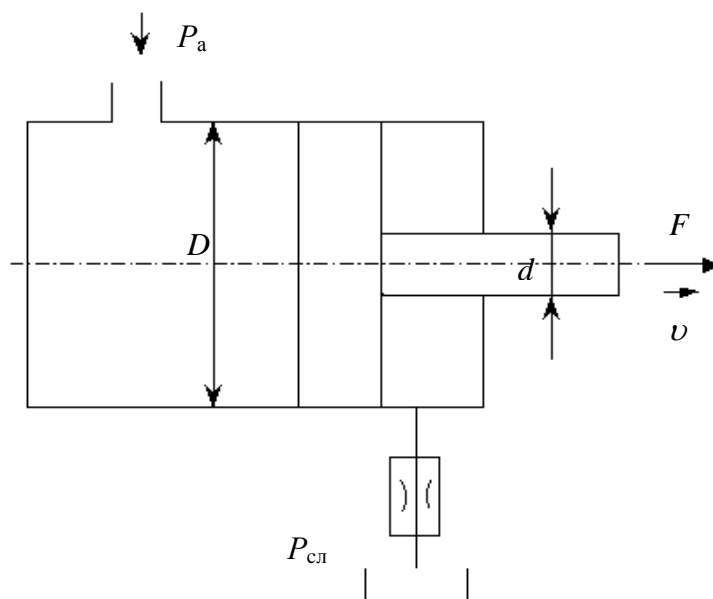
На рисунке изображена схема регулируемого игольчатого дросселя. Определить, на какое расстояние L необходимо втянуть иглу в дросселирующее отверстие для обеспечения перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$, если угол иглы A , диаметр дросселирующего отверстия D , его коэффициент расхода μ , расход жидкости Q , плотность жидкости ρ . Площадь дросселирующего кольца определить по приближенной формуле: $S = S_0 - S_{\text{и}}$, где S_0 – площадь отверстия, $S_{\text{и}}$ – площадь иглы в сечении $I-I$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
Δp , МПа	3	4	5	6	2
A , град	30	28	25	32	20
D , см	6	4	5	7	8
μ	0,8	0,85	0,7	0,75	0,9
Q , л/с	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7
ρ , кг/м ³	900	920	960	980	930

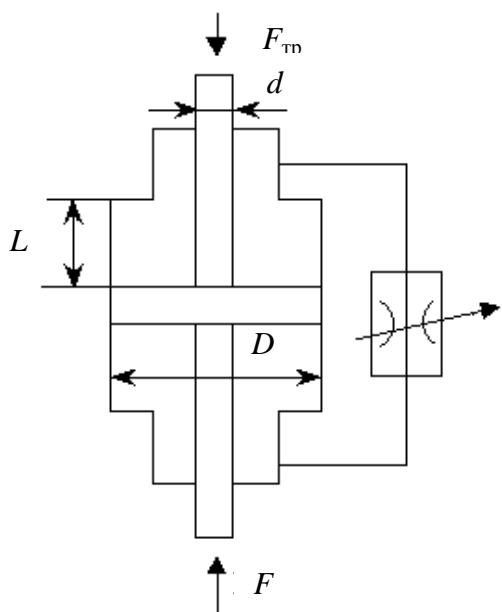
Задача 7.5.4

Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра, при условии движения штока под действием внешней нагрузки F со скоростью V . Диаметры: штока – d , цилиндра – D . Коэффициент расхода дросселя μ , плотность жидкости ρ , давление на сливе $P_{сл}$.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
F , кН	60	50	40	30	70
v , мм/с	200	150	140	170	190
d , мм	40	30	35	45	50
D , мм	80	70	75	85	90
μ	0,65	0,55	0,5	0,7	0,75
ρ , кг/м ³	850	900	920	930	950
$P_{сл}$, МПа	0,3	0,2	0,4	0,3	0,25

