

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

В.И.Глубокий

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ
СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
по дисциплине «Гидропривод и гидропневмоавтоматика»
для студентов машиностроительных специальностей

М и н с к 2 0 0 5

УДК 621.22(075.8)

ББК 34.447 я 7

Г 55

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент А.М.Якимович,

д-р техн. наук, проф. Н.В.Спиридонов

Глубокий В.И.

Г 55

Расчет гидравлических приводов станочного оборудования: Учебно-метод. пособие по курсовому проектированию по дисц. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» для студ. машиностроит. спец. /В.И. Глубокий. – Мн.: БНТУ, 2005. – 80 с.

ISBN 985-479-106-8.

Учебно-методическое пособие по дисциплине «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» предназначено для курсового проектирования для студентов машиностроительных специальностей.

В пособии приводится описание особенностей типовых гидравлических приводов станочного оборудования и рассматриваются задачи и содержание курсовой работы, излагаются основные принципы проектирования гидравлических приводов, а также методика и основные этапы расчета гидравлических систем гидроприводов станочного оборудования.

УДК 621.22(075.8)

ББК 34.447 я 7

ISBN 985-479-106-8

© В.И.Глубокий, 2005

Введение

Гидропровод – это комплекс устройств с одним или несколькими объемными гидродвигателями, предназначенный для приведения в движение механизмов посредством подачи рабочей жидкости под давлением.

Основные направления развития гидропривода заключаются в улучшении энергетических и эксплуатационных характеристик гидрооборудования, повышении его быстродействия, применении следящего и пропорционального дистанционного управления, обеспечении связи современных электронных систем с устройствами гидроприводов.

Гидроприводы широко применяются в современном станкостроении. Они позволяют существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации.

Гидравлические приводы обеспечивают плавность движения и широкие диапазоны бесступенчатого регулирования скорости исполнительных двигателей, возможность их работы в динамических режимах при частых включениях, остановках, реверсах движения или изменениях скорости. При этом качество переходных процессов может контролироваться и изменяться в нужном направлении.

Гидропровод позволяет надежно защитить систему от перегрузок и обеспечивает возможность механизмам работать по жестким упорам, с точным контролем действующих усилий путем регулирования давления. В современных станках с высокой степенью автоматизации цикла гидропровод может обеспечить до нескольких десятков различных движений. Использование гидропривода открывает широкие возможности для автоматизации цикла, контроля и оптимизации рабочих процессов, применения копировальных, адаптивных или программных систем управления.

К преимуществам гидроприводов следует отнести также достаточно высокое значение КПД, повышенную жесткость, самосмазываемость и долговечность. Однако надежная работа станочных гидроприводов может быть гарантирована только при надлежащей фильтрации рабочей жидкости и ее охлаждении для исключения влияния температурных колебаний в процессе работы, а это повышает стоимость гидроприводов и усложняет их техническое обслуживание.

При конструировании гидроприводов из унифицированных централизованно выпускаемых изделий и правильной эксплуатации их недостатки могут быть сведены к минимуму.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

В металлорежущих станках применяются различные по назначению гидравлические приводы, которые имеют разные нагрузки и законы работы исполнительного органа станка.

Гидравлические приводы главного движения (рис. 1.1 и 1.2) обеспечивают перемещение рабочего органа станка со скоростью резания. Применяются они в основном, когда это движение поступательное и реже вращательное. В качестве исполнительных двигателей могут использоваться гидроцилиндры возвратно-поступательного движения и реверсируемые гидромоторы. При возвратно-поступательном движении оба хода могут быть рабочими с осуществлением процесса резания с одной и той же скоростью или один ход рабочий, а второй ход холостой без осуществления процесса резания и происходящий с большей скоростью. При вращательном движении предельные значения частот прямого и обратного вращения, как главных движений резания, могут быть разные. Поэтому регулирование скоростей выдвижения и втягивания штока цилиндра и частот вращения гидромотора в гидравлических приводах с возвратно-поступательным и с вращательным движениями может быть независимым.

Гидравлические приводы подачи (рис. 1.3) обеспечивают перемещение рабочего органа станка со скоростью подачи. Цикл работы гидравлических приводов подачи несколько отличается и может включать быстрые подводы рабочего органа, рабочие подачи, выстой на упоре, быстрые отводы в исходное положение и др. Скорости движения рабочего органа для указанных элементов цикла работы отличаются, и регулирование их независимое. Кроме того, привод подачи должен обеспечивать постоянство установленной скорости рабочей подачи при изменении нагрузки на рабочий орган станка, остановку рабочего органа в любом положении, исключение его самопроизвольного движения при остановке и т.д.

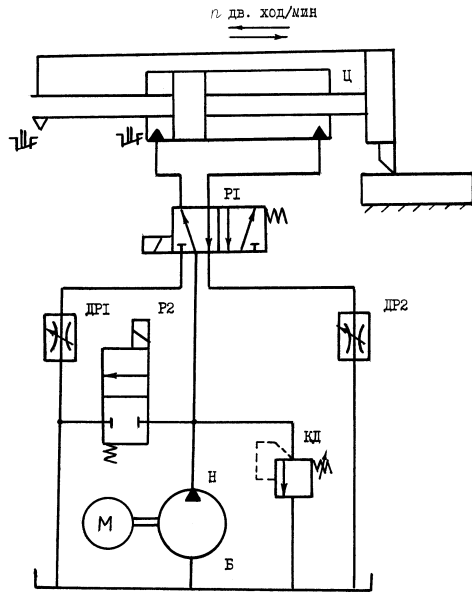


Рис. 1.1. Гидравлическая принципиальная схема главного привода станка с возвратно-поступательным движением (включен рабочий ход)

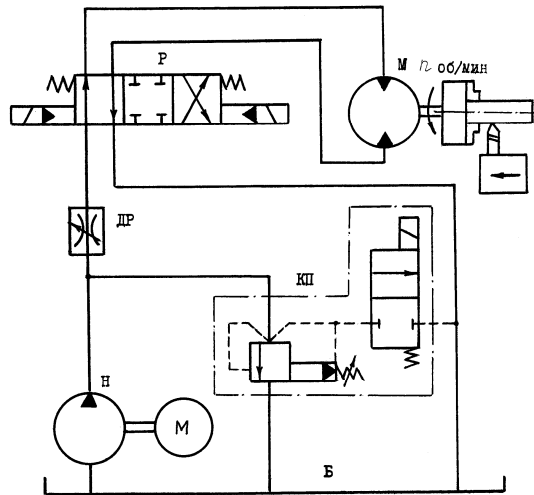


Рис. 1.2. Гидравлическая принципиальная схема главного привода станка с вращательным движением (включено правое направление вращения)

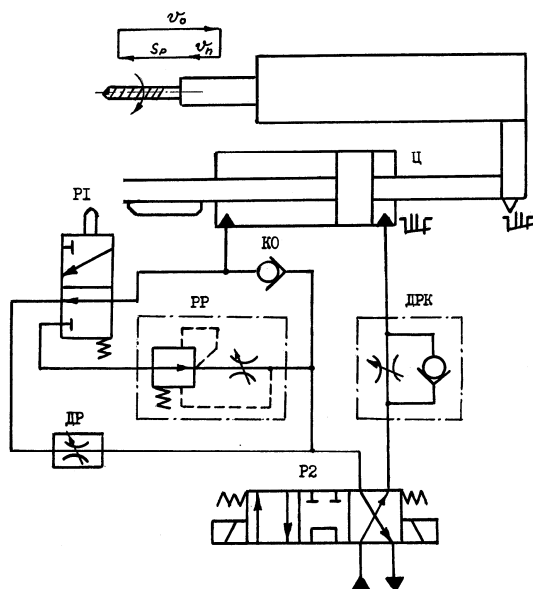


Рис. 1.3. Гидравлическая принципиальная схема привода подачи станка с циклом работы: быстрый подвод – рабочая подача – быстрый отвод (включен быстрый подвод)

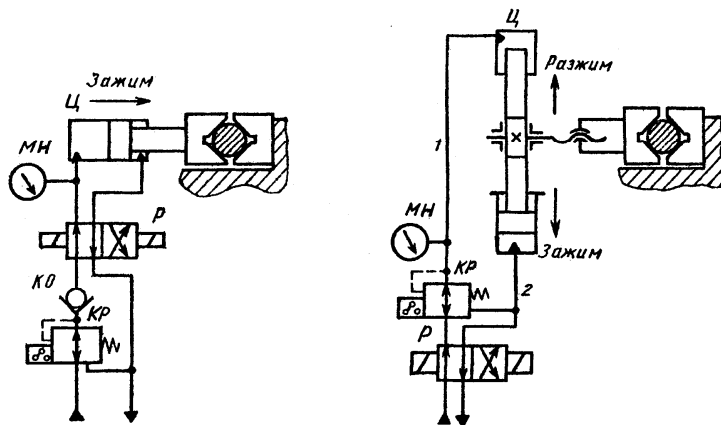


Рис. 1.4. Гидравлические принципиальные схемы привода зажимного механизма

Гидравлические приводы вспомогательных устройств станка применяются как приводы механизмов зажима (рис.1.4), транспортных устройств, устройств автоматической смены инструментов, инструментальных магазинов, манипуляторов и других. В зависимости от вида и назначения вспомогательного устройства к гидроприводу предъявляются соответствующие требования: возможность регулирования усилия зажима, исключение разжима при отключении или неисправности привода, уменьшение времени разгона и торможения, обеспечение плавности работы и др.

В гидравлических приводах станков в качестве исполнительных двигателей применяются одноштоковые простые (рис. 1.5) и дифференциальные гидроцилиндры, двухштоковые гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели (рис. 1.6) и гидромоторы (рис. 1.7). В зависимости от этого имеются особенности расчета гидравлической системы привода, связанные с их различными принципами или режимами работы.

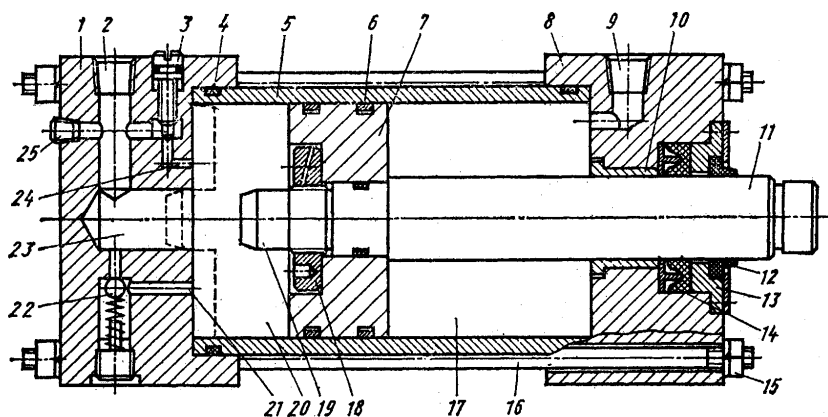


Рис. 1.5. Конструкция гидроцилиндра с односторонним штоком

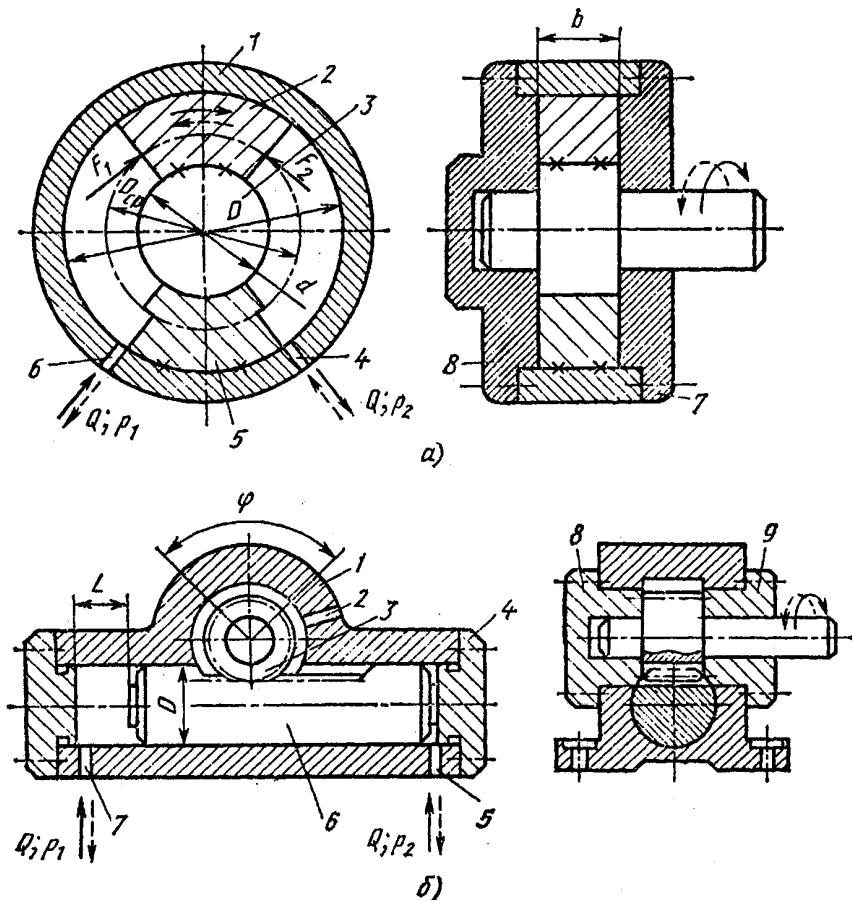


Рис. 1.6. Схема конструкции поворотных гидродвигателей в виде моментного лопастного цилиндра и силового плунжерного цилиндра с реечной передачей

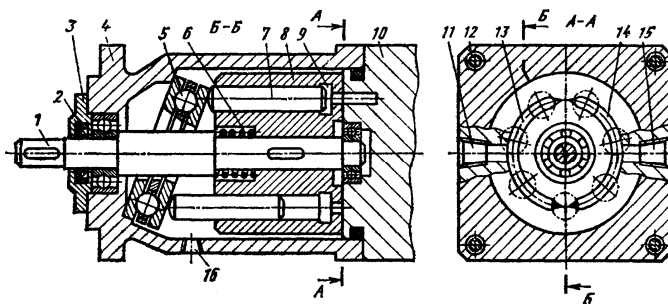


Рис. 1.7. Конструкция гидравлического аксиально-поршневого мотора

2. ЗАДАЧИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В учебных планах для машиностроительных специальностей по дисциплине «Гидропривод и гидропневмоавтоматика» предусмотрена курсовая работа по гидропневмоприводу. В процессе выполнения курсовой работы студенту необходимо уметь применять теоретические знания, полученные по этой дисциплине, при решении конкретных инженерных задач по проектированию гидравлических приводов машин, станков и станочных комплексов.

