

О. И. Попова, М. И. Попова, С. Л. Новокщенов

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие



Воронеж 2019

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Воронежский государственный
технический университет»**

О. И. Попова, М. И. Попова, С. Л. Новокщенов

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие

Воронеж 2019

УДК 532:533(075.8)

ББК 22.253я7

П58

Рецензенты:

*ОАО «Тяжмехпресс» г. Воронеж
(директор по производству В. Д. Гнояник);
д-р техн. наук, проф. В. А. Нилов*

Попова, О. И.

Расчет объемного гидропривода: учебное пособие [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые и граф. данные (2,0 Мб) / О. И. Попова, М. И. Попова, С. Л. Новокшенов. – Воронеж: П58 ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2019. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): цв. – Систем. требования: ПК 500 и выше; 256 Мб ОЗУ; Windows XP; SVGA с разрешением 1024x768; Adobe Acrobat; CD-ROM диск-вод; мышь. – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-7731-0746-0

В учебном пособии представлены материалы для выполнения курсовой, практической и контрольной работы по объемному гидроприводу и могут быть использованы при курсовом и дипломном проектировании гидравлических систем оборудования в авиатехнике, в металлорежущих станках, в кузнечно-прессовом оборудовании и т.д. По каждому из разделов дается информация, необходимая и достаточная для освоения данного курса, которой студент должен владеть в совершенстве. Приводятся необходимые иллюстрации и справочный материал.

Издание соответствует требованиям ФГОС ВО и предназначено для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профили «Металлообрабатывающие станки и комплексы», «Конструкторско-технологическое обеспечение кузнечно-штамповочного производства»), дисциплинам «Механика жидкостей и газов» и «Гидравлика».

Ил. 12. Табл. 6. Библиогр.: 12 назв.

УДК 532:533(075.8)

ББК 22.253 я7

ISBN 978-5-7731-0746-0

© Попова О. И., Попова М. И.,
Новокшенов С. Л., 2019
© ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет», 2019

ВВЕДЕНИЕ

Объемный гидропривод нашел самое широкое распространение в разнообразных областях техники. В настоящее время гидроприводы успешно используют в транспортных, горных, строительных, дорожных, мелиоративных и сельскохозяйственных машинах, на судах, летательных и подводных аппаратах, в станках на подъемно-транспортном оборудовании, на автоматических линиях на машиностроительных, металлургических, химических предприятиях. Гидропривод преимущественно применяют на производствах с повышенным уровнем запыленности и температуры. Это обусловлено существенными преимуществами гидропривода по сравнению с другими типами приводов такими, как механический, пневматический и электропривод.

Гидропривод обладает рядом преимуществ, к которым следует отнести:

- меньшую массу и габариты гидропривода по сравнению с массой и габаритами механического и электрического приводов, что обусловлено отсутствием или уменьшением тяжело нагруженных валов, редукторов, муфт, фрикционов, канатов, генераторов с электроаппаратурой и т.д., обеспечивает очень высокие удельные показатели, даже по сравнению с электропроводом;

- насос можно устанавливать непосредственно на двигателе, а гидромоторы непосредственно на рабочем органе машины, что значительно упрощает и делает более рациональным компоновки машин с гидроприводом. Это обусловлено тем, что отдельные узлы даже в том случае, когда они размещены на взаимно подвижных частях машины, соединяют между собой гидролиниями. Использование поворотных соединений и рукавов высокого давления вместе с гидролиниями позволяет создавать более удобную компоновку узлов гидропривода на машинах. Насос обычно

устанавливается к приводному двигателю; гидромоторы – непосредственно в исполнительный орган; элементы управления – на пульте оператора-машиниста;

- очень низкая инерционность гидропривода обеспечивает ему самое широкое распространение. Малая инерционность гидропривода, обеспечивает хорошие динамические свойства, увеличивает долговечность машины и позволяет производить включение и реверсирование рабочих движений в долю секунды. Время рабочего цикла при этом сокращается и повышается производительность машины;

- бесступенчатое регулирование скорости рабочих движений, позволяет повысить коэффициент использования приводного двигателя, упростить автоматизацию привода, улучшить условия работы машиниста;

- удобство управления, сокращает затраты энергии машиниста независимо от мощности привода;

- возможность разветвления мощности. В ряде машин (экскаваторы, краны, погрузчики и др.) рабочие операции состоят из ряда движений рабочих органов, которые часто сочетаются по времени. Гидропривод позволяет простыми средствами осуществить любые комбинации этих движений, причем для соединения движений в большинстве случаев устанавливается несколько насосов. Применение секционных насосов еще более упрощает конструкцию гидропривода;

- возможность осуществления простым способом больших передаточных соотношений между ведущими и ведомыми звеньями при вращательном движении ведомого звена. Это достигается путем соответствующего подбора рабочих объемов насоса и гидромотора. При использовании в качестве ведомого звена высокомоментного гидромотора величина передаточного отношения может достигать 2000 и более;

- возможность преобразования без дополнительных устройств вращательного движения ведущего звена в поступательное движение ведомого звена используя как

ведомое звено гидроцилиндр, можно превратить вращательное движение ведущего звена (насос) в возвратно-поступательное движение ведомого звена (поршень гидроцилиндра). Подбором подходящего диаметра гидроцилиндра и давления рабочей жидкости можно создавать практически любое усилие на ведомом звене. При этом обеспечивается независимое расположение ведущего и ведомого звена и, кроме того, достигается надежная фиксация ведомого звена в любом заданном положении, а также возможность регулирования скорости ее перемещения;

- применение стандартизированных и унифицированных узлов (насосов, гидромоторов, гидроцилиндров, гидроклапанов, гидрораспределителей, фильтров, арматуры и т.д.) позволяет снизить себестоимость привода и облегчить его эксплуатацию и ремонт. Кроме этого, упрощается процесс конструирования, то есть он сводится к составлению схемы и подбора гидрооборудования с заранее известными свойствами;

- возможность осуществления бесступенчатой передачи крутящего момента;

- использование гидропривода позволяет повысить КПД и производительность всей машины в целом.

К недостаткам гидропривода относятся:

- зависимость характеристики гидропривода от вязкости рабочей жидкости, которая меняется от температуры; в автоматических гидравлических системах нестабильность вязкости нарушает работу автоматических устройств;

- растворимость воздуха в жидкости, что также нарушает работу гидропривода и особенно автоматических устройств;

- внутренние и внешние подтеки рабочей жидкости снижают КПД системы;

- значительно меньшую скорость передачи сигнала по сравнению с электроприводом.

Разработку, обоснование и расчет гидропривода должны уметь выполнять студенты всех машиностроительных специальностей, изучающих дисциплину "Механика жидкости

и газа", "Гидравлика", "Гидравлика и гидропневмоавтоматика", "Гидравлика и гидропневмоприводы". Для закрепления теоретических знаний и приобретение практических навыков в проектировании и расчете гидропривода студенты выполняют курсовую работу.

Данное учебное пособие поможет студентам при выполнении курсовой работы по объемному гидроприводу и может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании гидравлических систем авиатехники и оборудования, в металлорежущих станках, в технологии машиностроения, в кузнечно-прессовом оборудовании.

Разработка (проектирование) гидропривода включает в себя: составление принципиальной гидравлической схемы гидропривода, выбор рабочей жидкости, расчет и обоснование параметров всех основных элементов гидропривода, выбор этих элементов и оформление расчетно-пояснительной записки (РПЗ).

Расчетно-пояснительную записку набирают на компьютере и печатают на бумаге формата А4 со штампом прил. 3. Шрифт – *Times New Roman* 14, отступ абзаца – 1,25, межстрочный интервал – 1,5, выравнивание в тексте – *по ширине*. Формулы имеют сквозную нумерацию вне зависимости от раздела. Образец титульного листа и бланка задания показан в прил. 2.

РПЗ должна содержать: задание с исходными данными; введение, в котором следует отметить актуальность и область применения гидропривода, его преимущества и недостатки, краткое описание устройства и принцип действия разработанной схемы гидропривода; расчет и обоснование элементов гидросистемы и выбор гидроагрегатов с указанием их технических характеристик; список использованной литературы со ссылками в тексте РПЗ.

Графическая часть работы должна состоять из принципиальной схемы гидропривода, которую выполняют с использованием автоматизированной системы проектирования

"Компас-график". Принципиальная гидравлическая схема гидропривода выполняется в соответствии с требованиями государственных стандартов РФ с основной надписью. Защита выполненной работы студентом осуществляется после ее проверки преподавателем, для чего ее необходимо своевременно представить на кафедру.

1. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Современные тенденции развития гидрообъемных передач (насосов и гидромоторов) в свете повышения технического уровня отечественных гидрофицированных машин заключаются в следующем:

Прежде всего, следует отметить непрерывное повышение давления рабочей жидкости в гидромашинах. В настоящее время достигнуты следующие значения предельных ("пиковых") значений давлений:

- в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах – до 48 МПа;

- в пластинчатых насосах – до 21 МПа;

- в героторных гидромоторах – до 30 МПа;

- в шестеренных насосах и гидромоторах – до 32 МПа;

- в радиально-поршневых гидромоторах – до 45 МПа;

- в радиально-поршневых насосах до – 70 МПа.

Современный уровень мобильной техники во многом определяется видом привода. Не секрет, что привилегии отдают гидроприводу, обладающему рядом преимуществ по сравнению с другими видами приводов.

В связи с перечисленными выше преимуществами гидропривод все шире используются на разнообразной мобильной технике.

В настоящее время в силовых гидроприводах большой мощности, как правило, используют аксиально-поршневые насосы. В настоящее время аксиально-поршневые насосы действительно занимают лидирующее положение по техническому уровню среди других типов объемных насосов, в частности по давлению развиваемой возможности управления подачей, надежностью. Однако им присущ и ряд недостатков. К недостаткам стоит отнести наличие возвратно-поступательного движения, высокая сложность изготовления, а отсюда и высокая себестоимость, высокие требования к

чистоте рабочей жидкости, а также не самые высокие удельные показатели.

Этих недостатков лишен шестеренный насос. Простота в изготовлении, низкая себестоимость, простота эксплуатации, нечувствительность к загрязнению рабочей жидкости наличие только вращательного движения всего двух деталей, позволило им найти самое широкое распространение во всех областях машиностроения начиная с таких областей, как самолетостроение, станкостроение и заканчивая такими, как горнодобывающая техника, строительные, дорожные и сельские машины.

Схема работы шестеренного насоса внешнего зацепления наглядно представлена на рис. 1.

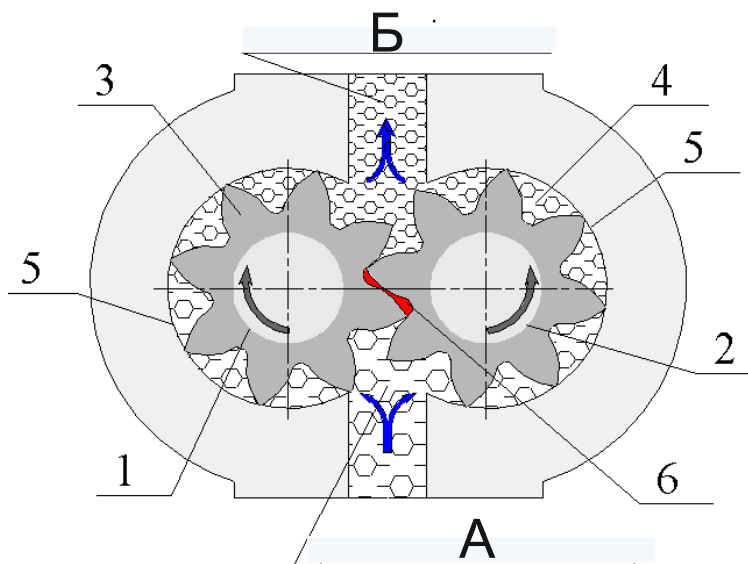


Рис. 1. Схема работы шестеренного насоса внешнего зацепления: А – камера всасывания, Б – камера нагнетания

При вращении в подшипниках скольжения ведущей шестерни 1 и кинематически связанной с ней ведомой

шестерни 2 в камере всасывания создается разрежение. За счет разницы давлений масло из бака поступает в камеру всасывания и заполняет освободившееся пространство, и далее, находясь во впадинах зубьев 4, переносится вдоль стенок корпуса 5 в камеру нагнетания. В камере высокого давления зуб шестерни 3 входит во впадину зубьев 4 и выжимает из нее масло в магистраль высокого давления. Жидкость, находящаяся во впадинах шестерен, полностью не вытесняется в камеру нагнетания. Часть перетекает через радиальные и торцевые зазоры в камеру всасывания, а другая часть остается во впадинах зубьев 4 в зоне зацепления шестерен. Зуб 3, входя при повороте шестерни во впадину зубьев 4, плотно контактирует с сопряженными поверхностями двух других зубьев, образующих эту впадину, поэтому в ней происходит замыкание некоторого объема. Поскольку зажатый объем 6 при повороте шестерен сначала уменьшается, то во впадинах зубьев создается большое давление, действие которого может привести к повреждению насоса.

Для уменьшения действия вредного влияния замкнутой во впадинах зубьев жидкости предусматривают специальные канализационные каналы. Для оценки качества насосов на практике используют различные характеристики, определяющие зависимости некоторых параметров от давления при постоянной частоте вращения, например:

– объемный КПД, $\eta_v = \frac{Q_{\phi}}{Q_m}$, %;

– подачи, $Q = n \cdot q$, л/мин;

– мощности, которую развивает насос, $N = P \cdot Q$, кВт;

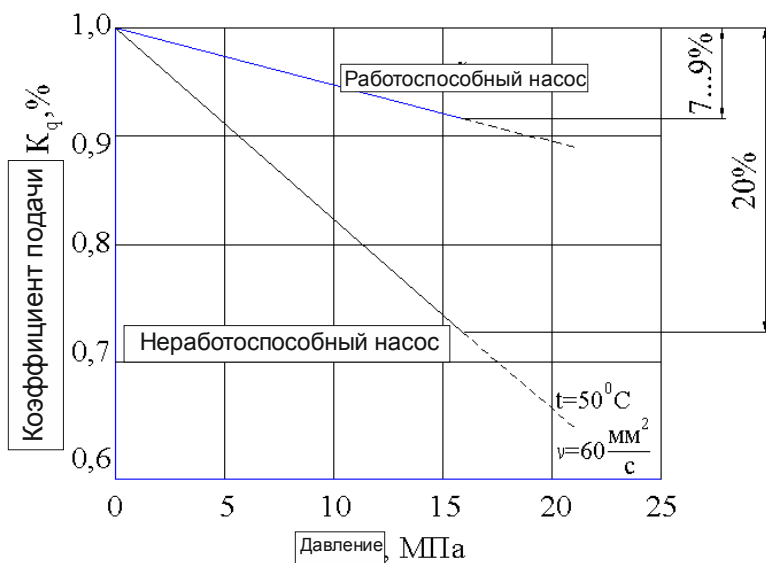


Рис. 2. Графики зависимости коэффициента подачи от давления для номинальной частоты вращения

Из графической зависимости коэффициента подачи от давления, которую развивает насос видим, что при давлении $P = 0$ насос обеспечивает полную подачу Q , а с увеличением давления $P > 0$ количество внутренних потерь в насосе увеличивается. Однако для обеспечения смазки отвода тепла от трущихся поверхностей минимальное количество потерь все же необходимо.