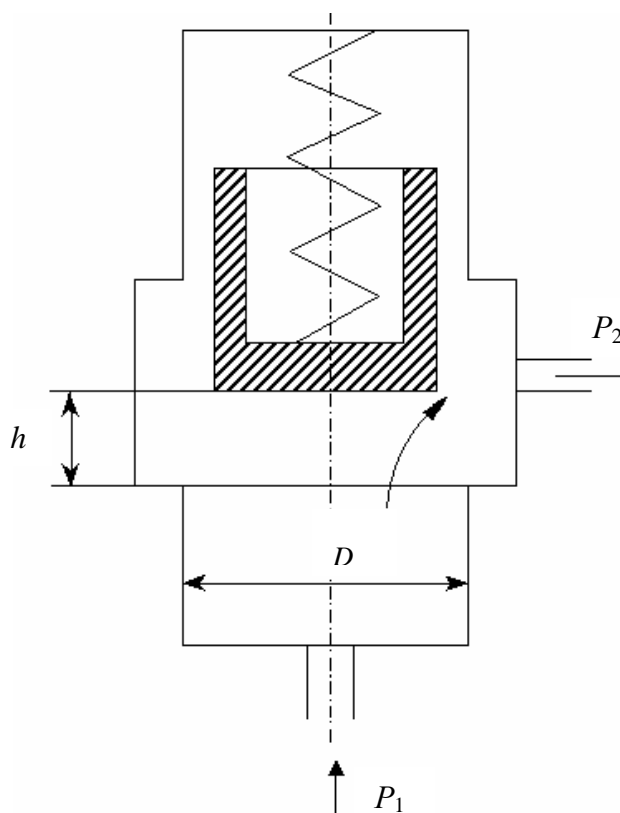
Задача 7.5.5



Правая и левая полости цилиндра гидравлического регулируемого тормоза, имеющего диаметр поршня D , диаметр штока d , сообщаются между собой через регулируемый дроссель, площадь проходного сечения которого установлена $S_{др}$. Коэффициент расхода дросселя μ . Определить время, за которое поршень переместится на величину L под действием силы F , приняв плотность жидкости ρ и пренебрегая потерями энергии при ее движении по гидролиниям. Принять $F_{тр}$.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
D , мм	160	150	170	180	140
d , мм	80	75	85	90	70
$S_{др}$, мм ²	20	22	15	18	25
μ	0,65	0,6	0,7	0,75	0,8
L , см	36	40	30	32	42
F , кН	15	14	16	17	18
ρ , кг/м ³	900	920	950	980	930
$F_{тр}$, кН	1	2	3	1,5	2,5

Задача 7.5.6

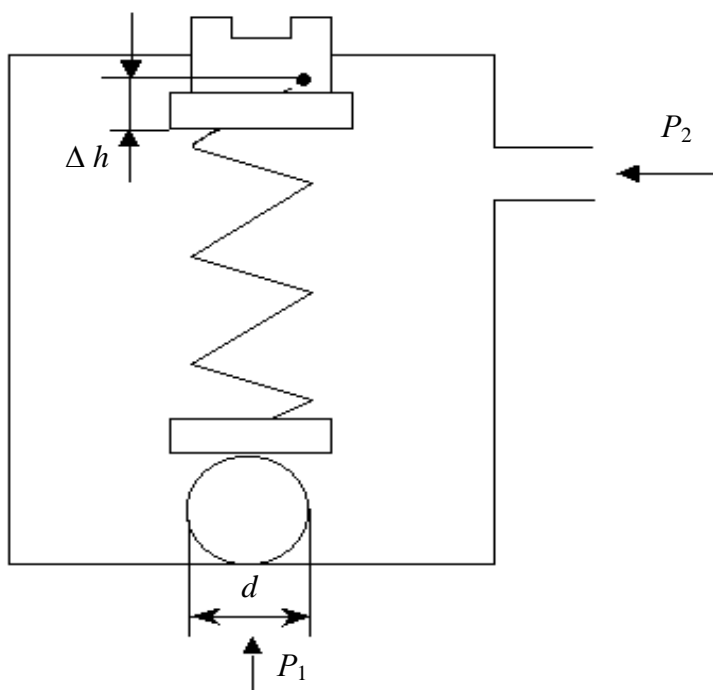


Переливной клапан плунжерного типа поддерживает заданное давление жидкости на входе P_1 путем непрерывного ее слива. Найти расход жидкости клапаном Q , если давление на входе P_1 , давление на выходе клапана P_2 , усилие пружины при закрытом клапане $F_{пр}$, жесткость пружины C , коэффициент расхода рабочего окна клапана μ .

