

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ГИДРОПРИВОД
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ.
ПРАКТИКУМ**

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов учреждений
высшего образования по специальностям «Техническое обеспечение
процессов сельскохозяйственного производства»,
«Проектирование и производство сельскохозяйственной техники»*

2-е издание

Минск
БГАТУ
2021

УДК 631.3.01-82(075)
ББК 30.123я7
Г46

Составители:

кандидат технических наук, доцент *А. М. Кравцов*,
кандидат технических наук, доцент *В. С. Лахмаков*,
старший преподаватель *Д. Г. Зубович*,
старший преподаватель *А. С. Зыкун*,
старший преподаватель *Е. В. Плискевич*

Рецензенты:

кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
Белорусского национального технического университета
(доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой *А. И. Бобровник*);
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Тракторы
и автомобили» УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная
академия» *А. Н. Карташевич*

Гидропривод сельскохозяйственной техники. Практикум :
Г46 учебное пособие / сост. : А. М. Кравцов [и др.]. – 2-е изд. – Минск :
БГАТУ, 2021. – 112 с.

ISBN 978-985-25-0084-5.

Предназначено для выполнения практических работ при изучении дисциплины
«Гидропривод сельскохозяйственной техники».

Для студентов учреждений высшего образования сельскохозяйственного профиля,
а также для изучения смежных дисциплин учащимися и слушателями учреждений
высшего, среднего специального и дополнительного образования. В практикуме
основной упор делается на освоение студентами методики расчета и подбора основных
элементов гидравлических приводов, применяемых в сельскохозяйственной технике.

УДК 631.3.01-82(075)
ББК 30.123я7

ISBN 978-985-25-0084-5

© БГАТУ, 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ	5
Практическая работа № 1. «Составление схемы объемного гидропривода. Выбор рабочей жидкости».....	6
Практическая работа № 2. «Расчет параметров и выбор основного гидрооборудования: гидродвигателей и насоса».....	21
Практическая работа № 3. «Расчет параметров и подбор напорных и вспомогательных гидролиний».....	32
Практическая работа № 4. «Расчет потерь давления в гидролиниях».....	39
Практическая работа № 5. «Расчет параметров и выбор контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов».....	43
Практическая работа № 6. «Определение давления настройки предохранительного клапана, мощности и КПД гидропривода».....	60
Практическая работа № 7. «Определение параметров гидробака и тепловой расчет гидропривода».....	64
Практическая работа № 8. «Изучение конструкций и характеристик гидродинамических передач».....	71
ПРИЛОЖЕНИЯ	81
ЛИТЕРАТУРА	110

ВВЕДЕНИЕ

Практикум предназначен для выполнения практических работ при изучении дисциплины «Гидропривод сельскохозяйственной техники» студентами учреждений высшего образования сельскохозяйственного профиля, а также для изучения смежных дисциплин учащимися и слушателями учреждений высшего, среднего специального и дополнительного образования.

История гидравлического привода начинается с середины XIX века, когда в промышленности получили распространение гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы. Затем были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи, а в 1902 году была предложена первая конструкция гидродинамической передачи.

В настоящее время гидравлический привод имеет самое широкое распространение в сельскохозяйственной технике. Гидросистемы малой мощности используются для обслуживания навесного оборудования тракторов, активных рабочих органов почвообрабатывающих, уборочных и других машин.

Широкое распространение гидропривода объясняется целым рядом его преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, возможность бесступенчатого регулирования скорости рабочих органов, независимое расположение элементов гидропривода, надежное предохранение от нагрузок, удобство обслуживания и управления, легкость автоматизации процессов и многое другое.

В настоящее время наметилась тенденция к переходу на более высокие давления жидкости в гидроприводах, что позволяет уменьшить их массу и габариты. Современные гидравлические приводы и их компоненты рассчитаны на рабочее давление до 50 МПа.

Квалифицированный специалист АПК должен иметь представление об устройстве гидроприводов, уметь читать и составлять гидравлические схемы, обладать навыками расчета и подбора основных элементов гидропривода, уметь правильно эксплуатировать гидроприводы, выявлять и устранять неисправности. Для обеспечения успешного овладения студентами необходимыми знаниями, умениями и навыками в практикуме представлены необходимые теоретические сведения, методические и справочные материалы.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ

Для успешного выполнения и представления к защите выполненных работ необходимо соблюдать следующие требования:

1. Студент допускается к выполнению работы после усвоения необходимого теоретического материала и подготовки бланка отчета.

2. Все выполненные работы оформляются в общем отчете, который кроме основного содержания должен содержать титульный лист, оглавление, общие требования к выполнению работ и, при необходимости, приложения, куда могут прикладываться черновики выполненных работ, листы исправленных работ с пометками преподавателя, документы об отработке пропущенных занятий.

3. Основное содержание каждой работы должно включать порядковый номер, тип, название и цель работы, необходимые иллюстрации, таблицы и расчеты, задание на выполнение работы. Форма отчета по выполненной работе представлена в приложении 19.

4. Все иллюстрации (рисунки, схемы, графики) обозначаются словом «*Рис.*» и нумеруются последовательно в пределах каждой отдельной работы. Например, «*Рис. 1.2*» (второй рис. первой работы). После номера рисунка следует его название и, при необходимости, поясняющий текст, в котором расшифровываются принятые условные обозначения. Номер иллюстрации, ее название и поясняющий текст помещают непосредственно под иллюстрацией.

5. Таблицы нумеруют последовательно в пределах каждой отдельной работы. Над заголовком таблицы помещают надпись «*Таблица*» с указанием ее номера. По мере заполнения таблицы в соответствующих ячейках необходимо отражать единицы измерения каждого размерного параметра.

6. Вычисления должны представляться в развернутой форме с указанием единиц измерения величин на всех этапах расчета.

7. Результаты расчетов необходимо представлять с точностью до трех значащих цифр, например, $0,011526 = 0,0115$; $3,24692 = 3,25$; $54,362 = 54,4$; $129,328 = 129$ и т. д.

Практическая работа № 1.

Составление схемы объемного гидропривода.

Выбор рабочей жидкости

Цель работы:

1. Изучить требования, предъявляемые к гидравлическому приводу; схемы циркуляции жидкости; способы регулирования параметров рабочих органов, предохранения гидропривода от перегрузок, фиксации рабочих органов в заданном положении, обеспечения совместной работы гидродвигателей и насосов; методику анализа условий и режима работы гидропривода, выбора номинального давления и рабочей жидкости.
2. Приобрести знания по составлению схем объемного гидропривода.

Общие сведения

Требования, предъявляемые к гидравлическому приводу сельскохозяйственной техники

При разработке гидравлического привода агрегатов сельскохозяйственной техники, конструкция гидропривода должна обеспечивать его экономичность, высокие эксплуатационные свойства, безопасность, надежность и долговечность. Поэтому основными критериями для выполнения выше поставленных задач при проектировании объемного гидравлического привода являются:

а) потери давления в трубопроводах, гидроаппаратах и арматуре должны быть минимальны. Поэтому трубопроводы должны иметь наименьшую длину и минимальное число разветвлений, что не только сократит металлоемкость и массу машины, но и снизит потери давления. С этой целью следует стремиться к снижению потерь на трение во всех гидромашинах и гидроаппаратах;

б) для создания хороших эксплуатационных свойств при разработке гидропривода следует обеспечить равномерность работы гидродвигателей, отсутствие вибрации, гидравлических ударов и шума. В основном это зависит от нормальной работы правильно выбранных насосов, предохранительных клапанов и другой гидроаппаратуры;

в) для предотвращения аварийных перегрузок и для защиты узлов и частей гидропривода должны быть предусмотрены защитные гидроаппараты – предохранительные клапаны. Гидроцилиндры должны быть снабжены гидрозамками, обеспечивающими в случае

обрыва трубопроводов, шлангов, или при возникновении динамических нагрузок, превышающих допустимые – надежную фиксацию или плавное опускание груза;

г) стабильность работы гидропривода существенно зависит от постоянства вязкости рабочей жидкости, определяемой ее температурой. Для поддержания стабильного режима должны быть правильно выбраны размеры гидробака и, при необходимости, теплообменника;

д) надежность и долговечность гидропривода существенно зависит от чистоты рабочей жидкости, что обеспечивается ее очисткой в фильтрах и отстоем в гидробаке;

е) параметры всех гидроаппаратов, применяемых в гидроприводе, должны соответствовать оптимальным условиям по расходу и давлению в местах их установки.

При всем многообразии конструкций гидроприводов машин и узлов, составление гидросхем выбирают из ряда общих положений, типовых решений и схем циркуляции жидкости.

Выбор схемы циркуляции жидкости

При проектировании гидропривода машин и узлов сельскохозяйственной техники может быть применена разомкнутая или замкнутая схема циркуляции рабочей жидкости.

В гидроприводе с разомкнутой схемой циркуляции рабочая жидкость, совершив работу, из гидродвигателя поступает в гидробак, откуда вновь засасывается насосом.

Насос 1 (рис. 1.1) засасывает жидкость из гидробака 12 и нагнетает ее в гидродвигатель 8 через распределитель 7. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан 2, отрегулированный на предельно допустимое давление, предохраняет систему гидропривода от перегрузки.

Изменение направления движения (реверсирование) выходного звена (гидродвигателя) осуществляется изменением позиции распределителя 7, а регулирование скорости этого движения производится регулятором потока жидкости (дросселем) 6.

Гидробак 12 предназначен для хранения, охлаждения и частичной очистки рабочей жидкости. Охладитель 9 необходим для поддержания температуры и, соответственно, вязкости рабочей жидкости в требуемых пределах. Фильтр 11 задерживает загрязнения, ведущие к износу деталей.

Несмотря на большой вес и габариты гидросистем, в сельскохозяйственной технике в основном применяются гидроприводы

с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как они проще по конструкции и в эксплуатации практически универсальны, то есть могут применяться в машинах любого назначения.

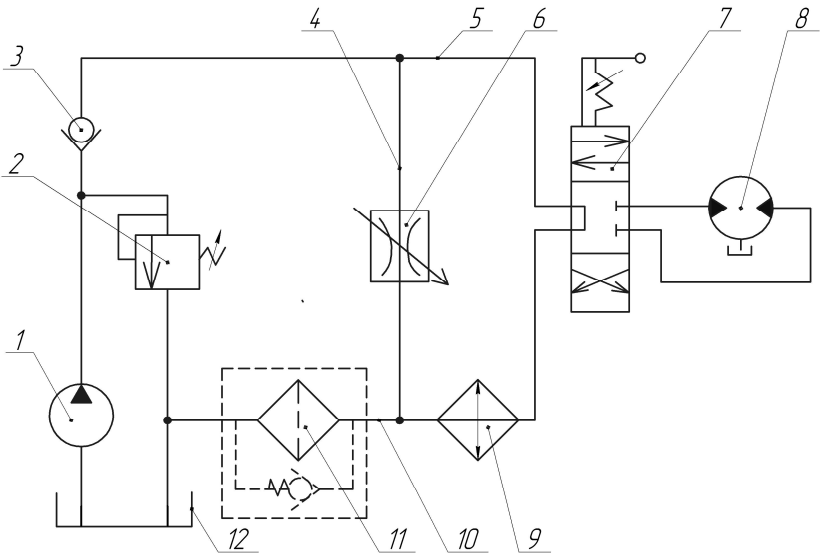


Рис. 1.1. Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости:
 1 – насос; 2 – клапан предохранительный; 3 – клапан обратный; 4 – линия управления;
 5 – линия нагнетания; 6 – регулятор потока (дроссель регулируемый); 7 – распределитель; 8 – гидромотор; 9 – охладитель; 10 – линия слива; 11 – фильтр; 12 – гидробак

В гидроприводе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость от гидродвигателя (гидромотора) 5 (рис. 1.2), совершив работу, поступает непосредственно во всасывающую линию насоса 1. Таким образом, в гидроприводе с замкнутой циркуляцией отсутствует гидробак, а для компенсации утечек в насосе и гидродвигателе предусматривается система подпитки, состоящая из небольшого бака 7, вспомогательного насоса (насос подпитки) 9, а также обратных 3, предохранительного 6 и переливного 11 клапанов. Подача вспомогательного насоса рассчитана на компенсацию максимальных внешних утечек с избытком подачи в 1...2 л/мин.

Гидросхемы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости применяются в приводах движителей самоходных сельскохозяйственных машин.

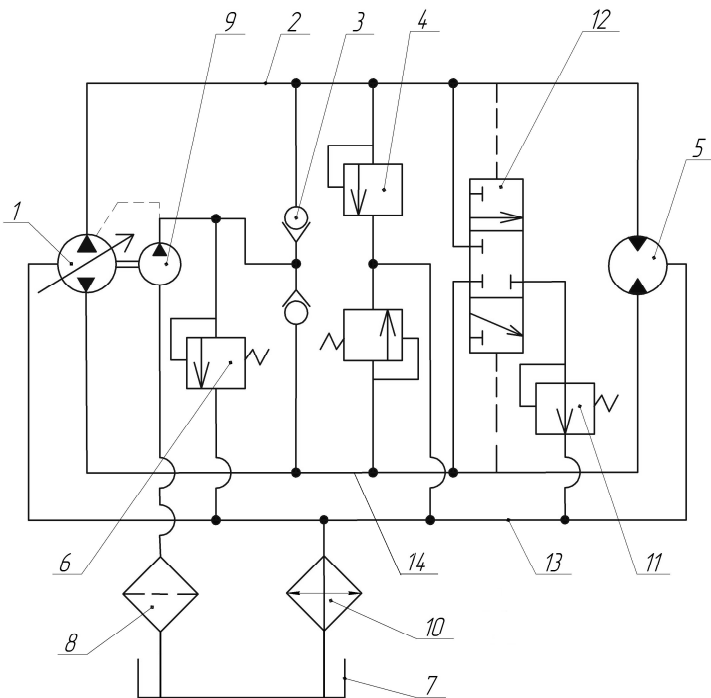


Рис. 1.2. Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции жидкости:

1 – насос регулируемый; 2 – гидролиния; 3 – клапан обратный; 4 – клапан предохранительный; 5 – гидромотор нерегулируемый; 6 – клапан предохранительный насоса подпитки; 7 – гидробак; 8 – фильтр; 9 – насос подпитки; 10 – охладитель; 11 – клапан переливной; 12 – гидрораспределитель; 13 – трубопровод дренажный; 14 – гидролиния

Замкнутый контур состоит из регулируемого насоса 1, подающего жидкость в гидромотор 5 с реверсивным потоком, между ними включено клапанное устройство, состоящее из предохранительных 4 и переливного 11 клапанов. Подпитка контура производится насосом подпитки 9. Насос подпитки также служит для подачи жидкости в систему управления регулирования подачи насоса 1. Для очистки рабочей жидкости установлен фильтр 8, для охлаждения масла используется охладитель 10.

В схеме на рис. 1.2 во время работы гидролинии 2 и 14 меняются ролями и попеременно становятся то нагнетательной, то сливной.

Гидропривод с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, по сравнению с гидроприводом с разомкнутой циркуляцией, имеет

преимущество в том, что отсутствует большой гидробак, соответствующий подаче основного насоса, следовательно, уменьшается количество жидкости, используемое в гидросистеме, уменьшается вес и габариты гидропривода.

Недостатком гидропривода с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости является то, что в гидросистеме могут применяться только гидромоторы, так как при работе гидроцилиндров не может быть постоянного расхода. Также в процессе работы жидкость быстро нагревается, поэтому возникает необходимость установки специальных охладителей.

Регулирование параметров рабочих органов (выходное звено)

К достоинствам гидропривода следует отнести возможность плавного изменения скорости рабочего органа машины, для чего могут быть применены объемное и дроссельное регулирование.

Объемное регулирование предусматривает применение дорогостоящего регулируемого насоса, так как применение регулируемых гидромоторов обычно затруднено или невозможно, потому что они располагаются в труднодоступных местах непосредственно у рабочих органов машины. Объемное регулирование с помощью насосов часто осуществляется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией жидкости.

Дроссельное регулирование значительно менее экономично, так как часть рабочей жидкости, минуя гидродвигатель, сливается в бак, а ее энергия при дросселировании превращается в теплоту, но вследствие простоты конструкции и управления, универсальности и низкой стоимости, оно широко применяется в гидроприводах сравнительно малой мощности, а также в случае кратковременного регулирования, то есть в гидроприводах, для которых вопросы экономики не имеют решающего значения.

Применяются три схемы установки дросселя: дроссель установлен на входе в гидродвигатель, дроссель установлен на выходе из гидродвигателя или дроссель установлен на ответвлении параллельно гидродвигателю.

При регулировании с помощью дросселей, установленных на входе или выходе гидродвигателя, часть подачи насоса поступает через дроссель в гидродвигатель, а часть сливается через предохранительный клапан, работающий как переливной. С увеличением нагрузки на гидродвигателе увеличивается давление до дросселя, следовательно, в гидробак будет сбрасываться больше жидкости, а в гидро-

двигатель будет поступать меньше и скорость уменьшится. Таким образом, скорость рабочего органа непостоянна и зависит от нагрузки.

При параллельном подключении, когда дроссель полностью открыт, вся подача насоса при минимальном давлении сливается в бак, поэтому потребляемая мощность минимальная. При постепенном закрытии дросселя количество жидкости, поступающей в гидродвигатель, и, соответственно, скорость рабочего органа увеличиваются, давление, развиваемое насосом, и потребляемая им мощность, возрастают. При полностью закрытом дросселе вся жидкость поступает в гидродвигатель, и он будет двигаться или вращаться с максимальной скоростью. Таким образом, потребляемая в этом случае мощность, в отличие от случая регулирования дросселем на входе или на выходе гидродвигателя, пропорциональна нагрузке, поэтому такая схема регулирования более экономична.

Ранее рассмотренные способы регулирования не позволяют поддерживать скорость рабочего органа постоянной, не зависящей от нагрузки. Для устранения данного недостатка следует применять регулятор потока, заменяя дроссель. Регулятор потока, как и дроссель, может быть установлен на входе или на выходе из гидродвигателя или на параллельном ответвлении.

Принцип работы регулятора потока (рис. 1.3, *a*) заключается в следующем. Рабочая жидкость по каналу 4 через рабочее окно 5 и дроссель 12 подается в сливной канал 11. Плунжер 3 находится в равновесии под воздействием пружины 1 и давления жидкости на поршень 8 из правой рабочей полости 9, соединенной со сливной полостью 13. Если давление в полости 13 окажется ниже значения, на которое рассчитана пружина 1, то плунжер 3 переместится вправо, и жидкость будет свободно проходить из канала 4 к дросселю 12. Если же давление перед дросселем 12 увеличится, то равновесие плунжера 3 нарушится и под действием усилия из правой рабочей полости 9 он переместится влево, сжимая пружину. Перемещение будет продолжаться до тех пор, пока сопротивление рабочего окна 5 не восстановит равновесия, то есть пока не выровняется давление в полостях 9 и 13 до расчетного значения.

Игольчатый толкатель 7 служит для повышения чувствительности клапана. Рабочая полость 6 служит для компенсации возможных колебаний давления в сливном канале 11.

При переменной температуре и вязкости рабочей жидкости стабильность расхода несколько изменяется. Это особенно проявляется при малых сечениях дросселя. Увеличение стабильности расхода при

изменении вязкости жидкости достигается применением дросселя мембранного типа (рис. 1.3, б), у которого вместо поршня 8 устанавливается мембрана 10. Это дает возможность повысить чувствительность регулятора и понизить перепад давления, кроме того увеличивает рабочую площадь гидроклапана и уменьшает влияние сил трения.

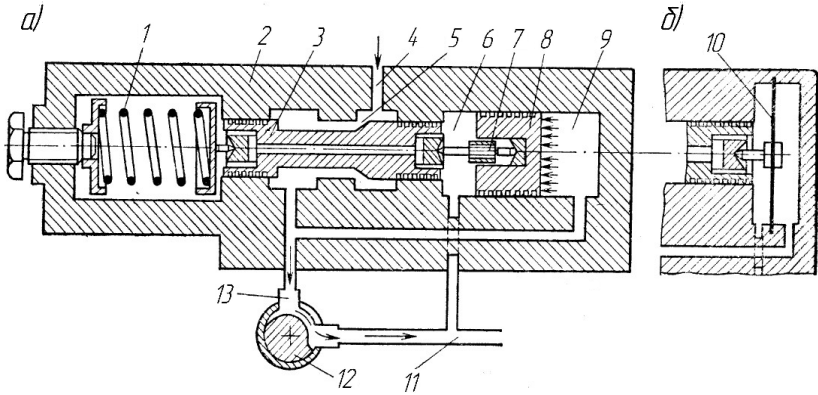


Рис. 1.3. Регуляторы потока:

а – поршневой; б – мембранный; 1 – пружина; 2 – корпус; 3 – плунжер; 4 – входной канал; 5 – рабочее окно; 6 – рабочая полость; 7 – игольчатый толкатель; 8 – поршень; 9 – правая рабочая полость; 10 – мембрана; 11 – сливной канал; 12 – дроссель; 13 – сливная полость

Правильный выбор дросселя или регулятора потока и место его установки в большей степени обеспечивает плавное регулирование и поддержание параметров выходного звена гидропривода.

Способы предохранения гидропривода от перегрузок и снижение динамических нагрузок

При эксплуатации гидропривода возможно повышение давления, которое может привести к выходу из строя напорной линии или насоса. Резкое повышение давления может возникнуть в двух случаях: резко возросла статическая нагрузка на рабочем органе или динамическая нагрузка, возникающая при быстром разгоне или резком торможении гидродвигателя.

Для защиты гидропривода от резкого повышения давления между напорной и сливной гидролиниями устанавливается предохранительный клапан, который открывается при предельно допустимом максимальном давлении и соединяет эти гидролинии, благодаря чему подаваемая жидкость полностью или частично сливается в бак.