Критерием предельного состояния насосов является снижение величины объемного КПД на 20%.

На рис. 3 приведена графическая зависимость подачи и мощности, которую развивает шестеренный насос НШ-32УК-3 от давления для разной частоты вращения.

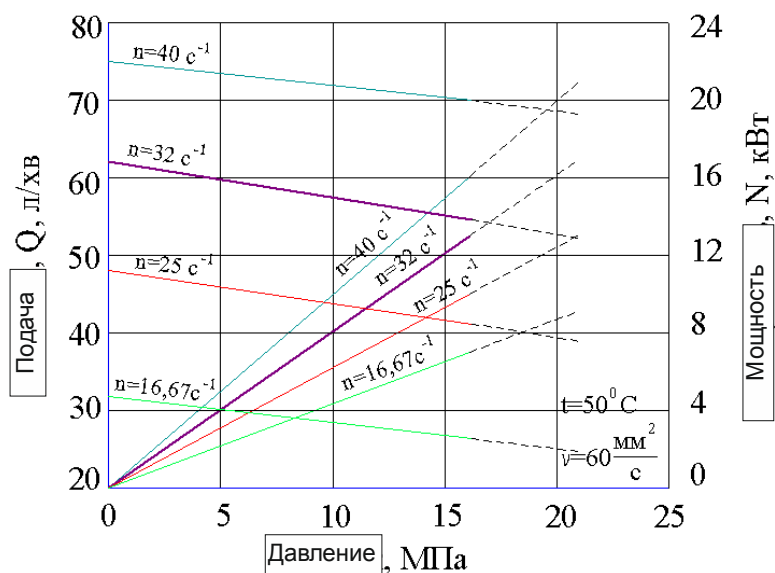


Рис. 3. Графическая зависимость подачи и мощности, которую развивает шестеренный насос НШ-32УК-3 от давления при разной частоте вращения

В настоящее время в гидроприводах используются насосы в таких исполнениях по давлению на выходе:

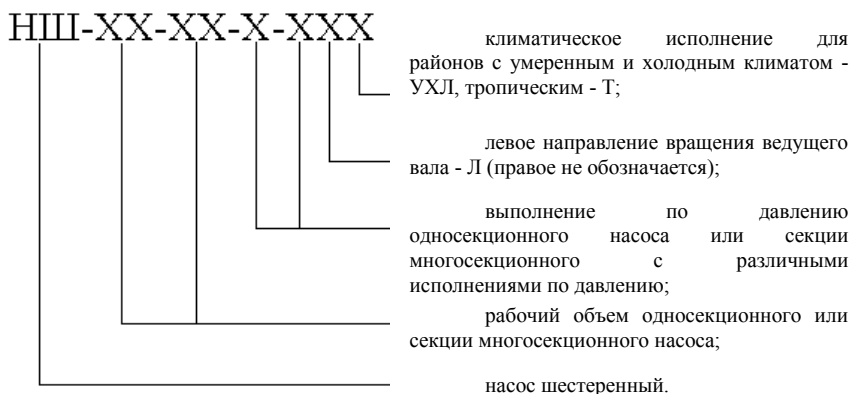
2 – 14 МПа;

3 – 16 МПа;

4 – 20 МПа;

5 – 25 МПа.

Условное обозначение насосов имеет следующую структуру:



1.1. Шестеренный насос конструктивного исполнения "Г"

НШ-10Г-Л – насос шестеренный с рабочим объемом секции 10 см³, конструктивного исполнения Г и 2 исполнения по давлению, то есть с номинальным давлением на выходе 14МПа, левого направления вращения. НШ-32Г-3Л - насос шестеренный с рабочим объемом 32 см³, конструктивного исполнения – Г, 3 – выполнение за давлением, то есть с номинальным давлением на выходе 16МПа, левого направления вращения.

Особенностью данной конструкции является сквозной равнопрочный корпус, исключающий возможность перекаса качающего узла. В данной конструкции предусмотрена возможность тандемирования. К недостаткам шестеренного насоса конструктивного выполнения "Г" следует отнести наличие нижней крышки и дополнительных резиновых уплотнений, повышающие массу и несколько снижающие надежность насоса.

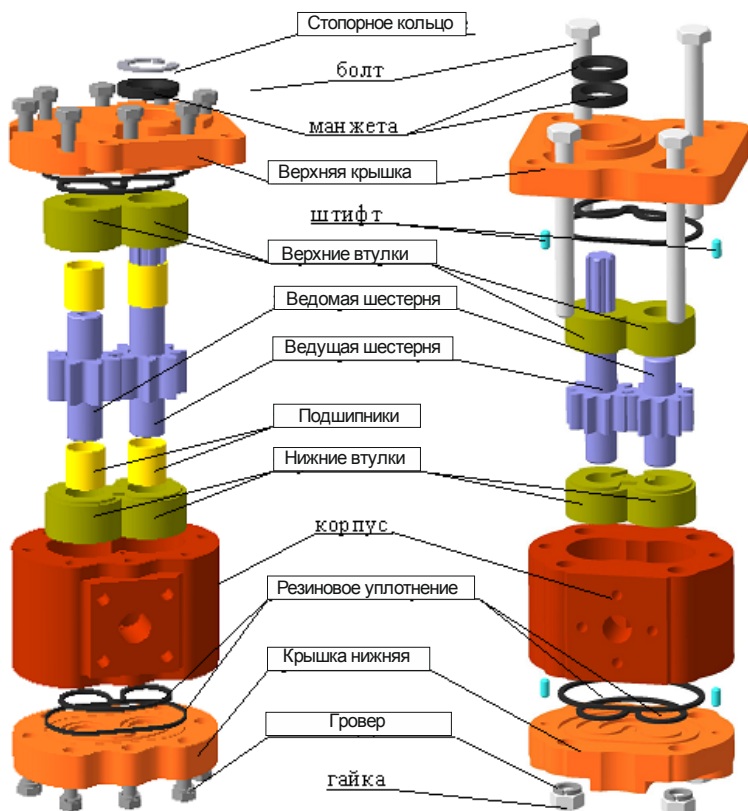


Рис. 4. Шестеренные насосы конструктивного исполнения "Г"

1.2. Шестеренный насос конструктивного исполнения "УК"

Конструктивное исполнение "УК" отличается простой и надежной конструкцией, которая просуществовала почти без изменений на протяжении более чем 40 лет. Использование специальных металлофторопластовых подшипников 4 позволила увеличить ресурс на 25%, при соблюдении условий эксплуатации.

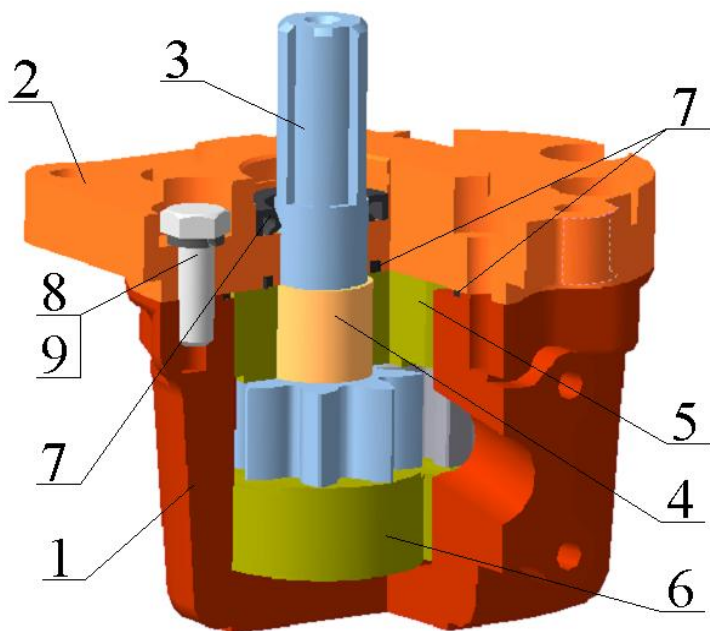


Рис. 5. Шестеренный насос конструктивного исполнения «УК»: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – шестерня ведущая; 4 – подшипники; 5 – компенсаторы; 6 – манжета резиновая; 7 – резиновое уплотнение; 8 – болт; 9 – шайба пружинная

1.3. Шестеренный насос конструктивного исполнения «М»

Главным отличием шестеренного насоса серии "М" является отсутствие опорных втулок. Такое компоновочное решение позволило снизить массу насоса, а использование специальных латунных компенсаторов 5 и металлофторопластовых подшипников 4 позволили шестеренным насосам конструктивного исполнения «М» быть использованы в гидросистемах с давлением до 250 кгс / см².

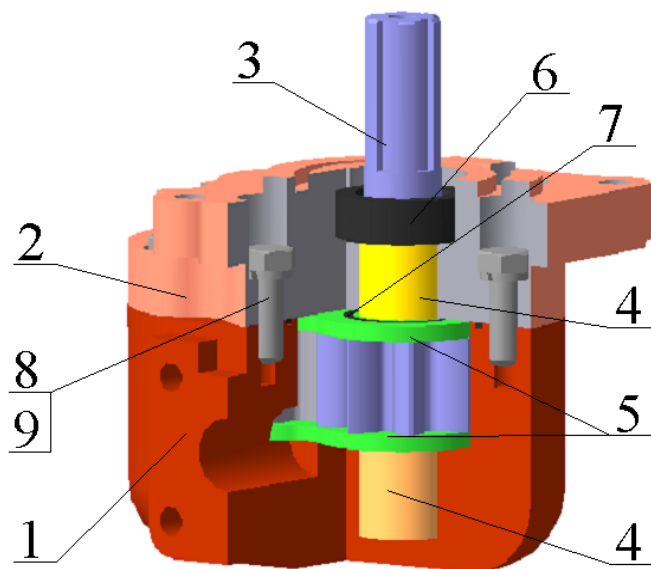


Рис. 6. Шестеренный насос конструктивного исполнения «М» 1 – корпус; 2 – крышка;
3 – шестерня ведущая; 4 – подшипники;
5 – компенсаторы; 6 – манжета резиновая;
7 – резиновое уплотнение; 8 – болт;
9 – шайба пружинная.

1.4. Шестеренный насос конструктивного исполнения "А"

Особенностью данной конструкции является наличие моноблочной подшипниковой 4 и поджимной 5 обоймы, что позволило уменьшить нагрузку на корпус. Моноблочная подшипниковая обойма является единственной опорой для цапф шестерен, такое решение позволило исключить перекося во время работы.

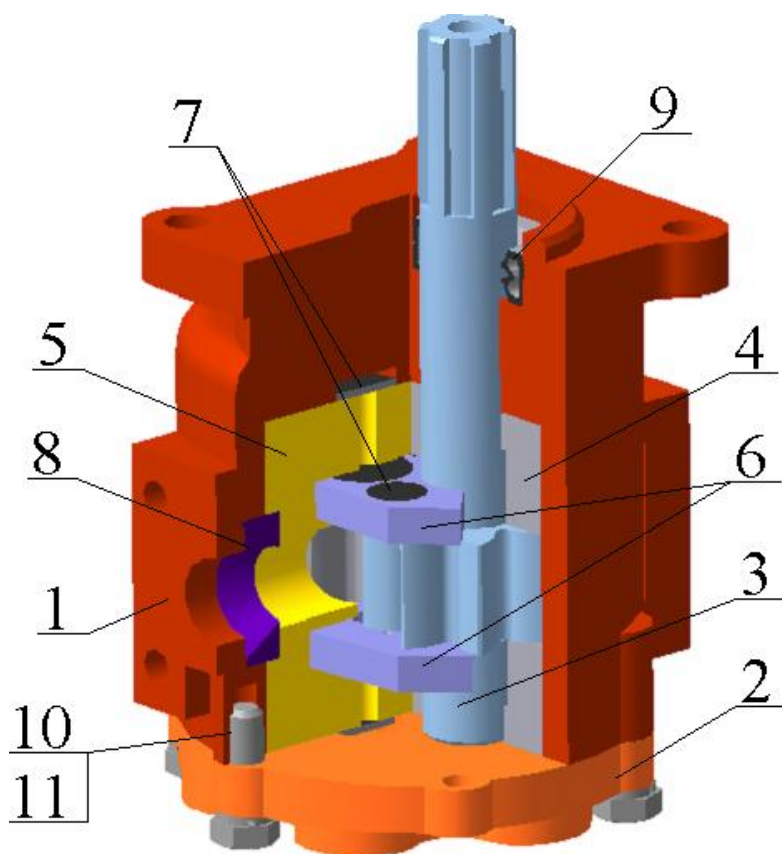


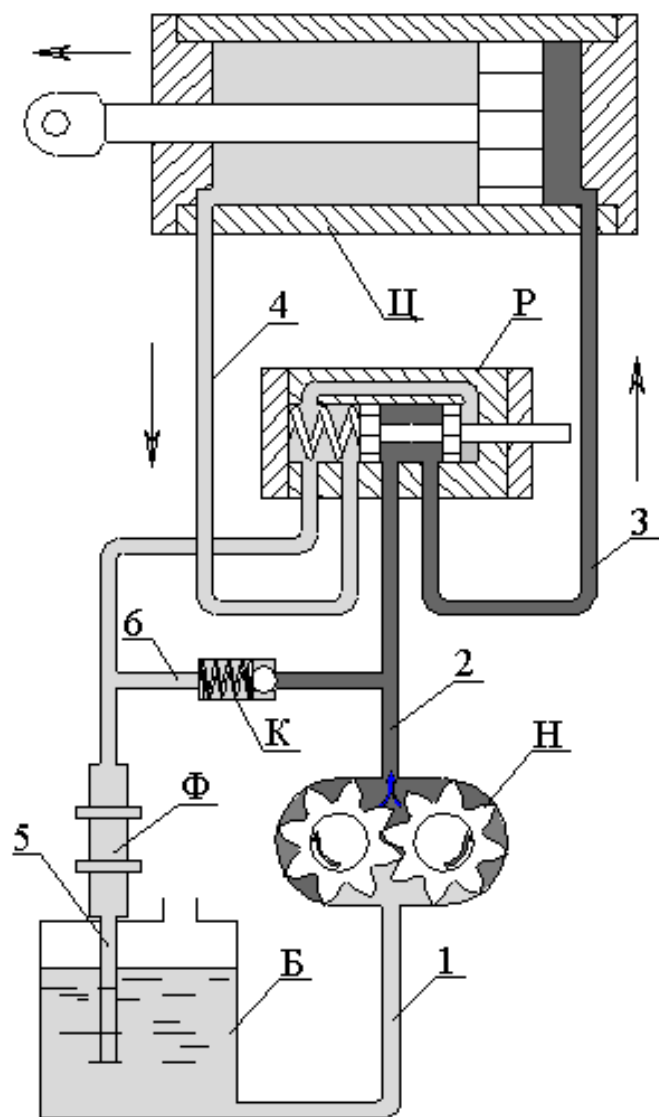
Рис. 7. Шестеренный насос конструктивного исполнения "А" 1 – корпус; 2 – крышка;
 3 – шестерня ведущая; 4 – обойма подшипниковая;
 5 – прижимная (подвижная) обойма; 6 – компенсаторы;
 7 – резиновые уплотнения;
 8 – манжета радиального прижима;
 9 – манжета уплотнительная; 10 – болт;
 11 – шайба пружинная

2. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ, ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Для составления схемы гидропривода нужно предварительно изучить по рекомендованной литературе, особенности работы устройства, а также ознакомиться с условными обозначениями элементов в соответствии со стандартом. Принцип действия простейшего гидропривода приведены на рис. 8, 9.