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
P_1 , МПа	12,5	10	8	6	20
P_2 , МПа	0,5	0,3	0,4	0,5	0,3
$F_{пр}$, кН	12	14	16	13	15
C , Н/мм	225	200	220	215	210
μ	0,6	0,65	0,7	0,75	0,55
D , м	0,2	0,15	0,1	0,05	0,3
Жидкость	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное 57

Задача 7.5.7

Определить величину предварительной деформации пружины Δh , прижимающей шарик к седлу предохранительного клапана диаметром d , если он открылся при давлении P_1 , а давление после клапана P_2 , жесткость пружины C . Весом шарика, пружины и шайбы пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
d , мм	25	20	30	35	40
P_1 , МПа	2,5	5	6	10	12,5
P_2 , МПа	0,35	0,4	0,5	0,3	0,25
C , Н/м	$15 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^4$	$18 \cdot 10^4$	$19 \cdot 10^4$

7.6. Задачи по гидроприводу

Задача 7.6.1

В гидравлическом приводе горной машины имеется три гидродвигателя (два гидроцилиндра и гидромотор), работающие поочередно. Составить принципиальную гидравлическую схему привода и определить его параметры (полезные регулируемые нагрузки на штоках гидроцилиндров R_1 и R_2 , действующие в прямом и обратном направлениях, фактический реализуемый момент на валу гидромотора M_{ϕ} , давление жидкости на входе в гидродвигатели), если теоретический момент на валу гидромотора M_m , рабочий объем гидромотора V_0 , площади поршней гидроцилиндров S_1 и S_2 соответственно,

площади поршней со стороны штоков S_3 и S_4 соответственно, скорости движения штоков гидроцилиндров в прямом и обратном направлениях одинаковы и постоянны, частота вращения вала гидромотора постоянна, механический КПД гидромотора $\eta_{\text{мех}}$. При расчетах диаметры поршней гидроцилиндров округлить до стандартных значений, уплотнения поршней - манжетами. Противодавлениями пренебречь.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$M_{\text{м}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	2000	3000	3500	2500	2800
$V_0 \cdot 10^{-4}, \text{м}^3/\text{об}$	5,00	8,00	9,00	1,15	1,40
$S_1, \text{м}^2$	0,26	0,40	0,60	0,70	0,80
$S_2, \text{м}^2$	0,40	0,50	0,70	0,76	0,88
$S_3, \text{м}^2$	0,13	0,20	0,30	0,35	0,40
$S_4, \text{м}^2$	0,20	0,25	0,35	0,38	0,44
$\eta_{\text{мех}}$	0,95	0,97	0,98	0,94	0,95

Задача 7.6.2

Составить принципиальную гидравлическую схему привода, где преобразователями гидравлической энергии являются два гидромотора, имеющие рабочие объемы V_1 и V_2 , частота вращения их валов n_1 и n_2 соответственно изменяются от 0 до n_{max} . Давление жидкости на входе в каждый гидромотор P механический КПД $\eta_{\text{м1}}$ и $\eta_{\text{м2}}$ соответственно. Определить крутящие моменты полезные и теоретические каждого гидромотора и полезные мощности на валах гидромоторов. Противодавлением пренебречь.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$V_1 \cdot 10^{-6}, \text{м}^3/\text{об}$	100	112	125	160	200
$V_2 \cdot 10^{-6}, \text{м}^3/\text{об}$	112	125	140	180	224
$P, \text{МПа}$	10,0	12,5	16,0	6,3	8,0
$n_{\text{max}}, \text{с}^{-1}$	25	25	25	18	18
$\eta_{\text{м1}}$	0,84	0,96	0,90	0,91	0,89
$\eta_{\text{м2}}$	0,86	0,88	0,96	0,94	0,87

