

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского

ЕВТЕЕВ В.К., ИЛЬИН С.Н., ВАСИЛЬЕВ Ф.А., ПАЛЬВИНСКИЙ В.В.

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЁМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ
ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ОТКРЫТОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ
РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Учебно-методическое пособие
к выполнению расчетно-графических работ по объёмному гидроприводу

МОЛОДЁЖНЫЙ 2020

Печатается по решению методического совета Инженерного факультета Иркутского государственного аграрного университета имени А.А. Ежевского (протокол № 9 от 21.05.2020 г.)

Рецензент:

Шистеев А.В. к.т.н., доцент кафедры технического сервиса и общетеchnических дисциплин Иркутского ГАУ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЁМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ОТКРЫТОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ / составители В.К. Евтеев, С.Н. Ильин, Ф.А. Васильев, В.В. Пальвинский // Учебно-методическое пособие к выполнению расчетно-графических работ по объёмному гидроприводу. 4-е изд., перераб. и доп. - ИрГАУ; Молодёжный, 2020. – 26 с.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов направлений подготовки: 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 44.03.04 Профессиональное обучение, а также могут быть использованы практическими работниками при расчете объёмного гидропривода поступательного действия.

ВВЕДЕНИЕ

Под гидроприводом понимается совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин рабочей жидкостью под давлением. Иногда понятие гидропривод ошибочно отождествляют с понятием гидросистема. В соответствии с существующим определением, гидросистема – это совокупность гидроустройств, входящих в состав объёмного гидропривода. Основным элементом гидропривода – гидропередача. Рабочей жидкостью служат минеральные масла, специальные жидкости, реже вода. Гидравлические передачи, входящие в систему гидропривода подразделяются на объёмные (гидростатические) и гидродинамические (гидромуфты и гидротрансформаторы).

Применение гидропривода в тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах обусловлено рядом его преимуществ в сравнении с механическим приводом:

- независимость взаимного расположения узлов гидропривода в пространстве;
- малые габариты и высокая передаваемая мощность на единицу массы;
- возможность получения больших передаточных отношений без применения механических редукторов;
- простота разветвления мощности без кинематически сложных и малонадежных приводов со значительным количеством цепей, ремней, карданных валов и других элементов механических передач;
- широкая унификация в пределах ряда машиностроительных отраслей;
- надёжное предохранение рабочих органов от перегрузок;
- возможность бесступенчатого регулирования скоростных режимов и лёгкость управления;
- снижение затрат времени на регулировку и техническое обслуживание машин;
- возможность автоматизации процессов управления;
- улучшение условий труда механизаторов.

Недостатки гидроприводов:

- влияние температуры внешней среды на параметры гидропередачи;
- относительно низкий коэффициент полезного действия вследствие высоких потерь мощности на преодолении сопротивления рабочей жидкости в гидролиниях, потери с внутренними и внешними утечками рабочей жидкости;
- нарушения работы гидропривода при попадании воздуха или образовании паров в гидролинии;
- сжимаемость рабочей жидкости при высоких давлениях, относительная ограниченность быстродействия.

По назначению гидроприводы тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин подразделяются на гидроприводы рабочих органов, гидроприводы дистанционного управления и гидроприводы ходовой части трансмиссии.

Гидроприводы рабочих органов подразделяются на гидроприводы активных рабочих органов и гидроприводы управления положением рабочих органов.

Гидроприводы управления положением рабочего органа устанавливаются или фиксируют эти органы в заданном положении. В ряде случаев гидропривод обеспечивает установку рабочих органов в «плавающем» положении, при котором рабочий орган перемещается под влияние действующих на него сил. Такое управление обычно используется для копирования рельефа режущими или подбирающими рабочими органами.

Среди гидроприводов дистанционного управления наиболее часто применяется гидропривод рулевого управления, предназначенный для уменьшения усилий, необходимых при управлении самоходной машиной, и обеспечивающих передачу энергии от вала ДВС к механизму поворота. При этом от механизатора требуется только усилие для перемещения гидравлических распределительных устройств. Поворот управляемых колес при нерабо-

тающем двигателе осуществляется только за счет силы, прикладываемой к рулевому колесу.

Гидротрансмиссии обеспечивают передачу энергии, необходимой для движения машины при неизменной частоте вращения вала ДВС. Динамическое торможение самоходной машины обеспечивается уменьшением подачи насоса.

Бесступенчатое изменение скорости движения машины позволяет полностью использовать мощность двигателя и выполнять технологический процесс на оптимальных режимах. Управление гидротрансмиссией осуществляется, как правило, одной рукояткой или педалью, что значительно снижает психофизическую нагрузку на механизатора и вместе с тем позволяет повысить производительность машины.

Гидравлические приводы современных машин сельскохозяйственного назначения состоят из нормализованных гидроаппаратов, гидромашин и гидроарматуры. Это позволяет упростить проектирование, монтаж гидроприводов и их эксплуатацию. Основной целью гидравлического расчета является определение параметров гидромашин, гидроаппаратуры, вспомогательных агрегатов и гидроаппаратуры проектируемого гидропривода.

В приложении настоящих методических указаний (табл. 1-4) приведены технические характеристики гидроузлов и рабочих жидкостей, которые могут быть использованы для предварительного выбора и обоснования элементов гидроприводов. Окончательный расчет гидропривода должен производиться с использованием полных технических характеристик выбранных в предварительном расчете гидроагрегатов.