При курсовом проектировании студент должен научиться:

- 1) составлять принципиальные гидравлические схемы, обеспечивающие работу гидравлического привода по заданному циклу, проводить их критический анализ и выбирать оптимальные варианты;
- 2) производить расчет гидравлических систем приводов станочного оборудования;
- 3) рассчитывать основные параметры гидродвигателей и подбирать по ним оптимальные типоразмеры гидромоторов и гидроцилиндров;
- 4) производить расчет гидравлических трубопроводов и подбирать их с оптимальными конструктивными параметрами;
- 5) подбирать необходимую стандартную и нормализованную гидроаппаратуру и выбирать из каталога их оптимальные типоразмеры;
- 6) рассчитывать параметры гидронасосов и выбирать их с оптимальными техническими характеристиками и оптимальными типоразмерами;
- 7) определять мощность электродвигателя привода гидронасоса.

При защите курсовой работы студенту нужно знать:

- 1) принцип работы спроектированного гидропривода в целом;

2) назначение, устройство, принцип действия и цель применения каждого гидроаппарата в данном приводе;

3) методику и основные этапы расчета гидравлической системы привода.

3. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Пояснительная записка курсовой работы имеет следующую структуру:

- 1) *титульный лист*;
- 2) *задание на курсовую работу*;
- 3) *аннотацию*;
- 4) *содержание*;
- 5) *введение*;
- 6) *описательную и расчетную часть*;
- 7) *список используемой литературы*;
- 8) *перечень элементов гидропривода и спецификации*;
- 9) *приложение*.

В *аннотации* приводится описание особенностей и новизны спроектированного гидравлического привода и информация об объеме выполненной работы с указанием количества содержащихся в записке страниц, иллюстраций и таблиц.

Содержание пояснительной записки выполняется на листе с основной надписью для текстовых документов, с обозначением и названием привода, например, ПГГ 01.00.000ПЗ Привод главный гидравлический.

Во *введении* излагаются достоинства и недостатки гидравлических приводов и возможности их применения в станочном оборудовании.

Описательная и расчетная часть содержит:

1. Обзор структуры типовых гидравлических главных приводов, приводов подачи и приводов вспомогательных механизмов станочного оборудования.

2. Описание спроектированной гидравлической схемы привода и назначения насосов, гидродвигателей и гидроаппаратов.

3. Описание принципа действия гидравлической схемы привода при всех переходах цикла работы исполнительных органов.

4. Расчет основных параметров гидравлических двигателей, определение размеров гидроцилиндров и выбор типоразмеров гидромоторов.

5. Определение фактических требуемых полезных перепадов давления в гидродвигателях.
6. Определение расходов рабочей жидкости в гидродвигателях и гидролиниях.
7. Обоснование выбора марки рабочей жидкости.
8. Определение параметров трубопроводов.
9. Расчет потерь давления в трубопроводах.
10. Выбор типоразмеров гидроаппаратуры и их технических характеристик.
11. Расчет потерь давления в гидроаппаратах.
12. Определение потерь давления в гидролиниях.
13. Определение рабочего давления на входе напорной гидролинии.
14. Расчет объемных потерь в напорной гидролинии.
15. Определение производительности насосной станции.
16. Определение параметров насосов и выбор их типоразмеров.
17. Расчет мощности приводного электродвигателя насоса и выбор его типа и характеристик.
18. Расчет полного коэффициента полезного действия гидропривода.
19. Тепловой расчет гидросистемы.
20. Выбор и обоснование основных элементов конструкции гидродвигателя.

В список литературы включаются все используемые источники в порядке алфавита или их номеров, присвоенных при ссылках в тексте пояснительной записки. При этом необходимо указывать фамилии и инициалы авторов, название, место издания, издательство и год издания в порядке, соответствующем требованиям ГОСТа.

Графическая часть курсовой работы состоит из чертежа принципиальной гидравлической схемы гидропривода, на котором указываются обозначения всех ее элементов, а также техническая характеристика гидропривода: марка и давление рабочей жидкости; типоразмер и частота вращения насоса; диаметры гидроцилиндров, усилие на штоках гидроцилиндров; типоразмер, частота вращения и крутящий момент гидромоторов.

Кроме того, в соответствии с заданием на курсовую работу в перечне графического материала может быть указано выполнение сборочного чертежа насоса, гидроцилиндра, гидромотора или соответствующего гидроаппарата.

4. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА

Основой проектирования гидропривода является разработка принципиальной гидравлической схемы. При проектировании гидравлического привода разрабатывается гидравлическая схема, которая обеспечивает заданный цикл работы гидравлических исполнительных органов, обеспечивая их требуемые силовые характеристики и диапазоны регулирования скоростей движения (рис. 4.1 и 4.2). При этом определяется номенклатура требуемого гидрооборудования и оптимизируется структура гидравлической системы.

Принципиальная гидравлическая схема составляется, начиная от гидродвигателей, при этом выбираются типы гидродвигателей и наносятся на схему, на рабочих гидролиниях изображаются регулирующие и распределительные аппараты (рис. 4.3) в соответствии с циклограммой работы, объединяются соответственно линии напора и слива отдельных участков схемы, определяются места размещения клапанов последовательности и гидроаппаратов для согласования работы отдельных участков схемы, (рис. 4.4 и 4.5), разрабатывается схема насосной установки (рис. 4.6) и определяются места установки манометров, аккумуляторов, фильтров и т.д.

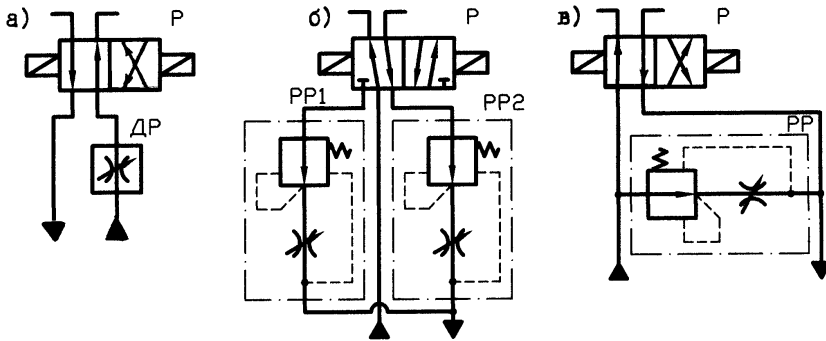


Рис. 4.1. Примеры гидросхем регулирования скорости дросселем на входе (а), регуляторами расхода на выходе (б) и на ответвлении (в)

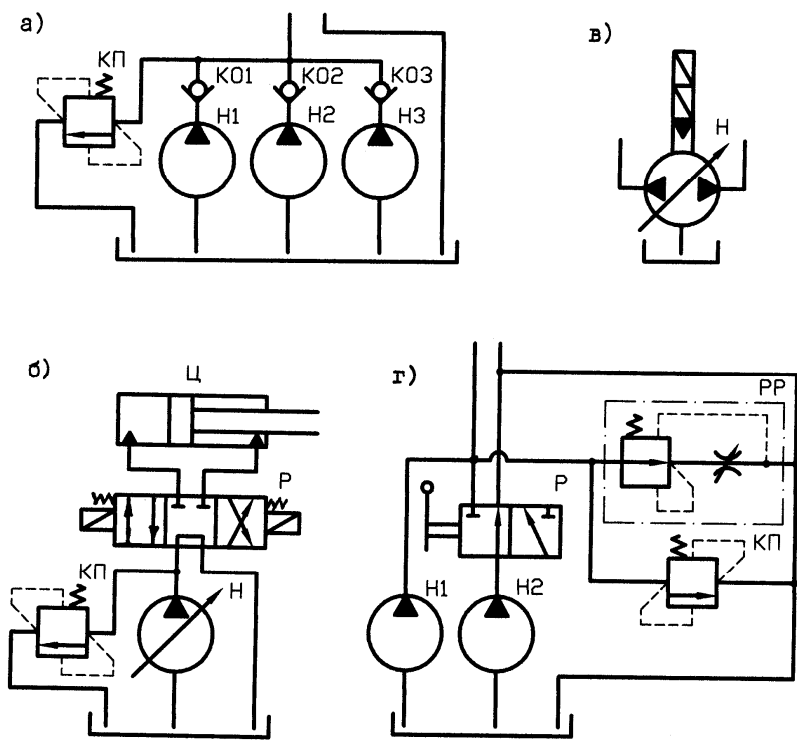


Рис. 4.2. Гидросхемы с объемным регулированием тремя нерегулируемыми насосами (а), нереверсивным регулируемым насосом (б), реверсивным регулируемым насосом с электрогидравлическим управлением (в) и с объемно-дроссельным регулированием двумя насосами и регулятором расхода (г)

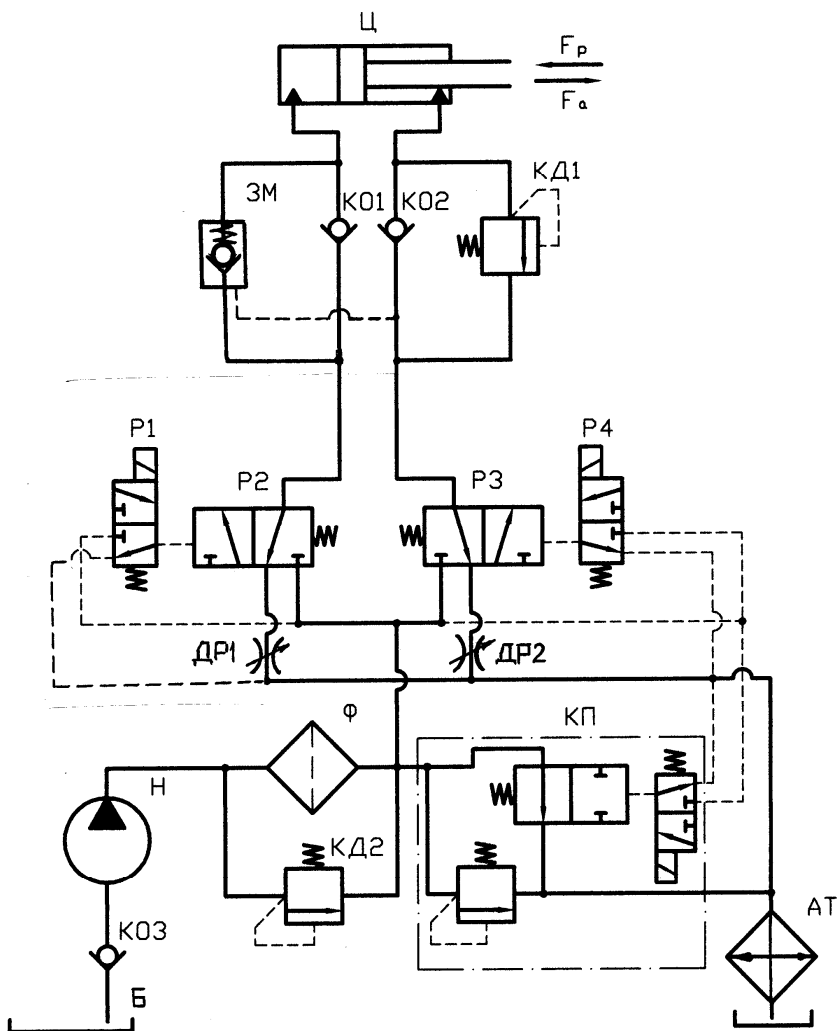


Рис. 4.4. Гидросхема привода с высокогерметичной системой распределения (P2 и P3), независимым регулированием скорости (ДР1 и ДР2), стабильным положением рабочего органа при отключении системы (гидрозамок 3М) и предохранительным клапаном с разгрузкой системы (КП)