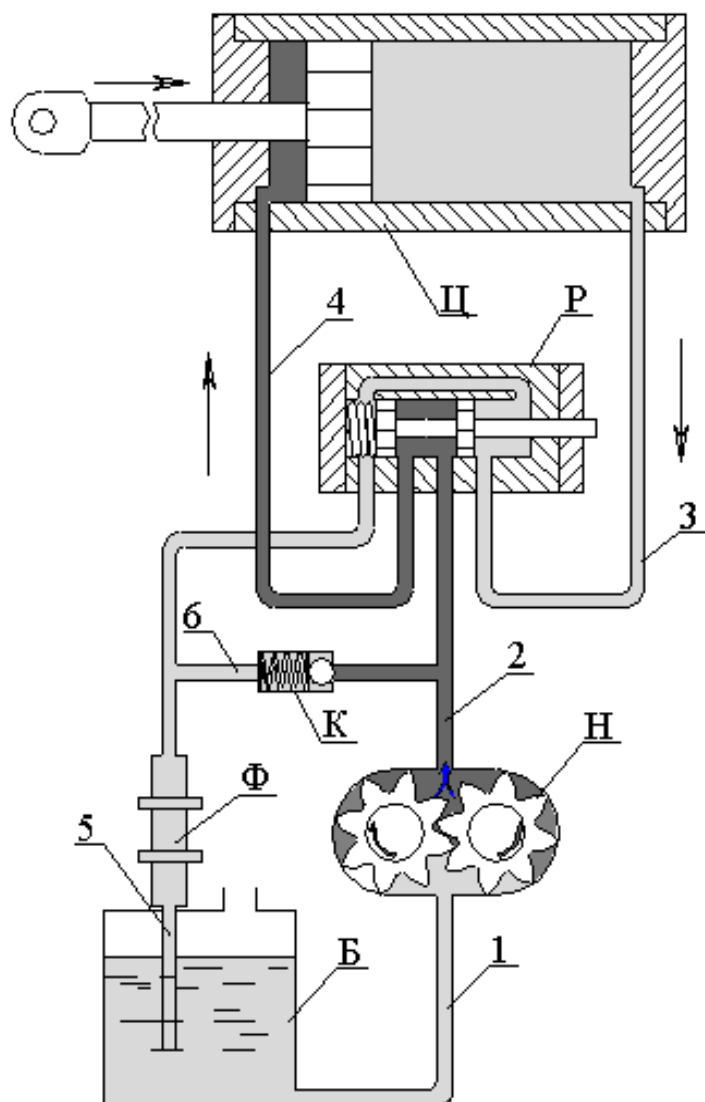
Рассмотрим схему работы гидропривода (см. рис. 8, а, рис. 9, а). Из бака Б по всасывающей гидролинии 1 насос Н всасывает жидкость и нагнетает ее по напорной гидролинии 2 в гидрораспределитель Р. В зависимости от положения плунжера гидрораспределитель направляет жидкость в одну из исполнительных гидролиний 3 или 4 силового цилиндра Ц, или в сливную гидролинию 5. Под действием давления жидкости поршень перемещается вдоль цилиндра, вытесняя из штоковой полости жидкость через гидрораспределитель Р и фильтр Ф по сливной магистрали 5 поступает в бак Б. В конце каждого хода поршня плунжер золотника гидрораспределителя переставляется в другое крайнее положение (см. рис. 8, б, рис. 9, а), чем изменяется направление движения жидкости в гидроцилиндре на противоположное, а следовательно, и направление движения поршня со штоком. Так в рассматриваемом гидроприводе вращательное движение вала двигателя преобразуется в возвратно-поступательное движение исполнительного механизма.

Управление плунжером золотника может быть ручным, электрическим или гидравлическим.



а)

Рис. 8. Принципиальная схема нерегулируемого гидропривода вращательного движения (начало)



б)

Рис. 8. Принципиальная схема нерегулируемого гидропривода вращательного движения (продолжение)

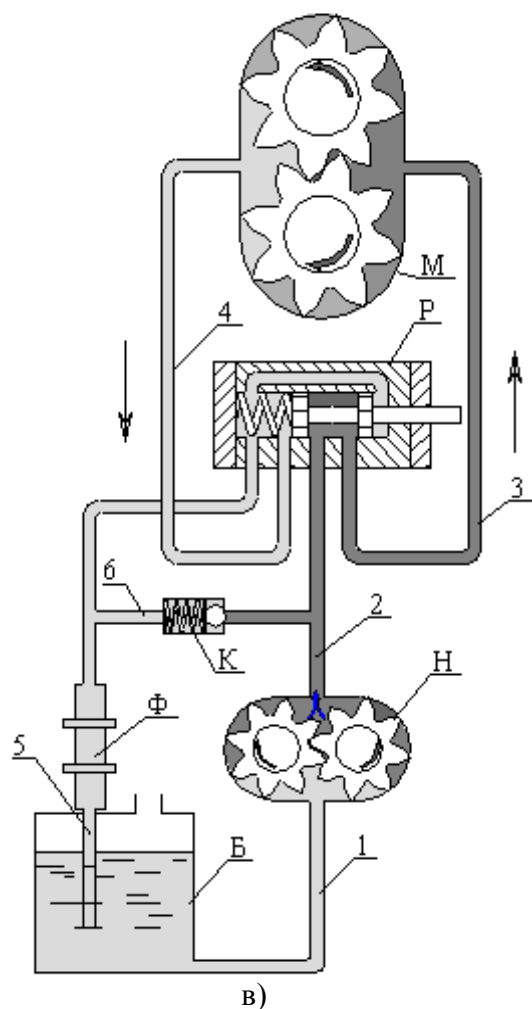


Рис. 8. Принципиальная схема нерегулируемого гидропривода вращательного движения (окончание)

Давление жидкости в гидросистеме зависит от сопротивления ее движения по гидролинии гидроприводу и усилия на штоке поршня гидроцилиндра. С увеличением

нагрузки на шток и опоры гидросистемы давление нагнетания возрастает. Для его ограничения и предотвращения аварии гидропривода от разрыва элементов к напорной магистрали присоединен предохранительный клапан К, который при перегрузке открывается и пропускает рабочую жидкость на слив в бак Б по вспомогательной линии 6. Затягиванием регулировочной пружины предохранительного клапана регулируется давление его срабатывания. С помощью фильтра Ф обеспечивается чистота рабочей жидкости путем удаления из нее посторонних компонентов.

Передаточное отношение гидропривода регулируется в широких пределах насосом или гидромотором.

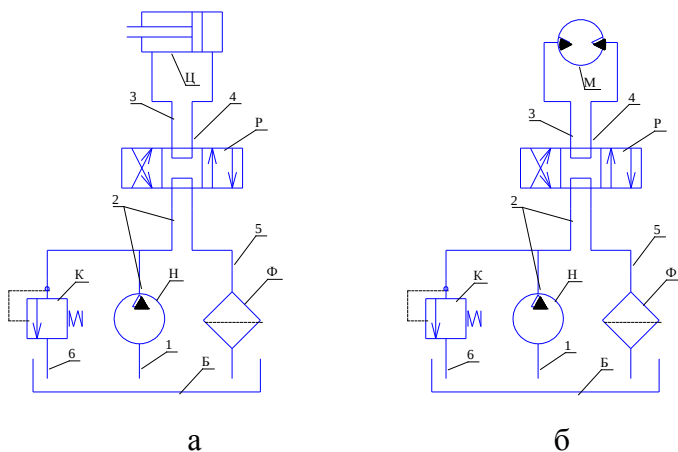


Рис. 9. Гидравлические схемы нерегулируемого гидропривода:
а) возвратно-поступательного движения, б) вращательного движения (Б – бак; Н – насос; К – предохранительный клапан; Р – распределитель; Ц – гидроцилиндр; Ф – фильтр)

3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Гидравлическое масло в гидроприводе выполняет функции рабочего тела, поэтому его называют рабочей жидкостью. Основной функцией гидравлического масла является передача механической энергии от ее источника к исполнительным органам с обеспечением величины или направления приложенной силы. Основная ее роль – передавать энергию от насоса к потребителю. Кроме того, она смазывает трущиеся поверхности внутри гидравлических агрегатов и аппаратов, предотвращает коррозию, отводит теплоту от источников ее выделения.

Идеальной рабочей жидкости не существует, так как выбор масла зависит от конкретных условий, в которых будет работать гидроустановка. И поэтому при выборе рабочей жидкости, нужно стремиться к наиболее полному удовлетворению предъявляемых к ней требований. Рабочая жидкость должна иметь: минимальную зависимость вязкости от температуры в рабочем диапазоне температур эксплуатации гидропривода; низкую температуру застывания; высокую температуру кипения; хорошие смазывающие свойства; низкую упругость насыщенных паров; нейтральность к применяемым материалам; стабильность химических и физических свойств.

Рабочая жидкость должна иметь температуру застывания на 15 ... 20 °С ниже минимальной температуры окружающей среды, в которой эксплуатируется гидропривод.

В гидроприводах обычно используют минеральные масла различных марок. Рекомендуемая вязкость рабочей жидкости зависит от давления в гидросистеме. При рабочем давлении в гидроприводе менее 10 МПа обычно используют масла с вязкостью $\nu = 20 \dots 40$ сСт при 50 °С, а при давлении от 10 до 20 МПа – масла с вязкостью $\nu = 40 \dots 60 \text{ м}^2/\text{с} \cdot 10^{-6}$ при 50 °С. Для минеральных масел температура 120 °С является верхней эксплуатационной чертой.

Основными исходными параметрами для выбора типа рабочей жидкости являются: диапазон температур окружающей среды; максимально возможная температура рабочей жидкости в установившемся режиме; давление рабочей жидкости в гидроприводе; характеристика применяемых материалов; стоимость рабочей жидкости.

Гидравлические масла классифицируют по вязкости и уровню эксплуатационных свойств. Отечественная классификация гидравлических масел по вязкости соответствует вязкостной градации рабочих жидкостей, принятой международной организацией ISO. Согласно ISO гидравлические масла делят на 18 классов. Каждому классу соответствует символ вязкостных классификации (VG) и число, обозначающее кинематическую вязкость масла при температуре 40 °С с допуском 10 %.

Ассортимент рабочих жидкостей на основе минеральных масел, изготавливаемых в РФ, включает в себя более двадцати наименований. В зависимости от эксплуатационных свойств масла подразделяют на три группы А, Б, В (табл. 1).

Система обозначения гидравлических масел предусматривает три группы символов: две буквы, цифра и буква. Первые две буквы указывают на состав и назначение, цифра означает кинематическую вязкость при 40 °С, а последняя буква – это группа с эксплуатационными свойствами.

Так, например МГ-46 В – масло минеральное гидравлическое (МГ), цифра 46, характеризующая класс вязкости, указывает на то, что это масло имеет кинематическую вязкость 41,4 ... 50,6 мм²/с при температуре 40 °С, по эксплуатационным свойствам соответствует группе В.

Маркировка масел по классификации ISO состоит из символов качественной и вязкостной классификации, например HL VG-46 означает гидравлическое (H) масло качественной группы, включающей минеральные масла с

антиокислительными и антикоррозионными присадками (L) с кинематической вязкостью при 40 °С в интервале 41,4 ... 50,6 мм²/с (VG-46).

Таблица 1

Группы минеральных масел

Группа масел	Состав масла	Рекомендуемая область применения		
А	Нефтяные масла без присадок	Гидравлические системы с шестеренными и поршневыми насосами, работающие при давлении до 15 МПа и температуре масла до 80°С		
Б	Нефтяные масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками	Гидравлические системы с насосами всех типов, работающие при давлении до 25 МПа и температуре масла больше 80°С		
В	Хорошо очищенные нефтяные масла с антиокислительными и противосрабатывающими присадками	Гидравлические системы с насосами всех типов, работающие при давлении до 25 МПа и температуре масла больше 90°С		
По международной классификации				
ГОСТ 17497-85	А	Б	В	С изношенной передачей
ISO 6074/41982	NN	HL	NM	NV

Масло ВМГЗ – всесезонное глубоко очищенное на нефтяной основе. Применяют как зимний сорт для гидравлических систем. АУ – масло веретенное – хорошо очищенный продукт с низкой температурой застывания. Масло обеспечивает работоспособность гидроприводов при температуре от -30 °С до + 90°С.

МГ-32-Вз готовят на основе масла ВМГЗ с композицией присадок и предназначено оно для объемного гидропривода типов ГСТ-90 и ГСТ-112.

В некоторых случаях для гидроприводов сельскохозяйственной техники возможно использование в качестве рабочей жидкости моторных масел М8-В2, М10-Г2 ГОСТ 17479.3-85, в обозначении которых: М масло моторное, цифра – вязкость (в $\text{мм}^2/\text{с}$) при 100 °С, В и Г степень форсирования двигателя в соответствии средне и сильно форсированных двигателей, индекс 2 указывает на тип двигателя (1 – бензиновый, 2 – дизельный).

Основные показатели рабочих жидкостей, а именно: вязкость, плотность, температура застывания и вспышки приведена в прил. 6, 7.