Расчет начинается с разработки принципиальной гидравлической схемы, которая составляется на основе типовых схем с учетом технических требований на привод машины или агрегата. Принципиальная гидравлическая схема должна вычерчиваться с нанесением условных обозначений согласно:

1. ГОСТ 2.704-2011 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила выполнения гидравлических и пневматических схем.
2. ГОСТ Р 52543-2006 (ЕН 982:1996) Гидроприводы объемные. Требования безопасности (с Поправкой).
3. ГОСТ 2.782-96. ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ. Машины гидравлические и пневматические

Гидравлическая схема гидрообъемной передачи зависит от характера (вида) движения выходного звена гидропривода, то есть гидродвигателя. Поэтому расчет любого гидрообъемного привода начинается с выбора и обоснования гидравлических и других параметров гидродвигателя. Затем определяют все параметры и марку насоса. В зависимости от полученных значений параметров насоса $P_{\text{раб}}$, $P_{\text{ном}}$, $P_{\text{мах}}$, $Q_{\text{раб}}$, $Q_{\text{ном}}$, $Q_{\text{мах}}$ рассчитывают трубопроводы и выбирают необходимые типы, марки регулирующей, распределительной аппаратуры и других элементов проектируемого гидрообъемного привода.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ГИДРОПРИВОДА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ (ЗАДАНИЕ)

Для студентов, выполняющих расчетно-графическую работу, задание выбирается согласно варианта, предложенного преподавателем (табл. 5П):

1. вид движения – возвратно-поступательное;
2. при движении выходного звена вправо (рабочий ход) скорость движения звена $V_{\text{р.х.}}$, сила сопротивления $R_{\text{р.х.}}$;
3. при движении выходного звена влево (холостой ход) соответственно $V_{\text{х.х.}} > V_{\text{р.х.}}$ и $R_{\text{х.х.}} < R_{\text{р.х.}}$;
4. длина рабочего и холостого хода равна S .

ВЫБОР ГИДРОДВИГАТЕЛЯ, ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРООБЪЕМНОГО ПРИВОДА И ТИПА НАСОСА

Гидроцилиндр – это объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. В различных отраслях техники используют самые разнообразные как по конструкции, так и по функциональному назначению типы гидроцилиндров. Конструктивные схемы гидроцилиндров представлены на рис. 1.

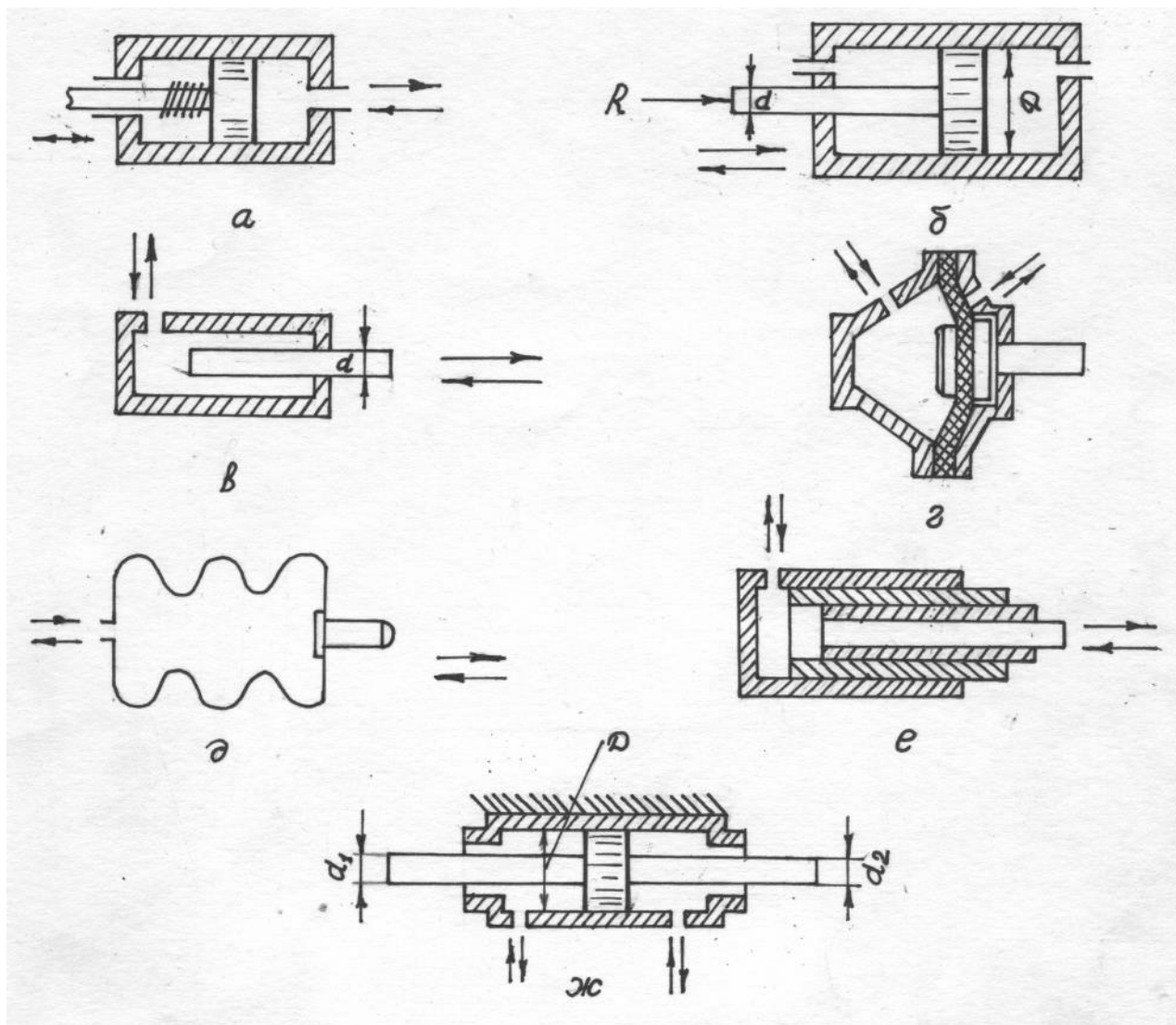


Рисунок 1 – Конструктивные схемы гидроцилиндров: а, б – поршневые; в – плунжерные; г – мембранные; д – сильфонные; е – телескопические; ж – дифференциальные.

Гидроцилиндр, в котором движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направлении, называется гидроцилиндром одностороннего действия (рис. 1а). Движение выходного звена при этом в противоположном направлении может происходить под действием пружины, силы тяжести или звеньев приводимой машины. Если же движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях, то такой гидроцилиндр называется гидроцилиндром двухстороннего действия (рис. 1б).

В зависимости от конструкции рабочего звена гидроцилиндры подразделяют на поршневые (рис. 1а и 1б), плунжерные (рис. 1в), мембранные (рис. 1г), сифонные (рис. 1д).

Приведенные конструктивные схемы гидроцилиндров позволяют обеспечить полный ход выходного звена равный ходу рабочего звена (деталь или группа деталей, участвующих в образовании рабочей камеры) и называются одноступенчатыми гидроцилиндрами. Гидроцилиндры, у которых полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих звеньев, называется телескопическими (рис. 1е).