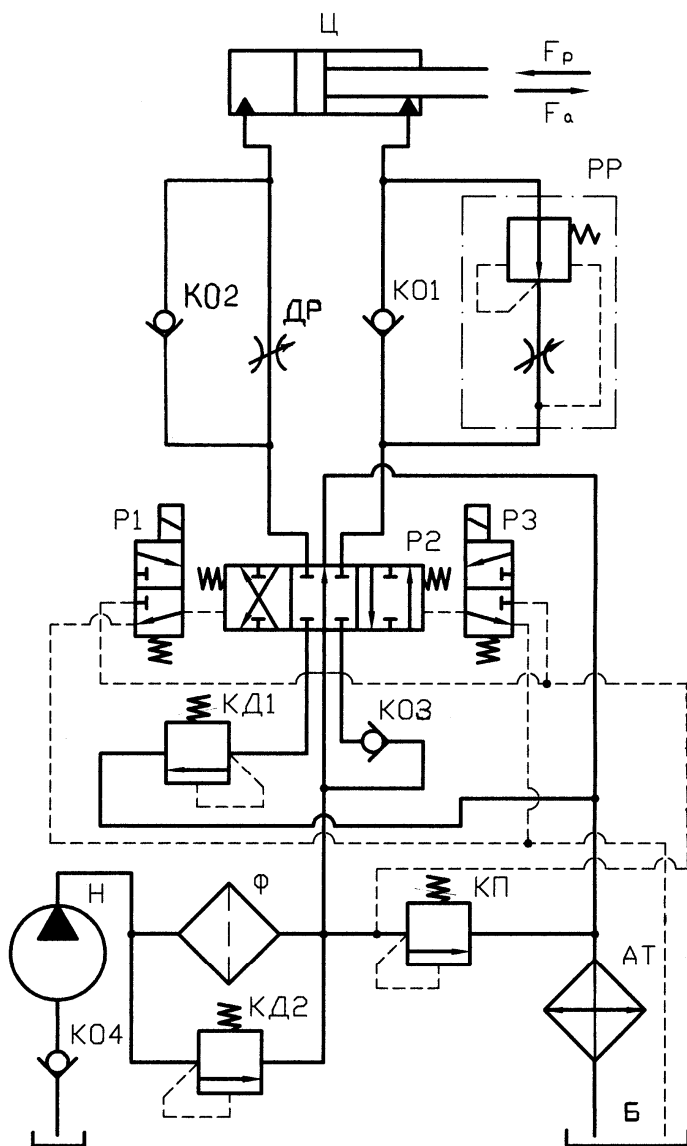


Рис. 4.5. Гидросхема привода с постоянной скоростью рабочего хода (регулятор расхода PP), распределителем типа 6/3 (P2), подпорными клапанами (KД1 и K03), блоком фильтрации (Ф и KД2)

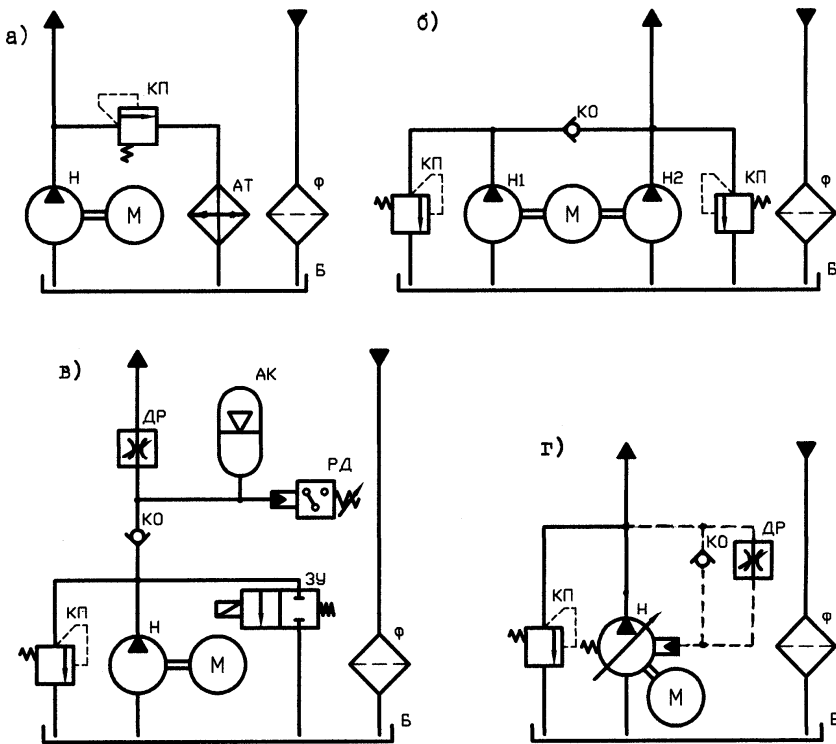


Рис. 4.6. Гидросхемы насосных установок гидропривода: однонасосной с переливным клапаном (а), двухнасосной с двумя переливными клапанами (б), насосно-аккумуляторной (в) и с авторегулируемым насосом (г)

Составленная гидравлическая схема анализируется на безаварийность работы и решаются вопросы техники безопасности при различных нарушениях в работе гидрооборудования. Так, для исключения самопроизвольного движения вертикально расположенных рабочих органов предусматриваются подпорные клапаны, для исключения возможности несовместимых движений вводятся блокировки и т.д.

Важным вопросом является поддержание теплового режима гидропривода, поэтому особое внимание уделяется сокращению энергетических потерь. Температура рабочей жидкости в гидросистемах станков не должна превышать 55°C .

Принципиальная гидравлическая схема вычерчивается без масштаба с соблюдением ГОСТа на условные графические обозначения. Гидравлические двигатели и гидроаппараты изображаются, как правило, в исходном положении. Каждый гидроаппарат и гидроагрегат на принципиальной схеме имеет буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из сокращенного наименования и порядкового номера этого элемента на схеме. Напорная, всасывающая и сливная гидролинии изображаются основными чертежными линиями, а гидролинии управления – штриховыми.

Перечень элементов гидропривода оформляется в виде таблицы спецификации элементов принципиальной гидравлической схемы с указанием их позиционных условных обозначений, наименований и обозначений по ГОСТу, количества и основных параметров. Данная таблица размещается на чертеже принципиальной гидравлической схемы над основной надписью.

После составления принципиальной гидравлической схемы производится расчет гидравлической системы привода.

5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

5.1. Составление расчетной схемы гидродвигателя

Для расчета гидравлической системы привода необходимо определить возможную наибольшую нагрузку, которую должен преодолеть гидродвигатель. Для этого необходимо составить расчетную схему и приложить все действующие нагрузки на рабочий орган, т.е. силы резания (для режима рабочего хода), силы тяжести, силы трения и силы инерции (для режима разгона и торможения).

Составляется расчетная схема исполнительного гидравлического двигателя с его условным изображением и с горизонтальным, наклонным или вертикальным расположением в соответствии с видом привода. Указываются действующие нагрузки, направления движений для различных элементов цикла (рабочих, быстрых, холостых перемещений и т.д.) и обозначаются давления и расходы линий напора и слива.

Расчетная нагрузка, действующая на гидродвигатель, определяется как приведенная сила F_p к штоку гидроцилиндра или приведенный момент сил M_p к валу гидромотора и равна сумме всех при-

веденных нагрузок, действующих на рабочий орган станка при соответствующем режиме работы.

Требуемое тяговое усилие или крутящий момент, развиваемые исполнительным гидродвигателем, рассчитываются как тяговая сила F_a на штоке гидроцилиндра или вращающий момент M_b на валу гидромотора и равны сумме приведенных нагрузок, действующих на подвижную часть гидродвигателя. Этими нагрузками являются силы давления и противодействия в напорной и сливной полостях, силы трения в самом гидродвигателе и инерционные нагрузки движущихся масс элементов исполнительного гидродвигателя и рабочей жидкости.

Условиями выбора гидродвигателей по силовым параметрам являются:

а) для гидроцилиндров $F_a \geq F_p$;

б) для гидромоторов $M_b \geq M_p$.

При этом требуемое давление в системе рассчитывается для рабочего хода при действии максимальных полезных нагрузок, а требуемый максимальный расход определяется по максимальной скорости рабочего хода или по максимальной скорости быстрых перемещений холостого хода в зависимости от режима работы.

5.2. Определение наибольшей нагрузки на исполнительный гидравлический двигатель

Для определения наибольшей расчетной нагрузки на рабочий орган станочного оборудования по расчетной схеме составляется уравнение равновесия. Затем определяются действующая расчетная нагрузка и требуемое тяговое усилие или крутящий момент, которые должен развивать проектируемый гидропривод, чтобы обеспечить требуемый закон движения рабочего органа станка. Выбрав вид исполнительного гидравлического двигателя в зависимости от графика нагрузки и требуемого закона работы рабочего органа, рассчитывают основные параметры гидродвигателя. При этом расчетная сила давления в полости нагнетания исполнительного гидравлического двигателя выше расчетной нагрузки, действующей на рабочий орган, на величину, необходимую для преодоления усилия противодействия в полости слива и сил трения в гидродвигателе. Это учитывается перепадом давления на исполнительном гидравли-

На поршень и шток гидроцилиндра действуют силы давления F_H и противодействия F_C в полостях напора и слива, сила трения $F_{ТП}$ поршня в корпусе цилиндра, сила трения $F_{ТШ}$ штока в уплотнении и расчетная нагрузка на штоке F_p .

Рабочий орган станка в начале цикла перемещается в режиме разгона с ускорением, а затем в режиме рабочего хода с осуществлением процесса резания со скоростью $v_{рх}$, а обратное движение происходит в режиме холостого хода со скоростью $v_{хх}$, при этом совершается $n, \frac{\text{ДВ.Х.}}{\text{МИН}}$.

В зависимости от режима работы расчетное тяговое усилие и расчетная нагрузка будут иметь выражения:

а) для рабочего хода

$$F_a = F_H - F_C - F_{ТП} - F_{ТШ} \geq F_p = P_z + F_{ТН} = F_{рх},$$

где $F_{рх}$ – расчетная нагрузка рабочего хода;

$$F_{ТН} = f R_N = f (P_v + mg);$$

f – коэффициент трения;

m – масса подвижной части рабочего органа;

б) для неустановившегося режима разгона

$$F_a = F_H - F_C - F_{ТП} - F_{ТШ} \geq F_p = F_H + F_{ТН} = F_{нр},$$

где $F_{нр}$ – расчетная нагрузка режима разгона;

$$F_{ТН} = f R_N = f mg;$$

$$F_H = ma;$$

a – ускорение разгона рабочего органа;

m – масса подвижной части рабочего органа;

в) для холостого хода

$$F_a = F_H - F_C - F_{ТП} - F_{ТШ} \geq F_p = F_{ТН} = F_{хх},$$

где $F_{хх}$ – расчетная нагрузка холостого хода;

$$F_{ТН} = f R_N = f mg.$$

5.3.2. Основные расчетные формулы гидроцилиндров

Исходной формулой для расчета параметров гидроцилиндра является выражение силы давления рабочей жидкости на поршень в полости цилиндра:

$$P = p \cdot S,$$

где P – сила давления рабочей жидкости, Н;

p – давление рабочей жидкости, МПа;

S – рабочая площадь поршня, мм².

Наибольшая расчетная нагрузка F_p на штоке цилиндра, которую может преодолеть гидропривод с учетом противодействия и механических потерь в гидроцилиндре, равна тяговому усилию F_a на штоке и будет иметь выражение

$$F_p = (p_n S_n - p_c S_c) \eta_m,$$

где F_p – расчетная нагрузка на штоке цилиндра, Н;

p_n и p_c – давления в напорной и сливной полостях цилиндра, МПа;

S_n и S_c – рабочие площади поршня в напорной и сливной полостях, мм²;

η_m – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$.

5.3.3. Расчет параметров двухштокового гидроцилиндра

Если исполнительным двигателем является двухштоковый цилиндр и рабочие площади полостей напора и слива равны, т.е. $S_n = S_c = S$ (рис. 5.2), то

$$F_p = (p_n - p_c) \cdot S \cdot \eta_m = \Delta p \cdot S \cdot \eta_m = \Delta p \cdot \eta_m \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

где Δp – полезный перепад, давления в гидроцилиндре; $\Delta p = p_n - p_c$ и может приниматься при проектных расчетах $\Delta p = 0,8 p_p$,

где p_p – заданное расчетное давление;

S – рабочая площадь поршня гидроцилиндра: $S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$;
 D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра.

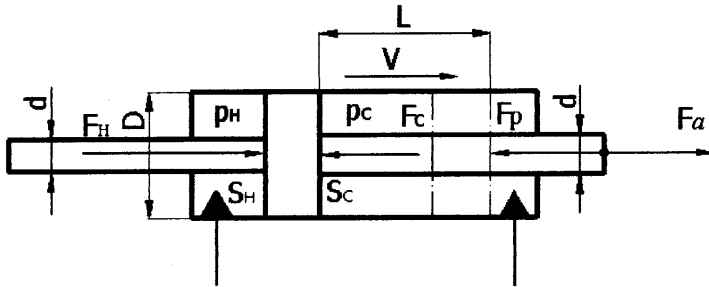


Рис. 5.2. Расчетная схема параметров гидроцилиндра с двухсторонним штоком

В этом случае формула рабочей площади поршня имеет вид

$$S = \frac{F_p}{\Delta p \cdot \eta_M}$$

Расчетная формула диаметра поршня получается из выражения

$$D^2 - d^2 = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_M}$$

С учетом того, что для простых цилиндров принимается

$$d = (0,3 \dots 0,5) D,$$

диаметр поршня определяется по формуле

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_p}{(0,75 \dots 0,91) \pi \cdot \Delta p \cdot \eta_M}}$$

где F_p измеряется в Н, Δp – в МПа, D и d – в мм.