В момент разгона рабочего органа или при его резкой остановке возникают инерционные динамические нагрузки, вызывающие нарушение плавности хода рабочего органа и недопустимое повышение давления в напорной магистрали. Также давление резко повышается, когда золотник распределителя находится в нейтральном положении, полости гидродвигателя заперты, а на рабочий орган действуют повышенные внешние нагрузки. В этих случаях для защиты гидродвигателя устанавливаются предохранительные клапаны прямого действия, которые работают в режиме перепуска, при резком повышении допустимого давления открывают перепуск рабочей жидкости между рабочими полостями гидромоторов и гидроцилиндров.

При нейтральном положении золотника под воздействием внешней нагрузки возможно перемещение рабочего органа и связанного с ним поршня гидроцилиндра или вала гидромотора, что может вызвать кавитацию в одной из запертых полостей гидродвигателя. Во избежание этого рабочие полости подпитываются из сливной гидролинии через обратные клапаны, которые монтируются в блоке с предохранительными клапанами. Подпитка гидромотора необходима также и потому, что в его сливной полости создается дефицит жидкости, вызванный утечками, отводимыми в дренаж.

Фиксация рабочих органов в заданном положении

В отраслях сельскохозяйственного производства используются гидроцилиндры для подъема грузов. При этом требуется надежная фиксация груза или рабочего органа в любом положении: при обслуживании персоналом или при аварийном падении давления рабочей жидкости, например в случае разрыва трубопровода или рукавов высокого давления, питающих гидродвигатель.

Для удержания груза, поднятого в заданном положении, рабочие полости гидродвигателя должны быть наглухо закрыты и заперты, однако, с помощью распределителя этого достичь нельзя, ввиду значительных утечек рабочей жидкости через зазоры между золотниками и корпусом распределителя. Надежную фиксацию обеспечивают гидрозамки, установленные в гидролиниях, обслуживающих гидродвигатель.

Совместная работа гидродвигателей, насосов

В некоторых случаях требуется строго одновременное (синхронное) вращение гидромоторов, движение поршней гидроцилиндров, перемещающих рабочий орган (например, поршни гидроци-

линдров для подъема жатки зерноуборочного комбайна). Для этих целей применяются делители потока.

При совместной работе насосов следует в системе гидропривода устанавливать сумматор потоков жидкости.

Схемы подключения делителей потока представлены на рис. 1.4.

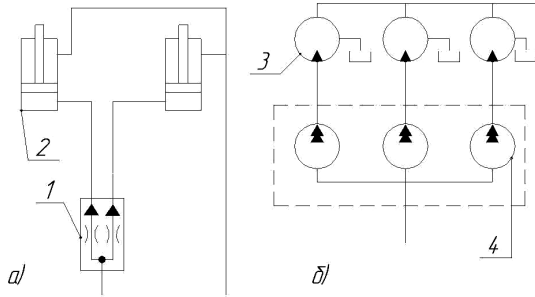


Рис. 1.4. Схема совместной работы гидродвигателей:

а – гидродвигатель; б – гидродвигатель; 1 – клапанный делитель потока;
2 – гидроделишитель; 3 – гидроделишитель; 4 – объемный делитель потока

Анализ условий и режима работы гидропривода

Режим работы гидропривода той или иной базовой машины оценивается в зависимости от коэффициента использования номинального давления, числа включений и вида выполняемой работы (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Режим работы гидропривода

Режим работы	Коэффициент использования номинального давления $K_p = \frac{P_{\text{раб}}}{P_{\text{н.ном}}}$	Число включений в час	Место установки
Легкий	$\leq 0,4$	до 100	Система управления, подъем жатки, гидроусилители и др.
Средний	$0,4 \dots 0,7$	100...200	Бульдозеры, автогрейдеры, гидроподъемники и др.
Тяжелый	$0,7 \dots 0,9$	200...400	Привод рабочих органов с.-х. машин (гребнеобразователи, привод почвенной фрезы и др.)
Весьма тяжелый	$\geq 0,9$	400...800	Привод ходовых колес самоходных уборочных комплексов, зерноуборочных комбайнов

Выбор номинального давления

По значению номинального давления различают гидравлические системы:

1) низкого давления (до 2,5 МПа) – для холостых ходов вспомогательных механизмов (тормозов, гидроусилителей и др.);

2) среднего давления (от 2,5 до 6,3 МПа) – для привода насосов, вентиляторов и др.;

3) высокого давления (от 6,3 до 20 МПа) – для привода рабочих органов сельскохозяйственных машин и др.;

4) сверхвысокого давления (более 20 МПа) – для привода ходовых колес уборочных комплексов, зерноуборочных комбайнов и др.

В сельхозмашиностроении гидросистемы имеют номинальное давление 14...16 МПа. В последнее время при проектировании гидроприводов имеется тенденция к увеличению рабочего давления до 50 МПа и более, так как это позволяет при малых габаритах насосов и гидродвигателей получить большую мощность, а при той же мощности – меньшие габариты и вес конструкции. Но при этом следует иметь в виду, что при больших давлениях (более 25 МПа) повышаются требования к применяемым материалам, уплотнениям, жесткости конструкции и т. д.

При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует учитывать, что многие гидромоторы, выпускаемые промышленностью, работают при сравнительно невысоких давлениях, и поэтому давление перед дросселем должно мало отличаться от давления перед гидромотором. В противном случае для снижения давления в магистрали гидромотора приходится использовать регулятор потока или редуцирующий клапан, что увеличит гидравлические потери и снизит КПД гидропривода. Если применение высокого давления перед гидромоторами почему-либо неизбежно, то следует перейти к двухпоточной системе и для питания каждой группы гидродвигателей предусмотреть свой автономный насос.

Номинальное давление определяется рядом значений по ГОСТ 6540-74 (МПа: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63).

Рабочие жидкости для гидросистем сельскохозяйственных машин

Жидкость гидропривода является рабочим элементом, позволяющим передавать энергию от насоса к гидравлическому двигателю. Рабочие жидкости объемных гидроприводов должны иметь хо-

рошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур, высокий модуль упругости, малую упругость паров и высокую температуру кипения, быть нейтральным к материалам гидравлических агрегатов и защитным покрытиям, а также обладать высокой механической стойкостью, стабильностью характеристик в процессе хранения и эксплуатации.

Выбор марки масла определяется температурными условиями, режимом работы гидропривода и его номинальным давлением, которым должно соответствовать важнейшее физическое свойство масла – вязкость. Завышение или занижение вязкости масла приводит к ухудшению эксплуатационных свойств гидропривода.

Для гидроприводов с легким режимом работы и малым номинальным давлением следует применять масла с меньшей вязкостью, чем для гидроприводов с тяжелым режимом работы и большим номинальным давлением. Так, при давлении 7...20 МПа, следует применять масло с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 0,2...0,4$ см²/с при температуре 50 °С.

В зависимости от типа насоса, применяемого в гидроприводе, можно рекомендовать рабочие жидкости:

– для аксиально-поршневых насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,06...0,08$ см²/с и максимальная $\nu = 18...20$ см²/с;

– для роторно-пластинчатых насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,1...0,12$ см²/с и максимальная $\nu = 35...45$ см²/с;

– для шестеренных насосов, вязкость масла: минимальная $\nu = 0,16...0,18$ см²/с и максимальная $\nu = 45...50$ см²/с.

Характеристики рабочих жидкостей для систем гидроприводов приведены в приложении 1.

Задание:

1. Ознакомиться с требованиями, предъявляемыми к гидравлическому приводу; схемами циркуляции жидкости; способами регулирования параметров рабочих органов, предохранения гидропривода от перегрузок, фиксации рабочих органов в заданном положении, обеспечения совместной работы гидродвигателей и насосов; методикой анализа условий и режима работы гидропривода, выбора номинального давления и рабочей жидкости.

2. Кратко законспектировать общие сведения и зарисовать схемы объемного гидропривода с разомкнутой и замкнутой схемами циркуляции рабочей жидкости.

3. Составить схему объемного гидропривода сельскохозяйственной машины, исходные данные в табл. 1.2.

4. Выбрать рабочую жидкость.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пунктов 3 и 4 задания предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Таблица 1.2

Исходные данные

Вариант	Гидравлический привод рабочего органа сельскохозяйственной машины	Количество гидродвигателей, шт.	Крутящий момент на валу рабочего органа, Н·м	Частота вращения вала рабочего органа, мин ⁻¹	Усилие на штоке гидроцилиндра, кН	Скорость перемещения рабочего органа, м/с
1	2	3	4	5	6	7
1	Роторы навозоразбрасывателя	2	50	450	–	–
2	Подъем стрелы стогаметателя	2	–	–	15	0,20
3	Клавиши соломотряса зерноуборочного комбайна	1	34	140	–	–
4	Насос опрыскивателя	1	30	1450	–	–
5	Транспортер навозоразбрасывателя	1	200	85	–	–
6	Открытие распашных ворот ремонтной мастерской	2	–	–	20	015
7	Вентилятор опылителя	1	15	1500	–	–
8	Роторы разбрасывателя минеральных удобрений	2	30	420	–	–
9	Подъем жатки зерноуборочного комбайна	2	–	–	25	015
10	Сегментно-пальцевого режущего аппарата косилки	1	65	400	–	–
11	Мотовило зерноуборочного комбайна	1	45	240	–	–
12	Вентилятор пневматической сеялки	1	20	1350	–	–
13	Роторы плуга	3	90	280	–	–
14	Подборщик жатки зерноуборочного комбайна	1	65	120	–	–
15	Элеватор картофелекопателя	1	115	75	–	–
16	Фронтального подъемника	2	–	–	35	0,25
17	Насос дождевальной установки	1	25	1200	–	–

1	2	3	4	5	6	7
18	Подъем навесного оборудования	1	–	–	45	0,20
19	Роторы гребнеобразователя	3	40	350	–	–
20	Роторы плуга	4	90	280	–	–
21	Почвенная фреза	1	150	250	–	–
22	Роторы сегментно-роторного адаптера кормоуборочного комплекса	2	120	350	–	–
23	Ротационный режущего аппарата косилки	1	60	450	–	–
24	Выгрузной транспортер бункера картофелеуборочного комбайна	1	85	90	–	–
25	Опрокидыватель автомобиля	1	–	–	140	0,15
26	Роторы культиватора для обработки междурядий картофеля	3	30	300	–	–
27	Роторы гребнеобразователя	5	40	350	–	–
28	Подъем навесного оборудования	2	–	–	45	0,20
29	Роторы культиватора для обработки междурядий картофеля	5	30	300	–	–
30	Роторы плуга	5	90	280	–	–

Методика выполнения:

1. Составление схемы объемного гидропривода.

Для привода одного гидродвигателя (гидромотора или гидроцилиндра) составляется схема согласно рис. 1.1. При совместной работе нескольких двигателей в схему включается делитель потока (рис. 1.4): клапанный (приложение 17) – для подключения гидроцилиндров, объемные (приложение 16) – для подключения гидромоторов. При совместной работе насосов следует в системе гидропривода устанавливать сумматор потоков жидкости (в качестве сумматора рекомендуется использовать делитель потока клапанного типа), (приложение 17).

2. Выбор рабочей жидкости (масла) определяется температурными условиями, режимом работы гидропривода и его номинальным давлением. Для гидроприводов с легким режимом работы и меньшим номинальным давлением следует применять рабочие жидкости с меньшей вязкостью, чем для гидроприводов с тяжелым режимом работы и большим номинальным давлением. При давлении (7...20) МПа следует принимать масло с кинематическим коэффициентом вязкости в пределах (0,2...0,4) см²/с при температуре 50 °С.

Характеристики рабочих жидкостей для систем гидропривода приведены в приложении 1.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Исходные данные

Разработать схему гидравлического привода прицепного транспортера навозоразбрасывателя, работающего со следующими параметрами:

– крутящий момент на валу транспортера

$$M_{\text{с.х.м}} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

– частота вращения вала транспортера

$$n_{\text{с.х.м}} = 2,5 \text{ с}^{-1}.$$

Подобрать основные и вспомогательные элементы.

Расчет

Составляется схема объемного гидропривода согласно исходным данным. Для привода транспортера навозоразбрасывателя целесообразно использовать схему с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости с одним гидромотором (см. рис. 1.1).

Так как навозоразбрасыватель является прицепной машиной, то необходимо использовать муфты быстроразъемные (поз. 8, рис. 1.5).

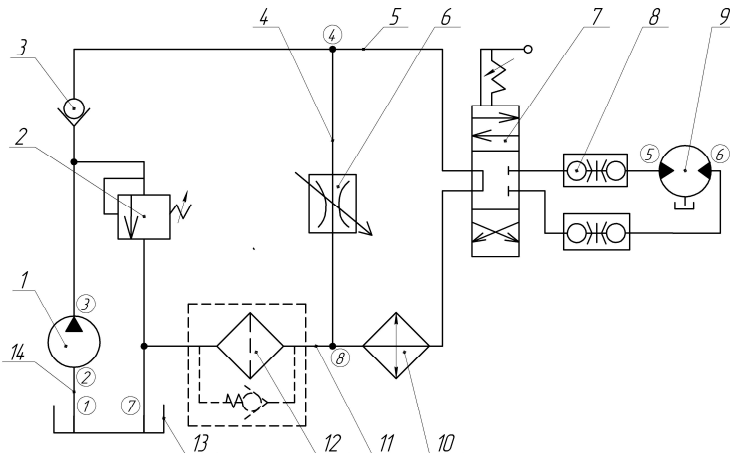


Рис. 1.5. Гидропривод с разомкнутой схемой циркуляции жидкости: 1 – насос; 2 – клапан предохранительный; 3 – клапан обратный; 4 – линия управления; 5 – линия нагнетания; 6 – регулятор потока жидкости; 7 – распределитель; 8 – муфта быстроразъемная; 9 – гидромотор; 10 – охладитель; 11 – линия слива; 12 – фильтр; 13 – гидробак; 14 – линия всасывания

Выбор рабочей жидкости

При давлении (7...20) МПа следует принимать масло с кинематическим коэффициентом вязкости в пределах (0,2...0,4) см²/с при температуре 50 °С. Из приложения 1 выбираем рабочую жидкость марки МГ-30. Параметры жидкости представим в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Характеристики рабочей жидкости

Марка рабочей жидкости	Плотность, кг/м ³	Кинематический коэффициент вязкости при $t = 50$ °С	Пределы рабочей температуры, °С
МГ-30	870	0,30	-60...+80

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляют к гидроприводу?
2. Какие схемы циркуляции рабочей жидкости применяют в гидроприводе?
3. Поясните принцип работы гидропривода с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости.
4. Поясните принцип работы гидропривода с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости.
5. Какие существуют способы регулирования параметров гидропривода?
6. Для чего нужен предохранительный клапан в гидроприводе?
7. В чем назначение обратных клапанов?
8. Что такое гидрозамок?
9. Для каких целей применяются делители и сумматоры потока?
10. По каким критериям определяют режим работы гидропривода?
11. Какие требования предъявляют к рабочим жидкостям?
12. Какими условиями руководствуются при выборе рабочей жидкости?

Практическая работа № 2.

Расчет параметров и выбор основного гидрооборудования: гидродвигателя и насоса

Цель работы:

1. Изучить методики выбора гидромоторов, гидродвигателей возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры), насосов и определения их основных параметров.
2. Приобрести знания по расчету и выбору гидродвигателей и насоса.

Общие сведения

Выбор гидромоторов и определение их основных параметров

Для привода агрегатов сельскохозяйственных машин вращательного действия используются гидромоторы, при этом обычно задается или определяется крутящий момент $M_{с.х.м}$ и частота вращения $n_{с.х.м}$ выходного вала рабочего органа с.-х. машины.

Для гидромашин вращательного действия должно соблюдаться условие

$$M_{с.х.м} \leq M_{г.м}, \quad (2.1)$$

где $M_{с.х.м}$ – крутящий момент на валу рабочего органа с.-х. машины, Н·м;

$M_{г.м}$ – крутящий момент, развиваемый гидромотором, Н·м.

Технические характеристики гидромоторов приведены в приложении 3.

При непосредственном соединении гидромотора с рабочим валом машины необходимо соблюдать следующие условия:

$$n_{г.м.ном} \approx n_{с.х.м} \quad (\text{для шестеренных}) \quad (2.2)$$

$$\text{или } n_{г.м.мин} \leq n_{с.х.м} \leq n_{г.м.мак} \quad (\text{для других}),$$

где $n_{г.м.ном}$ – номинальная частота вращения вала гидромотора, c^{-1} ;

$n_{г.м.мин}$ – минимальная частота вращения вала гидромотора, c^{-1} ;

$n_{г.м.мак}$ – максимальная частота вращения вала гидромотора, c^{-1} .

При передаче крутящего момента на входной вал рабочей машины через редуктор или другую передачу (цепная, ременная и др.), которые увеличивают крутящий момент или частоту вращения вала, следует использовать зависимости

$$i_p = \frac{M_{с.х.м}}{M_{г.м} \cdot \eta_p}, \quad (2.3)$$

$$i_p = \frac{n_{г.м}}{n_{с.х.м}}, \quad (2.4)$$

где η_p – механический КПД редуктора.

Для создания заданного крутящего момента на валу сельскохозяйственной машины определяется необходимое подаваемое давление $\Delta p_{г.м}$ (МПа) по формуле

$$\Delta p_{г.м} = \frac{M_{с.х.м}}{0,159 q_{о.г.м} \cdot \eta_{м.г.м}}, \quad (2.5)$$

где $M_{с.х.м}$ – заданный крутящий момент, Н·м;

$q_{о.г.м}$ – рабочий объем гидромотора, см³/об;

$\eta_{м.г.м}$ – механический КПД гидромотора (определяется по техническим характеристикам).

Для обеспечения заданной частоты вращения выходного вала сельскохозяйственной машины на гидромотор необходимо подать расход $Q_{г.м}$ (см³/с), который определяется по формуле

$$Q_{г.м} = \frac{q_{о.г.м} \cdot n_{с.х.м}}{\eta_{о.г.м}}, \quad (2.6)$$

где $n_{с.х.м}$ – частота вращения вала рабочей машины или гидромотора, при наличии редуктора или передачи, с⁻¹;

$\eta_{о.г.м}$ – объемный КПД гидромотора (принимается равным $\eta_{о.г.м} = 0,90 \dots 0,95$).

Полный расход, который необходимо подать для питания параллельно работающих гидромоторов, равен

$$Q_{\Sigma Г.М} = Q_{Г.М} \cdot k_{Г.М}, \quad (2.7)$$

где $k_{Г.М}$ – число параллельно работающих гидромоторов.

Выбор гидродвигателей возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры) и определение их основных параметров

Наибольшее распространение в гидроприводах сельскохозяйственных машин получили гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком.

Основными параметрами, по которым выбираются гидродвигатели возвратно-поступательного движения, являются:

$F_{с.х.м}$ – номинальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$L_{с.х.м}$ – ход поршня гидроцилиндра, м;

$v_{с.х.м}$ – скорость движения поршня, исходя из требований выполнения технологического процесса.

По заданному усилию $F_{с.х.м}$ и рабочему давлению $p_{г.ц.расч.} \approx \approx (0,8 \dots 0,9) p_{н.ном}$ определяется расчетная эффективная площадь поршня гидроцилиндра $S_{э.п.р} = F_{с.х.м} / p_{г.ц.расч.}$. По расчетному диаметру поршня $d_{п.расч.}$ выбирается гидроцилиндр.

При выборе гидроцилиндра по развиваемому усилию $F_{с.х.м}$ следует соблюдать условие

$$F_{с.х.м} \leq F_{г.ц}, \quad (2.8)$$

где $F_{с.х.м}$ – усилие на рабочем органе сельскохозяйственной машины, определяется из исходных данных, Н;

$F_{г.ц}$ – усилие, которое может развивать гидроцилиндр.

Технические данные гидроцилиндров приведены в приложении 2.

После этого гидроцилиндр следует проверить на L и $v_{\text{п}}$.

Для создания заданного усилия на поршне гидроцилиндра определяется необходимое давление $\Delta p_{\text{г.ц}}$ (МПа) по формуле

$$\Delta p_{\text{г.ц}} = \frac{F_{\text{с.х.м}}}{S_{\text{э.п}} \cdot \eta_{\text{м.г.ц}}}, \quad (2.9)$$

где $S_{\text{э.п}}$ – эффективная площадь поршня, мм²;

$\eta_{\text{м.г.ц}}$ – механический КПД гидроцилиндра.

В гидроцилиндрах с уплотнениями манжетами или резиновыми кольцами механический КПД равен $\eta_{\text{м.г.ц}} = 0,95 \dots 0,97$.

Проводится проверка правильности выбора гидроцилиндра из условия

$$\Delta p_{\text{г.ц}} \leq p_{\text{г.ц,ном}}. \quad (2.10)$$

Для обеспечения заданной скорости движения сельскохозяйственной машины $v_{\text{с.х.м}}$, используя технические характеристики гидроцилиндра, определяется необходимый расход $Q_{\text{г.ц}}$ (см³/с) по формуле

$$Q_{\text{г.ц}} = \frac{S_{\text{э.п}} \cdot v_{\text{с.х.м}}}{\eta_{\text{о.г.ц}}}, \quad (2.11)$$

где $S_{\text{э.п}}$ – эффективная площадь поршня, см²;

$v_{\text{с.х.м}}$ – скорость движения поршня, исходя из требований выполнения технологического процесса, см/с;

$\eta_{\text{о.г.ц}}$ – объемный КПД гидроцилиндра.

В гидроцилиндрах с уплотнениями манжетами или резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют, поэтому $\eta_{\text{о.г.ц}} = 0,97 \dots 0,99$.

Полный расход, который необходимо подать для питания параллельно работающих гидроцилиндров, равен

$$Q_{\Sigma \text{г.ц}} = Q_{\text{г.ц}} \cdot k_{\text{г.ц}}, \quad (2.12)$$

где $k_{\text{г.ц}}$ – число параллельно работающих гидроцилиндров.