Руководствуясь стандартными схемами, приведенными в литературе [1, 4, 5], составляем расчетную принципиальную схему гидрообъемного привода (рис. 2). На примерной схеме (рис. 2) показано нейтральное положение

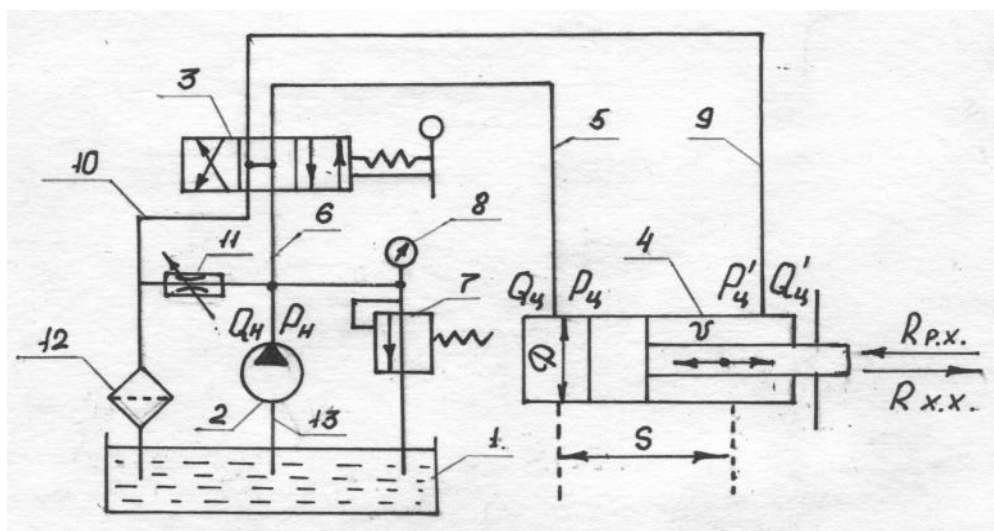


Рисунок 2 – Принципиальная схема гидрообъемного привода

золотника распределителя 3, когда рабочая жидкость от насоса 2 отводится на слив.

Если перемещением рукояти сдвинуть золотник распределителя влево, то рабочая жидкость, подаваемая насосом 2 из гидробака 1, направляется в подпоршневую полость гидроцилиндра. Под действием давления $P_{ц}$ поршень цилиндра движется вправо (рабочий ход), преодолевая внешнее сопротивление $R_{р.х.}$, силы трения $T_{тр.}$ в самом цилиндре и от сопротивления жидкости, вытесняемой из штоковой полости через гидролинии 9, 10, и фильтр 12 в бак 1. В тот момент, когда поршень в конце рабочего хода упрется в переднюю крышку, давление, измеряемое манометром 8, в напорной гидролинии (участки 5 и 6) повысится до максимального значения, при котором откроется предохранительный клапан 7 и рабочая жидкость из нагнетательной гидролинии будет сливаться через него в бак 1. Если передвинуть золотник распределителя 3 вправо, то рабочая жидкость от насоса 2 по напорной линии (участки 6 и 9) будет подаваться в штоковую полость гидроцилиндра 4. Под действием давления $P_{ц}$ поршень цилиндра начнет двигаться влево (холостой ход), преодолевая внешнее сопротивление $R_{х.х.}$, силы трения $T_{х.х.}$ в самом цилиндре и от сопротивления жидкости, вытесняемой из подпоршневой полости через гидролинии 5, 10 и фильтр 12 в бак 1.

В начале расчета гидропривода необходимо выбрать тип насоса. Для проектируемого гидропривода применим объемный насос шестеренного типа, тогда номинальное давление, в зависимости от группы исполнения, может быть равно соответственно:

1 исполнение – 10 МПа,

2 исполнение – 14 МПа,

3 исполнение – 16 МПа,

4 исполнение – 20 МПа.

Следовательно, рабочее давление жидкости $P_{ц}$ в подпоршневой полости должно быть менее 20 МПа.

Условные обозначения некоторых типов шестеренных насосов:

- НШ-32-3 – насос шестеренный правого вращения, исполнение 3, рабочий объем 32 см^3 , общего назначения.
- НШ-32-10-3Л – двухсекционный шестеренный насос левого вращения ведущего вала с рабочими объемами секций 32 и 10 см^3 , исполнение 3. Они предназначены для одновременного нагнетания рабочей жидкости двумя потоками для двух разных потребителей, размещены в сопряженных корпусах и приводятся в действие от одного вала, но имеют самостоятельные всасывающие и нагнетательные трубопроводы.
- НШ-К – насос шестеренный круглый, цифры указывают на рабочий объем насоса в см^3 .
- НШМ – насос шестеренный малого давления, цифры указывают рабочий объем в см^3 . Они предназначены для создания и поддержания циркуляции рабочей жидкости в гидравлических системах трансмиссий тракторов и сложных сельскохозяйственных машин для переключения передач, включения и выключения вала отбора мощности.

Ширина шестерен всех типоразмеров насосов равна 20 мм , а разный геометрический объем достигается за счет различного числа зубьев и величины модуля.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИЛИНДРА

Зададимся, в качестве примера, рабочим давлением в подпоршневой полости гидроцилиндра $P_{ц} = 10$ МПа, скоростью движения выходного звена $V_{р.х.} = 0,083$ м/с (5 м/мин), силами сопротивления $R_{р.х.} = 65$ кН, $R_{х.х.} = 3$ кН, длиной хода $S = 400$ мм и приступаем к расчету, относительно выбранной схемы гидропривода.

Определим расчетное значение диаметра поршня цилиндра $D_{пр}$, принимая вес поршня $G_{п} \approx 0$; механический коэффициент полезного действия $\eta = 0,99$, давление (в первом приближении) в сливной (штоковой) полости гидроцилиндра $P_{сл} = 0$, усилие на шток равным внешнему сопротивлению, то есть $P = R_{р.х.}$.

$$R_{р.х.} = P_{ц} \frac{\pi D_{пр}^2}{4} \eta_{мех} \quad (1)$$

Откуда

$$D_{пр} = \sqrt{\frac{4R_{р.х.}}{\pi P_{ц} \eta_{мех}}} = \sqrt{\frac{4 * 65 * 10^3}{3,14 * 10 * 10^6 * 0,99}} = 0,0915 \text{ м} = 91,5 \text{ мм}$$

Выбираем стандартный гидроцилиндр марки Ц-100-400-2 (таблица 4 приложения). Цилиндр выбранной марки имеет диаметр поршня $D_{п} = 100$ мм, (близкий к расчетному $D_{пр} = 91,5$ мм в сторону увеличения), диаметр штока $d = 40$ мм, ход $S = 400$ мм (равный заданному в исходных данных), второй группы исполнения (допускает $P_{ц} = P_{раб} = 14$ МПа), допускает реализацию усилия на штоке $P = 78$ кН > 65 кН, уплотнения резиновые. Следовательно, объемный КПД гидроцилиндра $\eta_{об.ц} = 1$.