4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Расчет гидравлических устройств может быть проектировочным и проверочным. При проектировочном расчете заданы исходные параметры устройства, а исходными являются элементы устройства, обеспечивающие получение исходных параметров. Характерной чертой проектных расчетов является некоторая неоднозначность. Заданные исходные параметры могут быть получены при различных комбинациях элементов гидропривода.

При проверочном расчете заданы элементы гидропривода (устройства) и исходные данные. Задача проверочного расчета – определить действительные значения исходных параметров заданного устройства гидропривода. Эта задача имеет единственное решение.

В данных методических указаниях основное внимание уделено описанию исполнения проектировочного расчета гидропривода.

Проектировочный расчет гидропривода включает в себя: определение мощностей гидромоторов с учетом необходимых коэффициентов запаса; анализ работы заданной схемы гидропривода с оценкой максимальной мощности одновременно работающих гидродвигателей; определение частоты вращения; определение подачи на каждую группу гидромоторов; выбор распределителей и фильтра; расчет диаметров гидролиний всех магистралей и приведения их к стандартным значениям; уточнение рабочих скоростей жидкости в гидролиниях; выбор рабочей жидкости (если она не задана) для различных температурных условий работы гидропривода в летний и зимний периоды; расчет потерь давления в гидросистеме для каждой гидролинии, включая потери на трение, местные сопротивления в гидроагрегатах (распределитель и фильтр); построение графика потерь давления от температуры для магистрали с большими потерями, и установление по нему рабочего диапазона

температур жидкости, соответствующего оптимальным условиям работы гидропривода; расчет КПД гидропривода; выбор гидродвигателей; тепловой расчет гидросистемы и определение емкости бака для рабочей жидкости.

4.1. Расчет мощности и подачи насоса. Выбор насоса

Мощность, которая подводится к гидроцилиндру, кВт:

$$N_{ц} = \frac{F \cdot V_n}{\eta_{общ}}, \quad (1)$$

где F – усилие на штоке гидроцилиндра, кН; V_n – скорость перемещения поршня гидроцилиндра, м/с; $\eta_{общ}$ – общий (полный) КПД гидроцилиндра.

Общий КПД для любой гидромашины определяется по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_r \cdot \eta_v \cdot \eta_{мех},$$

где η_r – гидравлический КПД, η_v – объемный КПД, $\eta_{мех}$ – механический КПД. Для гидроцилиндра: $\eta_r = 1$, $\eta_v = 1$, $\eta_{мех} = 0,92 \dots 0,96$. Нужно задаться этими коэффициентами и по формуле (1) вычислить общий КПД для гидроцилиндра. Для гидромотора: $\eta_r = 1$, $\eta_v = 0,92-0,96$, $\eta_{мех} = 0,85-0,95$. Нужно задаться этими коэффициентами и по формуле (2) вычислить общий КПД для гидромотора.

Мощность, которая подводится к гидромотору, кВт:

$$N_{м} = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{общ}}, \quad (2)$$

где M – крутящий момент на валу гидромотора, кН·м;

ω – угловая скорость вала гидромотора, рад/с.

Для гидромотора: $\eta_r = 1$, $\eta_v = 0,92-0,96$, $\eta_{мех} = 0,85-0,95$.

Угловая скорость вычисляется по формуле:

$$\omega = \pi \cdot n/30,$$

где n – частота вращения вала гидромотора, приведенная в исходных данных согласно варианту задания.

Если в гидросистеме несколько гидродвигателей (гидроцилиндров и гидромоторов), то подводимую к ним мощность рассчитывают как сумму мощностей одновременно работающих гидродвигателей:

$$N = \sum_1^2 N_{\text{ц}} + \sum_1^2 N_{\text{м}}. \quad (3)$$

Если в задании предусмотрена совместная работа гидродвигателей, то мощность N определяем по формуле (3), если предусмотрена индивидуальная работа гидродвигателей, то нужно определить мощность, которая подводится к гидроцилиндрам и к гидромоторам отдельно и в дальнейших расчетах использовать большую из них. Это всегда будет мощность, подводимая к гидромоторам. Потому что индивидуальная работа гидродвигателей означает, что работает или привод поступательного движения, или привод вращательного движения. Совместная работа гидродвигателей означает, что одновременно работают и привод поступательного движения, и привод вращательного движения, причем они соединены параллельно.

При расчете мощности насосов учитывают возможные потери энергии, связанные с уменьшением давления и расхода в гидросистеме коэффициента запаса по усилию и по скорости:

$$N_n = K_y K_c N, \quad (4)$$

где K_y, K_c – коэффициент запаса: по усилию $K_y = 1,1 \dots 1,2$; по скорости $K_c = 1,1 \dots 1,3$.

Определив необходимую мощность насоса, рассчитывают его подачу, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_n = \frac{N_n}{P_{ном}} \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (5)$$

где $P_{ном}$ – номинальное давление в гидросистеме, МПа.
Например,

$$Q_n = \frac{N_n}{P_{ном}} \cdot 10^{-3} = \frac{15}{10} \cdot 10^{-3} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 1,5 \text{ л/с} = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ л/мин}.$$

Зная P и Q , предварительно выбирают тип насоса (шестеренный) и с учетом рабочих характеристик выбранного типа задаются частотой его вращения (например $n = 1500$ об/мин, (прил. 8, табл. П.8.1, П.8.3)).

Необходимый рабочий объем насоса, л/об:

$$q_n = \frac{60Q_n}{Zn\eta_v}, \quad (6)$$

где Q_n – подача насоса, л/с; Z – число насосов; η_v – объемный КПД насоса; n – частота вращения насоса, об/мин.

По заданному номинальному давлению и рассчитанному рабочему объему выбирают конкретный типоразмер насоса и с учетом его рабочего объема уточняют частоту вращения об/мин:

$$n = \frac{60Q_n}{Zq_n\eta_v}. \quad (7)$$

Рассчитанная частота вращения вала насоса должна находиться в интервале частот, указанном в его характеристике. Для выбранного насоса выписывают

техническую характеристику из табл. (прил. 8, табл. П. 8.1, П. 8.3).

Если в результате расчета частота вращения не вошла в рекомендованный интервал частот, стоит выбрать другой насос и расчет повторить.

4.2. Выбор распределителей и фильтра

Выбор типа и марки распределителя осуществляется по номинальному давлению, подачи (расходу) жидкости в соответствующую гидролинию и количества гидродвигателей. Для гидроприводов, работающих в легком и среднем режимах, обычно выбирают моноблочные распределители, а для тяжелых и очень тяжелых режимов эксплуатации с аксиально-поршневыми насосами – секционные распределители.

Технические характеристики некоторых типов гидрораспределителей приведены в (прил. 8).

Выбор фильтра осуществляется по расходу воды (подачи насоса). Технические характеристики некоторых типов фильтров представлены в (прил. 9).

Принять для всех типоразмеров фильтров потери в фильтре $\Delta P_{\phi} = 100$ кПа при номинальном расходе.

Потери давления в распределителях и фильтрах, приведенные в их технических характеристиках, даны для номинального расхода.

Фактические потери уточняют по формуле:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_m}{Q_m^2} Q_{\phi}^2, \quad (8)$$

где, ΔP_m , Q_m – табличные значения потерь давления и расхода, приведенные в технических характеристиках; Q_{ϕ} – фактический расход, проходящий через распределитель или фильтр.

4.3. Расчет гидролиний (магистралей)

Гидролиния (магистраль) – трубопровод, предназначенный для транспортирования рабочей жидкости. В зависимости от назначения магистрали бывают: всасывающими, по которым рабочая жидкость движется от насоса; сливными - по которым рабочая жидкость поступает в гидробак; управления, по которым рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования; дренажными – для отвода подтеков рабочей жидкости.

Напорные гидролинии между распределителем и гидродвигателем называют также исполнительными магистралями.

Расчет гидролинии включает в себя: определение диаметра труб; расчет труб на прочность, потерь давления в гидролинии.

Выбор длины гидролиний обусловлен компоновкой отдельных агрегатов гидропривода. При этом всегда следует стремиться к уменьшению длины гидролинии, так как от этого зависит потеря энергии (давления) и его материалоемкость.

Рассчитывая гидролинии необходимо учитывать тот расход жидкости, который проходит непосредственно через данную гидролинию (табл. 2).

Q_n определим по формуле (5), а $Q_{ц}$ и Q_m нужно вычислить отдельно по формулам:

$$Q_{ц} = \frac{\sum N_{ц} \cdot K_y \cdot K_c \cdot 10^{-3}}{P_n};$$
$$Q_m = \frac{\sum N_m \cdot K_y \cdot K_c \cdot 10^{-3}}{P_n},$$

где коэффициенты K_y и K_c принять такими же, как в формуле (4).

Таблица 2

Расход жидкости для каждой гидролинии

Гидролиния	Совместная работа	Индивидуальная работа
Всасывающая (1)	Q_n	Q_n
Напорная насоса (2)	Q_n	Q_n
Напорная гидроцилиндра (3)	$Q_{ц}$	$Q_{ц}$
Напорная гидромотора (4)	Q_m	Q_n
Сливная (5)	Q_n	Q_n

После вычислений расхода жидкости в гидролиниях гидроцилиндра и гидромотора для совместной работы гидродвигателей необходимо сделать проверку по соотношению:

$$Q_n = Q_{ц} + Q_m .$$

Для индивидуальной работы гидродвигателей $Q_m = Q_n$ и вычислять Q_m не нужно.

Диаметр труб определяется исходя из технико-экономических соображений. Скорость движения рабочей жидкости не должна превышать следующие значения м/с для гидролиний:

всасывающей	1,2...1,5
напорной	3.....6
сливной	1,4...2
управления	4.....6.

Внутренний диаметр трубы, м:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v_d}}, \quad (9)$$

где Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; v_d – допустимая скорость жидкости, $\text{м}/\text{с}$.

При расчете диаметра напорного трубопровода скорость потока жидкости выбирают в соответствии с номинальным давлением в гидросистеме.

Таблица 3

Рекомендуемые значения скоростей для потока жидкости

Давление в гидросистеме, МПа	5	10	12,5	14	16	21
Скорость потока жидкости, м/с	3,0	4,5	5,0	5,3	5,6	6,0

Если соотношение $l/d > 100$, разрешается уменьшать рекомендованную скорость движения жидкости, но не более чем в 2 раза.

При выборе внутреннего диаметра трубы d следует учитывать то, что он должен отвечать ряду, регламентированному стандартом (прил. 10).

По выбранному диаметру трубопроводов определяют фактическую скорость движения жидкости, $\text{м}/\text{с}$:

$$v = \frac{Q}{0,785d^2}. \quad (10)$$

Толщина стенки металлического трубопровода, м :

$$\delta = \frac{P_{ном} d}{2[\sigma]} K, \quad (11)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение трубы, МПа, для труб из цветных металлов – $[\sigma] = 240$ МПа, а для других труб $[\sigma] = 400 \dots 500$ МПа, K – коэффициент запаса прочности.

Например:

Всасывающая гидролиния (1)

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v_0}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{1,4}} = 0,0331 \text{ м} = 33,1 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение (прил. 10, табл. П. 10.1) $d_1 = 40 = 0,040$ м

Определяем действительную скорость:

$$v_1 = \frac{Q}{0,785 d^2} = \frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,040^2} = 0,96 \text{ м/с}.$$

Вычисляем толщину стенки гидролинии:

$$\delta = \frac{P_{ном} d}{2[\sigma]} K = \frac{10 \cdot 40 \cdot 3}{2 \cdot [450]} = 1,33 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение (прил. 10, табл. П. 10.4) $\delta_1 = 1,4$ мм.

4.4. Расчет потерь давления в гидросистеме

При проектировании гидропривода необходимо знать потери давления жидкости в гидролиниях. Расчет потерь давления необходим для определения КПД гидропривода, выбора типоразмера гидромоторов, а также для установления

работоспособности гидропривода в условиях низких температур.

Гидросистема считается оптимально спроектированной, если потери давления не превышают 6% номинального давления насоса. Для районов Сибири и Крайнего Севера потери давления в зимнее время допускаются до 12%, а при пуске и разогреве рабочей жидкости до 20%.

Для расчета потерь давления необходимо знать гидравлическую схему привода, длину и диаметр трубопроводов, подачу насоса, вязкость рабочей жидкости.

Общие потери давления определяют как сумму всех потерь в отдельных элементах гидросистемы:

$$\sum \Delta P = \Delta P_m + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_a, \quad (12)$$

где $\sum \Delta P_m$ – суммарные потери на трение по длине трубопровода;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$ – суммарные местные потери давления в поворотах трубопроводов, штуцерах, переходниках, разветвлениях и т.д.;

$\sum \Delta P_a$ – суммарные потери давления в гидроагрегатах (распределителях, фильтрах и т.д.).

Потери давления суммируют в магистрали каждого гидродвигателя отдельно. Для этого необходимо разделить магистрали на отдельные участки, в которых одинаковы диаметры и скорости потока жидкости. Потери давления на каждом участке гидросистемы рассчитывают отдельно.

Например, если гидропривод включает два параллельно работающих гидродвигателя (гидроцилиндр и гидромотор) (рис. 10), тогда суммарные потери давления на трение для линии гидроцилиндра $\sum \Delta P_{\text{ц}}^{\text{мп}}$ и линии гидромотора $\sum \Delta P_{\text{м}}^{\text{мп}}$ определяют из следующих выражений:

$$\sum \Delta P_u^{mp} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2\Delta P_3 + \Delta P_5; \quad (13)$$

$$\sum \Delta P_m^{mp} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 2\Delta P_4 + \Delta P_5, \quad (14)$$

где ΔP_1 , ΔP_2 , ΔP_3 , ΔP_4 и ΔP_5 – потери давления на трение соответственно в первой, второй ... пятой гидролинии.

Потери давления на трение по длине гидролинии, кПа:

$$\Delta P_m = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad (15)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l и d – длина и диаметр участка трубы, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; v – средняя скорость движения жидкости, м/с.