Определение основных параметров и выбор насоса

Для обеспечения выходных параметров гидродвигателей (гидроцилиндров или гидромоторов) необходимо подобрать насос, обеспечивающий соответствующие расход и давление, в некоторых случаях следует применять два параллельно работающих насоса.

При выборе насоса необходимо знать главные рабочие характеристики: $q_{o.n}$ – рабочий объем и $p_{n.расч.}$ – давление, которое необходимо обеспечить в гидросистеме.

Расчетный рабочий объем насоса $q_{o.n.расч}$ (см³/об) определяется по расходу, который следует подать на гидродвигатель, по формуле

$$q_{o.n.расч.} = \frac{Q_{\Sigma Г.д.}}{n_{n.ном}}, \quad (2.13)$$

где $Q_{\Sigma Г.д.}$ – подача на гидродвигатели, см³/с, в нашем случае это $Q_{\Sigma Г.ц}$ или $Q_{\Sigma Г.м}$;

$n_{n.ном}$ – номинальная частота вращения вала насоса (в некоторых случаях это могут быть обороты двигателя или вала отбора мощности), с⁻¹.

Определив $q_{o.n.расч.}$, по техническим характеристикам выбираем насос из условия

$$q_{o.n.расч.} \leq q_{o.n.}, \quad (2.14)$$

где $q_{o.n.}$ – рабочий объем насоса, см³/об.

Технические характеристики насосов представлены в приложении 4. Выбранный насос должен развивать давление

$$p_{n.расч.} = \Delta p_{Г.д.} + \Delta p = (1,1 \dots 1,2) \cdot \Delta p_{Г.д.}, \quad (2.15)$$

где $\Delta p_{Г.д.}$ – перепад давления на гидродвигателе (в гидроцилиндре или гидромоторе), МПа;

Δp – ориентировочные полные потери давления в гидроприводе от насоса до гидробака, МПа, (предварительно можно принять $\Delta p = (0,1 \dots 0,2) \cdot \Delta p_{г.д.}$, но после расчета потерь давления в системе гидропривода, следует уточнить принятое значение Δp и проверить правильность выбора насоса на развиваемое давление).

Действительная подача выбранного насоса Q_n (см³/с) определяется по формуле

$$Q_n = q_{о.н} \cdot n_{н.ном} \cdot \eta_{о.н}, \quad (2.16)$$

где $q_{о.н}$ – рабочий объем насоса, см³/об;

$n_{н.ном}$ – номинальная частота вращения вала насоса, с⁻¹;

$\eta_{о.н}$ – объемный КПД насоса.

Выбранный насос должен удовлетворять условиям:

$$p_{н.ном} \geq p_{н.расч.}, \quad (2.17)$$

$$Q_n \geq Q_{\Sigma г.д.}$$

Задание:

1. Ознакомиться с методиками выбора гидромоторов, гидродвигателей возвратно-поступательного движения (силовые гидроцилиндры), насосов и определению их основных параметров.

2. Кратко законспектировать информацию по расчету и выбору гидродвигателей и насоса.

3. Рассчитать и подобрать основное гидрооборудование (гидродвигатель и насос) в соответствии со схемой (практическая работа 1) и исходными данными (табл. 1.2)

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Выбор и расчет гидромотора

Гидромотор подбирается по необходимому крутящему моменту $M_{с.х.м}$ и частоте вращения вала рабочего органа сельскохозяйственной машины $n_{с.х.м}$. При непосредственном соединении гидромотора с валом сельскохозяйственной машины должны соблюдаться условия (2.1) и (2.2). При увеличении крутящего момента или частоты вращения вала следует использовать механическую передачу, подбираемую по зависимостям (2.3) и (2.4).

Для создания заданного крутящего момента на валу рабочего органа сельскохозяйственной машины определяется необходимое подаваемое давление $\Delta p_{г.м}$ (МПа) по формуле (2.5).

Для обеспечения заданной частоты вращения выходного вала рабочего органа сельскохозяйственной машины на гидромотор необходимо подать расход $Q_{г.м}$ (см³/с), который определяется по формуле (2.6) и, при необходимости, полный расход для параллельно работающих гидромоторов по формуле (2.7).

Технические характеристики гидромоторов приведены в приложении 3, а также в [11, 12].

Выбор и расчет гидроцилиндра

По заданному усилию $F_{с.х.м}$ и рабочему давлению $p_{г.ц.расч.} \approx (0,8...0,9) \cdot p_{н.ном}$ определяется расчетная эффективная площадь поршня $S_{э.п.расч.}$ гидроцилиндра. По диаметру поршня $d_{п.расч.}$ выбирается гидроцилиндр.

При выборе гидроцилиндров по развиваемому усилию должно соблюдаться условие (2.8). Выбранный гидроцилиндр следует проверить на L и v .

Для создания заданного усилия на штоке гидроцилиндра определяется необходимое подаваемое давление $\Delta p_{г.ц}$ (МПа) по формуле (2.9) и проводится проверка правильности выбора гидроцилиндра по зависимости (2.10).

Для обеспечения заданной скорости перемещения рабочего органа сельскохозяйственной машины определяется необходимый рас-

ход на гидроцилиндре $Q_{г.ц}$ ($см^3/с$) по формуле (2.11) и, при необходимости, полный расход для параллельно работающих гидроцилиндров по формуле (2.12).

Технические характеристики гидроцилиндров приведены в приложении 2, а также в [11, 12].

Определение параметров и выбор насоса

При выборе насоса необходимо знать главную рабочую характеристику насоса $q_{о.н}$ – рабочий объем насоса, и давление $p_{н.расч.}$, которое необходимо обеспечить в гидросистеме.

Расчетный рабочий объем насоса $q_{о.н.расч.}$ ($см^3/об$) определяется по расходу, который следует подать на гидродвигатель, по формуле (2.13). Насос выбирается из условия (2.14).

Выбранный насос должен развивать давление, определяемое по формуле (2.15).

Действительная подача выбранного насоса определяется по формуле (2.16). При использовании в схеме двух насосов их подачи суммируются.

Выбранный насос должен удовлетворять условиям (2.17) и (2.18).

Технические характеристики насосов приведены в приложении 4, а также в [11, 12].

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Выбор и расчет параметров гидромотора

Гидромотор подбирается по необходимому крутящему моменту и частоте вращения на валу рабочей машины. При непосредственном соединении гидромотора с сельскохозяйственной машиной должны соблюдаться условия (2.1) и (2.2).

Выбираем планетарный гидромотор ПМТ-320. Техническую характеристику гидромотора представим в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Техническая характеристика гидромотора ПМТ-320

Рабочий объем, $см^3/об.$	Давление, МПа		Частота вращения, $с^{-1}$			Крутящий момент, Н·м	КПД
	ном.	max	min	ном.	max		
320	12,5	16	0,3	3,2	6,5	590	0,78

Выбранный гидромотор удовлетворяет условиям (2.2):

$$M_{\text{с.х.м}} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq M_{\text{г.м}} = 590 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$n_{\text{г.м.мин}} = 0,3 \text{ с}^{-1} \leq n_{\text{с.х.м}} = 2,5 \text{ с}^{-1} \leq n_{\text{г.м.макс}} = 3,2 \text{ с}^{-1}.$$

Условия выполняются.

Для создания заданного крутящего момента на валу сельскохозяйственной машины определяется необходимое подаваемое давление $\Delta p_{\text{г.м}}$ (МПа) по формуле (2.5):

$$\Delta p_{\text{г.м}} = \frac{M_{\text{с.х.м}}}{0,159 \cdot q_{\text{о.г.м}} \cdot \eta_{\text{м.г.м}}} = \frac{550}{0,159 \cdot 320 \cdot 0,8} = 13,17 \text{ МПа}.$$

$$\eta_{\text{м.г.м}} = \frac{\eta_{\text{г.м}}}{\eta_{\text{о.г.м}}} = \frac{0,78}{0,95} = 0,82.$$

Для обеспечения заданной частоты вращения выходного вала сельскохозяйственной машины на гидромотор необходимо подать расход $Q_{\text{г.м}}$ ($\text{см}^3/\text{с}$), который определяется по формуле (2.6):

$$Q_{\text{г.м}} = \frac{q_{\text{о.г.м}} \cdot n_{\text{с.х.м}}}{\eta_{\text{о.г.м}}} = \frac{320 \cdot 2,5}{0,95} = 842,11 \text{ см}^3 / \text{с}.$$

Определение параметров и выбор насоса

При выборе насоса необходимо знать главную рабочую характеристику насоса $q_{\text{о.н}}$ – рабочий объем насоса, и давление, которое необходимо обеспечить на гидромоторе.

Расчетный рабочий объем насоса $q_{\text{о.н.расч.}}$ ($\text{см}^3/\text{об}$) определяется по расходу, который следует подать на гидродвигатель, по формуле (2.13):

$$q_{\text{о.н.расч.}} = \frac{Q_{\text{г.м}}}{n_{\text{н.ном}}} = \frac{842,11}{40} = 21,05 \text{ см}^3 / \text{об}.$$

Насос выбирается из условия (2.14):

$$q_{o.n.расч.} \leq q_{o.n.}$$

Выбираем шестеренный насос НШ-25В-3 с рабочим объемом $q_{o.n.} = 25 \text{ см}^3/\text{об.}$

Следовательно

$$q_{o.n.расч.} = 21,05 \text{ см}^3/\text{об.} \leq q_{o.n.} = 25 \text{ см}^3/\text{об.}$$

Техническую характеристику насоса представим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Техническая характеристика насоса НШ-25В-3

Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность кВт	КПД	
	ном	max	min	ном.	max		η _н	η _о
25	16	21	16	40	60	18,5	0,82	0,92

Выбранный насос должен развивать давление $p_{н.расч.}$ (МПа) определяемое по формуле (2.15):

$$p_{н.расч.} = \Delta p_{г.д} + \Delta p = (1,1 \dots 1,2) \cdot \Delta p_{г.д} = 1,1 \cdot 13,17 = 14,48 \text{ МПа.}$$

Действительная подача выбранного насоса Q_n (см³/с) определяется по формуле (2.16):

$$Q_n = q_{o.n.} \cdot n_{m.ном} \cdot \eta_{o.n.} = 25 \cdot 40 \cdot 0,92 = 920 \text{ см}^3 / \text{с.}$$

Выбранный насос должен удовлетворять условиям (2.17):

$$p_n = 16 \text{ МПа} \geq p_{н.расч.} = 14,48 \text{ МПа,}$$

$$Q_n = 920 \text{ см}^3/\text{с} \geq Q_{\Sigma г.д} = 842,11 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Условия выполняются, следовательно, насос выбран правильно.

Контрольные вопросы

1. В соответствии с какими условиями выбирается гидромотор?
2. Как определить необходимое подаваемое давление на гидромотор?
3. Как определить расход рабочей жидкости на гидромоторе?
4. Какие существуют основные параметры, по которым выбираются гидродвигатели возвратно-поступательного движения?
5. В соответствии с какими условиями выбирается гидроцилиндр?
6. Как определить необходимое подаваемое давление на гидроцилиндр?
7. Как определить необходимый расход рабочей жидкости на гидроцилиндр?
8. Что такое эффективная площадь поршня?
9. Как определяется расчетный рабочий объем насоса?
10. Исходя из каких условий выбирается насос?
11. От чего зависит действительная подача насоса?
12. По каким условиям определяют правильность выбора насоса?

Практическая работа № 3. Расчет параметров и подбор напорных и вспомогательных гидролиний

Цель работы:

1. Изучить методику расчета параметров напорных и вспомогательных гидролиний.
2. Приобрести знания по расчету и выбору трубопроводов и РВД.

Общие сведения

Гидравлический расчет трубопроводов и рукавов высокого давления (РВД)

Основа расчета трубопроводов в различных линиях гидропривода состоит в определении диаметров трубопроводов, потерь давления, возникающих при движении масла и их проверки на прочность. Расчет производится по участкам, на которые разбивают гидравлическую схему, при этом под участком понимают часть гидролинии между разветвлениями, пропускающей одинаковый расход и имеющей одинаковый диаметр. Участок может быть в виде прямого трубопровода или на нем могут располагаться различные местные сопротивления (тройники, крестовины, штуцера и т. д.) и гидроаппаратура.

В напорных и сливных линиях систем гидравлического привода в основном используются стальные бесшовные холоднодеформированные трубы по ГОСТ 8734-75. Технические характеристики данных труб приведены в приложении 5.

Медные, латунные и алюминиевые трубы применяются в системах низкого давления (до 2,5 МПа). Их в основном используют в линиях дренажа, подключения манометров, управления и т. д. Технические характеристики медных труб по ГОСТ 617-72 приведены в приложении 6.

Резинометаллические РВД по ГОСТ 6286-73 применяются в местах системы гидропривода, перемещающихся друг относительно друга. Например, при соединении трактора с навесной машиной. Технические характеристики приведены в приложении 7.

Внутренний диаметр трубопровода гидролинии или резинометаллического РВД $d_{в.расч.}$ (мм) определяется по формуле

$$d_{в.расч.} = 11,27 \sqrt{\frac{Q_{уч.}}{v_{рек.}}}, \quad (3.1)$$

где $Q_{\text{уч}}$ – расход рабочей жидкости на рассматриваемом участке, см³/с;
 $v_{\text{рек}}$ – средняя рекомендуемая скорость движения жидкости, см/с.

Средняя скорость движения жидкости в трубопроводах выбирается в зависимости от назначения трубопровода.

Рекомендуются следующие значения средней скорости:

– всасывающая линия: $v_{\text{вс}} = 0,5 \dots 1,5$ м/с;

– сливная линия: $v_{\text{с}} = 1,4 \dots 2,25$ м/с;

– нагнетательная линия:

□ при давлении $< 6,3$ МПа $v_{\text{н}} = 3 \dots 4$ м/с, допускается $v_{\text{н, доп}}$ до 6 м/с;

□ при давлении $> 6,3$ МПа $v_{\text{н}} = 5 \dots 6$ м/с, допускается $v_{\text{н, доп}}$ до 8 м/с;

– линия управления $v_{\text{у}} = v_{\text{н}}$.

Определив внутренний диаметр линии по пропускной способности, подбирается трубопровод по ГОСТ 8734-75, имеющий внутренний диаметр $d_{\text{в}}$.

Определяется минимальная толщина стенки трубопровода $\delta_{\text{расч}}$ (мм) по формуле

$$\delta_{\text{расч}} = \frac{p_{\text{max}} \cdot d_{\text{в}}}{2 [\sigma_{\text{p}}]} \leq \delta, \quad (3.2)$$

где p_{max} – максимальное давление в линии, МПа. В нагнетательной линии оно определяется настройкой предохранительного клапана насоса;

$d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр выбранного трубопровода, мм;

$[\sigma_{\text{p}}]$ – допускаемое напряжение растяжения материала трубопровода. Для труб из стали 20, 35, 40 можно принять $[\sigma_{\text{p}}] = 400 \dots 500$ МПа.

Уточняется действительная скорость движения жидкости $v_{\text{расч}}$ (см/с) в соответствующей линии по уравнению неразрывности потока и проверяется по рекомендуемым

$$v_{\text{рек.}}^{\min} \leq v_{\text{расч.}} = \frac{Q_{\text{уч.}}}{S_{\text{уч.}}} \leq v_{\text{рек.}}^{\max}, \quad (3.3)$$

где $S_{\text{уч.}}$ – площадь живого сечения потока рабочей жидкости на расчетном участке трубопровода, см^2 .

Задание:

1. Ознакомиться с методикой расчета параметров напорных и вспомогательных гидролиний.

2. Кратко законспектировать информацию по расчету и выбору трубопроводов и РВД.

3. Для составленной схемы гидропривода (практическая работа № 1) и выбранного основного гидрооборудования (практическая работа № 2) рассчитать и подобрать трубопроводы.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Для расчета трубопроводов гидролинии разбиваются на участки и принимаются следующие исходные данные (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета трубопроводов

Линия	Участок	$Q_{\text{уч.}}$, $\text{см}^3/\text{с}$	$p_{\text{уч.}}$, МПа	$v_{\text{рек.}}$, м/с	p_{max} , МПа	$l_{\text{уч.}}$, м
всасывания	1–2	$Q_{\text{н}}$	-0,1	0,5...1,5	0,1	0,7
нагнетания I	3–4	$Q_{\text{н}}$	$p_{\text{н.расч.}}$	5...6*	$p_{\text{н.мах}}$	1,5
нагнетания II	4–5	$Q_{\Sigma \text{г.д}}$	$p_{\text{н.расч.}}$	5...6*	$p_{\text{н.мах}}$	4,0
управления	4–8	$Q_{\text{др}}$	$p_{\text{н.расч.}}$	5...6*	$p_{\text{н.мах}}$	1,0
слива	6–7	$Q_{\Sigma \text{г.д}}$	0,4...0,6	1,4...2,25	0,6	5,5

* – при давлении более 6,3 МПа

Внутренний диаметр трубопровода участка гидролинии или резинометаллического РВД $d_{\text{в.расч.}}$ (мм) определяется по формуле (3.1).

Определив внутренний диаметр участка гидролинии по пропускной способности, подбирается трубопровод по ГОСТ 8734-75, имеющий внутренний диаметр $d_{\text{в}}$ (приложение 5).

Определяется минимальная толщина стенки трубопровода $\delta_{\text{расч}}$ (мм) по формуле (3.2) и сравнивается с толщиной стенки выбранного трубопровода.

Уточняется действительная скорость движения жидкости $v_{\text{расч}}$ (см/с) в соответствующей линии по уравнению (3.3) и проверяется по рекомендуемым скоростям.

Результаты расчета и подбора трубопроводов сводятся в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Результаты расчета и подбора трубопроводов

Участок	$d_{\text{в,расч.}}$ мм	D_y	$d_{\text{н.}}$ мм	$d_{\text{в.}}$ мм	δ , мм	$\delta_{\text{расч.}}$ мм	$v_{\text{расч.}}$ м/с
1–2							
3–4							
4–5							
4–8							
6–7							

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Для расчета параметров гидролиний принимаются исходные данные по параметрам гидронасоса и гидродвигателя, определенные в практической работе № 2.

Таблица 3.4

Исходные данные для расчета трубопроводов

Линия	Участок	$Q_{\text{уч.}}$ см ³ /с	$p_{\text{уч.}}$ МПа	$v_{\text{рек.}}$ м/с	$p_{\text{max.}}$ МПа	$l_{\text{уч.}}$ м
всасывания	1–2	920	–0,1	0,5...1,5	0,1	0,9
нагнетания I	3–4	920	14,48	5...6	21	1,7
нагнетания II	4–5	842,11	14,48	5...6	21	4,2
управления	4–8	77,89	14,48	5...6	21	1,2
слива	6–7	842,11	0,4...0,6	1,4...2,25	21	5,7

Расход на участке 4–8 (линия управления) равен

$$Q_{\text{др}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{г.м}} = 920 - 842,11 = 77,89 \text{ см}^3 / \text{с.}$$

Внутренний диаметр трубопровода гидролинии или резинометаллического РВД $d_{в.расч.}$ (мм) определяется по формуле (3.1):

$$d_{в.расч.}^{1-2} = 11,27 \sqrt{\frac{920}{50}} = 48,34 \text{ мм};$$

$$d_{в.расч.}^{3-4} = 11,27 \sqrt{\frac{920}{500}} = 15,29 \text{ мм};$$

$$d_{в.расч.}^{4-5} = 11,27 \sqrt{\frac{842,11}{500}} = 14,63 \text{ мм};$$

$$d_{в.расч.}^{4-8} = 11,27 \sqrt{\frac{77,89}{500}} = 4,45 \text{ мм};$$

$$d_{в.расч.}^{6-7} = 11,27 \sqrt{\frac{842,11}{140}} = 27,64 \text{ мм}.$$

Определив внутренний диаметр линии по пропускной способности, подбирается трубопровод по ГОСТ 8734-75, имеющий внутренний диаметр $d_{в}$ (приложение 5).

Определяется минимальная толщина стенки трубопровода $\delta_{расч.}$ (мм) по формуле (3.2) и сравнивается с допустимой:

$$\delta_{расч.}^{1-2} = \frac{p_{\max} \cdot d_{в}}{2 \cdot [\sigma_p]} = \frac{0,1 \cdot 48}{2 \cdot 400} = 0,01 \text{ мм} \leq \delta = 1 \text{ мм};$$

$$\delta_{расч.}^{3-4} = \frac{21 \cdot 15}{2 \cdot 400} = 0,39 \text{ мм} \leq \delta = 0,5 \text{ мм};$$

$$\delta_{расч.}^{4-5} = \frac{21 \cdot 14}{2 \cdot 400} = 0,37 \text{ мм} \leq \delta = 1 \text{ мм};$$

$$\delta_{расч.}^{4-8} = \frac{21 \cdot 5}{2 \cdot 400} = 0,13 \text{ мм} \leq \delta = 1 \text{ мм};$$

$$\delta_{расч.}^{6-7} = \frac{0,6 \cdot 27}{2 \cdot 400} = 0,02 \text{ мм} \leq \delta = 0,5 \text{ мм}.$$

Уточняется действительная скорость движения жидкости $v_{\text{расч.}}$ (см/с) в соответствующей линии по уравнению (3.3) и проверяется по рекомендуемому.

$$S^{1-2} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 4,8^2}{4} = 18,09 \text{ см}^2;$$

$$S^{3-4} = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} = 1,54 \text{ см}^2;$$

$$S^{4-5} = \frac{3,14 \cdot 1,4^2}{4} = 1,54 \text{ см}^2;$$

$$S^{4-8} = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 0,20 \text{ см}^2;$$

$$S^{6-7} = \frac{3,14 \cdot 2,7^2}{4} = 5,72 \text{ см}^2;$$

$$v_{\text{расч.}}^{1-2} = \frac{Q_{\text{уч.}}}{S} = \frac{920}{18,04} = 50,9 \text{ см/с} = 0,51 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{расч.}}^{3-4} = \frac{920}{1,77} = 519,7 \text{ см/с} = 5,20 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{расч.}}^{4-5} = \frac{842,11}{1,54} = 546,8 \text{ см/с} = 5,47 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{расч.}}^{4-8} = \frac{77,89}{0,20} = 386,2 \text{ см/с} = 3,86 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{расч.}}^{6-7} = \frac{842,11}{5,72} = 147,2 \text{ см/с} = 1,47 \text{ м/с}.$$

Проверка

$$v_{\text{рек.}}^{\min} = 0,50 \text{ м/с} \leq v_{\text{расч.}}^{1-2} = 0,51 \text{ м/с} \leq v_{\text{рек.}}^{\max} = 1,50 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{рек.}}^{\min} = 5,0 \text{ м/с} \leq v_{\text{расч.}}^{3-4} = 5,20 \text{ м/с} \leq v_{\text{рек.}}^{\max} = 6,0 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{рек.}}^{\min} = 5,0 \text{ м/с} \leq v_{\text{расч.}}^{4-5} = 5,47 \text{ м/с} \leq v_{\text{рек.}}^{\max} = 6,0 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{рек.}}^{\min} = 5,0 \text{ м/с} \geq v_{\text{расч.}}^{4-8} = 3,86 \text{ м/с} \leq v_{\text{рек.}}^{\max} = 6,0 \text{ м/с};$$

$$v_{\text{рек.}}^{\min} = 1,40 \text{ м/с} \leq v_{\text{расч.}}^{6-7} = 1,46 \text{ м/с} \leq v_{\text{рек.}}^{\max} = 2,25 \text{ м/с}.$$

Скорость на участке 4–8 (линия управления) меньше рекомендуемых, но для данного участка это допускается.