Рассчитываем расход масла $Q_{ц}$, которое необходимо подвести к цилиндру, чтобы обеспечить скорость штока $V_{р.х.} = 0,083$ м/с (5 м/мин) при движении поршня вправо (рабочий ход):

$$Q_{ц} = V_{р.х.} F \frac{1}{\eta_{об.ц}} = \frac{V_{р.х.} \pi D^2}{4 \eta_{об.ц}} = \frac{0,083 * 3,14 * 0,1^2}{4 * 1} = 6,54 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 0,0392 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Определим скорость поршня на холостом ходу при условии, что в штоковую полость цилиндра будет подводиться расход $Q_{ц}=Q=6.54*10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, то есть:

$$V_{x.x} = \frac{Q_{ц}}{F_{п}} \eta_{об.ц} = \frac{4Q_{ц}\eta_{об.ц}}{\pi(D^2-d^2)} = \frac{4*6.54*10^{-4}}{3.14*(0.1^2-0.04^2)} = 0.0992 \text{ м/с} = 5,95 \text{ м/мин.}$$

Полученное значение $V_{x.x}=0,0992 \text{ м/с}$ меньше допустимой скорости для поршневых цилиндров $V_{доп}=0,5 \text{ м/с}$.

Вычислим расход $Q_{ц.сл.}$ рабочей жидкости, вытесняемой при холостом ходе поршнем на слив через трубопроводы 5 и 10 (рис.2).

$$Q_{ц.сл.} = V_{x.x} F_{п} = V_{x.x} \frac{\pi D^2}{4} = 0.0992 * \frac{3.14*0.1^2}{4} = 7.79 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ НАСОСА

Фактическая подача насоса $Q_{ф.н.}$ должна равняться расходу $Q_{ц.}$ подводимому к гидроцилиндру. При этом:

$$Q_{ф.н.} = q_{н} n_{н} = 6,54 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 654 \text{ см}^3/\text{с}.$$

где $q_{н}$ - необходимая фактическая подача насоса за один оборот;

$n_{н}$ – частота вращения электродвигателя, приводящего в движение вал насоса.

Предположим первоначально, что вал насоса приводится во вращение непосредственно от вала асинхронного электродвигателя с частотой вращения $n_{н}=24,17 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/мин), тогда

$$q_{н} = \frac{Q_{ф.н.}}{n_{н}} = \frac{654}{24,17} = 27,06 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Найдем расчетный рабочий объем насоса

$$V_{о.р} = \frac{q_{н}}{\eta_{об.н}} = \frac{27,06}{0,92} = 29,4 \text{ см}^3,$$

где $\eta_{об.н.}$ – объемный коэффициент полезного действия насоса, равный 0,92.

По найденному значению $V_{o.p.}$ выбираем по каталогу [4, 5, 6] или таблице 3 приложения стандартный шестеренный насос НШ-32-2, имеющий $V_o=32 \text{ см}^3$, общий кпд $\eta_n=0,83$, объемный кпд $\eta_{об}=0,92$, номинальное давление $P_{ном}=14 \text{ Мпа}$, номинальную (допустимую) частоту вращения $n_{max}=32 \text{ с}^{-1}$ (1920 об/мин), правое направление вращения вала.

Фактическая подача выбранного шестеренного насоса НШ-32-2 при частоте вращения вала $n_n=24,17 \text{ с}^{-1}$ (1450 об/мин) будет:

$$Q_{ф.н.} = V_o n_n \eta_{об.н.} = 32 * 0,92 * 24,17 = 711,45 \text{ см}^3/\text{с} = 7,11 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из полученных результатов расчета следует, что при непосредственном соединении вала насоса с валом приводного электродвигателя $Q_{ф.н.} > Q_{ц.}$. Это приведет к увеличению рабочей скорости поршня, то есть $V_{p.x} > 5 \text{ м/мин}$. Для получения равенства $Q_{ф.н.} = Q_{ц.}$ необходимо уменьшить подачу насоса на величину $\Delta Q = 7,11 * 10^{-4} - 6,54 * 10^{-4} = 0,57 * 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. Осуществить это можно:

1. путем уменьшения частоты вращения вала насоса за счет установки понижающей клиноременной передачи между валом насоса и валом приводного электродвигателя;

2. при рабочем ходе поршня избыток расхода $\Delta Q = 0,57 * 10^{-4} = 0,057 \text{ л/с}$ отвести через регулируемый дроссель 11, сливную гидролинию 10 и фильтр 12 в масляный бак 1 (рис.2). Допускается при регулировании дросселированием превышение $Q_{ф.н.}$ над $Q_{ц.}$ не более чем на 20 %.

В нашем случае второй вариант решения более целесообразен, так как величина ΔQ составляет приблизительно 8,7% от $Q_{ф.н.}$ и потери энергии (давления) при дросселировании рабочей жидкости, превращающиеся в тепловую энергию, будут незначительны. Кроме того, наличие запаса ΔQ позволит в процессе эксплуатации компенсировать утечки жидкости, которые возрастают в системе за счет износа уплотнительных поверхностей деталей в насосе, распределителе, гидроцилиндре, и тем самым обеспечить, при соответствующем открытии дросселя, заданную величину рабочей скорости поршня $V_{p.x} > 5 \text{ м/мин}$.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОЛИНИИ

Расчетные значения внутренних диаметров трубопроводов гидролиний (рис.2) всасывающей $d_{вс}$ 13, нагнетательных $d_{наг}$ 5, 6, 9 и сливной $d_{сл}$ 10 находятся, исходя из соответствующих величин допустимых скоростей движения рабочей жидкости $V_{вс}=1,5$ м/с, $V_{наг}=4$ м/с, $V_{сл}=2$ м/с, то есть:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4Q_{вс}}{\pi V_{вс}}} = 1,13 \sqrt{\frac{7,11 \cdot 10^{-4}}{1,5}} = 0,0246 \text{ м} = 24,6 \text{ мм}$$