Коэффициент сопротивления трения для ламинарного режима ($Re \leq 2320$) $\lambda = 64/Re$. Однако при практических расчетах гидролиний, значение λ следует принимать немного большим и рассчитывать по формуле:

$$\lambda = \frac{75}{Re}. \quad (16)$$

Для чисел Рейнольдса в пределах $2320 < Re < 80000$ (область гидравлически гладких труб) коэффициент гидравлического трения равен:

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}. \quad (17)$$

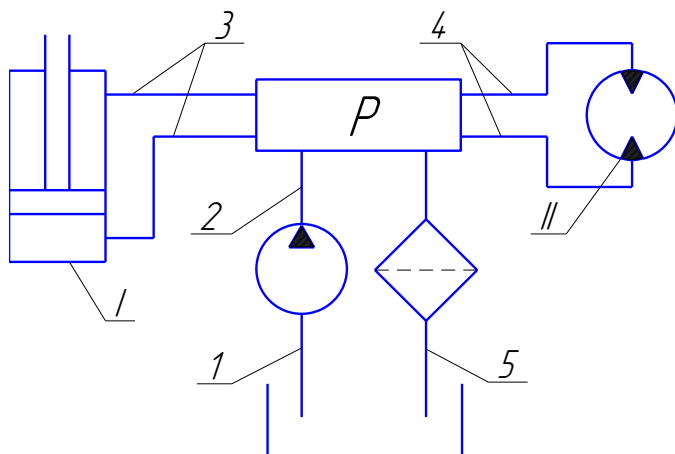


Рис. 10. Параллельное соединение приводов поступательного и вращательного движения (I – гидроцилиндр, 1, 2, 3, 4, 5 – гидролинии, II – гидромотор, Р – распределитель, Ф – фильтр, Н – насос)

Потери давления на трение в каждой гидролинии определяются для различных температур в рабочем диапазоне с интервалом 20 °С при работе на зимнем и летнем маслах. Результаты расчета потерь давления каждой гидролинии при различных температурах заносят в табл. 4, перед которой указывают исходные данные: d , м; l , м; v , м/с.

Для заданных температур вычислить плотность, для чего из таблицы Приложение 6 выписать значение кинематического коэффициента вязкости при заданных температурах для заданной рабочей жидкости:

$$\rho = \frac{\rho_{+50}}{1 + 0,0007(t - 50)},$$

где ρ_{+50} – плотность рабочей жидкости при температуре 50 °С;

t – температура, при которой определяется плотность.

Таблица 4

Расчеты потерь давления на трение

$t, ^\circ\text{C}$	$V, \text{ м}^2/\text{с}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$Re = \frac{vd}{\nu}$	Формула для λ	Число- вое значе- ние λ	Значение $\Delta P,$ кПа

Для магистрали каждого гидродвигателя найденные потери давления на трение суммируют по формулам (13) и (14) и результаты заносят в табл. 5.

Таблица 5

Расчеты потерь давления на трение по магистралям

Потери давления, кПа	$t, ^\circ\text{C}$						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$\sum \Delta P_{\text{ц}}^T$							
$\sum \Delta P_{\text{м}}^T$							

Местные потери давления в гидросистеме, кПа:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \rho \frac{v^2}{2} \cdot 10^{-3}, \quad (18)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, значения для различных видов сопротивлений приведены в прил. 11.

Значение коэффициента ξ зависит от числа Рейнольдса, однако в практических расчетах этой зависимостью обычно пренебрегают, принимая ξ постоянной величиной независимо от значения Re .

После вычисления местных потерь давления определяют общие потери давления в гидротрассах (магистралах) по формуле (12) для каждой температуры. Результаты заносят в табл. 6. При этом потери в гидроагрегатах (фильтр, гидрораспределитель) берут по техническим характеристикам, а их значение в формуле (12) выбирают из справочной литературы и уточняют с учетом фактического расхода жидкости. Если потери давления в гидроагрегатах не известны, их рассчитывают по формуле (18) как местные сопротивления.

Таблица 6

Общие потери давления по магистралям

Потери давления, кПа	$t, ^\circ\text{C}$						
	-40	-20	0	20	40	60	80
$\sum \Delta P_{\text{ц}}$							
$\sum \Delta P_{\text{м}}$							

По результатам определения общих потерь (табл. 6) строят графики зависимости $\sum \Delta P = f(t, ^\circ\text{C})$ (рис. 11) для магистрали каждого гидродвигателя или только для магистралей с большими потерями для летнего и зимнего масла.

На графике проводят горизонтальные линии по ординате, соответствующие 6 и 12% номинального давления в

гидросистеме. Точки их пересечения с графиком потерь давления магистрали с большими потерями, позволяют определить допустимую температуру эксплуатации спроектированного гидропривода на заданной (выбранной) рабочей жидкости для обычных условий.

В этом случае стоит скорректировать его параметры, то есть увеличить диаметры гидролиний или применить другие типоразмеры гидроагрегатов, или изменить рабочую жидкость, после чего пересчитать потери давления в гидросистеме.

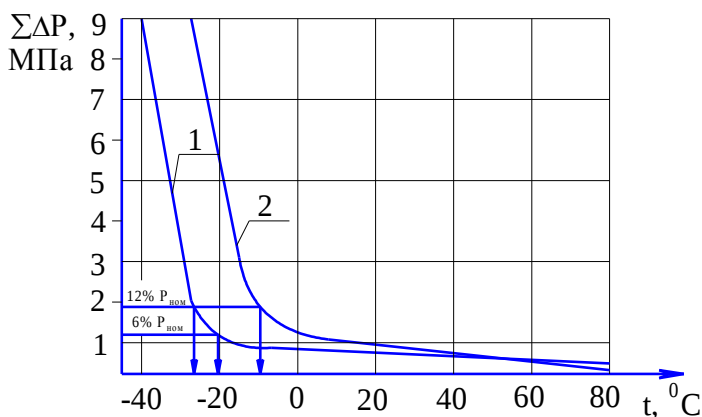


Рис. 11. Зависимость потерь давления в гидросистеме от температуры: 1 – зимнего масла; 2 – летнего масла

4.5. Расчет КПД гидропривода

КПД гидропривода позволяет оценить эффективность спроектированной гидросистемы. Для оптимально спроектированной гидросистемы общий КПД гидропривода находится в пределах 0,6 ... 0,8.

Общий КПД гидропривода определяется как произведение гидравлического, механического и объемного КПД:

$$\eta_{общ} = \eta_z \eta_{мех} \eta_v . \quad (19)$$

Гидравлический КПД рассчитывается по суммарным потерям давления в гидросистеме:

$$\eta_z = \frac{P_{ном} - \sum \Delta P}{P_{ном}} , \quad (20)$$

где $\sum \Delta P$ – потери давления при оптимальной рабочей температуре работы гидропривода, соответствующие 6% (номинального давления).

Механический КПД определяется произведением механических КПД всех последовательно соединенных гидроагрегатов, в которых происходят потери энергии на трение:

$$\eta_m = \eta_{м.н} \eta_{м.р} \eta_{м.д} , \quad (21)$$

где, $\eta_{м.н}$, $\eta_{м.р}$, $\eta_{м.д}$ – значения механических КПД соответственно насоса, распределителя и гидродвигателя; их выбирают по техническим характеристикам.

Объемный КПД гидропривода:

$$\eta_v = \eta_{v.н} \eta_{v.р} \eta_{v.д} , \quad (22)$$

где $\eta_{v.н}$, $\eta_{v.р}$, $\eta_{v.д}$ – объемный КПД насоса, распределителя, гидродвигателя.

Объемный КПД силовых гидроцилиндров принимают равным единице и в расчетах не учитывают. Объемный КПД других агрегатов выбирают из технических характеристик.

4.6. Выбор силовых гидроцилиндров

При проектировании гидропривода силовые гидроцилиндры выбирают из отраслевой нормали по двум параметрам: длине хода штока и внутреннему диаметру. Ход штока выбирают конструктивно в соответствии с кинематической схемой машины. Внутренний диаметр гидроцилиндра определяют из расчета.

Если рабочий ход гидроцилиндра происходит при подаче жидкости в поршневую полость, диаметр цилиндра D рассчитывают из условия обеспечения необходимой скорости перемещения поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{ц}}{\pi v_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{ц}}{v_n}}, \quad (23)$$

где $Q_{ц}$ – расход рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр;

v_n – необходимая скорость перемещения поршня.

Найденный диаметр округляют до ближайшего значения нормализованного ряда и проверяют из условия обеспечения заданного усилия, действующего на шток силового цилиндра:

$$\frac{\pi D^2}{4} (P_{ном} - \sum \Delta P) \eta_m \geq T, \quad (24)$$

где D – диаметр цилиндра, м; $\sum \Delta P$ – максимальные потери давления в пределах рабочего диапазона температур рабочей жидкости, кПа; η_m – механический КПД гидроцилиндра.

Например,

$$Q_{ц} = \frac{\sum Q_{ц}}{2} = \frac{0,68 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,34 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{\text{ц}}}{\pi v_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\text{ц}}}{v_n}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,34 \cdot 10^{-3}}{0,057}} = 0,0873 \text{ м} = 87,3 \text{ мм}.$$

Стандартное значение диаметра гидроцилиндра выбрать из таблицы (прил. 12).

В формулу (24) подставить стандартное значение диаметра гидроцилиндра. Принять $\sum \Delta P_n = 0,06 P_n$, механический КПД гидроцилиндра таким, как задавались при исчислении $\eta_{\text{общ}}$ в формуле (1).

В расчетах механический КПД гидроцилиндра можно принять $\eta_m = 0,92 \dots 0,96$. Меньшее значение механического КПД рекомендуется выбирать для давления рабочей жидкости до 10 МПа, а большие – для давления более 10 МПа.

Если рабочий ход гидроцилиндра осуществляется при подаче жидкости в штоковую полость, диаметр штока равен:

$$D^2 - d_{\text{шт}}^2 = \frac{4Q_{\text{ц}}}{\pi v_n}. \quad (25)$$

На практике рекомендуется выбирать следующие значения:

$$\text{при } (1,5 < P_{\text{ном}} < 5,0) \text{ МПа} - \frac{d_{\text{шт}}}{D} = 0,5;$$

$$\text{при } (5,0 < P_{\text{ном}} < 10,0) \text{ МПа} - \frac{d_{\text{шт}}}{D} = 0,7.$$

Усилие, действующее на силовой гидроцилиндр, должно удовлетворять условию:

$$\frac{\pi(D^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} (P_{\text{ном}} - \sum \Delta P) \eta_m \geq P. \quad (26)$$

4.7. Расчет и выбор гидромотора

В гидроприводах мобильных машин наиболее широко применяются низкомомментные гидромоторы, которые при использовании редуктора на выходном валу позволяют получать значительные крутящие моменты и во многих случаях заменять высокомомментные гидромоторы.

В качестве низкомомментных гидромоторов применяются, как правило, шестеренные и аксиально-поршневые насосы с небольшими конструктивными изменениями или без них. Применение насосов вместо моторов обусловлено их оборачиваемостью.

Все типы гидромоторов позволяют регулировать частоту вращения выходного вала за счет изменения расхода рабочей жидкости, подаваемой насосом. Максимальную частоту вращения вала определяют по паспортным данным гидромотора (насоса). Минимальная частота вращения аксиально-поршневых моторов – 60 об/мин, шестеренных – 500 об/мин.

Крутящий момент на валу гидромотора, кН·м:

$$M = 0,159q_m \cdot 10^{-3}(P_{ном} - \sum \Delta P)\eta_m, \quad (27)$$

где q_m – рабочий объем гидромотора, л; $\sum \Delta P$ – потери давления, кПа; η_m – механический КПД гидромотора (0,8 ... 0,95).

Из формулы (27) по известному моменту M , номинальному давлению $P_{ном}$ и $\sum \Delta P$ определяют рабочий объем гидромотора q_m . По рассчитанным значениям q_m и $P_{ном}$ выбирают гидромотор (прил. 8).

При известном расходе Q_m и выбранному рабочему объему q_m гидромотора находят частоту вращения вала гидромотора, об/мин:

$$n_m = \frac{60Q_m}{q_m} \eta_{об.м}, \quad (28)$$

где Q_m – действительный расход гидромотора л/с, л/мин;
 q_m – рабочий объем гидромотора, л; $\eta_{в.м}$ – объемный КПД гидромотора.

Рассчитанную частоту вращения сравнивают с табличным значением. Она должна быть в пределах рабочих частот, указанных в характеристике мотора.

Например, из формулы (27) по известному моменту M (из исходных данных варианта), номинального давления P_H и $\sum \Delta P$ определяем рабочий объем гидромотора.

$$q_m = \frac{M}{0,159 \cdot 10^{-3} \cdot (P_{ном} - \sum \Delta P) \eta_{общ}} = \frac{0,074}{0,159 \cdot 10^{-3} \cdot (14000 - 0,06 \cdot 14000) \cdot 0,86} = 0,041 \text{ л} = 41 \text{ см}^3.$$

По рассчитанному значению q_m и известному P_H выбираем гидромотор.

4.8. Определение объема бака рабочей жидкости

Бак в гидравлической установке (рис. 12) выполняет несколько функций. Он используется:

- в качестве приемной и резервной емкости;
- для отвода тепла, которое выделилось в результате трения;

- для удаления воздуха из жидкости, сбора влаги и загрязнений;

- в качестве опоры для встроенных или смонтированных на нем конструктивных элементов гидросистемы.

В качестве ориентира при выборе гидробака стационарного оборудования может служить объем жидкости, которую перекачивает насос на протяжении 3-5 мин. Дополнительно к этому объему необходимо предусмотреть место для воздушной подушки размером примерно в 15%.

Учитывая, что в гидравлических системах для мобильных машин гидробак из соображений экономии места и массы должен быть меньше, поэтому функции охлаждения жидкости переводят на дополнительные устройства.

Для надежной работы гидросистемы значительную роль играет форма гидробака, так высокий бак способствует большему теплоотведению, а широкий – воздухоотделению. Всасывающая и сливная гидролинии должны быть расположены как можно дальше друг от друга и несколько ниже минимально возможного уровня жидкости. Направляющая пластина и успокаивающая перегородка должны разделять камеру всасывания и сливную камеру. Кроме того, наличие направляющей пластины и успокаивающей перегородки в гидробаке позволяет обеспечить достаточное время выдержки жидкости, и тем самым эффективно отделить загрязнения, влагу и воздух. В корпусе бака установлено сливную пробку для слива жидкости при ее замене. Для этого дно бака наклонено к горизонту под углом 5 ... 10° в сторону сливной пробки. Для выравнивания колебаний давления через изменение уровня рабочей жидкости предусмотрена возможность вентиляции бака и удаления из него воздуха. С этой целью в крышке установлен сапун с воздушным фильтром.