При проектировании гидроприводов станков в качестве расчетного давления могут приниматься средние величины рабочих давлений для соответствующих групп станков: станки абразивной чистовой обработки – 1...3 МПа, станки с программируемыми электрогидравлическими приводами 6...7 МПа, протяжные станки – 8...10 МПа и остальные группы станков – 3...6 МПа. При увеличении рабочего давления могут быть уменьшены размеры исполнительного гидродвигателя, так как при большем давлении можно получить требуемое давление при меньшей рабочей площади гидроцилиндра. Однако при уменьшении диаметра поршня и штока при той же длине гильзы цилиндра могут возникнуть затруднения при обработке ее отверстия, а длинный и тонкий шток может потерять устойчивость.

В приводах станков применяют следующие ступени рабочего давления: 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 16,0; 25,0 МПа.

Полученные значения диаметров поршня и штока округляются до стандартных значений:

основной ряд – 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм;

дополнительный ряд – 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360 мм.

Приняв стандартные значения диаметров поршня и штока, определяем фактически требуемый полезный перепад давления в гидроцилиндре:

$$\Delta p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi(D^2 - d^2)\eta_m}$$

5.3.4. Расчет параметров одноштокового гидроцилиндра

Если исполнительным двигателем является одноштоковый цилиндр, то рабочие площади полостей напора и слива не равны (рис. 5.3) и расчетная нагрузка на штоке определяется по выражению (рис. 5.3)

$$F_p = \left(p_n - p_c \cdot \frac{S_c}{S_n} \right) S_n \cdot \eta_m = \Delta p \cdot S_n \cdot \eta_m,$$

где Δp – полезный перепад давления в гидроцилиндре:

$$\Delta p = p_n - p_c \frac{S_c}{S_n},$$

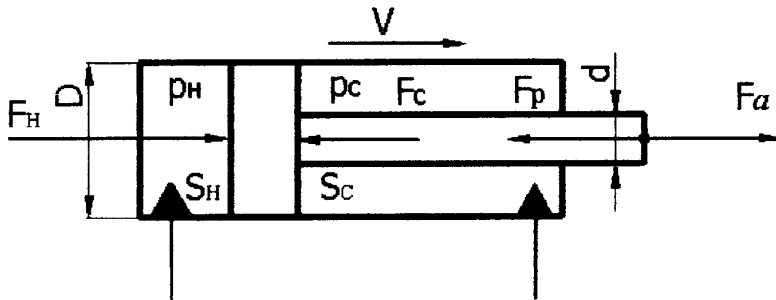


Рис. 5.3. Расчетная схема параметров гидроцилиндра с односторонним штоком

Рабочая площадь поршня полости нагнетания определяется по формуле

$$S_n = \frac{F_p}{\Delta p \cdot \eta_M},$$

где Δp – полезный перепад давления в гидроцилиндре может приниматься при проектных расчетах $\Delta p = 0,9p_p$ для простых цилиндров и $\Delta p = 0,5p_p$ для дифференциальных цилиндров с равными скоростями обоих ходов.

При рабочем ходе бесштоковая полость цилиндра обычно является полостью напора и $S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, поэтому диаметр поршня определяется по формуле

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_p}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_M}},$$

а диаметр штока для обычных цилиндров $d = (0,3...0,5)D$ и для дифференциальных цилиндров $d = 0,7D$.

Полученные значения диаметров округляются до стандартных значений, и требуемый полезный перепад давления в гидроцилиндре определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_M},$$

где Δp измеряется в МПа, F – в Н, D – в мм, $\eta_M = 0,85 \dots 0,95$.

5.4. Определение параметров поворотных гидродвигателей

5.4.1. Расчетная схема поворотного моментного гидроцилиндра

На рис. 5.4,а представлена расчетная схема развиваемого вращающего момента M_B и расчетного приведенного момента M_p на валу поворотного моментного лопастного цилиндра привода вспомогательных движений автооператора смены режущих инструментов многооперационного станка, при этом

$$M_B \geq M_p = M.$$

На руку автооператора действуют момент от неуравновешенной силы тяжести M_{mg} и момент сил инерции $M_{ит}$ транспортируемого инструмента массой m , момент сил инерции руки M_J с моментом инерции J , момент сил трения в подшипниках руки $M_{тп}$ и вращающий момент, развиваемый поворотным моментным цилиндром M_B , равный или больший и противоположно направленный расчетному приведенному моменту M_p к валу гидродвигателя.

На лопасть и вал поворотного цилиндра действуют момент сил давления M_n и противодействия M_c в полостях напора и слива, момент сил трения лопасти о корпус $M_{тл}$, момент сил трения вала в подшипниках $M_{тв}$, момент сил инерции вращающейся части гидродвигателя M_{JM} и расчетный приведенный момент M_p .

Автооператор поворачивается в режиме разгона-торможения с угловым ускорением ϵ , в режиме рабочего хода – с угловой скоростью ω_p и при обратном повороте – с угловой скоростью быстрого хода ω_6 .

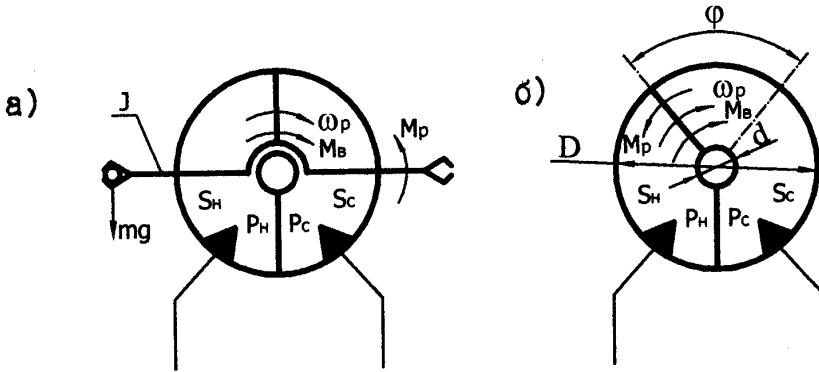


Рис. 5.4. Расчетные схемы вращающего развиваемого и расчетного моментов (а) и параметров (б) поворотного моментного гидродвигателя привода вспомогательных движений автооператора

В зависимости от режима работы вращающий момент, развиваемый поворотным лопастным гидродвигателем, и расчетный приведенный момент к валу двигателя всех действующих нагрузок будут иметь выражение:

а) для неустановившегося режима разгона

$$M_B = M_H - M_C - M_{ТЛ} - M_{ТВ} - M_{JM} \geq M_D = M_J + M_{ТЛ} + M_{им} \pm M_{mg} = M_{нр},$$

где $M_{нр}$ – расчетный момент на валу при неустановившемся режиме;

$$M_J = J \cdot \varepsilon; M_{JM} = J_M \cdot \varepsilon; M_{им} = m \cdot l^2 \varepsilon; M_{mg} = mg l \cos \gamma;$$

J, l – момент инерции и плечо руки автооператора;

J_M – момент инерции вращающейся части гидродвигателя;

γ – угол поворота руки от горизонтальной плоскости;

б) для установившегося режима рабочего хода

$$M_B = M_H - M_C - M_{ТЛ} - M_{ТВ} \geq M_D = M_{ТЛ} \pm M_{mg} = M_{рх},$$

где $M_{рх}$ – расчетный момент при рабочем ходе;

в) для установившегося режим холостого хода

$$M_B = M_H - M_C - M_{ТЛ} - M_{ТВ} \geq M_D = M_{ТЛ} = M_{хх},$$

где $M_{хх}$ – расчетный момент для холостого хода.

5.4.2. Расчетная схема поворотного гидродвигателя в виде силового цилиндра с реечной передачей

На рис.5.5,а представлена расчетная схема развиваемого вращающего момента M_B и расчетного приведенного момента M_D на валу поворотного силового плунжерного цилиндра с реечной передачей привода зажимного механизма станочного приспособления, при этом

$$M_B \geq M_D = M.$$

Расчетный приведенный к выходному валу гидродвигателя момент M_D определяется как сумма приведенных моментов реакций M_R , сил тяжести M_{mg} и силы инерции $M_{им}$ подвижной части приспособления, сил трения направляющих $M_{тн}$, сил трения в подшипнике $M_{тп}$, момента сил инерции винта $M_{ив}$.

Расчетный вращающий момент M_B , развиваемый гидродвигателем, определяется суммой моментов сил давления M_H и противодействия M_C , сил трения в гидродвигателе $M_{тг}$ и сил инерции плунжера $M_{ип}$ и реечного колеса $M_{ик}$.

В зависимости от режима работы вращающий момент, развиваемый поворотным силовым плунжерным гидродвигателем с реечной передачей, и расчетный приведенный момент к валу двигателя всех действующих нагрузок будут иметь выражения:

а) для неустановившегося режима разгона

$$\begin{aligned} M_B &= M_H - M_C - M_{тг} - M_{ип} - M_{ик} \geq \\ &\geq M_D = M_{mg} + M_{им} + M_{тн} + M_{тп} + M_{ив} = M_{нр}, \end{aligned}$$

где $M_{нр}$ – расчетный момент при неустановившемся режиме;

$M_{ип}$ – момент сил инерции плунжера; $M_{ип} = m_{п} \cdot r^2$;

$M_{ик}$ – момент сил инерции колеса; $M_{ик} = m_{к} \cdot r^2$;

m_n и m_k – массы плунжера и колеса;

r – радиус колеса;

M_{mg} и $M_{им}$ – приведенные моменты сил тяжести и сил инерции подвижной части;

$M_{тн}$ и $M_{тп}$ – приведенные моменты сил трения направляющих и подшипников;

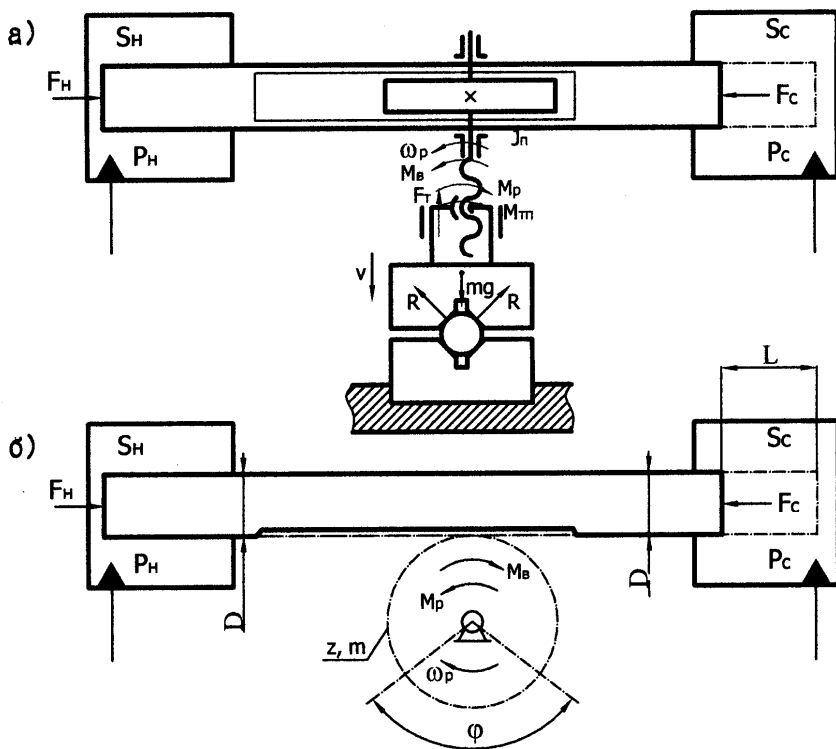


Рис. 5.5. Расчетные схемы вращающего развиваемого и расчетного момента (а) и параметров (б) поворотного гидродвигателя в виде силового цилиндра с реечной передачей привода зажимного механизма станочного приспособления

б) для рабочего хода зажима заготовки

$$M_B = M_H - M_C - M_{T1} \geq M_p = M_R + M_{mg} + M_{T1} + M_{T2} = M_{Dx},$$

где M_{Dx} – расчетный момент для рабочего хода;

M_R – приведенный момент усилий зажима;

в) для установившегося режима холостого хода

$$M_B = M_H - M_C - M_{T1} \geq M_p = M_{mg} + M_{T1} + M_{T2} = M_{xx},$$

где M_{xx} – расчетный момент для холостого хода.