где $Q_{вс} = Q_{ф.н} = 7,11 \cdot 10^{-4}$ м³/с – фактическая подача насоса;

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4Q_{ц}}{\pi V_{наг}}} = 1,13 \sqrt{\frac{6,54 \cdot 10^{-4}}{4}} = 0,0145 \text{ м} = 14,5 \text{ мм}.$$

$$d_{сл} = \sqrt{\frac{4Q_{сл}}{\pi V_{сл}}} = 1,13 \sqrt{\frac{8,36 \cdot 10^{-4}}{2}} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм}.$$

где $Q_{сл} = Q_{ц,сл} + \Delta Q_{н} = 7,79 \cdot 10^{-4} + 0,57 \cdot 10^{-4} = 8,36 \cdot 10^{-4}$ м³/с.

По расчетным значениям внутренних диаметров труб различных гидролиний выбираем по таблице 2 приложения трубопроводы, имеющие следующие условные проходы: для трубы 13 всасывающей гидролинии $d_{вс}=25$ мм; для труб 5, 6, 9 нагнетательных гидролиний $d_{наг}=15$ мм; для трубопровода 10 сливной гидролинии $d_{сл}=25$ мм.

Вычислим действительные значения средних скоростей в трубопроводах различных гидролиний:

$$V_{вс} = \frac{4Q_{вс}}{\pi d_{вс}^2} = \frac{4 \cdot 7,11 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,025^2} = 1,45 \text{ м/с};$$

$$V_{наг} = \frac{4Q_{ц}}{\pi d_{наг}^2} = \frac{4 \cdot 6,54 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,015^2} = 3,7 \text{ м/с};$$

$$V_{сл} = \frac{4Q_{сл}}{\pi d_{сл}^2} = \frac{4 \cdot 8,36 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,025^2} = 1,7 \text{ м/с}.$$

Потери напора по длине участков гидролинии и на местные сопротивления определяется по известным формулам:

$$h_{\ell} = \lambda \frac{\ell V^2}{d 2g}, \quad (2)$$

$$h_M = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

ℓ , d – соответственно длина и диаметр трубопровода, м;

ζ – коэффициент местных сопротивлений;

h_{ℓ} , h_M – потери напора по длине и на местные сопротивления.

Суммарные потери напора на отдельных участках составят:

$$h_w = h_{\ell} + \sum h_M. \quad (4)$$

Если умножить обе части уравнений (2) и (3) на ρg (ρ – плотность; g – ускорение свободного падения), то из этих уравнений будем иметь потери давления на участках трубопровода, а следовательно:

$$\Delta P = \Delta P_{\ell} + \sum \Delta P_M \quad (5)$$

где ΔP – суммарные потери давления, Па;

ΔP_{ℓ} , $\sum \Delta P_M$ – потери давления на отдельных участках и на местные сопротивления, Па.

Известно, что коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от режима движения жидкости, который определяется числом Рейнольдса [1, 2, 3, 8, 10]:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}, \quad (6)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Если $Re \leq 2320$ – режим движения ламинарный, при $Re > 2320$ – турбулентный. При ламинарном режиме коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Пуазейля [1, 2, 3, 8, 10]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (7)$$

при $Re = 2320 \dots 10 \cdot 10^5$ – по формуле Блазиуса [1, 2, 3, 8, 10]

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0.25}}, \quad (8)$$

При $\text{Re} > 10^5$ коэффициент λ практически не зависит от Re и можно принимать $\lambda = 0,02$.

Определим значение числа Рейнольдса, приняв в качестве рабочей жидкости минеральное автотракторное моторное масло М-10Г₂ (ГОСТ-8581-81), у которого кинематический коэффициент вязкости при рабочей температуре 50⁰С равен $\nu_{50} = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$\text{Re}_{\text{BC}} = \frac{V_{\text{BC}} d_{\text{BC}}}{\nu_{50}} = \frac{1.45 \cdot 0.025}{50 \cdot 10^{-6}} = 725;$$

$$\text{Re}_{\text{H}} = \frac{V_{\text{H}} d_{\text{H}}}{\nu_{50}} = \frac{3,7 \cdot 0.015}{50 \cdot 10^{-6}} = 1110;$$

$$\text{Re}_{\text{СЛ}} = \frac{V_{\text{СЛ}} d_{\text{СЛ}}}{\nu_{50}} = \frac{1.7 \cdot 0.025}{50 \cdot 10^{-6}} = 850.$$

Так как полученные значения $\text{Re} < 2320$, то во всех гидролиниях имеет место ламинарный режим движения рабочей жидкости, следовательно, коэффициент гидравлического трения по длине λ можно вычислить по соответствующей этому режиму формуле:

$$\lambda_{\text{BC}} = \frac{64}{\text{Re}_{\text{BC}}} = \frac{64}{725} = 0,0883;$$

$$\lambda_{\text{H}} = \frac{64}{\text{Re}_{\text{H}}} = \frac{64}{1110} = 0,0576;$$

$$\lambda_{\text{СЛ}} = \frac{64}{\text{Re}_{\text{СЛ}}} = \frac{64}{850} = 0,0753.$$

Определим значения $V'_{\text{СЛ}}$, $\text{Re}'_{\text{СЛ}}$, $\lambda'_{\text{СЛ}}$ для случая протекания по трубопроводу 5 (рис.2) расхода $Q_{\text{ц СЛ}}$ рабочей жидкости, вытесняемой при холостом ходе поршня из подпоршневой полости цилиндра:

$$V'_{\text{СЛ}} = \frac{4Q_{\text{ц,СЛ}}}{\pi d_{\text{H}}^2} = \frac{4 \cdot 7,79 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,015^2} = 4,41 \text{ м/с}$$

$$\text{Re}'_{\text{СЛ}} = \frac{V'_{\text{СЛ}} d_{\text{H}}}{\nu_{50}} = \frac{4,41 \cdot 0,015}{50 \cdot 10^{-6}} = 1323 \text{ (режим ламинарный);}$$

$$\lambda'_{\text{сл}} = \frac{64}{\text{Re}'_{\text{сл}}} = \frac{64}{1323} = 0,0484.$$

Задавшись длиной отдельных участков l_i трубопроводов, по формуле Дарси-Вейсбаха (2) вычислим потери давления в гидрролиниях, затрачиваемые на преодоление сил трения по длине, и по формуле (3) - на преодоление местных сопротивлений на этих участках согласно схеме гидропривода (рис.2), данных литературы [3, 4, 5, 6, 9] и принимая плотность масла $\rho=900$ кг/м³.