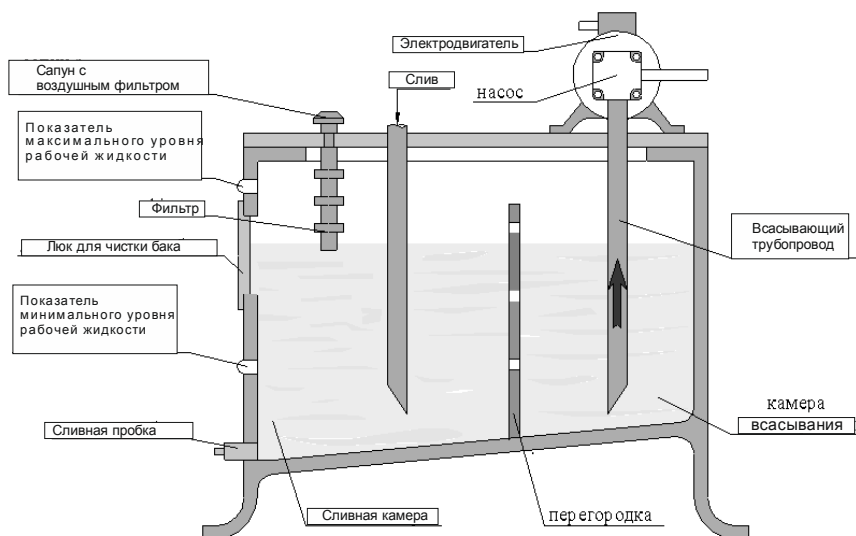


Рис. 12. Строение гидробака стационарного устройства

Все большее распространение получают закрытые гидросистемы в которых гидробак выполнен в виде сварного цилиндра, внутри которого размещен баллон (мешок), заполненный азотом под давлением 0,2 МПа. Избыточное давление способствует лучшему заполнению рабочих камер насоса и вместе с этим препятствует возникновению кавитации во всасывающей гидролинии. Использование подобных баков вызывает меньше проблем, связанных с захватом воздуха и влаги.

Объем бака выбирают конструктивно в зависимости от назначения и режима работы гидропривода.

Практикой определены рекомендации выбора объема в зависимости от назначения машины и ее температурного режима.

Для ориентированного расчета можно принять объем бака $W = 2Q_n$, где Q_n – подача насоса, л/мин.

Вычисленное значение объема масляного бака округлить до ближайшего стандартного значения. Ряд стандартных емкостей (л): 50; 63; 80; 100; 125; 160 200; 250; 320; 400; 500.

4.9. Тепловой расчет гидросистемы

Тепловой расчет гидросистемы выполняют для выяснения условий работы гидропривода, уточнения объема масляного бака, а также для определения необходимости применения теплообменников.

Минимальная температура рабочей жидкости равна температуре воздуха окружающей среды. Максимальную температуру находят в результате теплового расчета.

Повышение температуры рабочей жидкости в первую очередь связано с внутренним трением, особенно при дросселировании жидкости. Все потери мощности в гидросистеме в конечном счете превращаются в теплоту, которая аккумулируется в жидкости.

Количество теплоты Q , полученной гидросистемой в единицу времени, соответствует утраченной в гидроприводе мощности и может быть определено по формуле, кДж:

$$Q = (1 - \eta_{\text{общ}}) N_n K_n, \quad (29)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД гидропривода; N_n – мощность привода насоса, кВт; K_n – коэффициент продолжительности работы под нагрузкой (для ориентированного расчета можно принять $K_n = 0,7$).

При расчете гидросистемы нужно найти максимальную температуру жидкости, °С, что достигается за 1 час работы после начала эксплуатации гидропривода:

$$t_{ycm} = t_{o.max} + \frac{Q}{KF}, \quad (30)$$

где $t_{o.max}$ – максимальная температура окружающей среды; K – коэффициент теплоотдачи поверхности гидроагрегатов (кДж/м²/с·град); F – суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей гидропривода, м²:

$$F \approx 0,14 \sqrt[3]{W^2}, \quad (31)$$

где W – объем бака, л.

Зная минимальную температуру той климатической зоны, для которой проектируется машина, и определив максимальную температуру, можно установить диапазон температур рабочей жидкости в гидросистеме.

Если в результате расчета окажется, что максимальная постоянная температура превышает 70 °С, необходимо увеличить объем бака, поверхность теплоотдачи или предусмотреть в гидросистеме теплообменное устройство.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица П.1.1

Исходные данные к элементам гидропривода

№ Ва р	Гидроцилиндры			Гидромоторы			Длина магистралей, м				
	P ₁ , кН	P ₂ , кН	V, м/с	M ₁ , кН·м	M ₂ , кН·м	n, об/мин	Всасы- вающая (1)	Напор- ная насоса (2)	Напорная гидроци- линдра (3)	Напор- ная гидро- мотора (4)	Слив- ная (5)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	20	20	0,05	0,04	0,04	1100	2,1	2,5	6,0	5,0	8,0
2	22	22	0,052	0,042	0,042	1150	2,2	2,6	6,1	5,1	8,1
3	24	24	0,054	0,044	0,044	1200	2,3	2,7	6,2	5,2	8,2
4	26	26	0,056	0,046	0,046	1280	2,4	2,8	6,3	5,3	8,3
5	28	28	0,058	0,048	0,048	1300	2,5	2,9	6,4	5,4	8,4
6	30	30	0,060	0,050	0,050	1350	2,6	3,0	6,5	5,5	8,5
7	32	32	0,062	0,052	0,052	1400	2,7	3,1	6,6	5,6	8,6
8	34	34	0,064	0,054	0,054	1450	2,8	3,2	6,7	5,7	8,7
9	36	36	0,066	0,056	0,056	1500	2,9	3,3	6,8	5,8	8,8
10	38	38	0,068	0,058	0,058	1590	3,0	3,4	6,9	5,9	8,9
11	40	40	0,070	0,060	0,060	1600	2,0	3,5	7,0	6,0	9,0
12	42	42	0,069	0,062	0,062	1100	2,1	3,6	7,1	6,1	9,1
13	44	44	0,067	0,064	0,064	1150	2,2	3,7	7,2	6,2	9,2
14	46	46	0,065	0,066	0,066	1200	2,3	3,8	7,3	6,3	9,3
15	48	48	0,063	0,068	0,068	1250	2,4	3,9	7,4	6,4	9,4

Окончание табл. П.1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16	50	50	0,061	0,070	0,070	1300	2,5	4,0	7,5	6,5	9,5
17	52	52	0,059	0,072	0,072	1350	2,6	2,8	7,6	6,6	9,6
18	54	54	0,057	0,074	0,074	1400	2,7	2,9	7,7	6,7	9,7
19	56	56	0,055	0,076	0,076	1450	2,8	3,0	7,8	6,8	9,8
20	58	58	0,053	0,078	0,078	1500	2,9	3,1	7,9	6,9	9,9
21	60	60	0,051	0,080	0,080	1550	3,0	3,2	8,0	7,0	10,0
22	62	62	0,049	0,062	0,062	1600	2,1	3,3	8,1	7,1	10,1
23	64	64	0,052	0,064	0,064	1650	2,2	3,4	7,2	7,2	10,2
24	66	66	0,054	0,066	0,066	1700	2,3	3,5	8,3	7,3	10,3
25	68	68	0,056	0,068	0,068	1750	2,4	3,6	8,4	7,4	10,4
26	70	70	0,058	0,070	0,070	1800	2,5	3,7	8,5	7,5	10,5
27	72	72	0,060	0,072	0,072	1850	2,6	3,8	8,6	7,6	10,6
28	74	74	0,062	0,074	0,074	1900	2,7	3,9	8,7	7,7	10,7
29	76	76	0,064	0,076	0,076	1950	2,8	4,0	8,8	7,8	10,8
30	78	78	0,066	0,078	0,078	2000	2,9	4,1	8,9	7,9	10,9

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО «ВГТУ», ВГТУ)

Факультет машиностроения и аэрокосмической техники

Кафедра Автоматизированного оборудования машиностроительного
производства

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

« _____ »

Расчетно-пояснительная записка

Выполнил:
студент группы _____

(Ф. И. О.)

Руководитель работы:
к. т. н, доцент _____
(Ф. И. О.)

Оценка _____

Воронеж 20____г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»
(ФГБОУ ВО «ВГТУ», ВГТУ)

Кафедра «Автоматизированного оборудования машиностроительного производства»

Дисциплина «_____»

Направление подготовки 15.03.01 «Машиностроение»

Курс

Группа

Семестр

ЗАДАНИЕ

на курсовой (курсовую) проект (работу) студента

(Ф.И.О)

1. Тема проекта (работы) _____

2. Срок сдачи студентом законченного проекта (работы) _____

3. Исходные данные для проекта (работы) _____

4. Номер варианта _____

5. Содержание пояснительной записки _____

6. Перечень графического материала _____

7. Дата выдачи задания _____

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

[illegible]

Студент _____
(Подпись)

Руководитель _____ (Подпись) _____ (Ф.И.О.)

“ ” 20 ____ Г.

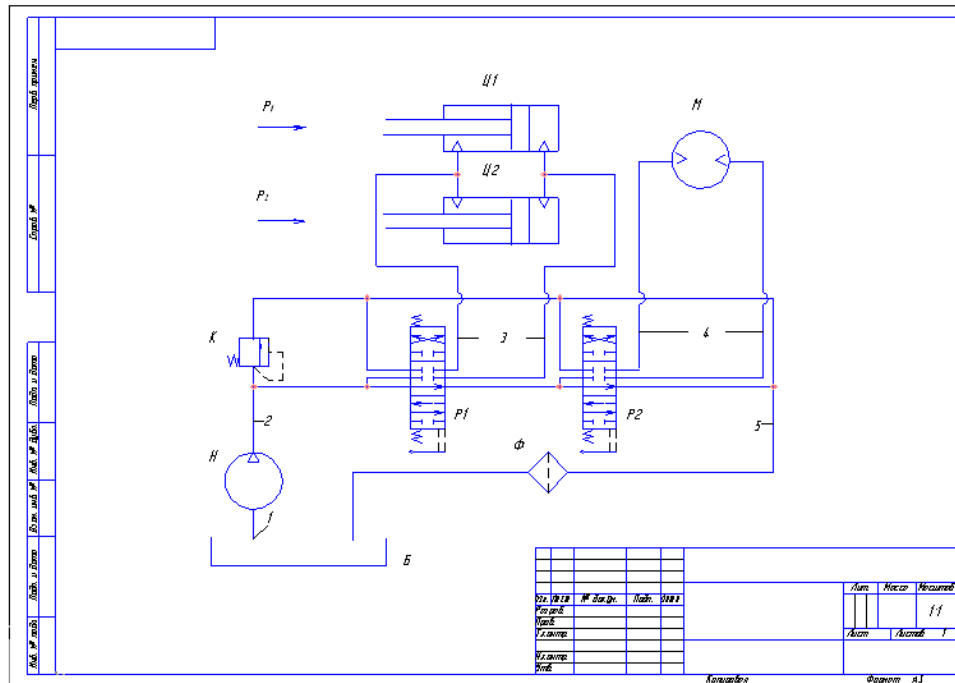
Примечание: Бланк задания (прил. 2) печатается на одном листе с двух сторон.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 Штамп

Мас. Вкладыш	Действит. с даты	Изм. или №	Изм. № докум.	Действит. с даты	Стор. №	Рег. номер	НАЗВАНИЕ ДОКУМЕНТА
							НАЗВАНИЕ ДОКУМЕНТА
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			1

							НАЗВАНИЕ ДОКУМЕНТА
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Ф.И.О.				Название работы	Лист	Лист
Проект	Ф.И.О.					1	1
Реценз.	Ф.И.О.						
Н. Контр.	Ф.И.О.						
Утверд.	Ф.И.О.				Организация		

ПРИЛОЖЕНИЕ 4 Принципиальная гидравлическая схема



ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Условные обозначения элементов гидроприводов

Изображение условных графических обозначений элементов, применяемых в системах гидроприводов, в РФ регламентируются стандартами единой системы конструкторской документации, а в Евросоюзе – стандартом DIN ISO 1219.

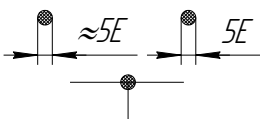
Большинство условных обозначений для обеих систем одинаковы, только некоторые из них имеют определенные различия. В табл. 5.1 приведены условные графические обозначения основных элементов гидроприводов в схемах.

Таблица П.5.1

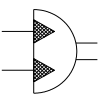
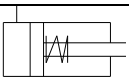
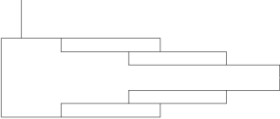
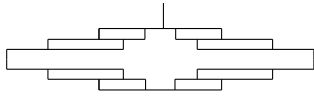
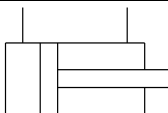
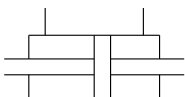
Условные графические обозначения основных
элементов гидроприводов

Название	Обозначения	
	согласно ЕСКД	согласно DIN ISO 1219
1	2	3
1. Обозначение элементов общего назначения		
1.1. Гидролинии, линии связи: а) всасывающие, напорные, сливные		
б) управление		
в) отвод утечек (дренажный)		

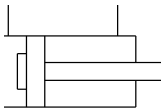
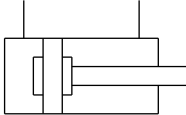
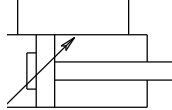
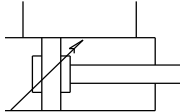
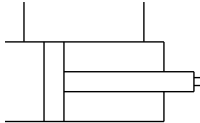
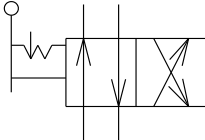
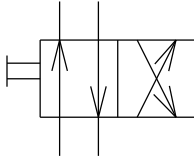
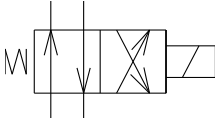
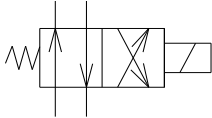
Продолжение табл. П.5.1

г) гибкая соединительная линия		
1.2. Соединение гидролиний		
1.3. Пересечение гидролиний без соединения		
2. Преобразователи энергии		
2.1. Насос нерегулируемый: а) с нереверсивным потоком		
б) с реверсивным потоком		
2.2. Насос регулируемый: а) с нереверсивным потоком		
б) с реверсивным потоком		
2.3. Гидромотор нерегулируемый: а) с нереверсивным потоком		
б) с реверсивным потоком		

Продолжение табл. П.5.1

2.4. Гидромотор регулируемый: а) с нереверсивным потоком		
б) с реверсивным потоком		
2.5. Гидродвигатель поворотный		
2.6. Гидроцилиндр а) одностороннего действия		
б) одностороннего действия с возвратом штока пружиной		
в) телескопический одностороннего действия		
г) телескопический одностороннего действия с двусторонним штоком		
2.7. Гидроцилиндр а) двухстороннего действия		
б) с двухсторонним штоком		