5.4.3. Основные расчетные формулы поворотных гидродвигателей

Исходной формулой для расчета параметров поворотных гидродвигателей является произведение вращающего момента, создаваемого силой давления рабочей жидкости, на рабочий элемент гидродвигателя для моментного цилиндра

$$M = \frac{p \cdot b \cdot (D^2 - d^2)}{8 \cdot 10^3},$$

и для силового цилиндра с реечной передачей

$$M = \frac{\pi \cdot p \cdot D^2 \cdot m \cdot z}{8 \cdot 10^3},$$

где M – вращающий момент силы давления рабочей жидкости, Н·м;

p – давление рабочей жидкости, МПа;

b – ширина рабочего элемента (лопасти, сектора и т.д.), мм;

d – диаметр ротора, мм;

D – диаметр отверстия статора или диаметр поршня цилиндра, мм;

m – модуль реечной шестерни, мм;

z – число зубьев реечной шестерни.

Наибольший расчетный вращающий момент, который может быть преодолен моментом, развиваемым на выходном валу поворотного гидродвигателя, с учетом противодействия и механических потерь в гидродвигателе имеет выражение для моментного цилиндра

$$M_p = \frac{\Delta p \cdot b \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta_M}{8 \cdot 10^3},$$

а для силового цилиндра с реечной передачей

$$M_p = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot D^2 \cdot m \cdot z \cdot \eta_M}{8 \cdot 10^3},$$

где Δp – полезный перепад давления в гидродвигателе, $\Delta p = p_n - p_c$;
 η_m – механический КПД поворотного гидродвигателя;
 M_p – расчетный вращающий момент на выходном валу, Н · м.

5.4.4. Расчет параметров поворотного гидродвигателя в виде моментного цилиндра

Если исполнительным поворотным гидродвигателем является моментный цилиндр (рис.5.4,б), то его основные конструктивные размеры можно определить из выражения

$$(D^2 - d^2) \cdot b = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot M_p}{\Delta p \cdot \eta_m},$$

где M_p – вращающий момент на выходном валу гидродвигателя, Н · м;
 Δp – полезный перепад давления, МПа, $\Delta p = 0,8P_n$;
 η_m – механический КПД моментного цилиндра, $\eta_m = 0,9$;
 d – диаметр ротора, мм;
 D – диаметр отверстия статора, мм; при проектном расчете можно принять $D \geq 2d$;
 b – ширина лопасти, мм; при проектном расчете можно принять $b \geq \frac{d}{2}$.

В соответствии с принятыми условиями диаметр отверстия статора моментного цилиндра как поворотного двигателя определяется по формуле

$$D = 40 \cdot 3 \sqrt{\frac{M}{1,5 \cdot \Delta p \cdot \eta_m}},$$

где M_p выражается в Н · м, Δp – в МПа, D – в мм.

Приняв стандартные значения конструктивных параметров b , d , D поворотного гидродвигателя, определяем требуемый полезный перепад давления в гидродвигателе:

$$\Delta p = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot M_p}{b \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta_m}$$

Если поворотный гидродвигатель выбирается по необходимому вращающему моменту на выходном валу по каталогу, то полезный перепад давления в гидродвигателе определяется по формуле

$$\Delta p = \Delta p_n \cdot \frac{M_p}{M_n}$$

где Δp и Δp_n – требуемый и номинальный перепады давления;

M_p и M_n – требуемый и номинальный вращающие моменты на выходном валу.

5.4.5. Расчет параметров поворотного гидродвигателя в виде силового цилиндра с реечной передачей

Если исполнительным поворотным гидродвигателем является силовой цилиндр с реечной передачей (рис. 5.5, б), то его основные конструктивные параметры можно определить из выражения

$$D^2 \cdot m \cdot z = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot M_p}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_m}$$

где M_p – вращающий момент на выходном валу гидродвигателя, Н·м;

Δp – полезный перепад давления, МПа; $\Delta p = 0,9p_p$;

η_m – механический КПД гидродвигателя, $\eta_m = 0,85$;

D – диаметр поршня силового цилиндра, мм;

z – число зубьев реечной шестерни, выбирается конструктивно;

m – модуль реечной шестерни, мм, рассчитывается по вращающему моменту M .

Тогда диаметр поршня силового цилиндра определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{8 \cdot 10^3 \cdot M_p}{\pi \cdot m \cdot z \cdot \Delta p \cdot \eta_M}}$$

По принятым значениям конструктивных параметров определяется требуемый полезный перепад давления в гидродвигателе:

$$\Delta p = \frac{8 \cdot 10^3 \cdot M_p}{\pi \cdot m \cdot z \cdot D^2 \cdot \eta_M}$$

5.5. Определение параметров гидромотора

5.5.1. Расчетная схема гидромотора

На рис. 5.6,а представлена расчетная схема вращающего момента M_B , развиваемого гидромотором, и расчетного момента M_p , приведенного к валу гидромотора всех действующих нагрузок гидропривода подачи станка с линейной подачей, при этом

$$M_B \geq M_p = M.$$

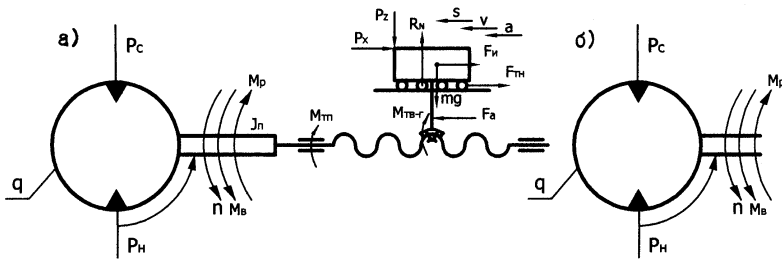


Рис. 5.6. Расчетные схемы вращающего развиваемого и расчетного моментов (а) и параметров (б) гидромотора привода подачи станка

На рабочий орган станка действуют продольная P_x и тангенциальная P_z составляющие усилия резания (при режиме рабочего ход), равнодействующая реактивных сил R_N направляющих качения станка, сила тяжести mg подвижной части, суммарная сила трения качения $F_{тн}$

в направляющих, суммарная сила инерция F_i движущихся масс (при режиме разгона – торможения) и тяговое усилие F_a .

Расчетный приведенный к выходному валу гидромотора момент M_p определяется как сумма приведенных моментов продольной составляющей силы резания $M_{рх}$, силы инерции M_i рабочего органа, силы трения направляющих $M_{тн}$, неуравновешенной силы тяжести M_{mg} , моментов трения в передаче винт-гайки качения $M_{тв-г}$ и в подшипниках винта $M_{тп}$ и момента сил инерции винта $M_{ив}$.

Расчетный вращающий момент M_b , развиваемый гидромотором, определяется суммой моментов сил давления M_n и противодействия M_c , сил трения в гидромоторе $M_{тг}$ и сил инерции ротора гидромотора $M_{ир}$.

В зависимости от режима работы вращающий момент, развиваемый гидромотором, и расчетный приведенный момент к выходному валу мотора всех действующих нагрузок будут иметь выражения:

а) для неустановившегося режима разгона с ускорением a

$$\begin{aligned} M_b &= M_n - M_c - M_{тг} - M_{ир} \geq M_p = \\ &= M_i + M_{ив} + M_{тн} + M_{тв-г} + M_{тп} + M_{mg} = M_a, \end{aligned}$$

где M_a – расчетный момент для режима разгона;

$M_{ир}$ – момент сил инерции ротора гидромотора; $M_{ир} = J_p \cdot \varepsilon$;

J_p – момент инерции ротора гидромотора;

ε – угловое ускорение разгона;

M_i – приведенный момент сил инерции подвижной части рабочего органа; $M_i = F_i \cdot p_b / 2\pi$;

p_b – шаг винта;

F_i – сила инерции подвижной части рабочего органа;

$M_{ив}$ – момент сил инерции винта; $M_{ив} = J_b \cdot \varepsilon$;

J_b – момент инерции винта; $J_b = m_b r_b^2$;

m_b и r_b – масса и радиус винта;

$M_{тн}$ – приведенный момент сил трения направляющих; $M_{тн} = F_{тн} \cdot p_b / 2\pi$;

$F_{тн}$ – сила трения направляющих;

M_{mg} – приведенный момент неуравновешенной силы тяжести;

$$M_{mg} = \frac{mg p_b \cdot \sin \gamma}{2\pi};$$

б) для холостого хода быстрого перемещения со скоростью v

$$M_B = M_H - M_C - M_{TG} \geq M_p = M_{TB-G} + M_{TH} + M_{TH} + M_{mg} = M_v,$$

где M_v – расчетный момент для холостого хода;

в) для рабочего хода с рабочей подачей s

$$M_B = M_H - M_C - M_{TG} \geq M_p = M_{Px} + M_{TH} + M_{TB-G} + M_{TH} + M_{mg} = M_S,$$

где M_S – расчетный момент для рабочего хода.

5.5.2. Основные расчетные формулы параметров гидромотора

Исходной формулой для расчета параметров гидромотора является выражение крутящего момента на его выходном валу:

$$M_p = \frac{q \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{2\pi},$$

где M_p – крутящий момент на выходном валу гидромотора, Н·м;

q – рабочий объем гидромотора, см³;

Δp – полезный перепад давления на гидромоторе, МПа;

$\Delta p = (0,8 \dots 0,9)p_n$;

η_m – механический КПД гидромотора, $\eta_m = 0,9$.

При выборе гидромотора можно определить его параметры при работе в заданных рабочих условиях:

$$M = M_H \frac{\Delta p}{\Delta p_H},$$

где M – рабочий крутящий момент на выходном валу гидромотора, Н·м;

M_H – номинальный крутящий момент, Н·м;

Δp – рабочий полезный перепад давления на гидромоторе, МПа;

Δp_H – номинальный перепад давления на гидромоторе, МПа.

5.5.3. Расчет параметров гидромотора

Используя приведенные выше зависимости, можно определить основные параметры гидромотора (рис. 5.6,б) и, в частности, его рабочий объем по формуле

$$q = \frac{2\pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_M},$$

где q измеряется в см^3 ; M – в $\text{Н} \cdot \text{м}$; Δp – в МПа.

Выбрав по каталогу гидромотор с соответствующим рабочим объемом, определяют требуемый полезный перепад давления на гидромоторе:

$$\Delta p = \frac{2\pi \cdot M}{q \cdot \eta_M}.$$

По выбранным другим параметрам гидромотора из каталога для заданного значения крутящего момента M также можно определить требуемый полезный перепад давления на гидромоторе по формуле

$$\Delta p = \Delta p_n \frac{M}{M_n},$$

где Δp и Δp_n измеряются в МПа, M и M_n – в $\text{Н} \cdot \text{м}$.

5.6. Определение расходов рабочей жидкости в гидролиниях

5.6.1. Принципы расчета расходов рабочей жидкости в гидролиниях

Расходы рабочей жидкости в гидролиниях определяются для различных режимов работы привода и рассчитываются при быстрых холостых перемещениях и при рабочих перемещениях для линий нагнетания и слива.

Максимальные расходы при быстрых холостых перемещениях

определяются для того, чтобы обеспечить требуемые скорости быстрых перемещений, рассчитать диаметры трубопроводов и подобрать гидроаппаратуру с соответствующей пропускной способностью (дроссели, гидрораспределители, гидроклапаны и т.д.) для линий напора и слива. Расходы для рабочих перемещений при действии рабочей нагрузки определяются для того, чтобы обеспечить требуемые рабочие скорости движения, подобрать гидроаппаратуру регулирования этих скоростей (дроссели, регуляторы расхода) и рассчитать потери давления в трубопроводах.

При параллельной работе нескольких исполнительных гидродвигателей используется циклограмма работы станка и определяются расходы рабочей жидкости в общих линиях гидросистемы (напорной и сливной) как суммы расходов, потребляемых одновременно работающими двигателями или вытесняемых из них.

5.6.2. Расчет расходов для силовых гидроцилиндров возвратно-поступательного движения

Исходной формулой для расчета расхода рабочей жидкости в полости силового гидроцилиндра возвратно-поступательного движения является

$$Q = \frac{S \cdot V}{1000},$$

где Q – расход рабочей жидкости в полости цилиндра, л/мин;

S – рабочая площадь в полости цилиндра, мм²;

V – скорость движения поршня силового цилиндра, м/мин.

Максимальные расходы жидкости для быстрых перемещений (быстрых подводов при прямом ходе (рис. 5.7, а, б), быстрых отводов при обратном ходе (рис. 5.7, д, е)) для полостей напора и слива определяются по формулам

$$Q_{\max_n} = \frac{S_n \cdot V_{\text{бп}}}{10^3} \text{ и } Q_{\max_c} = \frac{S_c \cdot V_{\text{бп}}}{10^3},$$

где Q_{\max_n} – максимальный расход рабочей жидкости в напорной полости цилиндра, л/мин;

$Q_{\max c}$ – максимальный расход рабочей жидкости в сливной полости цилиндра, л/мин;

S_n и S_c – рабочие площади в напорной и сливной полостях цилиндра, мм²;

$V_{6п}$ – скорость быстрого перемещения поршня силового цилиндра, м/мин.