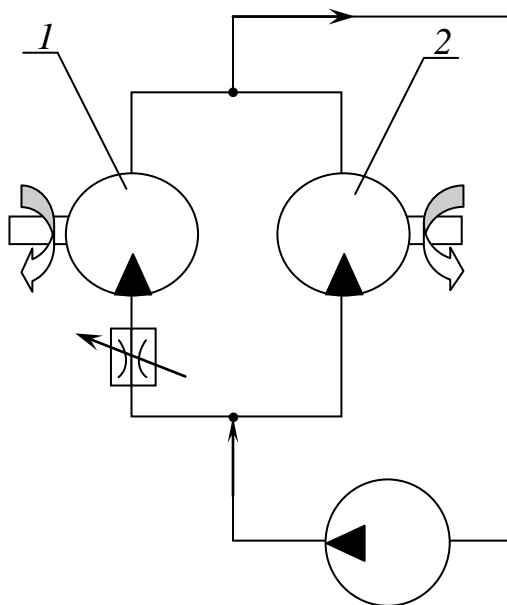
Задача 7.6.3

Составить принципиальную гидравлическую схему привода, в которой в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндр с двусторонним подводом жидкости и гидромотор, работающие поочередно. Скорости движения штока гидроцилиндра в прямом и обратном направлениях одинаковы и регулируются от 0 до максимального значения v_{max} , частота вращения вала

гидромотора n постоянная. Определить полезный момент на валу гидромотора и теоретический момент, полезную нагрузку на штоке гидроцилиндра, расход жидкости гидроцилиндром, если рабочий объем гидромотора V , давление на входе в гидродвигатели P , величина противодействия ΔP , диаметр поршня цилиндра d , механический КПД гидромотора $\eta_{\text{мех}}$, объемный КПД гидроцилиндра η_0 . При расчете параметров гидроцилиндра потерями энергии на трение пренебречь.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$v_{\text{max}}, \text{ м/с}$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$P, \text{ МПа}$	8,0	6,3	12,5	20	32
$\Delta P, \text{ МПа}$	0,10	0,15	0,20	0,32	0,15
$V \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	100	112	125	140	160
$d, \text{ м}$	0,20	0,22	0,25	0,28	0,32
$\eta_{\text{мех}}$	0,92	0,91	0,95	0,94	0,89
η_0	0,95	0,97	0,99	0,98	0,97

Задача 7.6.4



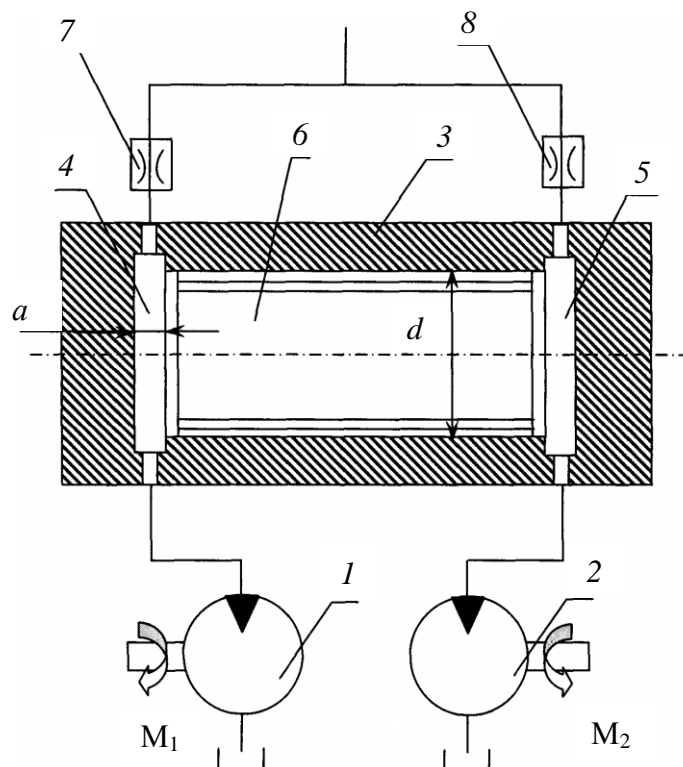
Гусеничный ход горной машины приводится в действие двумя гидромоторами 1 и 2. Известно, что рабочие объемы гидромоторов V_1 и V_2 ; моменты на валах M_1 и M_2 , рабочий объем насоса V_n , частота вращения вала насоса n об/мин. Механические и объемные КПД гидромашин $\eta_0 = \eta_m$, плотность рабочей жидкости ρ , коэффициент расхода дросселя μ . Пренебрегая потерями энергии в трубопроводах определить при каком проходном сечении дросселя угловые скорости гидромоторов будут одинаковы.

Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
1	2	3	4	5	6
$V_1 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	12	10	14	16	18
$V_2 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	28	24	30	32	36
$M_1, \text{ Н}\cdot\text{м}$	20	18	22	24	26
$M_2, \text{ Н}\cdot\text{м}$	40	36	40	46	50

1	2	3	4	5	6
$V_n \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	63	40	71	90	80
η_0	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
η_m	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$\rho, \text{ кг/м}^3$	850	860	810	870	840
μ	0,62	0,65	0,67	0,7	0,72
$n, \text{ об/мин}$	1000	1200	1300	1400	1500

Задача 7.6.5

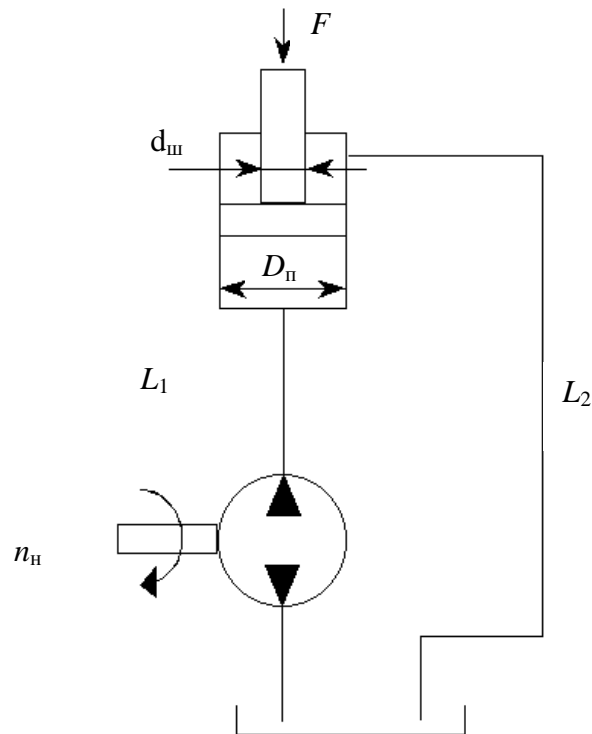
Гидромоторы *1* и *2*, имеющие одинаковые рабочие объемы V , приводят в движение гусеницы ходового оборудования горной машины. Выходные звенья гидромоторов вращаются с одинаковыми угловыми скоростями, что обеспечивается делителем потока *3*, и имеют нагрузки M_1, M_2 . Деление потока жидкости в равных количествах гидродвигателями *1* и *2* обеспечивается перекрытием кольцевых проточек *4* и *5* при перемещении плунжера *б*, изменяя сопротивление гидролиний. Определить величину максимального смещения плунжера от нейтрального положения, если ширина проточек a , коэффициент расхода проточек μ , плотность рабочей жидкости ρ , расход жидкости Q , диаметр плунжера d . Сопротивления обоих трубопроводов и дросселей *7* и *8* одинаковы.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$V \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3/\text{об}$	90	107	125	142	160
$M_1, \text{ Н} \cdot \text{м}$	110	140	170	210	240
$M_2, \text{ Н} \cdot \text{м}$	80	110	140	180	210
μ	0,62	0,65	0,7	0,75	0,77
$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	880	885	890	910	920
$Q, \text{ л}/\text{с}$	1,2	1,8	2,2	2,4	2,6
$d, \text{ мм}$	10	12	14	16	18