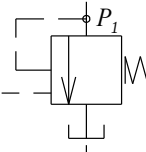
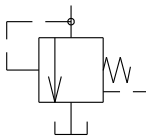
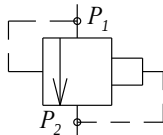
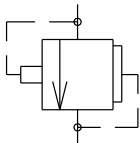
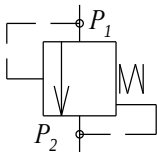
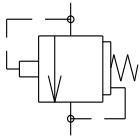
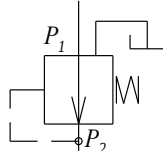
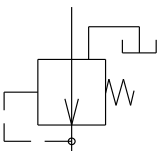
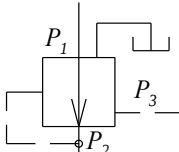
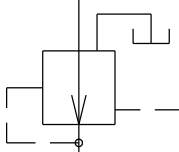
Продолжение табл. П.5.1

2.8. Цилиндр двухстороннего действия с постоянным (нерегулируемым) торможением в конце хода а) со стороны поршня		
б) с двух сторон		
2.9. Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода: а) со стороны поршня		
б) с двух сторон		
2.10. Цилиндр дифференциальный (отношение площадей поршня со стороны штоковой и не штоковой полости имеет первостепенное значение)		
3. Аппаратура распределительная и регулирующая		
3.1. Условно распределители обозначают цифрами, через черту дроби. В числителе указывают количество линий (проходов), а в знаменателе - число рабочих позиций. Распределитель 4/2 в зависимости от типа управления: а) с ручным управлением		
б) от электромагнита с пружинным возвратом в исходное положение		

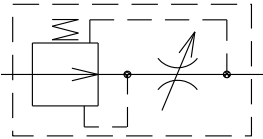
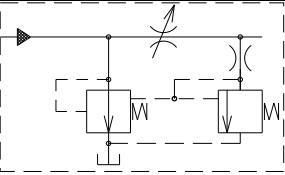
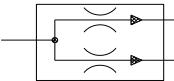
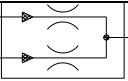
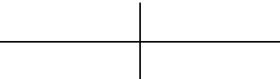
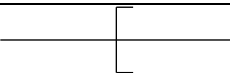
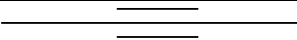
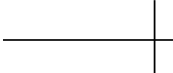
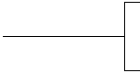
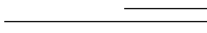
Продолжение табл. П.5.1

в) с электрогидравлическим		
г) от двух электромагнитов		
д) от давления с двух направлений		
е) от электромагнита с двумя обмотками, работающими в двух направлениях		
3.2. Обратный клапан		
3.3. Клапан с логической функцией "ИЛИ"		
3.4. Клапан регулирующий: а) нормально открытый		
б) нормально закрытый		
3.5. Клапан предохранительный: а) с собственным управлением		

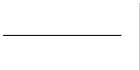
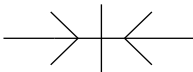
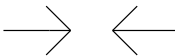
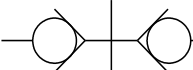
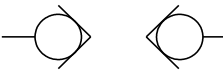
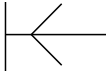
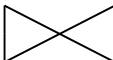
Продолжение табл. П.5.1

б) с дополнительным подводом давления управления от отдельной магистрали		
3.6. Клапан пропорциональный (поддерживает постоянное соотношение давлений P_1 / P_2)		
3.7. Клапан дифференциальный (поддерживает постоянный перепад давлений $P_1 - P_2$)		
3.8. Клапан редукционный (поддерживает постоянное давление на выходе $P_2 = \text{const}$ независимо от значения P_1 при условии, $P_2 < P_1$) а) давление P_2 зависит от усилия пружины		
б) давление P_2 зависит от давления управления P_3		
3.9. Регуляторы потока: а) дроссель (чувствителен к изменению вязкости)		

Продолжение табл. П.5.1

б) дроссель с регулятором давления	
в) дроссель с регулятором давления и предохранительным клапаном	
3.10. Делитель потока	
3.11. сумматор потока	
4. Соединение гидролиний	
4.1. Соединение элементов гидролиний разъемное а) общее обозначение	
б) фланцевое	
в) штуцерное резьбовое	
г) муфтовое резьбовое	
4.2. Конец гидролинии под разъемное соединение а) общее обозначение	
б) фланцевое	
в) штуцерное резьбовое	
г) муфтовое резьбовое	

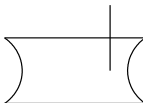
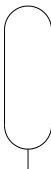
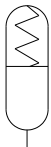
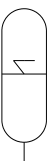
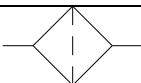
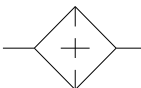
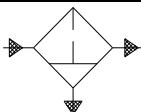
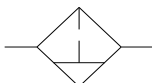
Продолжение табл. П.5.1

4.3. Конец гидролинии с заглушкой (пробкой): а) общее обозначение		
б) фланцевый		
в) резьбовой		
4.4. Быстроразъемное соединение в соединенном состоянии: а) без запорного элемента		
б) с запорным элементом		
4.5. Быстроразъемное соединение в разобранном состоянии а) без запорного элемента		
б) с запорным элементом		
4.6. Место слива жидкости из системы: а) без возможности присоединения элемента для слива		
б) с возможностью присоединения элемента для слива		
5. Арматура общего назначения		
5.1. Вентиль (клапан) запорный: а) проходной		
б) угловой		

Продолжение табл. П.5.1

5.2. Вентиль (клапан) трехходовой	
5.3. Вентиль (клапан) регулирующий: а) проходной	
б) угловой	
5.4. задвижка	
6. Гидропосудины (резервуары)	
6.1. Гидробак а) открытый под атмосферным давлением:	
– со сливной гидролинией выше уровня рабочей жидкости	
– со сливной гидролинией на уровне рабочей жидкости	
– со сливной гидролинией ниже уровня рабочей жидкости	

Продолжение табл. П.5.1

б) закрытый, с давлением выше атмосферного		
в) закрытый, с давлением ниже атмосферного		
6.2. Гидроаккумулятор а) без указания принципа действия		
б) пружинный		
в) пневматический		
7. Кондиционеры рабочей жидкости		
7.1. Фильтр: а) полнопоточный		
б) неполнопоточный		
в) с отделением влаги с ручным сливом		

Продолжение табл. П.5.1

автоматический		
г) с отделением твердых фракций с ручной очисткой		
автоматический		
7.2. Влагоотделитель а) с ручным сливом		
б) автоматический		
7.3. Охладитель а) с естественным охлаждением		
б) с принудительным охлаждением: жидкостью		
воздухом		
вентилятором		
7.4. Подогреватель а) с естественным подогревом		
б) с принудительным подогревом: жидкостью		

Окончание табл. П.5.1

Воздухом		
7.5. Регулятор температуры (способен как охлаждать так и подогревать рабочую жидкость)		
8. Контрольно-измерительные приборы		
8.1. Манометр а) общее обозначение		
б) дающий электросигнал		
8.2. Реле давления (гидроэлектрическое)		
8.3. Термометр а) общее обозначение		
б) электроконтактный		
8.4. Прибор для измерения расхода жидкости: а) общее обозначение		
б) расходомер интегрирующий		
8.5. Тахометр		

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Таблица П.6.1

Основные характеристики рабочих жидкостей

Рабочая жидкость (марка масла)	Плотность, кг/м ³		Вязкость, м ² /с·10 ⁻⁶		Температура, °С		Граница рабочих температур, °С
	при температуре, °С				застывания	воспламе нения	
	20	50	20	50			
1	2	3	4	5	6	7	8
Веретенное АУ	876	857	49	12	-45	163	-40...+60
Трансформаторное	904	884	20	9	-45	135	-30...+90
Индустриальное:							
И-5А	875	854	12	5			
И-8А	858	838	21	7			
И-12А	868	848	46	13			
И-20А	879	859	84	18	-20	170	0...90
И-30А	888	869	149	31	-15	180	10...50
И-40А	891	868	215	40			
И-50А	881	862	269	50	-20	200	10...70
цилиндровое	916	895	471	40			
МС-14	888	869	672	98,5			
МС-20	894	875	110	15,1			

Окончание табл. П.6.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Индустриальное 20В	909	890	104	23			
Индустриальное ВИ-4	849	828	11	3,6			
Турбинное:							
Т-22	893	874	101	15	-15	180	5...50
Т-30	897	877	159	30			
Т-46	920			46	-10	195	10...+50
Приборное МВП	896	875	34	12	-60	120	-40...+60
АМГ-10		850	22	10	-70	92	-40...+80

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Таблица П.7.1

Зависимость кинематического коэффициента вязкости рабочих жидкостей от температуры

Рабочая жидкость (марка масла)	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Веретенное АУ	-	5000	1600	480	200	100	49	29	19	12	9	6,7	5,3	4,5
Трансформат орное	8000	2800	900	300	120	70	20	18	12	8,8	6,2	4,8	3,6	2,8
І-5А							12	9,2	6,8	5,2	4,1	3,3	2,7	2,3
ІІ-8А							21	14	9,4	7	5,5	4,4	3,6	2,4
ІІ-12А	-	4950	1580	470	190	95	46	29	19	13	9,7	7,4	5,7	4,6
ІІ-20А							84	43	27	18	13	9,5	7,3	5,8
ІІ-30А	-	-	12000	3000	950	470	149	82	49	31	21	15	11	8,5
ІІ-40А	-	-	-	-	2100	920	215	113	65	40	27	18	13	10
ІІ-50А	-	-	-	-	-	-	269	140	80	49	49	32	16	12
Цилиндровое 11							471	219	117	66	40	28	18	13
МС-14							672	322	171	98	61	40	28	20
МС-20							1100	516	267	150	91	59	40	28
20В							104	58	35	23	16	11	8,4	6,5

Окончание табл. П.7.1

ВИ-4							11	7,7	5,8	4,5	3,6	2,9	2,5	2,1
Т-22			4600	1200	500	260	101	56	33	22	15	10,9	8,1	6,2
Т-30							159	82	49	30	20	14	10	9,8
Приборное МВП	2200	900	400	180	90	50	34	22	16	12	9,0	7,3	6	5
АМГ-10	500	210	120	70	50	32	21	17	12	10	8,5	7	6	4,2

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Таблица П.8.1

Технические характеристики шестеренных насосов типа НШ

Параметры	НШ-32	НШ-32У	НШ-46У	НШ-50	НШ-50-2	НШ-50-3	НШ-67	НШ-67-2	НШ-67-3	НШ-100-2	НШ-100-3	НШ-160-2	НШ-160-3	НШ-250-2	НШ-250-3
Рабочий объем, см ³	31,5	31,7	46,5	48,8	48,8	48,8	69	69	69	98,8	98,8	162,5	162,5	244,8	244,8
Давление на выходе из насоса, МПа: номинальное максимальное	12,5	14	10	12,5	14	16	10	14	16	14	16	14	16	14	16
	16	17,5	14	16	17,5	20	13,5	17,5	20	17,5	20	16	20	16	20
Частота вращения, об/мин: номинальная максимальная минимальная	1920	1500	1650	1920	1920	1920	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
	2400	2400	1920	2400	2400	2400	1920	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
	960	960	1200	960	960	960	1200	960	960	960	960	960	960	960	960
Производительность, л/мин	56,8	56	76,8	88,1	86,2	86,2	99,1	96,2	96,2	139,3	139,3	299,2	299,2	345,2	345,2
Коэффициент подачи, $\eta_{\text{общ}}$ %	94	93	92	94	92	92	92	95	95	95	95	95	95	95	95
КПД %	85	83	83	85	83	83	85	85	85	85	85	85	85	85	85
Номинальная мощность кВт (л/с)	12,1	(17)	-	20,0	23,8	(37)	17,9	(33,8)	(33,6)	(51)	(58,3)	(85,9)	(98,2)	(126)	(144)
Масса, гк	6,6	5,3	7,0	7,8	7,4	7,47	17,4	17,4	17,5	17,5	17,6	44,3	44,3	45,3	45,3

Таблица П.8.2.1

Технические характеристики гидрораспределителей

Марка распределителя	P80/Г-222	P80 - 3/1 -22	P160 -3/1-222	Г-71-31 БГ-71-31	14ПГ72-34	34ПГ74-24М	34ПГ73-12	34ПГ73-24
Тип распределителя	моноблочный				секционный			
Условный проход, мм	16	25		8	20		10	20
Расход рабочей жидкости, л/мин: Номинальный	80	160		12,5	80		20	80
Максимальный	120	200		16	120		25	120
Рабочее давление, МПа Номинальное	16	16		16	20			
Максимальное	20	19		25				
Потери давления, Мпа	0,32	0,3	0,38	0,25	0,2			
Кол-во золотников	3	2	3	1	Обусловлено количеством секций			
Управление золотником	Ручное				Гидравлическое	Ручное	Электрическое	Электрогидравлическое
Масса, кг	18,5	10	37,5	3,0	2,7	3,0	3,7	6,5

Таблица П.8.2.2

Технические характеристики гидрораспределителей типа ПГ73-1 и ПГ74-1

Марка распределителя	ПГ73- 11	БПГ73- 11	ПГ73- 12	БПГ73-12	ПГ74-11	БПГ74-12
Условный проход, мм	8		10		8	10
Расход рабочей жидкости, л/мин: Номинальный	8		20		8	20
Потери давления, МПа	0,2		0,15		0,15	
Рабочее давление, МПа Номинальное	20					
Масса, кг	3,7	3	6,5	5,5	2,4	5,2

Таблица П.8.2.3

Технические характеристики гидрораспределителей типа СЗ и МСЗ

Марка распределителя	СЗ-16/200	СЗ-20/200	СЗ-25/200	СЗ-32/200	МСЗ-12	МСЗ-20	МСЗ-32
Номинальный расход рабочей жидкости, л/мин:	40	63	100	160	80	160	400
Потери давления, МПа	0,2						
Давление нагнетания, МПа	200				320		
Масса, кг	5,7	5,6	7,9	7,8	5	5,3	6

Таблица П.8.3

Технические характеристики аксиально-поршневых насосов типа ЧП

Параметр	Ед.изм	Типоразмер				
		33	52	71	90	112
Рабочий объем – минимальный	см ³	33,3	51,6	69,8	89	110,8
Частота вращения: – номинальная		0				
– максимальная	с ⁻¹ (об/мин)	25 (1500)				
– минимальная		59,83 (3590)	51,6 (3100)	46,83 (2810)	43,16 (2590)	
Подача – номинальная	л/мин	8,33 (500)				
– минимальная		47,4	73,5	99,4	126,8	157,9
Давление на выходе: – номинальное	МПа (кгс/см ²)	0				
– максимальное		22,5 (229,5)			26,5 (270)	26,915 (274,5)
Давление в гидрوليнии низкого давления: - максимальное		35,7 (364)			35,8 (365)	36,3 (370)
– минимальное		1,5 (15,3)			2,16 (22)	
Номинальный перепад давления		1,293 (13,2)			1,67 (17)	
Коэффициент подачи, не меньше		21 (214,2)			25 (255)	
Общий КПД, не меньше		0,95				
Диапазон регулирования подачи (бесступенчатый) при максимальной частоте вращения	л/мин	0,85			0,87	
Масса, не больше	кг	130,34 – 0	176,6 – 0	204,6 – 0	233,3 – 0	272,6 – 0
		45	55	63	78	