Результаты расчета и подбора трубопроводов сводятся в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Результаты расчета и подбора трубопроводов

Участок	$d_{\text{в.расч.}}$, мм	D_y	$d_{\text{н.}}$, мм	$d_{\text{в.}}$, мм	δ , мм	$\delta_{\text{расч.}}$, мм	$v_{\text{расч.}}$, м/с
1–2	48,34	50	50	48	1	0,01	0,51
3–4	15,29	15	16	15	0,5	0,39	5,20
4–5	14,63	15	16	14	1	0,37	5,47
4–8	4,45	6	6	5	1	0,13	3,86
6–7	27,64	25	28	27	0,5	0,02	1,47

Контрольные вопросы

1. Назовите основные расчетные параметры гидрوليний.
2. Из каких материалов изготавливают трубопроводы?
3. Для чего используют рукава высокого давления?
4. От каких параметров зависит внутренний расчетный диаметр трубопровода?
5. Какие параметры необходимо знать для расчета минимальной толщины стенки трубопровода?

Практическая работа № 4. Расчет потерь давления в гидротолниях

Цель работы:

1. Изучить методику расчета потерь давления в гидротолниях.
2. Приобрести знания по расчету потерь давления в гидротолниях.

Общие сведения

Потери давления в гидротолнии складываются из потерь на гидравлическое трение Δp_T , потерь на местные сопротивления Δp_M и потерь в гидротолнатуре $\Delta p_{г.а}$, находящейся в данной линии.

Потери давления на трение в гидротолниях Δp_T (Па) определяются по формуле

$$\Delta p_T = 0,5 \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_{уч.}}{d_B} \cdot v_{расч.}^2, \quad (4.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;
 $l_{уч.}$ – длина соответствующего участка гидротолнии, м;
 d_B – внутренний диаметр трубопровода, м;
 $v_{расч.}$ – средняя скорость движения рабочей жидкости, м/с.

Для определения коэффициента гидравлического трения λ необходимо определить режим движения по критерию Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_{расч.} \cdot d_B}{\nu}, \quad (4.2)$$

где $v_{расч.}$ – средняя скорость рабочей жидкости, см/с;
 d_B – внутренний диаметр трубопровода, см;
 ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, см²/с, приложение 1.

При ламинарном режиме движения ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения следует определять по формуле $\lambda = 75/Re$ для металлических трубопроводов, для резинометаллических РВД $\lambda = (80...100)/Re$.

При режиме движения жидкости $2300 < Re < 8000$ можно рекомендовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (4.3)$$

При $Re > 8000$ для жидкостей с высокой вязкостью коэффициент гидравлического трения λ практически не зависит от Re и его можно принять в расчетах для стальных трубопроводов и РВД $\lambda = 0,020$.

Потери давления на местные сопротивления Δp_m (Па) определяются по формуле

$$\Delta p_m = 0,5 \rho \cdot \zeta \cdot v^2, \quad (4.4)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3 , приложение 1;

ζ – коэффициент местных сопротивлений, приложение 8;

v – скорость движения рабочей жидкости за местным сопротивлением, м/с .

Потери давления в гидроаппаратуре $\Delta p_{г.а}$ (МПа) принимаются по техническим характеристикам при номинальном расходе (или по приложению 9), при других расходах определяются из соотношения

$$\frac{\Delta p_{\text{ном}}}{\Delta p_{г.а}} = \left(\frac{Q_{\text{ном}}}{Q_{г.а}} \right)^2. \quad (4.5)$$

Задание:

1. Изучить методику расчета потерь давления в гидролиниях.
2. Кратко законспектировать информацию по расчету потерь давления в гидролиниях.
3. Используя параметры выбранных трубопроводов и скорости движения рабочей жидкости (практическая работа № 3) определить потери давления на трение.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Определяется режим движения жидкости по критерию Рейнольдса (4.2).

Коэффициент гидравлического трения определяется при:

$$\text{Re} \leq 2300 \quad \lambda = \frac{75}{\text{Re}};$$

$$2300 \leq \text{Re} \leq 8000 \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}};$$

$$\text{Re} \geq 8000 \quad \lambda = 0,020.$$

Определяются потери давления на трение в гидролиниях по формуле (4.1).

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Определяются потери давления на трение в гидролиниях по формуле (4.1), коэффициент гидравлического трения и потери давления на трение в гидролиниях Δp_{τ} (Па) определяются по формуле (4.1) на расчетных участках.

Участок 1–2

$$\text{Re}_{1-2} = \frac{50,9 \cdot 4,8}{0,3} = 813,9; \quad \lambda_{1-2} = \frac{75}{813,9} = 0,092;$$

$$\Delta p_{\tau 1-2} = 0,5 \cdot 0,092 \cdot 870 \cdot \frac{0,9}{0,048} \cdot (0,51)^2 = 195 \text{ Па}.$$

Участок 3–4

$$\text{Re}_{3-4} = \frac{519,7}{0,3} = 2598,5; \quad \lambda_{3-4} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2598,5}} = 0,044;$$

$$\Delta p_{\tau 3-4} = 0,5 \cdot 0,044 \cdot 870 \cdot \frac{1,7}{0,015} \cdot (5,20)^2 = 58655 \text{ Па}.$$

Участок 5–6

$$Re_{4-5} = \frac{546,8 \cdot 1,4}{0,3} = 2551,7; \quad \lambda_{4-5} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2551,7}} = 0,045;$$

$$\Delta p_{\tau 4-5} = 0,5 \cdot 0,045 \cdot 870 \cdot \frac{4,2}{0,014} \cdot (5,47)^2 = 175710 \text{ Па.}$$

Участок 4–8

$$Re_{4-8} = \frac{386,2 \cdot 0,5}{0,3} = 643,7; \quad \lambda_{4-8} = \frac{75}{643,7} = 0,117;$$

$$\Delta p_{\tau 4-8} = 0,5 \cdot 0,117 \cdot 870 \cdot \frac{1,2}{0,005} \cdot (3,86)^2 = 181995 \text{ Па.}$$

Участок 6–7

$$Re_{6-7} = \frac{147,2 \cdot 2,7}{0,3} = 1324; \quad \lambda_{6-7} = \frac{75}{1324} = 0,057;$$

$$\Delta p_{\tau 6-7} = 0,5 \cdot 0,057 \cdot 870 \cdot \frac{5,7}{0,027} \cdot (1,47)^2 = 11311 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на трение в гидролиниях составят

$$\sum \Delta p_{\tau} = (195 + 58\,655 + 175\,710 + 181\,995 + 11\,311) \cdot 10^{-6} = 0,43 \text{ МПа.}$$

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависят потери давления на трение в гидролиниях?
2. Как рассчитать коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме движения жидкости в гидролинии?
3. Как рассчитать коэффициент гидравлического трения при неустановившемся режиме движения жидкости в гидролинии?
4. Как определяется коэффициент гидравлического трения при турбулентном режиме движения жидкости в гидролинии?
5. Как рассчитать потери давления на местные сопротивления в гидролинии?

Практическая работа № 5.

Расчет параметров и выбор контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов

Цель работы:

1. Изучить методику расчета параметров и выбора контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов.
2. Приобрести знания по расчету и выбору контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов.

Общие сведения

Назначение и классификация гидроаппаратов

При разработке схем объемного гидропривода важным является правильный выбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов. В общем случае гидроаппарат – устройство, предназначенное для изменения или поддержания необходимого постоянного давления или расхода рабочей жидкости, а также для изменения направления движения рабочей жидкости в системе гидропривода.

Гидроаппараты можно подразделить на регулирующие и направляющие, а также вспомогательные элементы.

К регулирующим гидроаппаратам относятся: предохранительные, переливные и редуционные клапаны, дроссели и регуляторы, делители потока.

К направляющим гидроаппаратам относятся: гидравлические распределители, обратные и перепускные клапаны, гидрозамки, разрывные муфты.

К вспомогательным элементам относятся: фильтры, теплообменники, гидробаки.

Предохранительные клапаны

Предохранительные клапаны предназначены для предохранения гидроаппаратов и элементов системы объемного гидропривода от выхода из рабочего состояния при повышении давления свыше допустимого. При нормальном режиме работы гидропривода клапан находится в закрытом состоянии, а включается в работу при повышении давления в гидросистеме свыше допустимого значения.

Давление срабатывания предохранительного клапана определяется условиями режима работы гидроаппаратуры системы объемного гидропривода. Например, предохранительный клапан насоса на-

страивается на рабочее давление насоса, а другие элементы на то давление, при котором они обеспечивают выполнение своих функций, в частности, при работе фильтра, который засорился, масло должно уйти по обводной линии и т. д.

Предохранительные клапаны бывают прямого и непрямого действия (рис. 5.1). В клапане прямого действия (рис. 5.1, а) рабочая жидкость непосредственно действует на исполнительный механизм, то есть когда давление p_1 перед клапаном превышает давление настройки клапана, тогда рабочий орган 1 смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив.

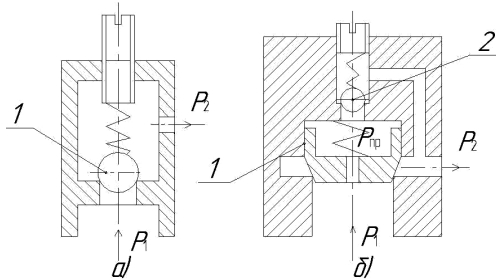


Рис. 5.1. Предохранительные клапаны:
 а – прямого действия; б – непрямого действия;
 1 – рабочий орган; 2 – вспомогательный рабочий орган

В клапане непрямого действия (рис. 5.1, б) рабочая жидкость через дроссельное отверстие в основном рабочем органе 1 заполняет промежуточную камеру, где создается давление $p_{пр}$, которое в закрытом положении клапана равно давлению p_1 перед основным рабочим органом 1. Когда давление p_1 превышает давление настройки клапана, то вспомогательный рабочий орган 2 смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив. При проходе жидкости через дроссельное отверстие в основном рабочем органе 1 давление $p_{пр}$ становится ниже давления p_1 из-за возникающего гидродинамического сопротивления. В результате разности давлений происходит смещение основного рабочего органа 1, открывая проход потоку рабочей жидкости.

Клапаны прямого действия, шариковые и конусные, применяются обычно в качестве предохранительных клапанов, так как, несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае кратковременного эпизодического действия, что характерно для режимов работы гидропривода при низком и среднем давлении.

При высоком давлении резко возрастают размеры предохранительных клапанов прямого действия, что приводит к нестабильности их работы, поэтому в таких случаях рекомендуется использовать предохранительные клапаны непрямого действия. В работе они обеспечивают стабильность, надежность и многократность действия.

Предохранительные клапаны подключаются параллельно основной линии в стыковом и резьбовом видах соединения.

Технические данные предохранительных клапанов приведены в приложении 10.

При расчете предохранительных клапанов необходимо подбирать параметр посадочного гнезда и жесткость пружины, так как давление жидкости $p_{\text{кл}}$, действуя на поверхность клапана площадью S , создает силу F , противодействующую силе сжатой пружины $F_{\text{пр}}$. При нормальной работе гидропривода $F < F_{\text{пр}}$, т. е. клапан закрыт, а в случае увеличения давления выше допустимого значения сила $F > F_{\text{пр}}$ клапан открывается. Расход проходящей через клапан жидкости определяется по формуле

$$Q_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} \cdot S_{\text{кл}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_{\text{кл}} - p_{\text{сл}})}{\rho}}, \quad (5.1)$$

где $\mu_{\text{кл}}$ – коэффициент расхода, $\mu_{\text{кл}} = 0,6 \dots 0,72$;

$S_{\text{кл}}$ – площадь дроссельной щели;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$p_{\text{кл}}$ – давление срабатывания предохранительного клапана;

$p_{\text{сл}}$ – давление слива.

Для шарикового клапана площадь равна

$$S_{\text{кл,ш}} = \frac{\pi}{2} \cdot \left(d_{\text{сп}} + \frac{d_{\text{сп}} \cdot d_{\text{ш}}}{2A} \right) \cdot \left(A - \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right), \quad (5.2)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика;

$d_{\text{сп}}$ – средний диаметр;

A – коэффициент.

$$A = \sqrt{\frac{d_{\text{сп}}^2}{4} \cdot \left(\pi + \sqrt{\frac{d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{сп}}^2}{4}} \right)^2}, \quad (5.3)$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{d - d_y}{2}, \quad (5.4)$$

где d – диаметр проходного сечения нагнетательного отверстия клапана;

d_y – наружный диаметр уплотнительного пояса клапана.

Для конусного клапана площадь равна

$$S_{\text{кл.к}} = \pi \cdot d_y \cdot h \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (5.5)$$

где h – высота поднятия клапана от поверхности седла;

α – угол конусности седла клапана, $\alpha = (30 \dots 60)^\circ$ для конического и шарикового клапанов.

$$h = \frac{Q_{\text{кл}}}{\pi \cdot \mu_{\text{кл}} \cdot d_{\text{ср}} \cdot \sin \alpha} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2(p_{\text{кл}} - p_{\text{сл}})}}. \quad (5.6)$$

Жесткость пружины предохранительного клапана определяется

$$c \leq \frac{\pi \cdot S_{\text{кл}} \cdot \mu_{\text{кл}} \cdot d \cdot \sin \alpha}{Q_{\text{кл}}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_{\text{кл}} - p_{\text{сл}})}{\rho}}. \quad (5.7)$$

Давление срабатывания предохранительного клапана при известной жесткости пружины находится по формуле

$$p_{\text{кл}} \geq p_{\text{сл}} + \frac{c \cdot h}{S_{\text{кл}}}. \quad (5.8)$$

Редукционные клапаны

Редукционные клапаны предназначены для поддержания в отводимом потоке стабильного давления p_2 , более низкого, чем давление p_1 в подводимой линии. Они применяются в системах объемного гидропривода, если при работе одного насоса происходит питание нескольких потребителей, требующих различных по величине давлений.

В данном случае насос рассчитывается и подбирается на максимальное давление, необходимое для работы одного потребителя, а перед другими потребителями (для понижения давления) устанавли-

ливаются редукционный клапан. Клапан включается в гидросистему последовательно с потребителем.

По принципу работы они подразделяются на прямого и непрямого действия. В системах объемного гидропривода редукционные клапаны прямого действия применяются при малых расходах жидкости, а при больших расходах следует применять клапаны непрямого действия.

Технические данные приведены в приложении 10.

Переливные клапаны

Переливные клапаны служат для поддержания заданного давления в напорной магистрали путем непрерывного слива рабочей жидкости во время нормальной работы гидропривода, поэтому его запорно-регулирующий элемент постоянно открыт. Они, в частности, применяются в системах подпитки замкнутых гидросистем для сброса избытка рабочей жидкости.

В качестве переливных клапанов используются клапаны предохранительные типа Г54.

Технические данные приведены в приложении 11.

Гидравлические распределители

Гидравлические распределители – устройства, предназначенные для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в результате внешнего управляющего воздействия. Благодаря этому в системе гидропривода происходит пуск, реверс и остановка гидродвигателей.

По типу запорно-регулирующего элемента распределители подразделяются на золотниковые, крановые и клапанные. В зависимости от числа внешних гидролиний, подводимых к распределителю, они бывают двухлинейные, трехлинейные и т. д., а в зависимости от фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего органа бывают двухпозиционные и трехпозиционные.

Наиболее широкое применение получили распределители золотникового типа. Они широко применяются в гидроприводах всех отраслей машиностроения, а также в с.-х. машиностроении. Они позволяют осуществлять многопозиционность, уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, просты по конструкции и надежны в работе.

Распределители по типу управления бывают:

- ручного управления;
- гидравлического;

- электрогидравлического;
- комбинированного управления и др.

В сложных системах гидропривода используются многоблочные и секционные гидрораспределители. По типу присоединения бывают резьбового и стыкового исполнения.

Расход масла через золотник гидравлического распределителя определяем по формуле

$$Q_p = S_p \cdot \mu_p \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (5.9)$$

где S_p – площадь проходного сечения рабочего окна;

μ_p – коэффициент расхода;

Δp – перепад давления;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Если золотник цилиндрический, а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения равна

$$S_{p.ц} = \pi \cdot d_3 \cdot x, \quad (5.10)$$

где d_3 – диаметр золотника;

x – перемещение золотника (открытие окна).

Когда золотник имеет коническую часть с углом α , а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения равна

$$S_{p.к} = \pi \cdot d_3 \cdot x \cdot \sin \alpha. \quad (5.11)$$

Если золотник имеет нарезанные под углом α шлицы шириной b , то площадь проходного сечения равна

$$S_{p.ш} = z \cdot b \cdot x \cdot \sin \alpha, \quad (5.12)$$

где z – число золотников.

Сила, необходимая для перемещения золотника, складывается из сил контактного, гидродинамического и вязкостного трения и определяется из выражения

$$F_3 = F_x + F_{и} + F_{н} + F_{п}. \quad (5.13)$$

Осевую гидродинамическую силу можно определить по формуле

$$F_x = Q_3 \sqrt{\Delta p \cdot \rho \cdot \cos \theta}, \quad (5.14)$$

где θ – угол наклона струи жидкости, $\cos \theta = 0,36$.

Сила инерции равна

$$F_n = m \cdot a, \quad (5.15)$$

где m – масса золотника;
 a – ускорение золотника.

Сила трения определяется по формуле

$$F_b = \rho \cdot \frac{v}{\varepsilon_0} \cdot v \cdot b \cdot l, \quad (5.16)$$

где v – относительная скорость;
 v – кинематический коэффициент вязкости;
 $\varepsilon_0 = \frac{d_1 - d_2}{2}$ – зазор в золотниковой паре;
 l, b – длина и ширина щели.

Сила сжатия пружины равна

$$F_n = c \cdot x, \quad (5.17)$$

где c – жесткость пружины.

Технические характеристики приведены в приложении 13.

Дроссели и регуляторы потока

Дроссели и регуляторы потока – регулирующие гидроаппараты клапанного действия, представляющие собой специальные местные сопротивления, предназначенные для изменения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через них.

Дроссели и регуляторы потока могут включаться в схему гидропривода как параллельно основному потоку, так и последовательно, как в нагнетательных, так и в сливных линиях.

При параллельном включении дросселя регулируется скорость рабочего органа гидродвигателя. Последовательное включение дросселя позволяет изменять скорость, усилие или крутящий момент на гидродвигателе.

Дроссели и регуляторы потока бывают регулируемые и нерегулируемые.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле истечения через малые отверстия и щели:

$$Q_{др} = \mu_{др} \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho}}, \quad (5.18)$$

где $\mu_{др}$ – коэффициент расхода дросселя, $\mu_{др} = 0,64 \dots 0,7$ для игольчатых, $\mu_{др} = 0,75 \dots 0,8$ – для щелевых;

$S_{др}$ – площадь проходного отверстия дросселя;

$\Delta p_{др}$ – перепад давления в дросселе.

При последовательном включении дросселя он может быть установлен в напорной или сливной гидролинии. Без учета потерь давления и утечек в гидролинии давление гидродвигателя p_d и расход Q_d будут равны

$$p_d = p_n - \Delta p_{др}, \quad (5.19)$$

$$Q_d = Q_n - Q_{др}. \quad (5.20)$$

Обе схемы не обладают постоянством скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке. Поэтому гидропривод с дроссельным регулированием применяется главным образом в машинах с мало изменяющейся нагрузкой или когда с увеличением нагрузки необходимо уменьшить скорость исполнительного органа, и наоборот.

В случае необходимости дроссельного регулирования с независимой скоростью выходного звена гидродвигателя от нагрузки применяют регуляторы потока. Тогда

$$Q_d = Q_n - Q_{рег}, \quad (5.21)$$

$$p_d = p_n = \Delta p_{рег}, \quad (5.22)$$

где $\Delta p_{рег} = \Delta p_{др} + \Delta p_{кл}$ – перепад давления на регуляторе:

$\Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе регулятора;

$\Delta p_{кл}$ – перепад давления на клапане разности давлений регулятора.

При постоянном сопротивлении дросселей и переменной нагрузке (переменном давлении p_d – гидродвигатель) будет изменяться и давление на регуляторе потока $\Delta p_{\text{рег}}$, но только за счет изменения давления на клапане разности давлений регулятора $\Delta p_{\text{кл}}$. Поэтому расход через регулятор в этих условиях будет определяться только сопротивлением дросселя, что позволит, при переменной нагрузке на гидродвигателе p_d иметь постоянную скорость выходного звена гидродвигателя.