Задача 7.6.6

Определить давление, создаваемое радиально-поршневым насосом, если длины трубопроводов L_1, L_2 , их диаметры d_T , частота вращения вала насоса n_H . Сила на штоке F , диаметры: D_{II}, d_{III} . Параметры насоса: число цилиндров z , диаметр поршня цилиндра $d_{п.ц}$, величина эксцентриситета e , объемный КПД η_0 . Коэффициент местных сопротивлений принять $\xi_i=0,5$. Потерями на трение пренебречь.

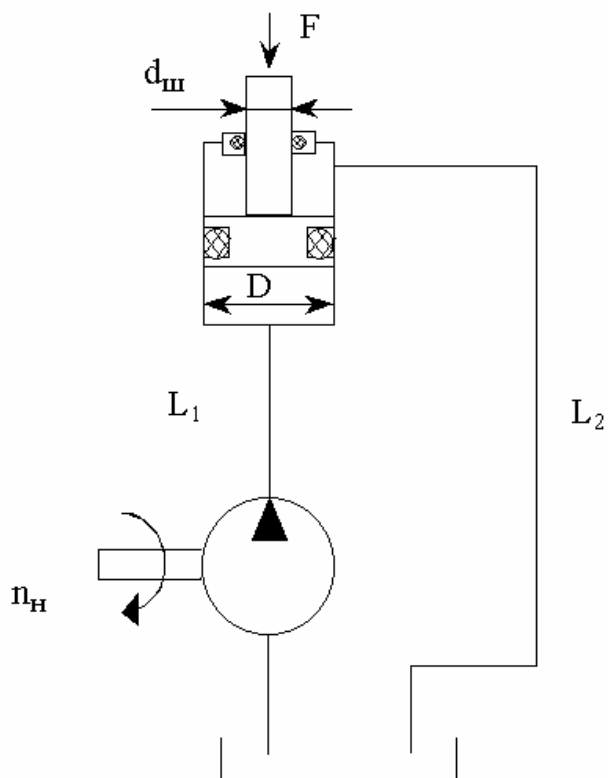


Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
1	2	3	4	5	6
$L_1, \text{ м}$	6	7	8	5	6,5
$L_2, \text{ м}$	8	9	10	6	8,5
$d_T, \text{ мм}$	22	20	18	18,5	16
$F, \text{ кН}$	2	3	4	5	6
$D_{II}, \text{ мм}$	80	85	70	75	65
$d_{III}, \text{ мм}$	40	45	30	35	25
z	7	8	9	10	12

1	2	3	4	5	6
$d_{п.ц}, \text{ мм}$	20	18	16	14	22
$e, \text{ мм}$	18	16	10	12	20
η_0	0,9	0,91	0,92	0,89	0,93
$n, \text{ с}^{-1}$	15	16	17	14	12
Тип жидкости	И-20	И-30	И-12	И-50	Турбинное-57

Задача 7.6.7

Определить создаваемое давление насосом радиально-поршневого типа однократного действия, если длины труб L_1, L_2 , диаметры труб d_T , частота вращения вала n_H . Сила на штоке F . Параметры насоса: число цилиндров z , диаметр поршня d , величина эксцентриситета e , объемный КПД η_0 . Поршень и шток уплотнены манжетами высотой h . Диаметр поршня гидроцилиндра D , диаметр штока $d_{ш}$. Потерями энергии на местных сопротивлениях пренебречь.