Таблица П.8.4

Технические характеристики гидроцилиндров

Параметры	Марка						
	Ц75х110-3	Ц75х 200-3	Ц75х2 00-4	Ц100х 200-3	Ц100х 200-4	Ц100х 400-3	Ц100х 400-4
Давление, МПа номинальное	16		20	16	20	16	20
максимальное	20		25	20	25	20	25
Диаметр, мм поршня	75			100		100	
штока	30	30		40		40	
Ход поршня, мм	110	200		200		400	
Расстояние между соединительными отверстиями, мм	380	515				715	
Номинальная сила гидроцилиндра, Н: толкаящая	70650		88000	12560	16700	12560	16700
тянущая	59340		74200	10550	13180	10550	13180
Гидромеханический КПД	0,94						
Масса, кг	13,6	17,1		22		30,9	

Таблица П.8.5

Техническая характеристика планетарных гидромоторов

Параметры	ПМЛ.6 3	ПМЛ.8 0	ПМЛ.10 0	ПМЛ.12 5	ПМС.10 0	ПМС.12 5	ПМС.16 0	ПМС.20 0
Максимальное давление на входе, МПа	17,5			16	17,5			16
Рабочий объем, см ³	64,3	81,8	102	126,3	101,7	127,1	162,7	2003,4
Частота вращения, с ⁻¹ :								
номинальная	4	3,2	3,2	2,5	3,2	3,2	2,5	2,5
максимальная	13	11	9,5	8	12	10	8,5	7,5
минимальная	0,15							
Номинальный расход, л/мин	18,13	18,45	22,76	21,23	22,7	28,07	28,07	33,45
Крутящий момент, Н*м:								
номинальный	134,7	171,3	211,4	233,7	210,7	260,5	333,5	368,2
страгивания	94,3	119,9	148	163,6	147,5	182,4	233,5	257
Номинальная мощность, кВт	3,36	3,466	4,26	3,67	4,24	5,24	5,24	5,78
КПД, %:								
гидромеханически й	94	94	93	93	93	92	92	91
Полный	80	80	80	83	80	80	80	83
Масса, кг	8,8	9,1	9,4	9,8	14,1	14,5	15,1	15,8

Таблица П.8.6

Техническая характеристика нерегулируемых пластинчатых гидромоторов Г16

Параметры	Г16-11М	Г16-12М	Г16-13М	Г16-14М	Г16-15А-М	Г16-16А-М
Максимальное давление на входе, МПа:						
номинальное	6,3					
максимальное	8,0			7,0		
Рабочий объем, см ³	11,2	18	36	63	125	250
Частота вращения, с ⁻¹ :						
номинальная	960					
максимальная	2500	2500	2200	1800	1800	1500
минимальная	150			100		
Номинальный расход, л/мин	14	19,4	37,1	67,2	129	266,7
Номинальный крутящий момент, Н*м	6,3	12,5	25	50	100	200
Номинальная мощность, кВт	0,6	1,2	2,4	4,9	9,8	19,7
КПД, %:						
гидромеханический	65	71	74	81	82	86
объемный	77	89	93	90	93	90
полный	50	63	69	73	76	77
Масса, кг	6,3	6,3	10	24	24	70

Таблица П.8.7

Техническая характеристика нерегулируемых пластинчатых гидромоторов Г12

Параметры	Г12-31АМ	Г12-31М	Г12-32АМ	Г12-32М	Г12-33АМ	Г12-33М	Г12-24АМ	Г12-24М	Г12-25АМ	Г12-25М	Г12-26АМ
Максимальное давление на входе, МПа:											
номинальное	6,3										
максимальное	7,0										
Рабочий объем, см ³	8,0	12,5	16,5	35	32	40	63	80	125	160	224
Частота вращения, с ⁻¹ :											
номинальная	960										
максимальная	1500								960		
минимальная	600								960		
Подача, л/мин	5	8	12	18	25	35	50	70	100	140	200
Номинальная мощность, кВт	1,1	1,6	1,9	2,8	3,6	4,35	7	9	13,5	18	24,5
Коэффициент подачи, %	73	78	81	85	89	92	89	90	92	93	95
КПД, %	55	60	70	76	80	84	80	82	85	82	87
Масса, кг	9,5							22	40		

Таблица П.8.8

Техническая характеристика гидромоторов типа 11М

Параметры	1,5	2,5	5	10	20	30
Номинальное давление, МПа	10					
Рабочий объем, см ³	9	32	71	142	251	501
Максимальная частота вращения, об/мин	2900	1500	1440	1440	1440	960
Номинальный крутящий момент, Н*м	12	42	105	210	370	740
КПД, %:						
объемный	95			97		
полный	93					

Таблица П.8.9

Техническая характеристика гидромоторов типа МР

Параметры	0,16/10	0,25/10	0,4/10	1/10	2,5/10	10/10
Номинальное давление, МПа	10					
Рабочий объем, см ³	160	250	400	1000	2500	10000
Номинальная частота вращения, об/мин	240	240	192	120	96	97
Номинальный крутящий момент, Н*м	240	380	570	1480	3540	15120
КПД, %:						
объемный	91	94	94	94	94	96
полный	86	89	85	90	85	91

Фильтр сетчатый типа ФС-7

Обозначение ФС-7, м	Условный проход, мм	Номинальная пропускная способность, л/мин	Номинальное давление, МПа	Тонкость фильтрации, мкм	Перепад давления открытого пропускного клапана, МПа	Масса, кг
(12-40)/200	12	25	20	40	0,6+/-0,1	5,6
(12-40)/63			6,3			
(20-40)/200	20	63	20			16,5
(20-40)/63			6,3			
(25-40)/200	25	100	20			
(25-40)/63			6,3			
(32-40)/200	32	160	20			22
(32-40)/63			6,3			

Таблица П.9.2

Фильтр пористый тонкой очистки типа ФП-7

Обозначение ФП-7, м	Условный проход, мм	Номинальная пропускная способность, л/мин	Номинальное давление, МПа	Тонкость фильтрации, мкм	Перепад давления открытого пропускного клапана, МПа	Масса, кг
(12-25)/63	12	25	6,3...20	25	0,6+/-0,1	5,6
(12-25)/200						
(20-25)/63	20	63				16,5
(20-25)/200						
(25-25)/63	25	100				
(25-25)/200						
(32-25)/63	32	160				22
(32-25)/200						

Таблица П.9.3

Фильтр приемный сетчатый типа С41

Обозначение	Условный проход, мм	Номинальная пропускная способность, л/мин	Номинальная тонкость фильтрации, мкм	Номинальный перепад давления МПа	Масса, кг
0,16 С41-21	8	2,5	160	0,07	0,08
0,08С41-21		2	80		
0,16 С41-22	10	10	160		0,16
0,08 С41-22		8	80		
0,16 С41-23	20	40	160		0,47
0,08 С41-23		32	80		
0,16 С41-24	40	160	160		1,45
0,08 С41-24		125	80		
0,16 С41-25	80	400	160		3,2
0,08 С41-25		320	80		

Трубопроводы для гидросистем

Таблица П.10.1

Условные проходы, мм (ГОСТ 16516-80)

6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80
---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Таблица П.10.2

Стальные трубы, бесшовные, горячекатанные. Сортамент, мм (ГОСТ 8732-70)

D_H	25	28	32	38	42	45	50
S	2,5...8	2,5...8	2,5...8	2,5...8	2,5...10	2,5...10	2,5...10

Примечание: 1. Толщину стенок в указанном диапазоне выбирают из табл. П.11.4.

2. Материалы и механические свойства труб выбирают в соответствии со стандартом.

Таблица П.10.3

Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные и холоднотянутые. Сортамент, мм (ГОСТ 8734-58)

D_{μ}	4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14	
S	0,2...1,2		0,2...1,6		0,2...1,6		0,2...2,5		0,2...2,8		0,5...3,5		0,5...3,5		0,5...3,5		0,2...4		0,2...4		0,2...4	
D_{μ}	15	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28								
S	0,2...5,0				0,2...6,0				0,4...6,0				0,4...7									
D_{μ}	30	32	34	35	36	38	40	42	45	48	50											
S	0,4...8,0						0,4...9,0			1,0...9			1,0...10			1,0...12						

Таблица П.10.4

Толщина стенок стальных труб δ , мм

(0,2)	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
1,2	1,4	(1,5)	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5
2,8	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5

Таблица П.10.5

Медные трубы (по ГОСТ 617-72)

А. Сортамент

D_H	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
S	0,5...0,8	0,5...1	0,5...1,2	0,5...2,0	0,5...2,5	0,5...2,0	0,5...2,5	0,5...2,0	0,5...3,0	0,8...2,0
D_H	13	14	15	16	17	18	19	20	22	23
S	1...3	1...3	1,0...3,5	0,8...4	1...2	1...4	1...2	1...5	1...6	1,5...4,5
D_H	24	25	26	27						
S	1...7	1...6	1...7	1,5						

Б. Толщина стенок, мм

0,5+/-0,07	0,6+/-0,07	0,8+/-0,08	1,0+/-0,1	1,2+/-0,12
1,5+/-0,15	2,0+/-0,2	2,5+/-0,25	3+/-0,25	3,5+/-0,3
4,0+/-0,3	4,5+/-0,35	5+/-0,4	6,0+/-0,5	7,0+/-0,6

Таблица П.10.6

Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетки, мм
(ГОСТ 8286-73)

D_{BH}	4	6	8	10	12	16	20	25	32	38	50
----------	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Примечание: Рабочие давления и другие характеристики приведены в справочной литературе.

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Таблица П.11.1

Коэффициенты местных сопротивлений

Гидравлические сопротивления	Коэффициенты
золотниковый распределитель	3...5
Обратный и предохранительный клапаны	2...3
Дроссель	2...2,2
Фильтр	2...3
Мгновенное расширения (вход в бак и т.д.)	0,6...0,9
Мгновенное сужение (выход из гидроцилиндра и т.д.)	0,5...0,7
Штуцер, переходник	0,1...0,15
Прямое колено	1,3...1,5
Тройник	1,0...2,5

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

(ОН 22-176-69)

Диаметр гидроцилиндров, мм: 32, 40... 110 – через каждые 10мм;

10, 125, 140...220 – через каждые 20 мм.

Диаметр штоков, мм: 20, 25, 32, 40...60 - через каждые 10мм;

100, 110, 125, 140.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В пособии изложен материал, соответствующий основной образовательной программе для курсового проектирования, практической и контрольной работы по дисциплинам «Механика жидкости и газов», «Гидравлика».

Целью настоящего учебного пособия является формирование у студентов знаний о разработке и проектировании гидропривода. Материал пособия, способ его представления и примеры помогут формированию у студентов умения выполнять расчет и обоснование параметров всех основных элементов гидропривода, выбирать эти элементы и составлять гидравлическую схему.

Структура учебного пособия отвечает поставленной цели. Разработка (проектирование) гидропривода включает в себя: составление принципиальной гидравлической схемы гидропривода, выбор рабочей жидкости, расчет и обоснование параметров всех основных элементов гидропривода, выбор этих элементов и оформление расчетно-пояснительной записки (РПЗ).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода: справочник/ Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Техника, 1977. – 320 с.
2. Башта, Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы: учеб. пособие / Т. М. Башта и др. – М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.
3. Богданович, Л. Б. Гидравлические приводы: учеб. пособие для вузов / Л. Б. Богданович. – Киев: Высшая шк., 1980. – 232 с.
4. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и приводам: учеб. пособие / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск : Высшая шк., 1977. – 416 с.
5. Идельчик, М. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: справочник / М. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
6. Кальбус, Г. А. Навесные системы и автономные гидросистемы новых тракторов: практическое пособие / Г. А. Кальбус. – Киев: Урожай, 1976. – 152 с.
7. Батаев, Д. А. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие Д. А. Батаев, З. А. Калмыкова, Л. Г. Подвидз; под ред. И. И. Куколевского. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
8. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: учеб. пособие Ю. И. Чупраков – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
9. Наумчук, Ф. А. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении: учеб. пособие Ф. А. Наумчук, Ф. М. Гендельман: в 2 ч. Ч. 1. – М.: НИИМаш, 1980. – 112 с.
10. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: справочник В. К. Свешников, А. А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 509 с.

11. Чередниченко, Т. И. Физико-химические и теплофизические свойства смазочных материалов: учеб. пособие Т. И. Чередниченко, Т. Б. Фройштетер, П. М. Ступак. – Л.: Химия, 1986. – 223 с.

12. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» К. Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ.....	8
1.1. Шестеренный насос конструктивного исполнения "Г".....	13
1.2. Шестеренный насос конструктивного исполнения "УК".....	14
1.3. Шестеренный насос конструктивного исполнения "М".....	15
1.4. Шестеренный насос конструктивного исполнения "А".....	16
2. СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ, ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА.....	18
3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	23
4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.....	27
4.1. Расчет мощности и подачи насоса. Выбор насоса.....	28
4.2. Выбор распределителей и фильтра.....	31
4.3. Расчет гидролиний (магистралей).....	32
4.4. Расчет потерь давления в гидросистеме.....	35
4.5. Расчет КПД гидропривода.....	41
4.6. Выбор силовых гидроцилиндров.....	43
4.7. Расчет и выбор гидромотора.....	45
4.8. Определение объема бака рабочей жидкости.....	46
4.9. Тепловой расчет гидросистемы.....	49
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	53
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	56
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....	57
ПРИЛОЖЕНИЕ 5.....	58
ПРИЛОЖЕНИЕ 6.....	70
ПРИЛОЖЕНИЕ 7.....	72
ПРИЛОЖЕНИЕ 8.....	74
ПРИЛОЖЕНИЕ 9.....	79
ПРИЛОЖЕНИЕ 10.....	80

ПРИЛОЖЕНИЕ 11.....	81
ПРИЛОЖЕНИЕ 12.....	81
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	82
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	83

Учебное издание

Попова Ольга Ивановна
Попова Маргарита Ивановна
Новокщенов Сергей Леонидович

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Учебное пособие

Компьютерный набор М. И. Поповой, О. И. Поповой

Редактор Кулакова Н. В.

Подписано к изданию 01.04.2019.
Объем данных 2,0 Мб.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный
технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14