Технические данные дросселей и регуляторов потока приведены в приложении 14.

Фильтры

Фильтры предназначены для поддержания в процессе эксплуатации необходимой чистоты масла в целях обеспечения надежной и долговечной работы гидропривода.

В зависимости от срока службы, назначения и надежности работы следует выбирать тонкость фильтрации, т. е. степень очистки рабочей жидкости.

По степени очистки различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки; они задерживают частицы, размеры которых не превышают соответственно 0,1; 0,01; 0,005; 0,001 мм.

Практика показывает, что фильтр эффективно защищает только тот элемент гидросистемы, который установлен непосредственно после него, а остальные элементы получают лишь частичную защиту. Поэтому фильтры могут устанавливаться во всасывающей, напорной или сливной линиях, а иногда комбинированно в двух или трех линиях.

Фильтр грубой очистки устанавливается в заливной горловине гидробака, а в остальных случаях в системах объемного гидропривода с.-х. техники следует применять фильтры нормальной очистки. Для защиты фильтра от недопустимого повышения давления в сливной линии, вызванного засорением фильтрующего элемента или резким повышением вязкости масла, в крышке фильтра следует установить предохранительный клапан, который начинает открываться при перепаде на фильтре 200 кПа, пропуская весь поток жидкости в обход фильтра.

При разработке схемы объемного гидропривода фильтр подбирается по пропускной способности соответствующей линии:

$$Q_{\text{ф}} \geq Q_{\text{линии}} \quad (5.23)$$

и проверяется на давление в фильтре и линии:

$$p_{\phi} \geq p_{\text{линии}}. \quad (5.24)$$

Определение площади фильтрующего элемента проводится по формуле

$$S' = \frac{Q}{q \cdot (p_1 - p_2)} \mu, \quad (5.25)$$

где Q – расход рабочей жидкости через фильтр;

$(p_1 - p_2)$ – перепад давления на фильтре;

q – удельная пропускная способность фильтра;

μ – динамическая вязкость масла.

Делители потока

Делители потока подразделяются на объемные и клапанные.

При работе сельскохозяйственных машин, рабочие органы которых приводятся в действие гидромоторами, для их синхронной согласованной работы, не зависимо от внешней нагрузки, используются объемные (шестеренные) делители потока.

Клапанные делители потока (клапаны соотношения расходов) предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух параллельных потоках, в основном для питания двух гидроцилиндров.

В клапанных делителях потока соблюдается следующее соотношение между входной и выходной мощностями:

$$Q_n \cdot p_n \cdot \eta_m = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (5.26)$$

где η_m – механический КПД делителя;

Q_n, Q_1, Q_2 – расход жидкости от насоса, первой и второй гидролиний делителя соответственно;

p_n, p_1, p_2 – давление жидкости, создаваемое насосом, первой и второй гидролиниями соответственно.

Следовательно, исходя из формулы (5.26), можно сделать вывод, что применение клапанных делителей потока позволяет распределить мощность между менее нагруженной и более нагруженной гидролиниями равномерно.

Технические данные объемных и клапанных делителей потоков приведены в приложениях 16 и 17.

Выбор гидроаппаратов

Для подбора контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов необходимы следующие исходные данные: расход жидкости на участке $Q_{\text{уч.}}$, давление $p_{\text{уч.}}$ и диаметр условного прохода $D_{\text{уч.}}$ участка, на котором устанавливаются гидроаппараты.

Выбор контрольно-регулирующих и направляющих гидроаппаратов, вспомогательных элементов проводится по назначению, рабочему давлению и пропускной способности, т. е.

$$p_{\text{г.а.ном}} \geq p_{\text{уч.}}, \quad Q_{\text{г.а.ном}} \geq Q_{\text{уч.}} \quad (5.27)$$

Задание:

1. Ознакомиться с методикой расчета параметров и выбора контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов.
2. Кратко законспектировать информацию по расчету и выбору контрольно-регулирующих и вспомогательных гидроаппаратов.
3. Подобрать контрольно-регулирующее оборудование для разрабатываемого объемного гидропривода.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Для подбора контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов исходные данные, согласно расчетам, проведенным ранее, сводим в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Исходные данные для подбора гидрооборудования

Участок	Расход $Q_{\text{уч.}}$, л/мин.	Давление $p_{\text{уч.}}$, МПа	$D_{\text{уч.}}$	Вид гидроаппарата
3–4				Сумматор потока
3–4				Клапан предохранительный
3–4				Клапан обратный
4–5				Гидрораспределитель
4–5				Муфта быстроразъемная

Участок	Расход $Q_{\text{уч.}}$, л/мин.	Давление $p_{\text{уч.}}$, МПа	$D_{\text{уч.}}$	Вид гидроаппарата
4–5				Делитель потока
4–5				Гидрозамок
4–8				Дроссель
6–7				Муфта быстроразъемная
6–7				Масляный радиатор
6–7				Фильтр

Выбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов проводим по назначению, рабочему давлению и пропускной способности гидроагрегатов, т. е.

$$p_{\text{г.а.ном}} \geq p_{\text{уч.}}$$

$$Q_{\text{г.а.ном}} \geq Q_{\text{уч.}}$$

Результаты подбора контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов сводим в табл. 5.2, технические характеристики гидроагрегатов представлены в приложениях 10...17.

Таблица 5.2

Результаты подбора гидрооборудования

Вид гидроаппарата	Марка	$D_{\text{у}}$	Расход $Q_{\text{г.а.}}$, л/мин.			Давление $p_{\text{г.а.}}$, МПа			$\Delta p_{\text{ном}}$, МПа	$\Delta p_{\text{г.а.}}$, МПа
			min	ном	max	min	ном	max		
Клапан предохранительный	КПЕ-25	25	12,5	100	160	5	20	32	0,2	0,17
и т. д.										
$\Sigma \Delta p_{\text{г.а.}}$, МПа										

Потери давления в гидроаппаратах $\Delta p_{\text{г.а}}$ (МПа) принимаются по техническим характеристикам при номинальном расходе, при других расходах определяются из соотношения (4.5).

Результаты расчета потерь давления в гидроаппаратах сводим в табл. 5.2.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются в каждом местном сопротивлении по формуле (4.4). Местные поте-

ри давления в местах подключения гидроаппаратов определяются в том случае, если диаметры условного прохода гидроаппаратов и гидролиний отличаются, то есть $Q_{у.г.а} \neq D_{у.г.а}$.

Коэффициенты местных сопротивлений принимаем по приложению 8. Определяем суммарные местные потери давления $\Sigma \Delta p_m$.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Для подбора контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов исходные данные, согласно расчетам, проведенным ранее, представим в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Исходные данные для подбора гидрооборудования

Участок	Расход $Q_{уч}$, л/мин	Давление $p_{уч}$, МПа	$D_{у.г.а}$	Вид гидроаппарата
3–4	55,20	14,48	15	Клапан предохранительный
3–4	55,20	14,48	15	Клапан обратный
4–5	50,53	14,48	15	Гидрораспределитель
4–5	50,53	14,48	15	Муфта быстроразъемная
4–8	4,67	14,48	6	Дроссель
6–7	50,53	0,4–0,6	25	Муфта быстроразъемная
6–7	50,53	0,4–0,6	25	Масляный радиатор
6–7	50,53	0,4–0,6	25	Фильтр

Выбор контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов проводим по назначению, рабочему давлению и пропускной способности гидроагрегатов, т. е.

$$P_{г.а.ном} \geq P_{уч};$$

$$Q_{г.а.ном} \geq Q_{уч}.$$

Результаты подбора контрольно-регулирующих, направляющих гидроаппаратов и вспомогательных элементов сводим в табл. 5.4.

Технические характеристики гидроаппаратов представлены в приложениях 10...17.

Таблица 5.4

Результаты подбора гидрооборудования

Вид гидроаппарата	Марка	Dy	Расход Q _{г.а.} , л/мин.			Давление p _{г.а.} , МПа			Δp _{ном.} , МПа	Δp _{г.а.} , МПа
			min	ном	max	min	ном	max		
Клапан предохранитель-	МКПВ-10/32	10	3	80	160	2,5	32	–	0,2	0,095
Клапан обратный	Г51-34	20	–	125	160	–	20	22	0,1	0,02
Гидрораспределитель	1Р-203	–	–	120	300	–	32	–	0,3	0,053
Муфта быстроразъемная	У3036.80В	16	–	80	120	–	20	22	0,2	0,080
Дроссель регулируемый	ПГ 77-12	10	0,06	20	25	0,5	20	25	0,1	0,005
Муфта быстроразъемная	У3036.80В	16	–	80	120	–	20	22	0,2	0,080
Масляный радиатор		–	–	–	–	–	–	–	0,1	0,10
Фильтр	С 42-54	25	–	63	–	–	–	–	0,1	0,064
ΣΔp _{г.а.} , МПа									0,497	

Потери давления в гидроаппаратах Δp_{г.а.} (МПа) принимаются по техническим характеристикам при номинальном расходе, при других расходах определяются из соотношения (4.5).

Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле (4.4). Местные потери давления в местах подключения гидроаппаратов определяются в том случае, если диаметры условного прохода гидроаппаратов и гидролиний отличаются, то есть Q_{г.а.} ≠ Dy_{уч.}. Коэффициенты местных сопротивлений принимаем по приложению 8.

Участок 3–4

Клапан предохранительный

$$\Delta p_{г.а.} = \frac{\Delta p_{ном}}{\left(\frac{Q_{г.а.}}{Q_{уч.к.а.}}\right)^2} = \frac{0,2}{\left(\frac{80}{55,20}\right)^2} = 0,095 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_m = \frac{0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot v^2}{1\,000\,000} = \frac{0,5 \cdot 0,9 \cdot 870 \cdot 5,20^2}{1\,000\,000} = 0,011 \text{ МПа.}$$

Клапан обратный

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,1}{\left(\frac{125}{55,20}\right)^2} = 0,020 \text{ МПа;}$$

$$\Delta p_m = \frac{0,5 \cdot 0,7 \cdot 870 \cdot 5,20^2}{1\,000\,000} = 0,008 \text{ МПа.}$$

Участок 4–5

Гидрораспределитель

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,3}{\left(\frac{120}{50,53}\right)^2} = 0,053 \text{ МПа.}$$

Муфта быстроразъемная

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,2}{\left(\frac{80}{50,53}\right)^2} = 0,080 \text{ МПа;}$$

$$\Delta p_m = \frac{0,5 \cdot 1,3 \cdot 870 \cdot 5,47^2}{1\,000\,000} = 0,017 \text{ МПа.}$$

Участок 4–8

Дроссель

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,1}{\left(\frac{20}{4,67}\right)^2} = 0,064 \text{ МПа;}$$

$$\Delta p_m = \frac{0,5 \cdot 1,3 \cdot 870 \cdot 3,86^2}{1\,000\,000} = 0,008 \text{ МПа.}$$

Участок 6–7

Муфта быстроразъемная

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,2}{\left(\frac{80}{50,53}\right)^2} = 0,080 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{м} = \frac{0,5 \cdot 1,3 \cdot 870 \cdot 1,47^2}{1\ 000\ 000} = 0,001 \text{ МПа}.$$

Масляный радиатор

$$\Delta p_{г.а} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Фильтр

$$\Delta p_{г.а} = \frac{0,1}{\left(\frac{63}{50,53}\right)^2} = 0,064 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарные потери давления в гидроаппаратах $\Sigma \Delta p_{г.а}$ и в местных сопротивлениях $\Sigma \Delta p_{м}$.

$$\Sigma \Delta p_{г.а} = 0,095 + 0,02 + 0,053 + 0,080 + 0,005 + 0,080 + \\ + 0,10 + 0,064 = 0,497 \text{ МПа}.$$

$$\Sigma \Delta p_{м} = 0,011 + 0,008 + 0,017 + 0,008 + 0,001 = 0,045 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета потерь давления в гидроаппаратах сводим в табл. 5.4.

Контрольные вопросы

1. Что называется гидроаппаратом?
2. Как классифицируются гидроаппараты?
3. Для чего предназначены предохранительные клапаны?
4. Назовите разновидности предохранительных клапанов.
5. Как работает предохранительный клапан прямого действия?

6. Как работает предохранительный клапан непрямого действия?
7. От каких параметров зависит пропускная способность клапана?
8. Какие параметры влияют на давление срабатывания предохранительного клапана?
9. В чем состоит назначение редуционного клапана?
10. Для чего применяется переливной клапан?
11. Что называется гидравлическим распределителем?
12. Как классифицируются гидрораспределители?
13. От каких параметров зависит расход масла через золотник распределителя?
14. Что называется гидравлическим дросселем?
15. Как подсоединяется дроссель в схеме гидропривода?
16. От каких параметров зависит расход масла через дроссель?
17. Какие функции выполняют фильтры в системе гидропривода?
18. Как классифицируются фильтры?
19. По каким параметрам подбираются фильтры?
20. Для каких целей используются делители потока?

Практическая работа № 6. Определение давления настройки предохранительного клапана, мощности и КПД гидропривода

Цель работы:

1. Изучить формулы для расчета давления настройки предохранительного клапана, мощности и КПД гидропривода.
2. Приобрести знания по расчету давления настройки предохранительного клапана, мощности и КПД гидропривода.

Общие сведения

Определение давления настройки предохранительного клапана

Максимальное давление в системе, которое может создавать насос, ограничивается предохранительным клапаном.

Давление настройки предохранительного клапана $p_{\text{кл.пр}}$ (МПа) определяется по формуле

$$p_{\text{кл.пр}} = p_{\text{н.раб.}} + \Delta p_{\text{кл.пр}}, \quad (6.1)$$

где $p_{\text{н.раб.}}$ – рабочее давление насоса, МПа;

$\Delta p_{\text{кл.пр}}$ – величина превышения давления, при котором клапан открывается, МПа.

Рабочее давление насоса $p_{\text{н.раб.}}$ (МПа) складывается из потерь давления в отдельных элементах и перепаде давления на гидродвигателях:

$$p_{\text{н.раб.}} = \Delta p_{\text{г.д}} + \Sigma \Delta p_{\text{т}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Sigma \Delta p_{\text{г.а}}, \quad (6.2)$$

где $\Delta p_{\text{г.д}}$ – перепад давления на гидродвигателях, МПа;

$\Sigma \Delta p_{\text{т}}$, $\Sigma \Delta p_{\text{м}}$ – суммарные потери давления на трение и местные сопротивления соответственно на всех участках трубопроводов, МПа;

$\Sigma \Delta p_{\text{г.а}}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратах, МПа.

Величина превышения давления $\Delta p_{\text{кл.пр}}$ (МПа), при котором открывается клапан, равна

$$\Delta p_{\text{кл.пр}} = (0,1 \dots 0,2) \cdot p_{\text{н.раб.}} \cdot \quad (6.3)$$

Следовательно, давление настройки предохранительного клапана равно

$$p_{\text{кл.пр}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot p_{\text{н.раб.}} \quad (6.4)$$

Мощность и КПД гидропривода

КПД гидропривода определяется по формуле

$$\eta_{\text{г.п}} = \frac{N_{\text{полезн.}}}{N_{\text{г.п}}}, \quad (6.5)$$

где $N_{\text{полезн.}}$ – полезная мощность гидропривода, Вт;

$N_{\text{г.п.}}$ – полная мощность гидропривода, Вт.

Полезная мощность гидропривода (Вт) определяется:

1) на штоке гидроцилиндра

$$N_{\text{полезн.г.ц}} = F_{\text{с.х.м}} \cdot v_{\text{с.х.м}}, \quad (6.6)$$

где $F_{\text{с.х.м}}$ – номинальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$v_{\text{с.х.м}}$ – скорость движения поршня, исходя из требований выполнения технологического процесса, м/с.

2) на валу гидромотора

$$N_{\text{полезн.г.м}} = M_{\text{с.х.м}} \cdot \omega_{\text{с.х.м}}, \quad (6.7)$$

где $M_{\text{с.х.м}}$ – крутящий момент на валу рабочего органа машины, Н·м;

$\omega_{\text{с.х.м}} = 2\pi \cdot n$ – угловая скорость вала рабочей машины или гидромотора, при наличии редуктора или механической передачи, с⁻¹.

Полная (приложенная) мощность гидропривода $N_{\text{г.п}}$ (Вт), равная мощности, потребляемой насосом, определяется по формуле

$$N_{\text{г.п}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н.раб.}} \quad (6.8)$$

Задание:

1. Законспектировать формулы для давления настройки предохранительного клапана, расчета мощности и КПД гидропривода.

2. Произвести расчет давления настройки предохранительного клапана, мощности и КПД гидропривода для заданных условий работы сельскохозяйственной машины.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Рабочее давление, которое необходимо создавать насосом, определяется по формуле (6.2).

Давление настройки предохранительного клапана определяем по формуле (6.4).

Полезную мощность гидропривода (Вт) определяем:

- 1) на штоке гидроцилиндра по формуле (6.6);
- 2) на валу гидромотора по формуле (6.7).

Полная (приложенная) мощность гидропривода $N_{г.п}$ (Вт) равна мощности, потребляемой насосом и определяется по формуле (6.8).

При этом необходимо учитывать при расчете суммарной мощности гидропривода количество гидродвигателей или насосов.

КПД гидропривода определяется по формуле (6.5).

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Максимальное давление, которое может создавать насос, ограничивается предохранительным клапаном.

Для определения настройки предохранительного клапана первоначально необходимо определить рабочее давление насоса по формуле (6.2):

$$\begin{aligned} p_{н.раб.} &= \sum \Delta p_t + \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_{г.а.} + \sum \Delta p_{г.д} = \\ &= 0,430 + 0,056 + 0,422 + 13,17 = 14,142 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Давление настройки предохранительного клапана $p_{кл.пр}$ (МПа) определяется по формуле (6.4):

$$p_{кл.пр} = (1,05 \dots 1,15) \cdot p_{н.раб.} = 1,05 \cdot 14,142 = 14,85 \text{ МПа.}$$

Проверка:

$$p_{\text{кл.пр}} = 14,85 \text{ МПа} \leq p_{\text{н.ном}} = 16 \text{ МПа.}$$

Полезную мощность на валу гидромотора (Вт) определяем по формуле (6.7):

$$N_{\text{полезн.}} = M_{\text{с.х.м}} \cdot \omega_{\text{с.х.м}} = 550 \cdot 15,7 = 8635 \text{ Вт};$$

$$\omega_{\text{с.х.м}} = 2\pi \cdot n_{\text{с.х.м}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,5 = 15,7 \text{ с}^{-1}.$$

Полная мощность гидропривода $N_{\text{г.п}}$ (Вт) равна мощности, потребляемой насосом, и определяется по формуле (6.8):

$$N_{\text{г.п}} = Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н.раб.}} = 920 \cdot 14,142 = 13\,010,64 \text{ Вт.}$$

КПД гидропривода определяется по формуле (6.5):

$$\eta_{\text{г.п}} = \frac{N_{\text{полезн.}}}{N_{\text{г.п}}} = \frac{8635}{13\,010,64} = 0,664 > 0,60.$$

Так как КПД больше 60 %, значит схема гидропривода и выбор основного оборудования (насоса и гидромотора), трубопроводов и гидроаппаратов выполнен правильно.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит давление срабатывания предохранительного клапана?
2. Как определить рабочее давление насоса?
3. Какими параметрами определяется КПД гидропривода?
4. Как определить полезную мощность на штоке гидроцилиндра?
5. Как определить полезную мощность на валу гидромотора?
6. Как рассчитать полную мощность гидропривода?

Практическая работа № 7. Определение параметров гидробака и тепловой расчет гидропривода

Цель работы:

1. Изучить методику расчета основных параметров гидробаков и теплового расчета гидропривода.
2. Приобрести знания по расчету основных параметров гидробаков и тепловому расчету гидропривода для заданных условий работы сельскохозяйственной машины.

Общие сведения

Гидробаки

Гидробак предназначен для хранения запаса рабочей жидкости, необходимой для питания гидропривода. Кроме того, в гидробаке оседают твердые частицы, загрязняющие масла, выделяется растворимый в нем воздух, а через внешние поверхности бака в окружающую среду выделяется тепло.

Для улучшения отстоя жидкости внутренний объем бака разделяется на отсеки перегородками, а сливной и всасывающий патрубки располагаются в противоположных концах бака. Сливная пробка располагается так, чтобы бак полностью опорожнялся. Кроме сливных пробок, устанавливаются и магнитные, или совмещаются. Заливная горловина располагается в верхней крышке бака, где устанавливается заливной фильтр. В верхней крышке также устанавливается воздушный фильтр.

Основные конструктивные размеры бака определяются из следующих условий.

Объем жидкости в гидробаке V_m (л) определяется по формуле

$$V_m = (0,5...2) \cdot Q_n, \quad (7.1)$$

где $0,5...2$ – коэффициент зависимости емкости бака от режима работы;
 Q_n – подача насоса гидропривода, л/мин.

В расчетах следует принимать: для мобильных машин значение $0,5...1$, для стационарных установок – $1...2$.

Объем масла в баке должен составлять 80...90 % от полного объема бака, что необходимо для компенсации теплового расширения масла и обеспечения свободного отделения воздуха.

Следовательно, объем бака V_6 (л) будет равен

$$V_6 = (1,1 \dots 1,2) \cdot V_m . \quad (7.2)$$

Выбранный объем бака V_6 должен соответствовать ряду номинальных вместимостей гидравлических баков: 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 л.

Высота перегородки в баке H (мм) определяется из условия

$$H = \frac{2}{3} L , \quad (7.3)$$

где L – минимальный допустимый уровень жидкости в баке, который определяется из условия заполнения гидроцилиндров, гидроаккумуляторов (или других элементов) объемного гидропривода, мм.