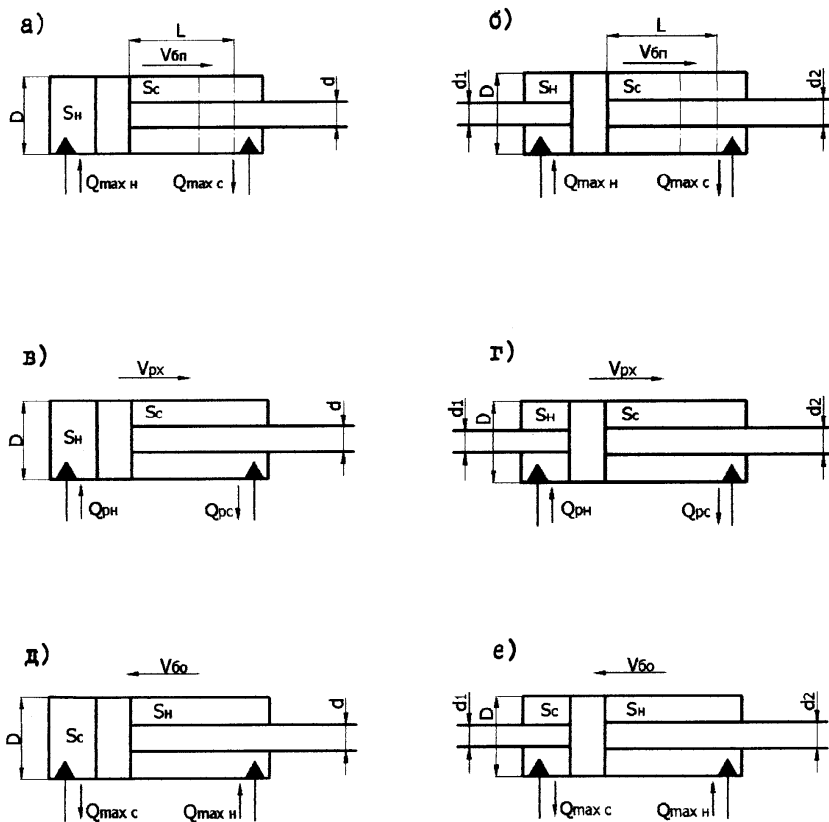


Рис. 5.7. Расчетные схемы определения расходов рабочей жидкости гидроприводов с односторонним и двухсторонним штоком при быстром перемещении (а, б), рабочей подаче (в, г) и быстром отводе (д,е)

Расходы жидкости для рабочих перемещений при действии рабочей нагрузки (рис. 5.7, в, г) для полостей напора и слива определяются по формулам

$$Q_{рн} = \frac{S_n \cdot V_{рх}}{10^3} \text{ и } Q_{рс} = \frac{S_c \cdot V_{рх}}{10^3},$$

где $Q_{рн}$ – рабочий расход жидкости в напорной полости цилиндра, л/мин;

$Q_{рс}$ – рабочий расход жидкости в сливной полости цилиндра, л/мин;

$V_{рх}$ – скорость рабочего перемещения поршня силового цилиндра, м/мин;

S_n и S_c – рабочие площади в напорной и сливной полостях цилиндра при рабочем ходе, мм².

Расход жидкости в полости напора дифференциального гидроцилиндра при рабочем прямом ходе (рис. 58,а) определяется по формуле

$$Q_{рн} = Q_{ро} + Q_{рс},$$

где $Q_{рн}$ – рабочий расход жидкости в напорной полости цилиндра, л/мин;

$Q_{ро}$ – рабочий основной расход жидкости, регулируемый дросселем или регулятором расхода, л/мин;

$Q_{рс}$ – рабочий расход жидкости, вытесняемый из штоковой полости слива в полость напора, л/мин.

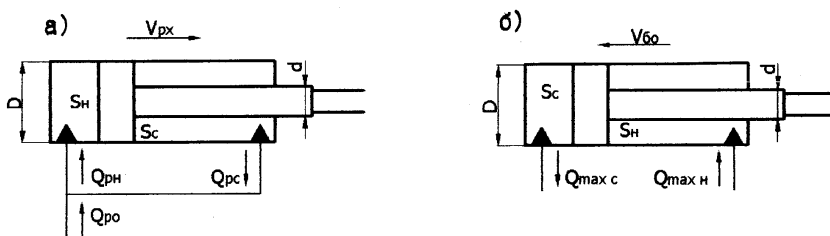


Рис. 5.8. Расчетные схемы определения расходов рабочей жидкости дифференциальных гидроцилиндров при рабочей подаче (а) и быстром отводе (б)

Отсюда можно получить формулу для основного расхода жидкости:

$$Q_{po} = Q_{pn} - Q_{pc} \text{ или } Q_{po} = \frac{V_{px}(S_n - S_c)}{10^3}.$$

Если исполнительным гидродвигателем является двухштоковый цилиндр, то рабочие площади полостей напора и слива при прямом ходе (см.рис. 5.7, б, г):

$$S_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2)}{4} \text{ и } S_c = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_2^2)}{4}$$

и при обратном ходе (см.рис. 5.7, е)

$$S_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_2^2)}{4} \text{ и } S_c = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2)}{4}.$$

Если исполнительным гидродвигателем является одноштоковый цилиндр, то рабочие площади полостей напора и слива при прямом ходе (см.рис. 5.7,а, в и рис. 5.8,а)

$$S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ и } S_c = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

и при обратном ходе (см.рис. 5.7,д и рис. 5.8,б)

$$S_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \text{ и } S_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

5.6.3. Расчет расходов для поворотных гидродвигателей

Если исполнительным поворотным гидродвигателем является моментный цилиндр, то расход рабочей жидкости определяется

$$Q = \frac{\omega \cdot b \cdot (D^2 - d^2)}{1,33 \cdot 10^5},$$

где Q – расход жидкости для обеспечения требуемой угловой скорости поворота выходного вала, л/мин;

ω – угловая скорость поворота выходного вала при различных режимах работы, рад/с;

b, D, d – конструктивные параметры гидродвигателя, мм.

Максимальный расход быстрого холостого движения (рис. 5.9,а) и расход для рабочего движения (рис. 5.9,б) определяются

$$Q_{\max} = \frac{\omega_{\text{б}} \cdot b(D^2 - d^2)}{1,33 \cdot 10^5};$$

$$Q_{\text{р}} = \frac{\omega_{\text{р}} \cdot b(D^2 - d^2)}{1,33 \cdot 10^5},$$

где Q_{\max} и $Q_{\text{р}}$ – максимальный и рабочий расход жидкости;

$\omega_{\text{б}}$ и $\omega_{\text{р}}$ – угловые скорости быстрых и рабочих движений выходного вала гидродвигателя.

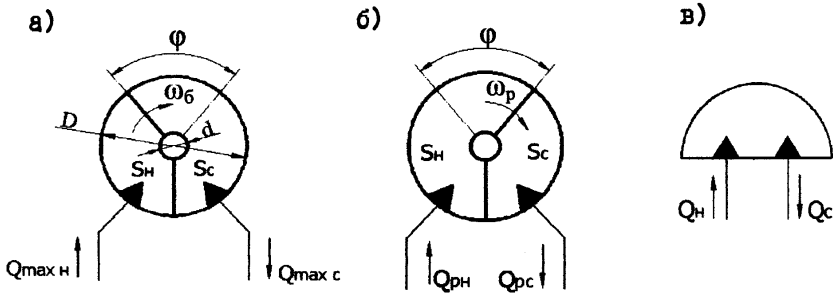


Рис. 5.9. Расчетные схемы определения расходов рабочей жидкости поворотного гидродвигателя в виде моментного гидроцилиндра при быстром повороте (а) и рабочем ходе (б) и его условное обозначение (в)

Для исполнительного поворотного гидроцилиндра в виде силового цилиндра с реечной передачей (рис. 5.10) расход определяется по формуле

$$Q = \frac{\omega \cdot D^2 \cdot m \cdot z}{0,42 \cdot 10^5},$$

где Q – расход рабочей жидкости, л/мин;

ω – угловая скорость поворота выходного вала, рад/с;

D, m, z – конструктивные параметры гидродвигателя, D и m – в мм.

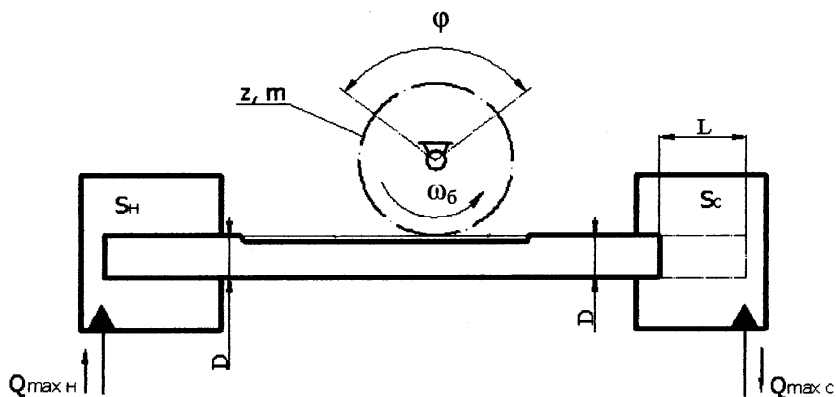


Рис. 5.10. Расчетная схема определения расходов рабочей жидкости поворотного двигателя в виде силового плунжерного цилиндра с реечной передачей

Тогда максимальный расход быстрого холостого движения и расход рабочего движения

$$Q_{\max} = \frac{\omega_6 \cdot D^2 \cdot m \cdot z}{0,42 \cdot 10^5} \text{ и } Q_p = \frac{\omega_p \cdot D^2 \cdot m \cdot z}{0,42 \cdot 10^5}.$$

5.6.4. Расчет расходов для гидромоторов

Расход рабочей жидкости, необходимый для сообщения выходному валу соответствующей частоты вращения, (рис. 5.11), определяется по формуле

$$Q = \frac{q \cdot n}{10^3},$$

где Q – расход жидкости для обеспечения требуемой частоты вращения выходного вала, л/мин;

q – рабочий объем гидромотора, см³;

n – частота вращения выходного вала, мин⁻¹.

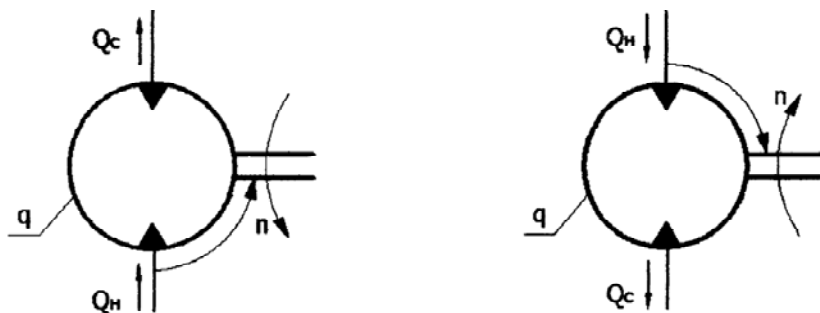


Рис. 5.11. Расчетные схемы определения расходов рабочей жидкости гидромотора

Для выбранного гидромотора из каталога можно определить расход рабочей жидкости для сообщения требуемой частоты вращения выходного вала также по формуле

$$Q = Q_n \frac{n}{n_n},$$

где Q – требуемый расход рабочей жидкости;

n – требуемая частота вращения выходного вала;

Q_n и n_n – номинальный расход и номинальная частота вращения гидромотора.

5.7. Расчет параметров трубопроводов

При выборе конструктивных параметров трубопроводов учитывается, что с увеличением внутреннего диаметра трубы при одном и том же расходе уменьшаются потери давления, однако увеличиваются размеры и вес трубопроводов.

Внутренний диаметр трубопроводов для различных по назначению участков гидролиний определяется по максимальным расходам проходящих по ним и рекомендуемым средним скоростям потоков рабочей жидкости в трубопроводах. В зависимости от рабочего давления и вида трубопровода рекомендуемая средняя скорость потока не должна превышать во всасывающих линиях 1,0...1,5 м/с, в сливных 2 м/с и в напорных 3...5 м/с.

Внутренний диаметр трубопроводов для линий напора и слива определяется по формулам

$$d_n = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\max n}}{V_n}} \quad \text{и} \quad d_c = 4,6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\max c}}{V_c}},$$

где d_n и d_c – внутренние диаметры трубопроводов напора и слива, мм;

$Q_{\max n}$ и $Q_{\max c}$ – максимальные расходы рабочей жидкости в линиях нагнетания и слива, л/мин;

V_n и V_c – средние скорости потока рабочей жидкости в трубопроводах линий нагнетания и слива.

Полученные значения внутренних диаметров трубопроводов округляются до стандартных значений:

основной ряд – 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 мм;

дополнительный ряд – 14, 18, 22, 28, 36, 45, 55, 70, 90 мм.

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma_{вр}} \cdot K_{\sigma},$$

где δ – толщина стенки трубопровода, мм;

p – наибольшее давление в трубопроводе, МПа;

d – внутренний диаметр трубопровода, мм;

$\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности на растяжение материала трубопровода, МПа;

K_{σ} – коэффициент безопасности, $K_{\sigma} = 2$ для участков с плавно изменяющимся давлением; $K_{\sigma} = 3$ для участков с ненапряженным режимом работы; $K_{\sigma} = 6$ при пульсациях давления.

5.8. Выбор типа рабочей жидкости для гидросистемы

Выбирается тип рабочей жидкости согласно с рекомендуемыми для применения в станочных приводах марками минеральных масел с соответствующей кинематической вязкостью.