1. Для всасывающей гидрролинии (трубопровод 13) принимаем $l_{13}=1,5$ м; $\zeta_{\text{вх.тр}}=0,5$ (вход в трубу); $\zeta_{\text{вх.н.}}=1$ (вход в насос). Вычислим:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\hat{\text{а}}\hat{\text{н}}} &= \frac{\rho V_{\hat{\text{а}}\hat{\text{н}}}^2}{2} \left(\lambda_{\hat{\text{а}}\hat{\text{н}}} \frac{l_{\hat{\text{а}}\hat{\text{н}}}}{d_{\hat{\text{а}}\hat{\text{н}}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}\hat{\text{д}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} \right) = \\ &= \frac{900 * 1.45^2}{2} \left(0.0883 * \frac{1.5}{0.025} + 0.5 + 1 \right) = 6431,7 \text{ Па} = 0.0064 \text{ МПа} \end{aligned}$$

2. Для нагнетательной гидрролинии (трубопроводы 5,6) при рабочем ходе принимаем $l_6=1,0$ м; $l_5=4$ м; $\zeta_{\text{вых.н.}}=1,1$ (выход из насоса); $\zeta_{\text{рп}}=2$ (распределитель); $\zeta_{\text{кол}}=0,2$ (поворот); $\zeta_{\text{вх.ц.}}=2$ (вход в цилиндр). Определим:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} &= \frac{\rho V_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}}^2}{2} \left(\lambda_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} \frac{l_6+l_5}{d_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} + 2\zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} \right) = \\ &= \frac{900 * 3,7^2}{2} \left(0,0576 * \frac{5}{0.015} + 1,1 + 2 + 2 * 0,2 + 2 \right) = 152164 = 0.152 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

3. Для нагнетательной гидрролинии (трубопровод) при холостом ходе принимаем потери давления одинаковые с потерями в трубопроводах 6, 5, то есть $\Delta P'_{\text{наг}} = \Delta P_{\text{наг}} = 0,152$ МПа.

4. Для сливной гидрролинии (трубопровод 10) принимаем $l_{10}=2,5$ м; $\zeta_{\text{кол}}=0,2$; $\zeta_{\text{вых}}=1$. Перепад давления на фильтре $\Delta P_{\text{ф}}=0,2$ МПа задается из условия выбора количества фильтрующих элементов:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\hat{\text{н}}\hat{\text{д}}} &= \frac{\rho V_{\hat{\text{н}}\hat{\text{д}}}^2}{2} \left(\lambda_{\hat{\text{н}}\hat{\text{д}}} \frac{l_{\hat{\text{н}}\hat{\text{д}}}}{d_{\hat{\text{н}}\hat{\text{д}}}} + 2\zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} + \zeta_{\hat{\text{а}}\hat{\text{д}}.\hat{\text{д}}} \right) + \Delta P_{\hat{\text{д}}\hat{\text{д}}} = \\ &= \frac{900 * 1.7^2}{2} \left(0.0753 * \frac{2.5}{0.025} + 2 * 0.2 + 1 \right) + 0,2 * 10^6 = 0.212 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

5. Для трубопровода 5 в случае протекания по ней расхода $Q_{\text{сл}}$ рабочей жидкости, вытесняемой при холостом ходе поршня из подпоршневой полости цилиндра

$$\begin{aligned} \Delta P'_{\text{сл}} &= \frac{\rho V'^2_{\text{сл}}}{2} \left(\lambda'_{\text{сл}} \frac{\ell_5}{d_{\text{н}}} + 2\zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{рп}} \right) + \Delta P_{\text{сл}} = \\ &= \frac{900 * 4,41^2}{2} \left(0,0484 * \frac{4}{0,015} + 2 * 0,2 + 2 \right) + 212000 = 345958,5 \text{ Па} = 0,346 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

6. Для трубопровода 9 в момент слива по ней рабочей жидкости из штоковой полости потери давления принимаем равными $P'_{\text{сл}} = P''_{\text{сл}} = 0,346$ МПа.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ НАСОСА И ЕГО ПРИВОДА

Рабочее давление $P_{2\text{н}}$ на выходе из насоса находим из уравнения равновесия сил, приложенных к поршню цилиндра при его рабочем ходе:

$$(P_{2\text{н}} - \Delta P_{\text{наг}}) \eta_{\text{мех}} \frac{\pi D^2}{4} = R_{\text{р.х.}} + \frac{\Delta P''_{\text{сл}} \pi (D^2 - d^2)}{4}. \quad (9)$$

Подставим в уравнение (9) известные значения:

$$\begin{aligned} (P_{2\text{н}} - 0,152) \frac{0,98 * 3,14 * 0,1^2}{4} &= 0,065 + 0,346 \frac{3,14 * (0,1^2 - 0,04^2)}{4}, \\ 0,0077 P_{2\text{н}} - 0,00117 &= 0,065 + 0,00228, \\ P_{2\text{н}} &= \frac{0,065 + 0,00228 + 0,00117}{0,0077} = 8,89 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Следовательно, насос НШ-32-2 выбран правильно, так как рабочее давление на выходе из насоса должно быть $P_{2\text{н}} \leq P_{\text{ном}}$, то есть $P_{2\text{н}} = 8,89 < 14$ МПа.

Предохранительный клапан 7 (рис. 2) должен открываться при давлении

$$P_{\text{кл}} = 8,89 * 1,25 = 11,11 \text{ МПа}.$$

Рабочее давление P'_{2H} на выходе из насоса при движении поршня влево (холостой ход) находится так же из условия равновесия сил, приложенных к нему:

$$(P'_{2H} - \Delta P_{\text{наг}}) \eta_{\text{мех}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = R_{\text{х.х}} + \Delta P'_{\text{сл}} \frac{\pi D^2}{4};$$

$$0,00646P'_{2H} - 0,000982 = 0,003 + 0,00272;$$

$$P'_{2H} = \frac{0,003 + 0,00272 + 0,000982}{0,00646} = 1,037 \text{ МПа.}$$

Так как $P'_{2H} = 1,04 < P_{2H} = 8,89$ МПа, то дальнейшие расчеты проводятся только для рабочего хода поршня.