Параметры	Вариант				
	а	б	в	г	д
$L_1, \text{ м}$	5	6	7	8	9
$L_2, \text{ м}$	7	8	9	10	12
$d_T, \text{ м}$	30	20	25	35	15
$F, \text{ кН}$	3	2	2,5	3,5	4
z	9	8	7	6	10
$d, \text{ мм}$	22	20	18	16	24
$e, \text{ мм}$	40	30	35	20	25
η_0	0,95	0,96	0,94	0,93	0,92
$h, \text{ мм}$	7	7	10	10	12
$n, \text{ с}^{-1}$	15	16	14	13	15
$D, \text{ м}$	0,3	0,2	0,25	0,35	0,15
$d_{ш}, \text{ м}$	0,1	0,15	0,12	0,13	0,08
Тип жидкости	И-20	И-20	И-12	И-50	Турбинное-57

Приложение

Таблица П1

Плотность, коэффициенты вязкости, температурного расширения и объемного сжатия некоторых жидкостей

Наименование жидкости	Плотность, ρ , кг/м ³	Динамический коэффициент вязкости, $\mu \cdot 10^{-3}$, Па·с	Кинематический коэффициент вязкости, $\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Коэффициент температурного расширения, $\beta_t \cdot 10^{-3}$, 1/град	Коэффициент объемного сжатия, $\beta_p \cdot 10^{-3}$, 1/МПа
Вода	998,2	1,00	1,008	0,02	0,49
Этиловый спирт	790,0	1,20	1,520	1,10	0,78
Ртуть	13546	1,54	0,114	0,18	0,039
Толуол	867,0	0,584	0,660	1,10	-
Глицерин	1260,0	1490	660	0,49	0,25
Бензин	700,0	0,455	0,83	1,24	0,94
Керосин	820,0	2,05	2,50	0,96	0,77
Воздух	1,2	0,0179	14,9	-	-
Нефть Баку:					
- легкая	884	-	25	0,6	0,78
- тяжелая	924	-	140	0,6	0,78
Масла индустриальные:					
И-12	880	-	12	-	-
И-20	885	-	20	0,73	0,72
И-30	890	-	30	-	-
И-50	910	-	50	-	0,68
Турбинное-57	920	-	57	0,65	0,56

Таблица П2

Соотношение между единицами давления

Единица	Па (Н/м ²)	кгс/см ² (ат)	кгс/м ²	мм вод.ст.	м вод.ст.	мм рт.ст.	бар
1 Па (Н/м ²)	1	$10,2 \cdot 10^{-6}$	0,102	0,102	$102 \cdot 10^{-6}$	$750 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}
1 кгс/см ² (ат)	$9,81 \cdot 10^4$	1	10^4	10^4	10	735,6	0,981
1 кгс/м ²	9,81	10^{-4}	1	1	10^{-3}	$73,56 \cdot 10^{-3}$	$98,1 \cdot 10^{-6}$
1 мм вод. ст.	9,81	10^{-4}	1	1	10^{-3}	$73,56 \cdot 10^{-3}$	$98,1 \cdot 10^{-6}$
1 м вод. ст.	$9,81 \cdot 10^3$	0,1	10^3	10^3	1	73,56	$98,1 \cdot 10^{-3}$
1 мм рт. ст.	133,3	$1,36 \cdot 10^{-3}$	13,6	13,6	$13,6 \cdot 10^{-3}$	1	$1,33 \cdot 10^{-3}$
1 бар	10^5	1,02	$10,2 \cdot 10^3$	$10,2 \cdot 10^3$	10,2	750	1

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	3
1. ШЕСТЕРЕННЫЕ МАШИНЫ	6
Контрольные вопросы и задания.....	8
2. ПЛАСТИНЧАТЫЕ МАШИНЫ	8
Контрольные вопросы и задания.....	10
3. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ МАШИНЫ	10
Контрольные вопросы и задания.....	12
4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ МАШИНЫ	12
Контрольные вопросы и задания.....	14
5. ГИДРОАППАРАТУРА	14
Контрольные вопросы и задания.....	17
6. ГИДРОПРИВОД	19
Контрольные вопросы и задания.....	20
7. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ	21
7.1. Задачи по шестеренным машинам	23
7.2. Задачи по пластинчатым машинам	28
7.3. Задачи по радиально-поршневым машинам	32
7.4. Задачи по аксиально-поршневым машинам	37
7.5. Задачи по гидроаппаратуре	42
7.6. Задачи по гидроприводу	46
Приложение.....	52