Глубина погружения сливной трубы относительного нижнего уровня h (мм) определяется их условия

$$h \geq (2 \dots 3) \cdot d_{\text{сл}} , \quad (7.4)$$

где $d_{\text{сл}}$ – диаметр трубопровода сливной линии, мм.

Срез всасывающей трубы должен быть выше дна бака на величину

$$m \geq 2 \cdot d_{\text{вс}} , \quad (7.5)$$

где $d_{\text{вс}}$ – диаметр трубопровода всасывающей линии, мм.

Тепловой расчет гидропривода

Вся энергия, затрачиваемая на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном счете, превращается в теплоту, поглощаемую маслом, что вызывает его нагрев и нежелательное уменьшение вязкости. В некоторых климатических условиях выделение теплоты достаточно для поддержания оптимальных параметров жидкости, а в некоторых условиях необходимо устанавливать теплообменники (масляный радиатор или маслоподогреватель).

Теплообменник – устройство, предназначенное для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменники подраз-

деляются на нагреватели и охладители жидкости. В гидравлических приводах сельскохозяйственных машин, как правило, требуется охлаждение рабочей жидкости, которая, нагреваясь в процессе работы, ухудшает свои параметры, что приводит к снижению КПД системы и уменьшению ее эксплуатационных характеристик.

Следует считать, что полученная маслом теплота отводится в окружающую среду через поверхность стенок масляного бака, трубопроводы и гидроаппараты, используемые в гидравлической схеме.

Тепловой расчет гидропривода рекомендуется проводить для среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов работы с целью определения температуры рабочей жидкости и выяснения необходимости использования теплообменника.

Тепловая мощность (Вт), выделяемая гидроприводом в процессе работы, определяется по формуле

$$\theta = N_{г.п} \cdot K_p \cdot (1 - \eta_{г.п}), \quad (7.6)$$

где $N_{г.п}$ – полная мощность гидропривода, Вт;

K_p – коэффициент использования номинального давления. При расчетах K_p следует принимать: для легкого режима работы (0,1...0,4), среднего (0,4...0,7), тяжелого (0,7...0,9), и весьма тяжелого (свыше 0,9);

$\eta_{г.п}$ – КПД гидропривода. Для правильно спроектированного гидропривода $\eta_{г.п} > 0,6$.

Первоначально следует определить предполагаемую температуру масла в системе объемного гидропривода без установки теплообменника

$$t_m = t_b + \frac{\theta}{1,1 \alpha_6 \cdot S_6}, \quad (7.7)$$

где t_m – температура нагретой жидкости, поступающей в гидробак, °С;

t_b – температура воздуха окружающей среды, °С;

1,1 – коэффициент, учитывающий 10 % отдачи теплоты трубопроводами и гидроаппаратами в окружающую среду;

α_6 – коэффициент теплоотдачи от поверхности бака с жидкостью в окружающую среду, Вт/(м²·°С), табл. 7.1;

S_6 – площадь поверхности бака, через которую отводится теплота, м².

Таблица 7.1

Значение коэффициента теплоотдачи

Тип поверхности теплообменника	α , Вт/(м ² ·°С)
Гидробак с гладкими стенками без циркуляции окружающего воздуха	9
Гидробак с гладкими стенками с циркуляцией воздуха	15
Гидробак, поверхность которого обдувается вентилятором	23
Теплообменники	110...200

С учетом интенсивности теплоотдачи от поверхностей бака, смачиваемых маслом, площадь поверхности бака S_6 (м²), через которую отводится теплота, можно определить по формуле

$$S_6 = a \cdot \sqrt[3]{V_M^2}, \quad (7.8)$$

где a – коэффициент пропорциональности площади и объема бака, принимается в пределах $a = 0,06...0,07$;

V_M – объем рабочей жидкости в гидробаке, л.

Количество теплоты (Вт), отводимое в окружающую среду через стенки бака, равно

$$\theta_6 = 1,1 S_6 \cdot \alpha_6 \cdot \Delta t, \quad (7.9)$$

где Δt – разность температур рабочей жидкости до и после охлаждения, $\Delta t = 30...40$ °С.

При условии, если конечная температура t_M в системе объемного гидропривода с рабочим давлением до 20 МПа не превышает 70...75 °С, а для систем объемного гидропривода с рабочим давлением более 20 МПа – 50...60 °С, теплообменник не устанавливается. В противном случае следует использовать теплообменник.

Для выбора типа теплообменника необходимо рассчитать его параметры.

Для определения площади поверхности теплообменника определяется величина теплоты θ_T (Вт), которая будет отведена в окружающую среду через охладитель по формуле

$$\theta_T = \theta - \theta_6. \quad (7.10)$$

При установке теплообменника требуемая площадь поверхности S_T (m^2) определяется по формуле

$$S_T = \frac{\theta_T}{\alpha_T \cdot \Delta t}, \quad (7.11)$$

где α_T – коэффициент теплоотдачи от жидкости в окружающую среду в теплообменнике, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$), табл. 1.1.

По площади поверхности теплопередачи выбирается необходимый теплообменник.

Задание:

1. Ознакомиться с методиками расчета основных параметров гидробаков и теплового расчета гидропривода.
2. Законспектировать формулы для расчета основных параметров гидробаков и теплового расчета гидропривода
3. Рассчитать основные параметры гидробака и тепловой расчет гидропривода для заданных условий работы сельскохозяйственной машины.

Пункты 1 и 2 задания выполняются студентами самостоятельно перед занятием с учетом требований, представленных на с. 5. На выполнение пункта 3 предусматривается 2 аудиторных часа. Методика и пример выполнения работы представлены ниже.

Методика выполнения

Объем жидкости в гидробаке определяется по формуле (7.1).

Объем бака определяется по формуле (7.2) и принимается из ряда номинальных вместимостей гидравлических баков (с. 65).

Тепловой расчет гидропривода заключается в определении необходимости использования охладителей. В случае если теплообменник необходимо использовать, определяются его параметры.

Первоначально определяется тепловая мощность (Вт), выделяемая гидроприводом в процессе работы, по формуле (7.6). Коэффициент теплоотдачи от поверхности бака с жидкостью в окружающую среду α_6 (Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$)) принимаем по табл. 7.1. Площадь поверхности бака S_6 (m^2), через которую отводится теплота, определяем по формуле (7.8).

Если конечная температура t_m , определенная по формуле (7.7), в системе объемного гидропривода с рабочим давлением до 20 МПа

находится в пределах 70...75 °С или ниже, а для систем объемного гидропривода с рабочим давлением более 20 МПа находится в пределах 50...60 °С или ниже, теплообменник не устанавливается. В случае, если температура рабочей жидкости превышает данные значения, для нормальной работы гидропривода необходимо устанавливать теплообменник (охладитель).

Для выбора типа теплообменника или расчета его параметров определяем величину теплоты θ_T (Вт), которая будет отведена через теплообменник (охладитель) в окружающую среду, по формуле (7.10). Для этого необходимо определить количество теплоты θ_6 (Вт), отводимое в окружающую среду через стенки бака, по формуле (7.9).

При необходимости установки теплообменника требуемая площадь поверхности теплопередачи S_T определяется по формуле (7.11). Коэффициент теплоотдачи α_T (Вт/(м²·°С)) от жидкости в окружающую среду в теплообменнике принимаем по табл. 7.1.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Пример выполнения

Определим объем масла, хранящийся в баке, необходимый для нормальной работы насоса и объем бака по формулам (7.1) и (7.2):

$$V_M = (0,5...2) \cdot Q_H = 1 \cdot 55,20 = 55,20 \text{ л};$$

$$V_6 = (1,1...1,2) \cdot V_6 = 1,1 \cdot 55,20 = 60,72 \text{ л.}$$

Принимаем бак $V_6 = 63 \text{ л.}$

Тепловой расчет гидропривода

Первоначально следует определить тепловую мощность, выделяемую гидроприводом в процессе работы, по формуле (7.6):

$$K_p = \frac{P_{н.раб.}}{P_{н.ном}} = \frac{14,142}{16} = 0,88;$$

$$\theta = N_{г.п} \cdot K_p (1 - \eta_{г.п}) = 13 \ 010,64 \cdot 0,88 \cdot (1 - 0,664) = 3847,0 \text{ Вт.}$$

Определяем предполагаемую температуру масла в гидросистеме объемного гидропривода без установки теплообменника. Коэффици-

ент теплоотдачи от поверхности бака с жидкостью в окружающую среду α_6 принимаем по табл. 7.1.

Площадь поверхности бака, через которую отводится теплота, можно определить по формуле (7.8):

$$S_6 = a^3 \sqrt{V^2 M} = 0,07^3 \sqrt{55,20^2} = 1,01 \text{ м}^2;$$
$$t_m = \frac{\theta}{1,1 \cdot \alpha_6 \cdot S_6} + t_b = \frac{3847,0}{1,1 \cdot 23 \cdot 1,01} + 25 = 150,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Так как предполагаемая температура масла превышает (70...75) $^\circ\text{C}$, определяем параметры охладителя.

Для выбора типа теплообменника или расчета его параметров определяем величину теплоты, которая будет удалена в теплообменнике (охладителе) по формуле (7.10). Для этого необходимо определить количество теплоты, отводимое в окружающую среду через стенки бака, по формуле (7.9):

$$\theta_6 = 1,1 \cdot S_6 \cdot \alpha_6 \cdot \Delta t = 1,1 \cdot 23 \cdot 1,01 \cdot 30 = 766,6 \text{ Вт};$$

$$\theta_t = \theta - \theta_6 = 3847,0 - 766,6 = 3080,4 \text{ Вт}.$$

Требуемую площадь поверхности охладителя определяем по формуле (7.11):

$$S_t = \frac{\theta_t}{\alpha_t \cdot \Delta t} = \frac{3080,4}{110 \cdot 30} = 0,93 \text{ м}^2.$$

Для поддержания рабочей температуры масла в системе объемного гидропривода транспортера навозоразбрасывателя необходимо использовать охладитель с площадью рабочей поверхности не менее 1 м^2 .

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит объем гидробака?
2. Как определяется тепловая мощность гидропривода?
3. От каких параметров зависит температура масла в гидроприводе?
4. Для каких целей применяют теплообменники?
5. Как определить площадь поверхности теплообменника?

Практическая работа № 8. **Изучение конструкций и характеристик** **гидродинамических передач**

Цель работы:

1. Приобрести знания по устройству и изучить принцип работы гидродинамических передач.
2. Изучить характеристики гидродинамических передач.

Общие сведения

Конструкция гидродинамических передач и основные параметры, характеризующие их работу

Гидродинамические передачи состоят из центробежного насоса, радиальной турбины и передают мощность от двигателя привода к рабочим органам через жидкость. При этом отсутствует жесткое соединение входного и выходного валов.

Гидродинамические передачи разделяют на гидродинамические муфты (гидромуфты), которые передают мощность, не изменяя момента, и гидродинамические трансформаторы (гидротрансформаторы), способные уменьшать или увеличивать передаваемый момент.

В гидродинамических передачах (гидромуфтах и гидротрансформаторах) крутящий момент от двигателя на вал трансмиссии передается за счет изменения момента количества движения при циркуляции жидкости из насосного колеса в турбинное.

Гидромуфта

Принцип действия гидромуфты основан на передаче мощности посредством жидкости, циркулирующей по замкнутому кругу между элементами гидромуфты – насосом и турбиной, и подчиняется закону изменения количества движения.

Тело массой m и со скоростью v_1 характеризуется количеством движения $m \cdot v_1$. Если его скорость получает значение v_2 , то $m(v_1 - v_2)$ представляет собой изменение его количества движения. Изменение количества движения рассматриваемой массы в единицу времени соответствует силе, действующей на эту массу и изменяющей ее состояние движения.

Вследствие вращения насосного колеса на каждую частицу жидкости действует центробежная сила, обеспечивающая течение всей массы жидкости от центра к периферии. Поток жидкости, изменяющий при этом свое первоначальное направление, полу-

чает необходимую энергию от двигателя, приводящего насос во вращательное движение.

Поток жидкости, циркулирующий в межнапорных каналах турбинного колеса, вновь изменяет в нем свое направление. Это обуславливает появление тангенциальных составляющих массовых сил, которые действуют на лопатки относительно оси вращения турбины и создают крутящий момент на ее валу. Последний приводит во вращение турбину, причем передаваемая мощность соответствует крутящему моменту турбины и частоте ее вращения.

Гидромуфта (рис. 8.1, а) состоит из двух или нескольких лопастных колес, расположенных в непосредственной близости и образующих общую рабочую полость. Одно из колес – насосное 1 (ведущее), другое – турбинное 2 (ведомое). Насосное колесо связано с двигателем, а турбинное с трансмиссией машины.

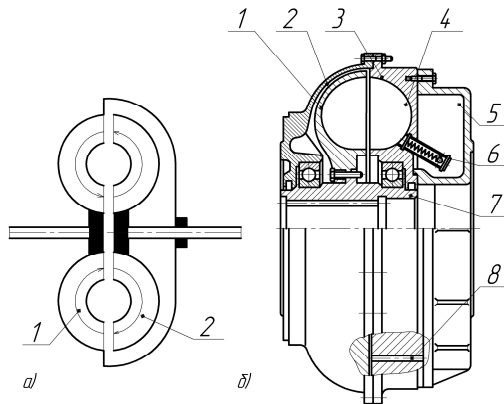


Рис. 8.1. Гидромуфта:

- а – схема: 1 – насосное колесо; 2 – турбинное колесо;
б – устройство: 1 – турбинное колесо; 2 – корпус; 3 – насосное колесо;
4 – корпус; 5 – камера; 6 – пружина; 7 – ступица; 8 – канал

Принцип действия заключается в преобразовании гидравлической энергии. При вращении насосного колеса жидкость перемещается по лопастям к его периферии, а затем поступает на лопасти турбинного колеса, где кинетическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию выходного звена. Для того, чтобы жидкость, заполняющая рабочую полость, не вытекала через зазоры, между валом и корпусом установлены уплотняющие устройства.

Гидромуфта заполняется рабочей жидкостью только на 85...87 % для того, чтобы при ее нагревании в рабочей полости не возникло чрезмерного повышения давления. Насосное колесо через вал соединено с двигателем (приводом). При вращении насосного колеса рабочая жидкость под воздействием центробежных сил отбрасывается к периферии колеса, перемещаясь вдоль его лопастей и одновременно вращаясь вместе с колесом. При таком движении жидкость с насосного колеса попадает на лопасти турбинного (ведомого) колеса, оказывая на них давление. Потеряв часть энергии на преодоление сопротивления вращению турбинного колеса, жидкость по его лопастям направляется к центру гидромуфты. Здесь она вновь переходит на насосное колесо, и ее цикл повторяется.

Таким образом, жидкость в гидромуфте циркулирует от насосного колеса к турбинному, находясь в относительном движении, а при вращении вместе с колесами жидкость принимает переносное движение.

В гидромуфтах различают следующие режимы работы: тяговый и режим торможения. При *тяговом* режиме работы сумма моментов, приложенных извне к гидромуфте, равна нулю. Внешний момент M_1 приложен со стороны двигателя к насосному колесу. Момент сопротивления M_2 передается от сопротивления выходного вала на турбинное колесо. Насосное и турбинное колеса находятся соосно на близком расстоянии одно относительно другого, вращаются в одном направлении и связаны через жидкость единой кинематической системой. Следовательно, без учета потерь можно записать $M_1 \approx M_2 = M$.

Момент от двигателя передается только при обгоне турбинного колеса насосным, когда $n_1 > n_2$. Относительная разность частот вращения колес называется скольжением $S = (n_1 - n_2) / n_1 = 1 - n_2 / n_1 = 1 - i$, где отношение частот вращения колес называется передаточным отношением $i = n_2 / n_1$. Без скольжения расход Q и момент M равны нулю. Гидромуфту обычно рассчитывают так, чтобы при номинальном режиме ее КПД равнялся 0,97...0,98, то есть чтобы она работала со скольжением $S = 3...2 \%$.

На рис. 8.2 представлена зависимость M и η от передаточного отношения i .

Область OK имеет положительное i , где мощность передается от насосного колеса к турбинному и они вращаются в одном направлении. Здесь зависимость $M = f(i)$ имеет вид падающей кривой. В этой зоне эксплуатационных режимов $0 < i < i_p$ передаваемый гидромуфтой момент быстро убывает, его значения становятся соизмеримыми с моментом трения, в точке K момент равен нулю.

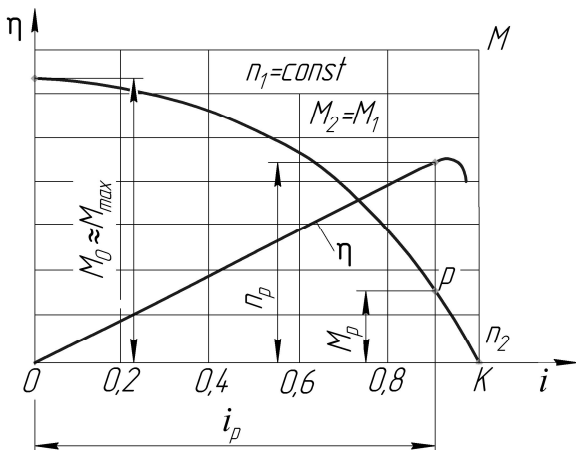


Рис. 8.2. Характеристика гидромuffты

Характеристика включает также зависимость КПД от i . Линия η представляет теоретическую зависимость в предположении, что потери на трение не оказывают существенного влияния на КПД гидромuffты. В области номинальных режимов КПД плавно возрастает до определенного значения передаточного числа. При очень малом скольжении ($i \rightarrow 1$) наблюдается большое падение значения η . Исходя из этого, определяется область i_p – область эффективной работы гидромuffты.

Максимальный КПД отмечается в зоне $i = 0,90$, что характеризует гидромuffту по энергоемкости как передачу высоких КПД в области большого i .

Могут быть случаи, когда гидромuffта работает в режиме *торможения*, лежащем за пределами эксплуатационной области, ограниченной скольжением более 100 %. Эта область минусовых i , что часто бывает при движении транспортной машины под уклон, когда скорость может увеличиваться за счет действия массы машины, причем двигатель служит тормозом и приводится в движение от колес. Частота вращения турбины становится больше, чем вала насоса или двигателя. Турбина, которая раньше была ведомой частью, теперь работает как насос, насос же начинает работать как турбина и приводит во вращение ротор двигателя. В этом случае характеристика гидромuffты принимает другой вид.

В тракторном и сельскохозяйственном машиностроении к наиболее перспективным относятся замкнутые гидромуфты, работающие с незначительным количеством жидкости в рабочей и дополнительных полостях и отличающиеся простотой конструкции.

Гидромуфты устанавливают в привод для повышения плавности работы, устранения крутильных колебаний и ударных моментов, для выравнивания нагрузки между несколькими двигателями.

Гидротрансформатор

Гидродинамическая передача, состоящая только из двух элементов – насоса и турбины, не трансформирует (не изменяет) момент. Для того, чтобы в такой передаче получить трансформацию момента, необходимо ввести третий элемент, который бы мог воспринять реактивный момент, возникающий под действием инерционных сил жидкости на выходе из турбины. Этот элемент называют обычно реактором, благодаря которому обычная гидромуфта превращается в гидротрансформатор.

В гидротрансформаторе реактор связан с корпусом посредством механизма свободного хода (обгонной муфты), который передает момент только в одном направлении и в диапазоне высоких КПД. При $i < 1$ реактор свободно вращается в потоке. В этом диапазоне гидротрансформатор уже не изменяет свой КПД до 0 при разгоне турбины, т. е. работает как гидромуфта.

Гидротрансформатор состоит из трех основных элементов (рис. 8.3, *а*): 2 – насосное колесо, 3 – реактор и 4 – турбинное колесо.

На рис. 8.3, *б* представлен продольный разрез гидротрансформатора. Гидротрансформатор работает следующим образом. Насосное колесо 2 приводится в действие ведущим валом 1, приводимым от двигателя. Осевое турбинное колесо 4 смонтировано с выходным валом 5. Реактор 3 выполнен неподвижным. Внутри гидротрансформатора в качестве рабочей жидкости находится масло. Насосное колесо 2 при вращении создает напор, приводящий во вращение турбину, а через нее механизм приводимой машины. Внутри гидротрансформатора устанавливается циркуляция жидкости, как указано стрелками. Передача крутящего момента происходит через поток жидкости.

Работа, отнесенная к единице массы рабочей жидкости в рабочей полости, которая воспринимается насосом и отдается турбиной, зависит от частоты вращения их рабочих колес, скорости рабочей жидкости и углов входа и выхода лопаток по средней линии

тока. Поскольку углы лопаток имеют строго определенное значение, то имеется единственное заранее заданное передаточное отношение, при котором рабочая жидкость переходит с одного колеса на другое безударно. Оно считается неизменяющейся характеристикой данного гидротрансформатора.

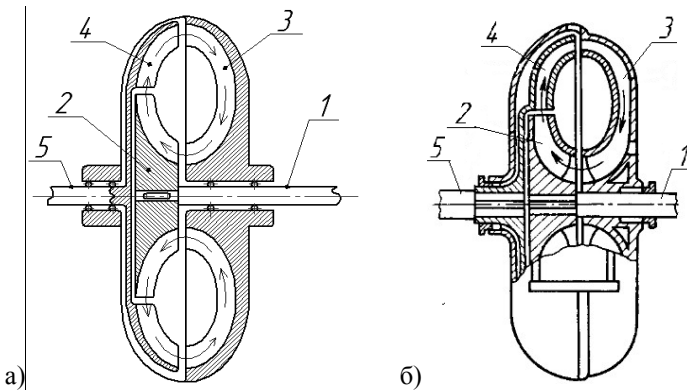


Рис. 8.3. Гидротрансформатор:

а – схема; б – устройство:

1 – ведущий вал; 2 – насосное колесо; 3 – реактор;
4 – турбинное колесо; 5 – ведомый вал

Изготовить гидротрансформатор с принудительным регулированием энергетических параметров весьма сложно, поэтому используют факторы автоматического регулирования с учетом условий эксплуатации и поддержания эффективного режима работы. Так, если момент сопротивления M_2 , приложенный к выходному валу, превосходит момент двигателя, то n_2 автоматически снижается. Если момент M_2 уменьшается, то n_2 возрастает. При этом возможно автоматически, без переключений, наиболее полно использовать возможности двигателей, приспособляя их к меняющимся условиям нагрузки.