Разрежение на входе в насос должно преодолевать сопротивление во всасывающем трубопроводе и быть равным $P'_H = \Delta P_{\text{вс}} = 0,0064$ МПа.

Полное рабочее давление, развиваемое насосом, определим из формулы:

$$P_H = P_{2H} + P_{1H} = 8,89 + 0,0064 = 8,896 \text{ МПа.}$$

Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле:

$$N_H = k \frac{P_H Q_{\text{ф.н}}}{\eta_H}, \quad (10)$$

где k - коэффициент запаса мощности, ($k = 1,3 \dots 1,5$)

η_H - полный коэффициент полезного действия насоса (0,83).

$$N_H = 1,3 \frac{8,896 * 10^6 * 7,11 * 10^{-4}}{0,83} = 9906,7 \text{ Вт} = 9,9 \text{ кВт}$$

Согласно ГОСТ12139-84 и ГОСТ Р 51689-2000 выбираем соответствующий электродвигатель.

ПОДБОР ГИДРОАППАРАТУРЫ, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ И АРМАТУРЫ ГИДРОПРИВОДА

Подбор марок распределителя 3, предохранительного клапана 7, манометра 8, дросселя 11, фильтра 12 и аппаратуры гидролиний гидропривода (рис. 2) производится по данным результатов вышеприведенного гидравли-

ческого расчета с использованием соответствующих каталогов [2, 3, 6] и литературы [3, 4, 5, 6, 9], ГОСТ 8734-78 «Трубы стальные бесшовные» и РТМ-А23.1.036-78 на гидравлическую трубопроводную арматуру. Параметрами, по которым выбирают аппаратуру и трубопроводы, являются номинальный расход и давление проходящей через них жидкости.

Промышленностью освоен выпуск следующих конструкций клапанно-золотниковых гидрораспределителей моноблочного типа: Р-80-2-1-44, Р-80-2-2-44, Р-80-2-1-222, Р-80-2-1-22, Р-80-2-1-444, Р-80-2-2-444, Р-80-2-3-444, Р-160-2-1-222-20, Р-160-2-1-111-10, Р-160-2-1-222-30. Структура условного обозначения гидрораспределителей: Р – распределитель; 80 – номинальный расход, л/мин; 2 – исполнение по давлению; 1 – исполнение по конструкции; 4 – тип и количество золотников или рабочих секций в порядке от переливного клапана.

Гидрораспределители типа Р-80 выпускается в двух исполнениях по давлению 14 и 16 МПа с настройкой предохранительного клапана соответственно по давлению 17,5 и 20 МПа.

Распределитель 3 должен пропускать расходы $Q_{ф.н.}=7,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (0,711 л/с) или $Q_{ц.сл.}=7,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (0,779 л/с). Округляем указанные величины расходов до ближайшего стандартного значения $Q_{ном.}=0,8 \text{ л/с}$ (50 л/мин) согласно ГОСТ 13825-80 «Номинальные расходы жидкости» (табл.3). Для пропуска указанного номинального расхода можно применять стандартный двухсекционный, трехпозиционный распределитель типа Р-80-2-1-22, однако одна секция этого распределителя не будет использоваться в работе.

По данным, приведенным в таблице 1, выбираем:

1. Предохранительный клапан 7 типа БГ-52 с условным проходом для подключения гидролинии $D_v=12 \text{ мм}$, с пропускной способностью $Q_{ном}=1,16 \text{ л/с}$;
2. Дроссель 11 типа ДР с условным проходом $D_v=12 \text{ мм}$ и $Q_{ном}=0,42 \text{ л/с}$, отрегулированный на постоянный пропуск расхода $\Delta Q_n=0,057 \text{ л/с}$; манометр

8 должен иметь шкалу с номинальным значением давления на этой шкале $P_{\text{шк}}$:

$$P_{\text{шк}} = \frac{P_{\text{max}}}{0,75} = \frac{P_{\text{кл}}}{0,75} = \frac{14}{0,75} = 18,6 \approx 20 \text{ МПа} (200 \text{ кгс/см}^2),$$

где p_{max} – максимальное значение измеряемого манометром давления. В данном случае это давление $p_{\text{кл}}$, при котором открывается предохранительный клапан.

По данным, приведённым в литературе выбираем сетчатый фильтр типа 0,05с42-11, пропускная способность которого при перепаде давления 0,5 МПа и кинематическом коэффициенте вязкости $\nu = 80 \text{ мм}^2/\text{с}$ равна $Q_{\text{ном}} = 2 \text{ л/с}$.

Определяем расчетную толщину стенок трубопроводов 5, 6, 9 нагнетательной гидролинии при $p_{\text{max}} = 14 \text{ МПа}$ по формуле:

$$\delta_p = \frac{P_{\text{max}} d_H}{2[\sigma]} = \frac{14 * 0,015}{2 * 400} = 0,00026 \text{ м} = 0,26 \text{ мм},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала трубопровода на разрыв.

По ГОСТ 8734-78 выбираем окончательно наружные диаметры и толщины стенок трубопроводов:

1. трубопроводы 5,9 нагнетательной гидролинии $D_{\text{нар}} = 18 \text{ мм}$, $\delta_{\text{ст}} = 1,4 \text{ мм}$;
2. трубопровод 6 нагнетательной гидролинии $D_{\text{нар}} = 25 \text{ мм}$, $\delta_{\text{ст}} = 1,4 \text{ мм}$ (из условия удобства подсоединения трубопроводов, идущих к предохранительному клапану и дросселю);
3. трубопровод 13 всасывающей гидролинии $D_{\text{нар}} = 28 \text{ мм}$, $\delta_{\text{ст}} = 1 \text{ мм}$;
4. трубопровод 10 сливной гидролинии $D_{\text{нар}} = 28 \text{ мм}$, $\delta_{\text{ст}} = 1 \text{ мм}$.