При выборе типа рабочей жидкости необходимо иметь в виду, что раньше в гидроприводах применялись различные минеральные масла, не содержащие присадок, снижающих скорость их окисления и изнашивание трущихся поверхностей. В гидросистемах современного технологического оборудования применяются масла с комплексом присадок, обеспечивающих надежную эксплуатацию гидравлического оборудования гидросистемы и достаточно длительный срок службы самих жидкостей. К таким видам рабочих жидкостей относятся: масла промышленные гидравлические ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38 по ТУ38101413-78; гидравлические ВНИИ НП-403 ГОСТ16728-78. Применение в качестве рабочих жидкостей масел типов И-20А, И-40А по ГОСТ 20799-75 допускается для неответственных гидросистем с низким уровнем рабочего давления (4,0...6,3МПа).

5.9. Расчет потерь давления в трубопроводах

Потери давления на трение жидкости в трубопроводах определяются для линий напора и слива в зависимости от расхода и режима течения рабочей жидкости по этим линиям при рабочем ходе исполнительного органа. По средней скорости потока рабочей жидкости в трубопроводе при рабочем ходе определяется число Рейнольдса и устанавливается вид режима ее движения для линий напора и слива:

$$V = \frac{21,2 \cdot Q}{d^2} \text{ и } R_e = \frac{10^3 \cdot V \cdot d}{\nu}$$

или

$$R_{e_n} = 21,2 \cdot 10^3 \frac{Q_{pH}}{d_n \cdot v} \text{ и } R_{e_c} = 21,2 \cdot 10^3 \frac{Q_{pc}}{d_c \cdot v},$$

где Q_{pH} и Q_{pc} – расходы рабочей жидкости в линиях напора и слива при рабочем ходе, л/мин;

R_{e_n} и R_{e_c} – числа Рейнольдса для линий напора и слива;

d_n и d_c – внутренние диаметры трубопроводов линий напора и слива, мм;

v – кинематическая вязкость рабочей жидкости, мм²/с;

V – расчетная скорость потока рабочей жидкости, м/с.

В зависимости от режима движения жидкости определяется коэффициент сопротивления трению по длине трубопроводов линий напора и слива и рассчитывается для ламинарного потока ($R_e = 2300$)

$$\lambda = \frac{64 \dots 75}{R_e}$$

и турбулентного потока ($R_e > 2300$) $\lambda = 0,316 R_e^{-0,25}$.

Расчет потерь давления на трение жидкости в трубопроводах производится для линий напора и слива:

$$\Delta p_{\tau} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l \cdot V^2}{d} \text{ или}$$

$$\Delta p_{\tau n} = 0,225 \cdot \rho \cdot \lambda_n \frac{l_n \cdot Q_{pH}^2}{d_n^5} \text{ и } \Delta p_{\tau c} = 0,225 \cdot \rho \cdot \lambda_c \frac{l_c \cdot Q_{pc}^2}{d_c^5},$$

где $\Delta p_{\tau n}$ и $\Delta p_{\tau c}$ – потери давления на трение жидкости в трубопроводах напора и слива, МПа;

λ_n и λ_c – коэффициенты сопротивления трению;

l_n и l_c – длины трубопроводов напора и слива, м;

d_n и d_c – внутренние диаметры трубопроводов, мм;

Q_{pH} и Q_{pc} – расходы рабочей жидкости в линиях напора и слива

при рабочем ходе, л/мин;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

V – расчетная скорость потока жидкости, м/с.

Расчет потерь давления на местные сопротивления (тройники, угольники, изгибы трубопровода и т.д.) производится через суммарный коэффициент местных сопротивлений:

$$\Delta p_m = 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot \sum \xi \text{ и } \Delta p_m = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot \rho \frac{Q^2}{d^4} \cdot \sum \xi ,$$

где Δp_m – потери давления на местные сопротивления, МПа;

$\sum \xi$ – суммарный коэффициент местных потерь как сумма коэффициентов местных сопротивлений, выбранных из справочников в зависимости от типа местного сопротивления;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

V – расчетная скорость потока жидкости в трубопроводе, м/с;

Q – расход рабочей жидкости в трубопроводе, л/мин.

В справочной литературе имеются также формулы для определения линейных потерь давления в трубопроводах с подставленными значениями постоянных рабочей жидкости:

при ламинарном потоке

$$\Delta p_T = 0,62 \cdot \frac{v \cdot l \cdot Q}{d^4}$$

и при турбулентном потоке $\Delta p_T = 7,85 \cdot \frac{l \cdot Q^2}{d^5}$,

а также потерь давления в различных местных сопротивлениях

$$\Delta p_m = 0,21 \cdot \frac{Q^2}{d^4} \sum \xi.$$

При определении потерь давления в местных сопротивлениях трубопровода расчет может производиться по эквивалентной длине как длине прямого участка трубы данного диаметра, линейные по-

тери давления на котором равны (эквивалентны) потерям в данных местных сопротивлениях. Эквивалентная длина определяется как

$$l_3 = \sum \frac{\xi}{\lambda} d,$$

и общие потери давления могут определяться как линейные потери для трубы с расчетной длиной

$$l_p = l + l_3.$$

5.10. Выбор гидроаппаратуры

Контрольно-регулирующая гидравлическая аппаратура подбирается по расчетным значениям рабочего давления и расходов. При выборе гидроаппаратуры необходимо учитывать, на каких участках гидролиний она должна устанавливаться. Имеются участки гидролиний, служащие только для нагнетания или слива, и участки, служащие для нагнетания и слива, периодически изменяющие свое назначение. Кроме того, имеются вспомогательные участки, на которых устанавливаются предохранительные клапаны, дроссели в ответвлении и т.д.

Основными техническими параметрами гидравлических аппаратов являются условный проход, номинальный расход и номинальное давление. При выборе типоразмера гидравлического аппарата из каталога по его техническим характеристикам нужно стремиться выбрать такое исполнение данного типа аппарата, у которого номинальные значения давления и расхода ближе к расчетным значениям этих параметров. Если выбранный аппарат имеет значительно большее номинальное давление и расход, чем принятые рабочее давление и расчетный расход, то он имеет большую массу и размеры. Технические характеристики гидроаппаратов указываются в каталогах в виде таблиц с цифровыми значениями параметров и в виде графиков.

5.11. Расчет потерь давления в гидравлических аппаратах

При расчетах рабочего давления в гидросистеме должны определяться потери давления в гидравлических аппаратах при протекании через них потока рабочей жидкости. Для этого в технических характеристиках гидравлических аппаратов в каталогах указываются усредненные значения потерь давления, происходящих при проходе через них рабочей жидкости, или приводятся графики зависимости потерь давления от расхода жидкости в гидроаппаратах.

Если для гидрораспределителей в каталоге указаны потери давления Δp_n при номинальном расходе Q_n , а через него фактически проходит расход Q , то потери давления при этом расходе определяются по формуле

$$\Delta p_p = \Delta p_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2.$$

Если для предохранительных, переливных, обратных и других нормально закрытых клапанов в технической характеристике дается величина изменения давления Δp_n при изменении расхода от минимального до номинального Q_n , то при изменении расхода от минимального до фактического Q определяется фактическое изменение перепада давления:

$$\Delta p_k = \Delta p_n \frac{Q}{Q_n}.$$

Для дросселей и регуляторов потока в каталогах приводятся графические зависимости расхода от перепада давлений при различных положениях их регулировочного элемента. Потери давления в гидравлических аппаратах определяются для каждого гидроаппарата отдельно для линий напора и слива по расходам рабочей жидкости по этим линиям при рабочем ходе. Суммарные потери давления в гидравлических аппаратах для линий напора и слива соответственно равны

$$\Delta p_{\text{ан}} = \sum \Delta p_{\text{ан}_i} \text{ и } \Delta p_{\text{ас}} = \sum \Delta p_{\text{ас}_i},$$

где $\Delta p_{\text{ан}}$ и $\Delta p_{\text{ас}}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратах для линий напора и слива;

$\Delta p_{\text{ан}_i}$ и $\Delta p_{\text{ас}_i}$ – потери давления в отдельных гидроаппаратах, через которые проходят соответственно потоки напора и слива.

5.12. Определение потерь давления в напорной и сливной линиях

Для каждого гидравлического исполнительного органа для линий напора и слива определяются суммарные потери давления от преодоления сил трения, местных сопротивлений и гидроаппаратуры:

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{тн}} + \Delta p_{\text{мн}} + \Delta p_{\text{ан}};$$

$$\Delta p_{\text{с}} = \Delta p_{\text{тс}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ас}},$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ и $\Delta p_{\text{с}}$ – суммарные потери давления в линиях напора и слива;

$\Delta p_{\text{тн}}$ и $\Delta p_{\text{тс}}$ – потери давления на трение в трубопроводах напора и слива;

$\Delta p_{\text{мн}}$ и $\Delta p_{\text{мс}}$ – потери давления на местные сопротивления в линиях напора и слива;

$\Delta p_{\text{ан}}$ и $\Delta p_{\text{ас}}$ – потери давления в гидравлических аппаратах потоков напора и слива.

5.13. Определение наибольшего рабочего давления

Рассчитывается наибольшее рабочее давление, которое необходимо создать на входе напорной линии каждого исполнительного гидравлического органа, и определяется для простых двухштоковых цилиндров, поворотных гидродвигателей и гидромоторов по формуле

$$p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{н}} + \Delta p + \Delta p_{\text{с}},$$

а для одноштоковых простых и дифференциальных цилиндров

$$p_p = \Delta p_n + \Delta p + \Delta p_c \cdot \frac{S_c}{S_n},$$

где p_p – наибольшее рабочее давление на входе напорной линии исполнительного гидравлического органа;

Δp_n и Δp_c – суммарные потери давления в линиях напора и слива;

Δp – фактический требуемый полезный перепад давления в исполнительном гидравлическом органе;

S_n и S_c – рабочие площади поршня в напорной и сливной полостях гидроцилиндра.

Если в гидросистеме для нескольких исполнительных гидравлических органов применяется один насос, то из наибольших рабочих давлений выбирается максимальное давление. По расчетному давлению настраивается с запасом предохранительный клапан, т.е.

$$p_k = (1,10 \dots 1,15)p_p \quad \text{или} \quad p_k = (1,10 \dots 1,15)p_{\text{max}}.$$

5.14. Определение объемных потерь

Рассчитываются объемные потери, т.е. внутренние утечки для напорной линии каждого исполнительного гидравлического органа. При этом суммируются объемные потери не только на работающем участке системы, но и на аппаратах, соединенных с напорной линией рассматриваемого участка. В технических характеристиках гидроаппаратуры в каталогах приводится величина утечек при указанном перепаде давления или коэффициент удельных утечек. Поэтому объемные потери могут выбираться по технической характеристике или определяться по формуле

$$Q_{ya} = q_{ya} \cdot \Delta p_a,$$

где Q_{ya} – объемные потери на гидроаппарате, л/мин;

q_{ya} – коэффициент удельных утечек на гидроаппарате,
л
мин · МПа ;

Δp_a – перепад давления на аппарате, МПа.

При проектных предварительных расчетах объемные потери могут определяться:

- для гидравлических аппаратов $Q_{ya} = 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p_a$;
- для гидроцилиндров $Q_{yc} = (2,1 \dots 3,0) \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p_{ц}$;
- для гидромоторов $Q_{ym} = (48 \dots 72) \cdot 10^{-3} \cdot \Delta p_m$.

5.15. Определение наибольшей производительности насосной станции

Определяется необходимая наибольшая подача рабочей жидкости для каждого исполнительного гидравлического органа:

$$Q = Q_{\max} + \sum Q_{yi} ,$$

где Q – наибольшая подача рабочей жидкости;

Q_{\max} – максимальный расход рабочей жидкости для гидравлического исполнительного органа;

$\sum Q_{yi}$ – суммарные объемные потери.

Наибольшая производительность насосной станции определяется на основании анализа циклограммы работы. Если в гидросистеме несколько исполнительных гидравлических органов, то устанавливается такое сочетание их работы, которое требует наибольшей подачи насоса. При этом оценивается возможность применения аккумуляторов или периодически подключаемых насосов.

Таким образом, наибольшая подача насоса или наибольшая производительность насосной станции для гидросистемы с одним исполнительным гидравлическим органом принимается по необходимой наибольшей подаче рабочей жидкости:

$$Q_n \geq Q,$$

а с несколькими исполнительными органами определяется из условия

$$Q_n \geq \sum Q_i,$$

где $\sum Q_i$ – сумма подач рабочей жидкости для исполнительных гидравлических органов при сочетании их работы, требующей наибольшей подачи насоса.

5.16. Выбор насоса

Выбранный насос должен иметь подачу Q_n не меньше наибольшей суммарной подачи $\sum Q_n$ и развивать давление, большее, чем то значение, на которое настраивается предохранительный клапан, т.е.

$$Q_n \geq \sum Q_i \text{ и } p_n > p_k,$$

где p_n – давление на выходе из насоса;

p_k – давление настройки предохранительного клапана.

5.17. Определение мощности приводного электродвигателя

Мощность приводного электродвигателя рассчитывается из условия

$$N_э \geq \frac{Q_n \cdot p_k}{60 \cdot \eta_n},$$

где $N_э$ – мощность приводного электродвигателя, кВт;

Q_n – подача насоса, л/мин;

p_k – давление настройки предохранительного клапана, МПа;

η_n – общий коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m$; η_n, η_r, η_m – объемный, гидравлический и механический КПД насоса.