Выполняемая схема в этом случае сводится к следующему:

- направление скорости потока в относительном движении за каждой лопастной системой принимают совпадающим с направлением выходных элементов ее лопастей;
- расход Q , протекающий через все лопастные системы в данный момент времени, считают единственным ввиду малой утечки;
- в промежутках между лопастными системами момент количества движения потока считают неизменным.

Для гидротрансформатора наиболее типичен режим работы, когда момент M_1 двигателя (привода), приложенный к входному валу, повышается до момента M_2 на выходном валу. Для этого насосное колесо, используя M_2 увеличивает момент количества движения потока. Это выражается в том, что момент скорости потока (его закрутка) растет. Если при этом лопасти реактора также увеличивают закрутку потока, то будет обеспечиваться общее приращение количества движения потока и момента M_3 . Тогда $M_2 = M_1 + M_3$.

Следовательно, гидротрансформатор развивает на выходном валу момент M_2 и выполняет функцию редуктора. При этом $n_2 < n$ или $i = n_2 / n_1 < 1$.

Гидротрансформаторы, как правило, имеют одно насосное колесо. В зависимости от числа турбинных колес гидротрансформаторы разделяются на одноступенчатые (одно турбинное колесо) и многоступенчатые – при наличии нескольких турбинных колес.

Для более удобного сравнения преобразующих свойств различных гидротрансформаторов часто на характеристиках вместо зависимости $M_2 = f(i)$ наносят близкую к ней по форме зависимость коэффициента трансформации момента, т. е. $k = M_2 / M_1 = f(i)$. Тогда $\eta = k \cdot i$.

Характеристика простого гидротрансформатора представлена на рис. 8.4. Здесь показаны зависимости $M_1 = f(i)$. На характеристике гидротрансформатора выделим зоны *A*, *B* и *B*:

– зона *A*, в которой $M_2 > M$ и $k > 1$, $i < 0,8$, момент M_2 положителен. Здесь КПД гидротрансформатора η всегда больше КПД гидромуфты;

– зона *B*, в которой $M_2 < M$, $k < 1$, $i = 0,8 \dots 1$. Реактор в этой зоне раскручивает поток, и направление действия момента M на лопасти реактора меняется на противоположное;

– зона *B* характеризуется резким падением КПД как для простого гидротрансформатора, так и для гидромуфты.

В зонах *A* и *B* КПД простого гидротрансформатора меньше КПД гидромуфты.

Таким образом, рассмотренная характеристика простого гидротрансформатора и гидромуфты показывает несовпадение зависимостей КПД: η и η' . Для гидромуфты область *A* имеет низкий КПД и его максимальное значение достигается при $i = 0,8 \dots 0,95$.

Для гидротрансформатора характерен вначале резкий подъем КПД (максимальное значение при $i = 0,5 \dots 0,7$), затем КПД резко снижается. Отдельно характеристика как в первом, так и во вто-

ром случае не отвечает широкому диапазону эксплуатационных требований. В частности, для сельхозмашин, тракторов и автомобилей неизбежны режимы трогания, холостого хода и номинальных нагрузок.

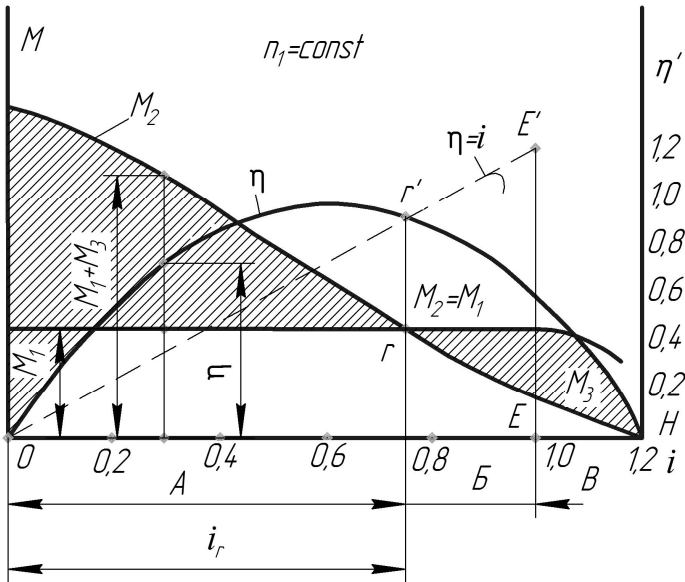


Рис. 8.4. Характеристика гидротрансформатора

Для каждого из таких режимов характерна работа либо гидромuffты, либо гидротрансформатора с высоким КПД. В связи с этим в практическом плане совмещена работа гидромuffты и гидротрансформатора с целью получения высоких КПД на всех режимах работы. В их конструкцию введена обгонная муфта, которая автоматически в зависимости от режима (передаточного числа) работает либо как гидромuffта, либо как гидротрансформатор. В этом случае характеристика представляется как характеристика комплексного гидротрансформатора (рис. 8.5).

Внешняя характеристика комплексного гидротрансформатора показывает, что, когда скольжение небольшое, трансформатор работает как гидромuffта и реактор вращается на обгонной муфте (он не заторможен на корпус). При этом используется высокий КПД гидромuffты ($i > 0,7$). Но когда начинается скольжение (увеличивается нагрузка на машину), поток ударяется в реактор и он

заклинивается, становится неподвижным и дает увеличение момента. В этом случае используется высокий КПД гидротрансформатора ($i < 0,7$).

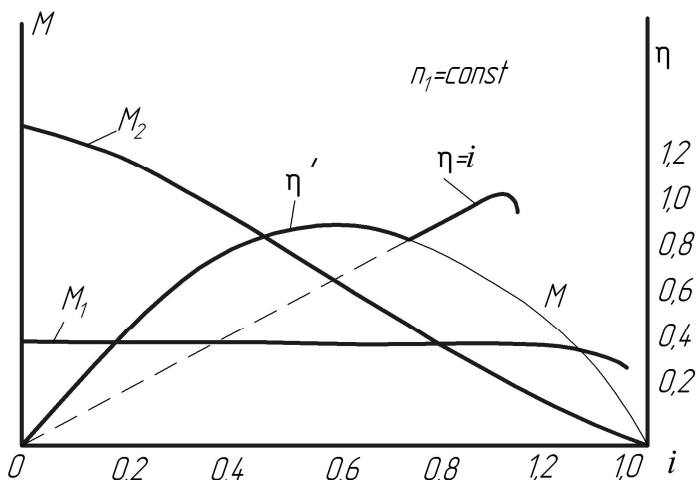


Рис. 8.5. Характеристика гидродинамической передачи

В некоторых случаях при эксплуатации самоходных машин необходимо поддерживать установившиеся режимы нагружения во время длительных передвижений (например, по горизонтальному участку дороги). Для этих случаев гидротрансформатор блокируют с помощью фрикционной муфты, которая соединяет ведомый и ведущий валы и выключает гидротрансформатор из системы гидропривода.

Задание:

1. Ознакомиться с устройством, принципом действия и основными характеристиками гидродинамических передач.
2. Кратко законспектировать информацию и зарисовать схемы гидродинамических передач.

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

Отчет выполненной работы оформляется с учетом требований, представленных на с. 5.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается назначение гидродинамических передач?
2. В чем заключается принцип действия гидромuffты?
3. В чем особенность характеристик гидромuffты?
4. В чем заключается принцип действия гидротрансформатора?
5. В чем особенность характеристик гидротрансформатора?
6. Какое конструктивное отличие гидротрансформатора от гидромuffты?
7. Чем отличаются характеристики гидромuffты от гидротрансформатора?
8. К чему приводит совмещенная работа гидромuffты и гидротрансформатора?
9. Что показывает характеристика комплексного гидротрансформатора?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Характеристика рабочих жидкостей для систем гидроприводов

Марка рабочей жидкости	Плотность, кг/м ³	Кинематический коэффициент вязкости ν при температуре °С, см ² /с					Пределы рабочей температуры, °С
		20	30	40	50	60	
АМГ–10	870	0,47	0,24	0,15	0,10	0,07	–50...+60
МГ–20	880	1,25	0,56	0,31	0,20	0,14	–15...+80
МГ–30	885	2,21	0,91	0,49	0,30	0,20	–10...+80
ДП–8	885	4,76	1,78	0,89	0,52	0,34	–20...+50
Индустриальное–20	885	1,25	0,56	0,31	0,20	0,14	–5...+85
Индустриальное–30	890	2,21	0,91	0,49	0,30	0,20	–5...+85
Турбинное–22	880	1,43	0,62	0,35	0,22	0,15	–5...+85

Приложение 2

Технические характеристики гидроцилиндров

Марка гидроцилиндра	$d_{п}$, мм	$d_{шт}$, мм	L , мм	$v_{п}$, м/с			F , кН		p , МПа	
				min	ном.	max	толк.	тянущ.	ном.	max
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ГЦ–32	32	16	60...200	0,02	0,3	1	16	12	16	20
ГЦ–32	32	20	250...400	0,02	0,3	1	16	10	16	20
ГЦ–40	40	20	80...250	0,02	0,3	1	25	19	16	20
ГЦ–50	50	32	160...400	0,02	0,3	1	39	23	16	20
ГЦ–50	50	25	80...250	0,02	0,3	1	39	29	16	20
ГЦ–55	55	30	50...300	0,02	0,3	1	47	33	16	20
ГЦ–60	60	30	125...400	0,02	0,3	1	56	42	16	20
ГЦ–60	60	40	500...710	0,02	0,3	1	57	31	16	20
ГЦ–63	63	32	125...400	0,02	0,3	1	62	46	16	20
ГЦ–63	63	40	500...710	0,02	0,3	1	62	37	16	20
ГЦ–70	70	50	630...800	0,02	0,3	1	77	38	16	20
ГЦ–75	75	35	160...500	0,02	0,3	1	88	69	16	20

Окончание приложения 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ГЦ–80	80	40	160...500	0,02	0,3	1	100	75	16	20
ГЦ–80	80	50	630...1000	0,02	0,3	1	100	61	16	20
ГЦ–90	90	45	200...630	0,02	0,3	1	127	95	16	20
ГЦ–90	90	63	800...1120	0,02	0,3	1	127	65	16	20
ГЦ–100	100	50	200...630	0,02	0,3	1	157	118	16	20
ГЦ–100	100	60	800...1120	0,02	0,3	1	157	100	16	20
ГЦ–110	110	50	250...800	0,02	0,3	1	190	150	16	20
ГЦ–110	110	60	1000...1400	0,02	0,3	1	190	133	16	20
ГЦ–125	125	60	250...800	0,02	0,3	1	245	189	16	20
ГЦ–125	125	80	1000...1600	0,02	0,3	1	245	145	16	20
ГЦ–140	140	70	320...1000	0,05	0,5	1	308	230	16	20
ГЦ–140	140	80	1250...1800	0,05	0,5	1	308	207	16	20
ГЦ–160	160	80	320...1000	0,05	0,5	1	402	301	16	20
ГЦ–180	180	80	400...1250	0,05	0,5	1	508	408	16	20
ГЦ–180	180	110	1600...2240	0,05	0,5	1	508	318	16	20
ГЦ–200	200	100	400...1250	0,05	0,5	1	628	472	16	20
ГЦ–200	200	125	1600...2500	0,05	0,5	1	628	382	16	20

В указанном интервале ход поршня выбирается из следующего ряда, мм: 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 400; 500; 630; 710; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2240.

Технические характеристики гидромоторов

Тип	Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Крутящий момент, Н·м	КПД
		ном.	max	min	ном.	max		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Шестеренные гидромоторы								
ГМШ–10В–3	10	16	21	8,3	25	50	21,6	0,8
ГМШ–32В–3	32	16	21	8,3	25	50	70,3	0,8
ГМШ–50В–3	50	16	21	8,3	25	50	108,8	0,8
ГМШ–100В–3	100	16	21	8,3	25	50	213,8	0,8
Планетарные гидромоторы								
МГП–80	80	16	21	0,17	5,7	13,5	151	0,78
МГП–100	100	16	21	0,17	4,6	10,8	189	0,78
МГП–125	125	16	21	0,17	3,7	8,67	237	0,78
МГП–160	160	16	21	0,17	3,2	6,67	303	0,78
МГП–200	200	16	21	0,17	2,5	5,41	400	0,78
МГП–315	315	16	21	0,17	2,5	5,5	540	0,78
ПМТ–320	320	12,5	16	0,3	3,2	6,5	590	0,78
ПМТ–400	400	12,5	16	0,3	3,2	6	738	0,78
ПМТ–500	500	12,5	16	0,3	2,5	5,5	922	0,78
ПМТ–630	630	12,5	16	0,3	2,5	5,5	1180	0,78
ПМТ–800	800	12,5	16	0,3	2,5	5	1459	0,78
ПМТ–1000	1000	12,5	16	0,3	2,0	4,5	1824	0,78
Аксиально-поршневые гидромоторы								
Г15–21P	11,2	6,3	12,5	0,67	16	40	9,6	0,88
Г15–22P	20	6,3	12,5	0,5	16	35	17	0,89
Г15–23P	40	6,3	12,5	0,33	16	30	34	0,90
Г15–24P	80	6,3	12,5	0,33	16	25	68	0,90
Г15–25P	160	6,3	12,5	0,33	16	25	136	0,90

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Пластинчатые гидромоторы								
Г16–11М	11,2	–	8	2,5	16	41,6	6,2	0,5
Г16–12М	18	–	8	2,5	16	41,6	12,3	0,63
Г16–13М	36	–	8	2,5	16	36,7	24,5	0,69
Г16–14М	63	–	7	1,7	16	30	49	0,73
Г16–15М	125	–	7	1,7	16	30	98	0,76
Г16–16М	250	–	7	1,7	16	25	196	0,77
Радиально-поршневые гидромоторы								
МРФ160/25МІ	160	–	25	0,17	8	10	597	0,9
МРФ250/25МІ	250	–	25	0,13	8	10	932	0,9
МРФ400/25МІ	400	–	25	0,08	5	7,5	1492	0,9
МРФ1000/25МІ	1000	–	25	0,08	4	5	3730	0,87

Технические характеристики насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см ³ /об.	Давление, МПа		Частота вращения, с ⁻¹			Мощность, кВт	КПД	
		ном.	max	min	ном.	max		η_n	η_o
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Шестеренные насосы									
НШ-6-3	6,3	16	21	16	40	60	5,1	0,83	0,94
НШ-8Г-3	8	16	21	16	40	60	6,9	0,80	0,90
НШ-10Ж-3	10	16	21	16	40	60	8,6	0,82	0,92
НШ-14Ж-3	14	16	21	16	40	60	12,0	0,82	0,92
НШ-16Ж-3	16	16	21	16	40	60	13,8	0,82	0,92
НШ-20М-3	20	16	21	16	40	60	17,9	0,82	0,92
НШ-25В-3	25	16	21	16	40	60	18,5	0,82	0,92
НШ-32АЖ-3	32	16	21	16	40	60	26,6	0,83	0,94
НШ-32УЖ-3	32	16	21	16	40	60	26,6	0,83	0,94
НШ-40М-3	40	16	21	16	40	60	31,4	0,83	0,94
НШ-50АЖ-3	50	16	21	16	40	60	35,6	0,83	0,94
НШ-50УЖ-3	50	16	21	16	40	60	35,6	0,83	0,94
НШ-71А-3	70	16	21	16	32	40	47,1	0,83	0,94
НШ-100А-3	100	16	21	16	32	40	66,4	0,84	0,95
НШ-250А-4	250	20	25	16	25	32	162,2	0,83	0,94
Пластинчатые насосы									
НПл-5/16	5	16	–	20	25	30	–	0,5	0,71
НПл-8/16	8	16	–	20	25	30	–	0,56	0,74
НПл-12,5/16	12,5	16	–	20	25	30	–	0,63	0,77
НПл-16/16	16	16	–	20	25	30	–	0,7	0,81
НПл-20/16	20	16	–	20	25	30	–	0,75	0,85
НПл-25/16	25	16	–	20	25	30	–	0,8	0,88
БГ12-24АМ	45	12,5	14	20	25	30	–	0,76	0,83

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
БГ12–24М	56	12,5	14	20	25	30	–	0,77	0,88
Г12–24М	80	6	7	8	10	16	–	0,77	0,88
Г12–25М	160	6	7	8	10	16	–	0,78	0,88
Пластинчатые насосы регулируемые									
НПЛР–20/16	7–20	16	–	12,5	24	33	8,5	0,8	0,88
НПЛР–50/16	15–50	16	–	17	24	30	22,5	0,82	0,88
НПЛР–80/16	27–80	16	–	17	24	30	32	0,84	0,9
НПЛР–125/16	41–125	16	–	17	24	30	52	0,85	0,9
Аксиально-поршневые насосы									
НА–4/320	4	32	40	5	–	25	3,3	0,82	0,88
НА–6,3/320М	6,3	32	40	5	–	25	5,3	0,82	0,88
НА–10/320М	10	32	35	5	–	25	8,3	0,78	0,86
НА–16/320	16	32	35	5	–	25	13,4	0,8	0,86
НА–25/320М	25	32	35	5	–	25	20,8	0,8	0,88
НА–32/320М	32	32	35	5	–	25	28,8	0,8	0,88
НА–40/320	40	32	40	5	–	25	34,5	0,82	0,9
НА–50/320	50	32	40	5	–	25	44	0,82	0,91
НП–90	89	21	35	8,3	35	48	67	0,89	0,96
210–20	55	16	25	–	30	53	26	0,88	0,91
210–23	107	16	25	–	23	43	39	0,87	0,95
210–32	225	16	25	–	19	33	66	0,87	0,95
11Р–20	251	10	16	–	25	–	–	0,92	0,96
11Р–30	501	10	16	–	16	–	–	0,93	0,97
11Р–50	790	10	16	–	16	–	–	0,93	0,97

Технические характеристики стальных бесшовных
холоднодеформированных труб по ГОСТ 8734–75

D_y	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм
6	6	0,5	5	6	1	4	–	–	–
	7	0,5	6	7	1	5	7	1,5	4
	–	–	–	8	1	6	8	1,5	5
8	8	0,5	7	–	–	–	–	–	–
	9	0,5	8	9	1	7	–	–	–
10	10	0,5	9	12	1	10	12	1,5	9
12	12	0,5	11	–	–	–	–	–	–
	14	0,5	13	14	1	12	14	1,5	11
	–	–	–	–	–	–	16	1,5	13
15	16	0,5	15	16	1	14	–	–	–
	18	0,5	17	18	1	16	18	1,5	15
	–	–	–	–	–	–	20	1,5	17
20	20	0,5	19	20	1	18	–	–	–
	22	0,5	21	22	1	20	22	1,5	19
	–	–	–	24	1	22	24	1,5	21
25	24	0,5	23	–	–	–	–	–	–
	26	0,5	25	26	1	24	26	1,5	23
	28	0,5	27	28	1	26	28	1,5	25
	–	–	–	30	1	28	30	1,5	27
32	30	0,5	29	–	–	–	–	–	–
	32	0,5	31	32	1	30	32	1,5	29
	34	0,5	33	34	1	32	34	1,5	31
	36	0,5	35	36	1	34	36	1,5	33
	–	–	–	38	1	36	38	1,5	35
40	38	0,5	37	–	–	–	–	–	–
	40	0,5	39	40	1	38	40	1,5	37
	42	1	40	42	1,5	39	42	2	38

Окончание приложения 5

D_y	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм	d_H , мм	δ , мм	d_B , мм
40	45	1	43	45	1,5	42	45	2	41
	–	–	–	48	1,5	45	48	2	44
50	48	1	46	–	–	–	–	–	–
	50	1	48	50	1,5	47	50	2	46
	53	1	51	53	1,5	50	53	2	49
	56	1	54	56	1,5	53	56	2	52
	–	–	–	60	1,5	57	60	2	56
65	60	1	58	–	–	–	–	–	–
	65	1	63	65	1,5	62	65	2	61
	70	1	68	70	1,5	67	70	2	66
	75	1	73	75	1,5	72	75	2	71
80	80	1,5	77	80	2	76	80	2,5	75
	85	1,5	82	85	2	81	85	2,5	80
	90	1,5	87	90	2	86	90	2,5	85
	95	1,5	92	95	2	91	95	2,5	90

d_H – наружный диаметр трубопровода;
 δ – толщина стенки трубопровода;
 d_B – внутренний диаметр трубопровода.

Основные размеры медных труб по ГОСТ 617–72

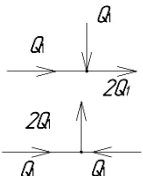

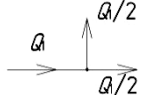
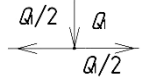
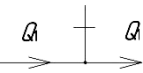

d_H , мм	δ , мм	d_H , мм	δ , мм
6	0,5...2	35	1...5
8	0,5...2	40	1...5
10	0,5...2	45	1...5
12	0,8...2	50	1...5
14	1...3	55	1...5
16	0,8...3,5	60	1...5
18	1...4	70	1...5
20	1...4,5	80	1...8
25	1...7	90	1...8
30	1...5	100	1...10

В указанных пределах брать из ряда, мм: 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 10.