Объем масляного бака вычисляется из условия:

$$V_6 = (2...3)W_0 = (2...3)42,7 \approx 85...128 \text{ дм}^3,$$

где $W_0 = 60Q_{\text{ф.н}}$ – минутная подача насоса, то есть

$$W_0 = 0,711 * 60 = 42,7 \text{ л/мин.}$$

В данном случае в связи с тем, что при дросселировании рабочая жидкость нагревается, необходимо принять $V_6 = 128 \text{ дм}^3$, тем самым увеличить

площадь бака и обеспечить лучшее охлаждение рабочей жидкости. При проектировании бака необходимо воспользоваться рекомендациями [3].

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1П

Технические показатели регулирующей аппаратуры, применяемой на сельскохозяйственных машинах

Показатели	Типы гидроагрегата				
	редукционный клапан (КР и КР-О)	предохранительный клапан (БГ-52)	дроссель (ДР)	делитель потока (КД)	обратный клапан (Г-51и ПГ-51)
Условный проход аппаратуры, мм	12	16	12	12	8
	16	20	20	20	10
	20	25	32	32	16
	25	32	-	-	20
	32	-	-	-	32
Номинальный расход рабочей жидкости, дм ³ /с (соответственно условным проходам)	0,42	0,58	0,42	0,07-0,42	0,14
	0,70	1,16	1,05	0,42-1,16	0,30
	1,05	1,66	2,66	1,16-2,66	0,58
	1,70	2,33	-	-	1,16
	2,66	-	-	-	2,33
Пределы настройки давления, МПа	1,5-15	5-20	до 32	до 20	
Потери давления в аппарате при номинальном расходе, МПа	0,2	0,5	0,2-0,3	0,8-1,0	0,2

Температура рабочей жидкости, °С	от +10 до +50
----------------------------------	---------------

Таблица 2П

Значения условных проходов D_y , мм
(по ГОСТ 16516-80)

1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0; 12,0; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0; 250.

Примечание: Условный проход – округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Таблица 3П

Номинальные рабочие объемы шестеренных насосов, см³/об
(по ГОСТ 13825-80)

1,6; 2,5; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 3200; 4000.

Таблица 4П

Техническая характеристика и габаритные размеры гидроцилиндров
(диаметр поршня – числитель, диаметр штока – знаменатель)

Техническая характеристика	Габаритные размеры
Силовые поршневые цилиндры марки «Ц» в гидросистемах тракторов	50/25, 56/28, 63/32, 70/36, 80/40, 90/32, 100/40, 110/40, 125/50 мм с ходом поршня – 100, 110, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм
Поршневые гидроцилиндры в гидроприводах с.х. машин	40/25, 50/28, 63/36, 80/40, 100/50, 125/63 мм с ходом поршня – 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 мм
Унифицированные плунжерные гидроцилиндры	диаметр плунжера – 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 ход плунжера – 140, 200, 250, 320, 360, 400, 500, 630 мм

Телескопические гидроцилиндры	диаметры ступеней 1-63, 2-80, 1-80, 2-100 мм; ход одной ступени – от 320 до 500 мм суммарный ход – от 640 до 1000 мм
-------------------------------	--

Таблица 5П

Варианты задания по расчету объемного гидропривода
возвратно-поступательного движения

Вариант	Скорость движения выходного звена, $V_{p.x}$, м/с	Сила сопротивления рабочего хода, $R_{p.x}$, кН	Длина рабочего и холостого хода, S , мм	Сила сопротивления холостого хода, $R_{x.x}$, кН	Гидродвигатель
1	0,50	10	110	10,0	поршневой гидроцилиндр
2	0,45	20	160	9,5	
3	0,40	30	200	9,0	
4	0,35	40	250	8,5	
5	0,30	50	320	8,0	
6	0,25	60	400	7,0	
7	0,20	70	500	6,0	
8	0,15	80	630	5,5	
9	0,10	90	800	5,0	
10	0,05	100	1000	4,5	
11	0,04	10	110	4,0	
12	0,03	20	160	3,5	
13	0,02	30	200	3,0	
14	0,01	40	250	3,0	
15	0,30	30	140		плунжерный гидроцилиндр
16	0,25	40	200		
17	0,20	50	250		
18	0,15	60	320		
19	0,10	70	360		
20	0,05	80	400		
21	0,04	90	500		

22	0,03	100	630		
23	0,02	5	140		
24	0,01	10	200		
25	0,005	20	250		

Примечание: Скорость поршня и плунжера на холостом ходу всегда больше скорости рабочего хода ($V_{x,x} < V_{p,x}$) и не должна превышать допустимую: для поршня - $V \leq 0,5$ м/с, для плунжера - $V \leq 0,3$ м/с.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. П. Исаев, Б.И. Сергеев, В.А. Дидур Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с.
2. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы: Уч. пособие для вузов. – Киев: Вища школа, 1980. – 232с.
3. Вильнер Н.М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1985. – 348с.
4. Гидравлические агрегаты тракторов и с.-м. машин: Каталог. – М.: Издательство ЦНИИТЭЦ тракторосельхозмашин, 1977. – 341 с.
5. Гидравлическое оборудование: Каталог. – Ч. П. – М.: Изд. ВНИИГ гидропривод, НИИ по машиностроению, 1973. – 349с.
6. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении: Каталог. – М.: Изд. НИИ информации по машиностроению, 1980. – 140с.
7. Евтеев В.К., Кузьмин А.Е., Кудряшов А.Ф., Часовский В.П. Под ред. В.К. Евтеева Гидравлический расчет объемной гидропередачи поступательного движения с открытой циркуляцией рабочей жидкости. Методические указания к выполнению расчетно-графической работы по объемному гидроприводу. ИСХИ; Иркутск, 1987.- 20с.
8. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу. – Киев: Вища школа, 1983. – 144с.
9. Свешников В.К. и др. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 463с.
10. Т. М. Башта, С.С. Руднев, В.В. Некрасов и др. Гидралика, гидромашины и гидроприводы.- М.: Машиностроение, 1982.- 423с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Исходные данные к гидравлическому расчету гидропривода поступательного движения (задание).....	6
Выбор гидродвигателя, принципиальная схема объемного гидропривода и типа насоса.....	7
Пример расчета геометрических и гидравлических параметров гидроцилиндра.....	11
Пример расчета параметров насоса.....	12
Пример расчета трубопроводов гидролинии.....	14
Пример расчета параметров насоса и его привода.....	18
Подбор гидроаппаратуры вспомогательных устройств и арматуры гидропривода	19
Приложение	22
Литература	25