Основные размеры резинометаллических РВД по ГОСТ 6286–73

d_B , мм	d_H , с металлической оплеткой, мм		Максимальное давление, МПа					
	одна (тип I)	две (тип II)	Группа А		Группа Б		Группа В	
			тип I	тип II	тип I	тип II	тип I	тип II
6	16,5	19	19	28	23	33	27	37
8	18	21	16,5	25	21	32	24	35
10	20,5	23	15	21,5	18	27	22	31
12	22,5	25	13,5	21	16	25	20	30
16	27,5	29	10	16,5	13	20	15	24
20	32	34	9	15	12	18	14	22
25	37	39	8	12,5	10	16	12	20
32	44	46	6,5	10	7,5	13	9	14
38	50	52	4	8	5	9	6	9
40	54,6	59,2	3,5	6	4	6	5	8
50	62	64	3	4	3,5	5	4	6

Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	ζ
Внезапное расширение (вход в гидроаппаратуру, гидробак и т. д.)	0,8...0,9
Внезапное сужение (выход из гидроцилиндра, гидробака и т. д.)	0,5...0,7
Штуцер присоединительный, переходник	0,1...0,15
Колено (плавный поворот)	0,12...0,15
Угольник (резкий поворот)	2,0...2,5
Тройники прямые:	
слияние потоков 	0,5...0,6
	2,0...2,5
разделение потоков 	0,9...1,2
	1,0...1,5
транзитный поток 	0,1...0,2
	0,1...0,2

Допустимые перепады давления на гидроаппаратах

Наименование гидроаппарата	Q , л/мин.	$p_{ном}$, МПа	Δp , МПа
Клапан обратный	2...300	20	0,1
Клапан предохранительный	2...300	20	0,2
Клапан переливной	2...300	20	0,2
Гидрораспределитель	10...300	10	0,2
	-//-	20	0,3
Дроссель регулируемый	2...200	10	0,1
	-//-	20	0,15
	-//-	32	0,2
Делитель потока:			
объемный	6...800	20	0,1 на каждую линию
клапанный	6...800	20	0,3
Сумматор потока	6...800	20	0,3
Гидрозамок	32...200	32	0,2
Муфта быстроразъемная	32...200	32	0,2
Фильтр:			
линия всасывания	2...320	0,1	0,007
линия нагнетания	10...400	20	0,3
линия слива	10...400	0,6	0,1
Теплообменник	2...600	0,6	0,1

Технические данные клапанов предохранительных

Типоразмер	D_y	Расход, л/мин.			Давление настройки, МПа		
		Q_{\min}	$Q_{\text{ном}}$	Q_{\max}	p_{\min}	$p_{\text{ном}}$	p_{\max}
Прямого действия							
БГ54–32М	10	1	32	50	0,6	6,3	7,0
ВГ54–32М	10	1	32	50	1,2	10,0	11,2
ДГ54–32М	10	1	32	50	4,0	20,0	23,0
КПЕ–15	15	8	40	80	5,0	20,0	32,0
КПЕ–20	20	8	63	120	5,0	20,0	32,0
БГ54–34М	20	3	125	170	0,6	6,3	7,0
ВГ54–34М	20	3	125	170	1,2	10,0	11,2
ДГ54–34М	20	3	125	170	4,0	20,0	23,0
КПЕ–25	25	12,5	100	160	5,0	20,0	32,0
КПЕ–32	32	12,5	160	200	5,0	20,0	32,0
БГ54–35М	32	9	200	300	0,6	6,3	7,0
ВГ54–35М	32	9	200	300	1,2	10,0	11,2
ДГ54–35М	32	9	200	300	4,0	20,0	23,0
КПЕ–40	40	20	250	400	5,0	20,0	32,0
КПЕ–50	50	32	400	800	5,0	20,0	32,0
Непрямого действия							
КП 10.20К	10		20	25		20,0	21,0
МКПВ–10/3М2	10	3	63	120	1,1	20,0	25,0
МКПВ–16/3Ф2	16	2	63	200	2,0	20,0	25,0
КП 16.20К	16		40	50		20,0	21,0
КП 20.20К	20		80	100		20,0	21,0
МКПВ-25/3Ф2	25	2,5	160	400	2,0	20,0	25,0
КП 32.20К	32		160	200		20,0	21,0
МКПВ–32/3Ф2	32	3	450	750	2,0	20,0	25,0

Технические данные редуцирующих клапанов

Типоразмер	D_y	Расход, л/мин.		Давление, МПа	
		$Q_{ном}$	Q_{max}	p_1	p_2
Г57–22	10	20	32	20,0	0,2...6,3
АГ57–22	10	20	32	20,0	1,0...10,0
БГ57–22	10	20	32	20,0	2,0...20,0
Г57–23	15	40	56	20,0	0,2...6,3
АГ57–23	15	40	56	20,0	1,0...10,0
БГ57–23	15	40	56	20,0	2,0...20,0
Г57–24	20	80	120	20,0	0,2...6,3
АГ57–24	20	80	120	20,0	1,0...10,0
БГ57–24	20	80	120	20,0	2,0...20,0
Г57–25	32	160	250	20,0	0,2...6,3
АГ57–25	32	160	250	20,0	1,0...10,0
БГ57–25	32	160	250	20,0	2,0...20,0

p_1 – давление перед клапаном;

p_2 – давление редуцированное.

Технические данные клапанов обратных, гидрозамков
и муфт быстроразъемных

Типоразмер	D_y	Расход, л/мин.		Давление, МПа	
		$Q_{ном}$	Q_{max}	$P_{ном}$	P_{max}
Клапаны обратные					
Г51-31	8	16	25	20	22
Г51-32	10	32	50	20	22
Г51-33	16	63	100	20	22
Г51-34	20	125	160	20	22
Г51-35	32	250	280	20	22
Г51-36	40	500	800	20	22
Г51-37	50	800	1000	20	22
Гидрозамки					
1КУ-12/320	12	40	–	32	35
1КУ-20/320	20	100	–	32	35
1КУ-32/320	32	250	–	32	35
1КУ-50/320	50	630	–	32	35
1КУ-80/320	80	1600	–	32	35
Муфты быстроразъемные					
УЗ 036.50Б	12	50	80	20	22
УЗ 036.80В	16	80	120	20	22
В 800112	20	105	160	20	22
В 800116	25	190	280	20	22

Технические характеристики гидрораспределителей

Типоразмер	Расход, л/мин.		Давление, МПа			Число золотников
	$Q_{ном}$	Q_{max}	P_{min}	$P_{ном}$	P_{max}	
34-9-3	17	–	–	5	–	1
P-103B	20	80	–	–	32	1
50-340615	21	–	–	8	–	1
151-40-053	30	–	–	7	–	1
P50-3/1	50	60	–	16	20	3
KP-34-9-2	60	–	–	2,5	–	1
P75-43-ПГ	75	–	–	10	14	3
P80-2/1-22	80	–	–	14	16	2
ЭГР-4	90	–	–	–	20	1
P80-3/3-44	80	–	–	16	20	3
1P-203	120	300	–	–	32	1
P160-3/1-222	160	200	–	16	20	3
P160-2/1	160	–	–	12	14	2
2P-323	330	500	–	–	32	2
P500-3/3-5	500	–	2	16	20	3

Технические характеристики дросселей и регуляторов потока

Типоразмер	D_y	Расход, л/мин.			Давление, МПа		
		Q_{\min}	$Q_{\text{ном}}$	Q_{\max}	p_{\min}	$p_{\text{ном}}$	p_{\max}
Дроссели							
КВМК 10G.1.1	10	3	32	50	0,5	32	35
ДК-12	12	–	25	40	0,06	32	35
КВМК 16G.1.1	16	5	63	120	0,5	32	35
ДК-20	20	–	63	100	0,06	32	35
КВМК 25G.1.1	25	5	160	300	0,5	32	35
КВМК 32G.1.1	32	5	250	380	0,5	32	35
ДК-32	32	–	160	150	0,06	32	35
Регуляторы потока							
ПГ77-12	10	0,06	20	50	0,5	20	25
МПГ55-22М	10	0,04	25	32	0,5	20	21,5
МПГ55-24М	16	0,09	100	120	0,5	20	21,5
ПГ77-14	20	0,12	80	100	0,5	20	25
МПГ55-25М	20	0,15	200	240	0,5	20	21,5

Технические данные фильтров

Типоразмер	D_y	Тонкость очистки, мкм	Расход, л/мин.	Δp , МПа
Линия всасывания				
СЧ1-2-81	8	80	2	0,007
СЧ1-2-82	10	80	8	0,007
СЧ1-2-83	20	80	32	0,007
СЧ1-2-84	40	80	125	0,007
СЧ1-2-85	80	80	320	0,007
Линия слива				
ФС-3,2-40	8	40	3,2	0,1
ФС-50-40	20	40	50	0,1
ФС-200-40	32	40	200	0,1
ФС-400-40	63	40	400	0,1
СЧ2-51	10	50	8	0,1
СЧ2-53	20	50	32	0,1
СЧ2-54	25	50	63	0,1
Линия нагнетания				
1ФМГ-32-М	25	40	50	0,16...0,3
2ФМГ-32-М	50	40	100	0,16...0,3
3ФМГ-32-М	70	40	200	0,12...0,3
4ФМГ-32-М	70	40	400	0,09...0,3
Фильтр заливной				
ФЗ-16-160	20	160	16	–
ФЗ-160-160	65	160	100	–
ФЗ-200-160	65	160	100	–

Технические данные объемных делителей потока

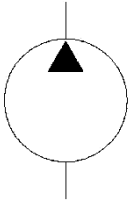
Типоразмер	Расход, л/мин.			Число потоков
	Q_{\min}	$Q_{\text{ном}}$	Q_{\max}	
МШД12-001	12	25	38	2
МШД12-002	16	32	49	2
МШД12-006	19	40	60	2
МШД12-010	24	50	75	2
МШД12-011	31	63	98	2
МШД12-015	38	80	120	2
МШД13-001	18	40	57	3
МШД13-003	24	50	75	3
МШД13-007	28	63	86	3
МШД13-014	41	80	127	3
МШД13-015	44	100	139	3
МШД13-035	58	125	180	3
МШД14-001	24	52	76	4
МШД14-004	34	63	105	4
МШД14-026	42	80	131	4
МШД14-028	49	100	154	4
МШД14-058	67	125	210	4
МШД14-065	70	160	218	4
МШД24-053	117	320	468	4
МШД24-120	151	400	605	4
МШД15-002	34	63	105	5
МШД15-020	49	100	158	5
МШД15-029	55	125	171	5
МШД15-101	71	160	222	5
МШД15-125	92	200	288	5
МШД25-033	205	320	511	5
МШД25-120	175	400	701	5

Типоразмер	Расход, л/мин.			Число потоков
	Q_{\min}	$Q_{\text{ном}}$	Q_{\max}	
МШД25-170	189	500	758	5
МШД16-002	42	80	132	6
МШД16-011	52	100	161	6
МШД16-049	64	125	201	6
МШД16-061	74	160	233	6
МШД16-126	102	200	319	6
МШД26-039	201	320	502	6
МШД26-053	235	400	588	6
МШД26-124	301	500	754	6

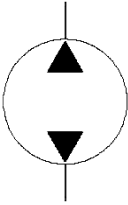
Технические характеристики клапанных делителей потока

Типоразмер	D_y	Расход, л/мин.			Давление, МПа			Δp , МПа
		Q_{\min}	$Q_{\text{ном}}$	Q_{\max}	p_{\min}	$p_{\text{ном}}$	p_{\max}	
V-EQ 8	10	1	2	3	1	25	30	0,3
V-EQ 10	10	3	5	6	1	25	30	0,3
V-EQ 15	10	6	8	10	1	25	30	0,3
V-EQ 20	10	10	16	20	1	25	30	0,3
V-EQ 22	10	20	28	32	1	25	30	0,3
V-EQ 25	10	25	36	40	1	25	30	0,3
КД-12/20	12				1	20	22	0,3
настройка III		4	10	30				
настройка II		10	16	30				
настройка I		16	25	30				
КД-20/20	20				1	20	22	0,3
настройка III		25	40	90				
настройка II		40	55	90				
настройка I		55	80	90				
КД-32/20	32				1	20	22	0,3
настройка III		80	100	170				
настройка II		100	130	170				
настройка I		130	160	170				

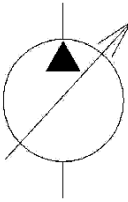
Условные графические изображения



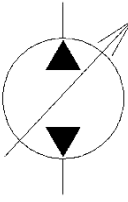
Насос постоянной производительности
с постоянным направлением потока



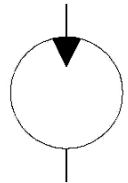
Насос постоянной производительности
с реверсивным потоком



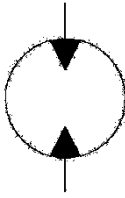
Насос с регулируемой производительностью
и постоянным направлением потока



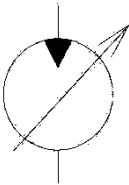
Насос с регулируемой производительностью
и реверсивным потоком



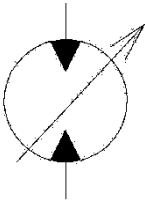
Гидромотор нерегулируемый с постоянным
направлением потока



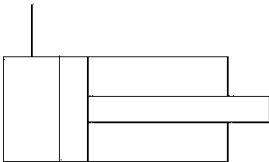
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком



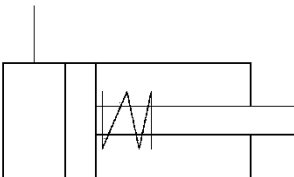
Гидромотор регулируемый с постоянным направлением потока



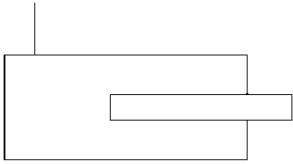
Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком



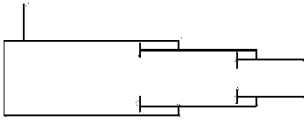
Гидроцилиндр одностороннего действия с любым способом возврата штока



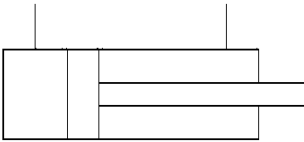
Гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной



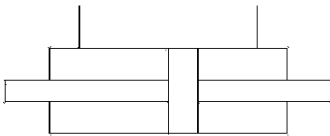
Гидроцилиндр плунжерный



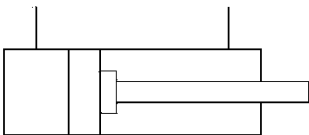
Гидроцилиндр телескопический



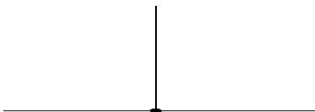
Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком



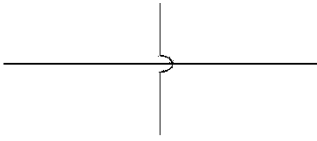
Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и постоянным торможением в конце хода



Соединение трубопроводов



Перекрещивание трубопроводов
(без соединения)



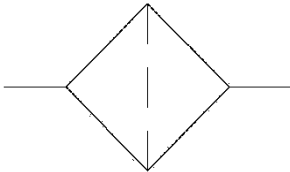
Трубопровод гибкий (РВД)



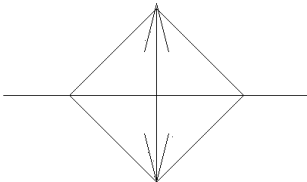
Сливной трубопровод



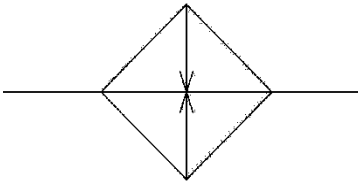
Бак для рабочей жидкости под атмосферным
давлением



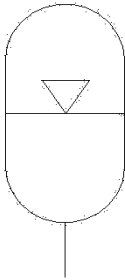
Фильтр для рабочей жидкости



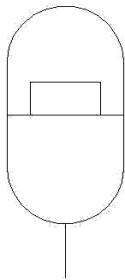
Охладитель рабочей жидкости



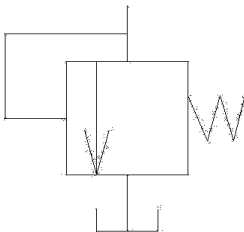
Нагреватель рабочей жидкости



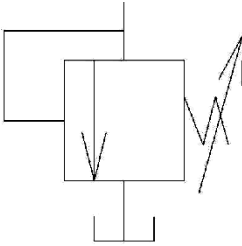
Аккумулятор пневмогидравлический



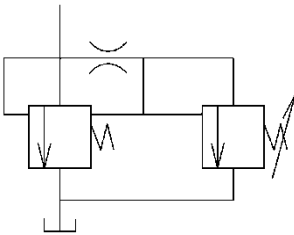
Аккумулятор грузовой



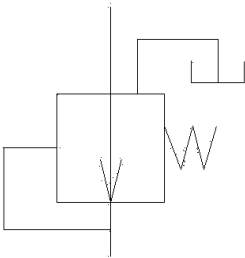
Клапан предохранительный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



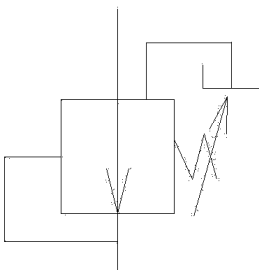
Клапан предохранительный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



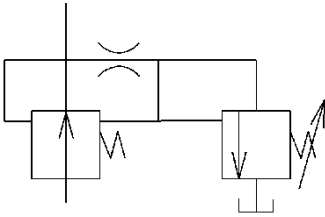
Клапан предохранительный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



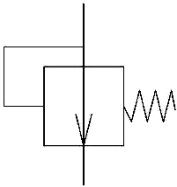
Клапан редукционный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



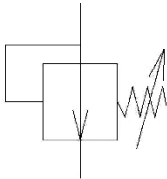
Клапан редукционный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



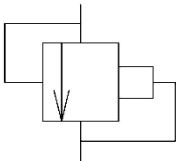
Клапан редукционный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



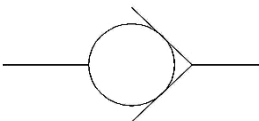
Переливной клапан с нерегулируемой пружиной возврата



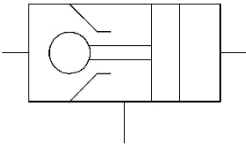
Переливной клапан с регулируемой пружиной возврата



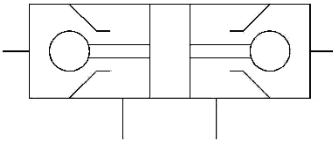
Клапан разности давлений (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений)



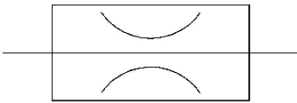
Клапан обратный



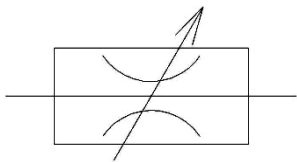
Клапан обратный управляемый одно-
сторонний (гидрозамок)



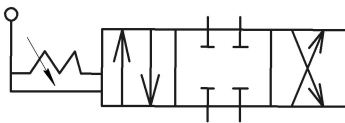
Клапан обратный управляемый двух-
сторонний (гидрозамок)



Дроссель нерегулируемый



Дроссель регулируемый



Гидрораспределитель золотниковый четы-
рехлинейный трехпозиционный с ручным
управлением



Быстроразъемное соединение с запорным
элементом (муфта быстроразъемная)

Форма отчета по выполненной работе

Отчет по практической работе №__

Цель работы:

1. _____

2. _____

и т. д.

Общие сведения

Задание:

1. _____

2. _____

и т. д.

Исходные данные:

Расчетные формулы, схемы и расчеты:

Выводы и предложения по проделанной работе:

Работу выполнил:

студент группы _____

Ф.И.О.

подпись

Работу принял:

должность

Ф.И.О.

подпись

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Лепешкин, А. В. Гидравлика и гидропневмопривод : учебник для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». Ч. 2 : Гидравлические машины и гидропневмопривод / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак ; ФАО, МГИУ, Ин-т дистанционного образования ; под ред. А. А. Шейпака. – 4-е изд., доп. и перераб. – Москва : МГИУ, 2007. – 352 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стереотип. – Москва : Академия, 2007. – 336 с.

3. Жарский, М. А. Гидравлика и гидропривод : пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности направлений образования 74 06 «Агроинженерия» / М. А. Жарский. – 2-е изд. – Минск : Экоперспектива, 2011. – 360 с.

Дополнительная

4. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

5. Юшкин, В. В. Основы расчета объемного гидропривода : учебное пособие для вузов / В. В. Юшкин. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – 93 с.

6. Ловкис, З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники : конструкция и расчет / З. В. Ловкис. – Москва : Агропромиздат, 1990. – 239 с.

7. Ловкис, З. В. Гидравлика и гидравлические машины : учебное пособие для вузов / Ловкис З. В. [и др.]. – Москва : Колос, 1995. – 303 с.

8. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1995. – 448 с.

9. Лебедев, Н. И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод : учебное пособие для студ.-заочников по дисциплине «Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод» / Н. И. Лебедев ; М-во образования РФ, МГУЛ. – 2-е изд., стереотип. – Москва : МГУЛ, 2003. – 233 с.

10. Кравцов, А. М. Гидравлика : практикум / А. М. Кравцов, В. С. Лахмаков, Е. В. Плискевич. – Минск : БГАТУ, 2015. – 384 с.

11. Bosch Rexroth Россия. Каталог изделий для промышленной гидравлики [Электронный ресурс] / Режим доступа : https://www.boschrexroth.com/ru/ru/products_10/product_groups_10/industrial_hydraulics_4/industrial_hydraulics. – Дата доступа : 02.10.2017.

12. Hyva Russia. Комплекты гидрооборудования [Электронный ресурс] / Режим доступа : <https://www.hyva.com/ru/ru>. – Дата доступа : 02.10.2017.

Учебное издание

Кравцов Александр Маратович,
Лахмаков Владимир Степанович,
Зубович Дмитрий Геннадьевич и др.

ГИДРОПРИВОД
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ.
ПРАКТИКУМ

Учебное пособие

Ответственный за выпуск *А. М. Кравцов*
Редактор *В. А. Гошко*
Корректор *В. А. Гошко*
Компьютерная верстка *В. А. Гошко*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 22.02.2021. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 5,09. Тираж 99 экз. Заказ 122.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.