Для гидропривода со сложным циклом работы и с несколькими гидравлическими исполнительными органами составляются циклограммы расходов и давлений, требуемых от насосной установки на основе циклограммы работы механизмов. Циклограммы расходов и давлений имеют вид ломаных линий и отражают изменение этих параметров от перехода к переходу в продолжение цикла работы.

По циклограмме расходов и давлений рассчитываются потребляемые насосом мощности в каждом переходе цикла и по ним эквивалентная мощность

$$N_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum N_i^2 \cdot t_i}{t_{\text{ц}}}},$$

где N_i – потребляемые насосом мощности в каждом переходе;

t_i – время переходов цикла;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла.

Электродвигатель подбирается из условия, чтобы его номинальная мощность $N_{\text{эн}}$ была больше или равна эквивалентной $N_{\text{экв}}$, а его максимальная мощность $N_{\text{энmax}}$ не меньше максимальной потребляемой насосом мощности $N_{i\text{max}}$ на любом из переходов цикла:

$$N_{\text{эн}} \geq N_{\text{экв}} \text{ и } N_{\text{энmax}} \geq N_{i\text{max}}.$$

5.18. Определение коэффициента полезного действия гидравлической системы

Коэффициент полезного действия гидравлической системы гидропривода определяется как отношение полезной работы к затраченной:

$$\eta_{\text{ГС}} = \frac{\sum \Delta p_j \cdot Q_{\text{рj}} \cdot t_j}{p_{\text{к}} \cdot Q_{\text{н}} \cdot t_{\text{ц}}},$$

где $\Delta p_j, Q_{\text{рj}}, t_j$ – полезный перепад давления, рабочий расход рабочей жидкости, время работы в течение цикла каждого гидравлического исполнительного органа;

$p_{\text{к}}$ – давление настройки предохранительного клапана;

$Q_{\text{н}}$ – подача насоса;

$t_{\text{ц}}$ – время цикла.

5.19. Тепловой расчет гидропривода

При работе гидропривода происходит нагрев рабочей жидкости из-за потери мощности, так как энергия, затраченная на преодоление различных сопротивлений в гидросистеме, превращается в теплоту, поглощаемую рабочей жидкостью. Тепловой режим гидропривода должен быть таким, чтобы превышение установившейся температуры жидкости в баке над температурой окружающей среды было в пределах допустимого повышения температуры Δt или температура рабочей жидкости из условия ее работоспособного состояния не превышала допустимого значения $\Delta t_{\text{ж}}$. Полученная рабочей жидкостью теплота должна отдаваться в окружающую среду через поверхности стенок бака, а если этого недостаточно, то устанавливается дополнительно теплообменник. Среднее количество теплоты, выделяемое гидравлической системой в единицу времени, равно потери мощности:

$$\Theta = N_{\text{пот}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{к}}}{60} (1 - \eta_{\text{гс}}).$$

Требуемая поверхность излучения и объем рабочей жидкости в баке

$$S_{\text{б}} = 10^3 \frac{\Theta}{\Delta t_{\text{б}} \cdot K_{\text{б}}} \text{ и } V = 2 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{\Theta^3}{K_{\text{б}}^3 \cdot \Delta t_{\text{б}}^3}},$$

где Θ и $N_{\text{пот}}$ – количество теплоты и потери мощности, кВт;

$S_{\text{б}}$ – площадь поверхности излучения бака, м²;

V – объем рабочей жидкости в баке, л;

$\Delta t_{\text{б}}$ – разность температур рабочей жидкости в баке и окружающей среды, $\Delta t_{\text{б}} = 35^\circ \text{C}$;

$K_{\text{б}}$ – коэффициент теплопередачи бака; $K_{\text{б}} = 17,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ – без

интенсивного обдува воздухом стенок бака и $K_{\text{б}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ при

их обдуве струей воздуха.

В большинстве случаев расчетный объем бака получается очень большой. Поэтому рекомендовано выбирать объем бака, учитывая подачу насоса, из стандартного ряда, определяемого ГОСТ 12448-80: 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250 и т.д. до 25000 дм³. Для уменьшения объема бака применяется теплообменник, требуемая площадь поверхности охлаждения которого определяется по отводимому им избыточному количеству теплоты:

$$S_T = \frac{10^3 \cdot \Theta_T}{\Delta t_T \cdot K_T},$$

где S_T – площадь поверхности излучения теплообменника;

Θ_T – количество теплоты, отводимое теплообменником;

Δt_T – расчетный перепад температур в теплообменнике;

K_T – коэффициент теплопередачи от жидкости к окружающей среде в теплообменнике.

В этом случае принимается оптимальный объем рабочей жидкости в баке $V_6 = (3...4)Q_n$ и определяется фактическое количество теплоты, отводимое в окружающую среду через стенки бака:

$$\Theta_6 = \frac{K_6 \cdot \Delta t_6}{10^4} \sqrt[3]{\frac{V_6^2}{4}},$$

а избыточное количество теплоты, отводимое через поверхность излучения теплообменника, равно

$$\Theta_T = \Theta - \Theta_6,$$

где Θ_6 – фактическое количество теплоты, отводимое через стенки бака;

V_6 – фактический объем рабочей жидкости в баке.

Литература

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Бирюков Б.Н. Гидравлическое оборудование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1979. – 112 с.
3. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – Киев: Вища школа, 1980. – 231 с.
4. Гидропривод и гидропневмоавтоматика станков / Под ред. В.А.Федорца. – Киев: Вища школа, 1987. – 375 с.
5. Гидроприводы и гидрооборудование в станкостроении / А.Я. Оксененко, Ф.А. Наумчук, Ф.И. Гендельман и др. – М.: НИИмаш, 1982. – 112 с.
6. Гидравлические приводы станочного оборудования/ В.И. Глубокий, И.А. Бачанцев, В.И. Клевзович, А.М. Якимович. – Мн.: БГПА, 1994. – 68 с.
7. Глубокий В.И., Клевзович В.И., Якимович А.М. Гидравлическая аппаратура станочного оборудования. – Мн.: БГПА, 1994. – 52 с.
8. Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
9. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Под ред. Б.Б.Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.
10. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем / Пер. со словац. Д.К.Раппопорта. – Л.: Машиностроение, 1983. – 363 с.
11. Корнилов В.В., Синицкий В.М. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании / Под ред. Н.В.Пасечника. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.
12. Кузнецов В.Г. Приводы станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.
13. Машиностроительный гидропривод / Под ред. В.И. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
14. Металлорежущие станки / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
15. Металлорежущие станки / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 575 с.

16. Металлорежущие станки и автоматы / Под ред. А.С. Прони-кова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
17. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмо-приводов. – М.: Машиностроение. 1991. – 384 с.
18. Никитин О.Ф., Холин К.М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1981. – 269 с.
19. Проектирование гидравлических систем машин / Г.М. Ива-нов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин и др. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.
20. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1995. – 464 с.
21. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Эксплуатация промышлен-ных гидропроводов. – М.: Машиностроение, 1984. – 176 с.
22. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидро-приводам / Под ред. Б.Б. Некрасова. – Мн.: Выш. школа, 1985.
23. Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
24. Федорец В.А. Расчет гидравлических и пневматических приводов гибких производственных систем. – Киев: Вища школа, 1988. – 176 с.
25. Холин К.М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
26. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидропневмоавтома-тики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
27. Юшкин В.В. Основные расчеты объемного гидропривода. – Мн.: Выш. школа, 1982. – 94 с.
28. Якимович А.М., Клевзович В.И., Бачанцев А.И. Проектиро-вание гидравлических приводов. – Мн.: БНТУ, 2002. – 71 с.

Перечень ГОСТов

ГОСТ 2.316-68. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.

ГОСТ 2.701-84. Схемы. Общие требования к выполнению.

ГОСТ 2.704-76. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем.

ГОСТ 2.780-96. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические.

ГОСТ 2.781-96. Обозначения условные графические. Аппаратура распределительная и регулирующая.

ГОСТ 2.782-96. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические.

ГОСТ 2784-96. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов.

ГОСТ 6540-96. Цилиндры гидравлические и пневматические. Основные параметры.

ГОСТ 6286-73. Рукава резиновые высокого давления с металлическими оплетками.

ГОСТ 8732-78. Трубы стальные бесшовные горячекатаные. Сортамент.

ГОСТ 8734-75. Трубы стальные бесшовные холоднотянутые и холоднокатаные. Сортамент.

ГОСТ 12445-80. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления.

ГОСТ 13823-93. Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования.

ГОСТ 13824-80. Насосы объемные и моторы. Рабочие объемы.

ГОСТ 13825-80. Гидроприводы объемные и смазочные системы. Номинальные расходы жидкости.

ГОСТ 14063-68. Аппаратура гидравлическая и пневматическая. Основные параметры.

ГОСТ 14064-68. Аккумуляторы гидравлические. Основные параметры.

ГОСТ 14066-68. Фильтры гидравлических и смазочных систем. Основные параметры.

ГОСТ 16770-86. Баки гидравлических и смазочных систем. Номинальные емкости.

ГОСТ 17398-72. Насосы. Термины и определения.

ГОСТ 17752-31. Объемный гидропривод и пневмопривод. Термины и определения.

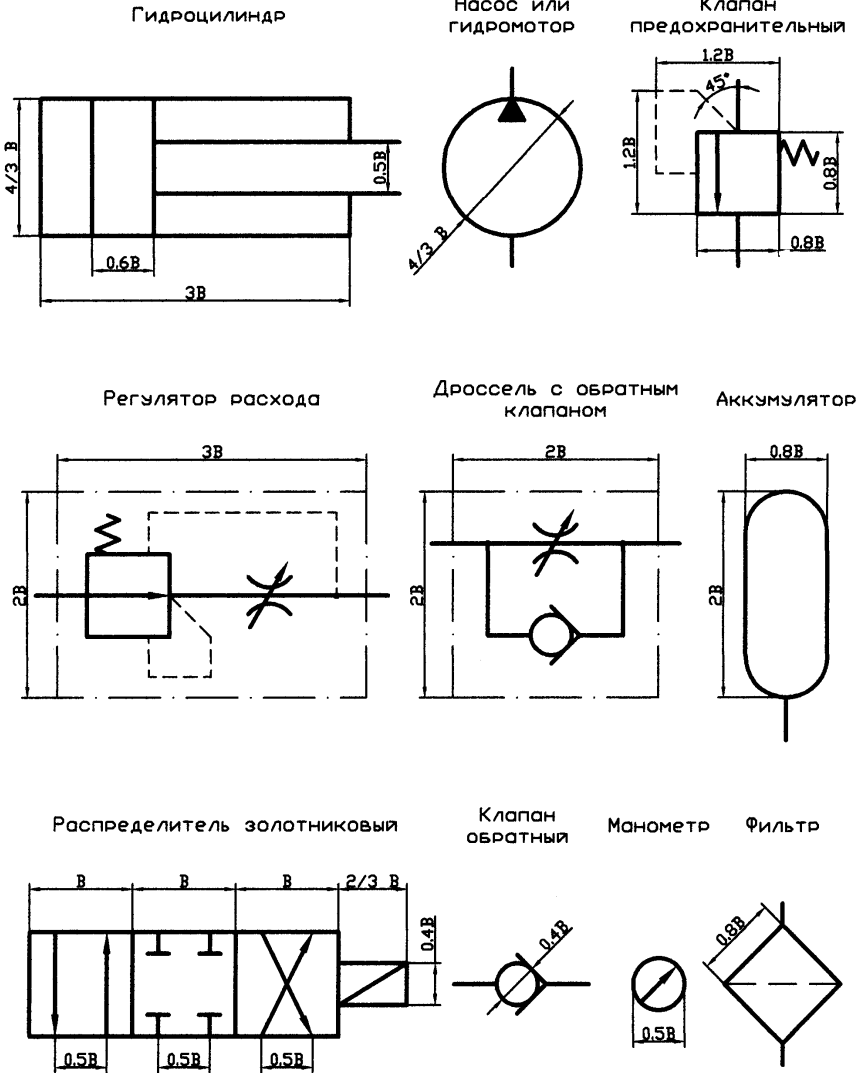
ГОСТ 12.2.040-79. Гидравлические приводы. Правила по технике безопасности.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2





Буквенные позиционные обозначения элементов гидропривода (ГОСТ 2.704-76):

устройство (общее обозначение) – А
гидроаккумулятор (пневмоаккумулятор) – АК
аппарат теплообменный – АТ
гидробак – Б
влагоотделитель – ВД
вентиль – ВН
гидровытеснитель – ВТ
пневмоглушитель – Г
гидродвигатель (пневмодвигатель) поворотный – Д
делитель потока – ДП
гидродроссель (пневмодроссель) – ДР
дроссель с обратным клапаном – ДРК
гидрозамок (пневмозамок) – ЗМ
гидроклапан (пневмоклапан) – К
гидроклапан давления – КД
клапан давления с обратным клапаном – КДК
гидроклапан обратный – КО
гидроклапан предохранительный – КП
клапан редуционный – КР
компрессор – КМ
гидромотор (пневмомотор) – М
манометр – МН
маслораспылитель – МР
масленка – МС
насос – Н
насос аксиально-поршневой – НА
насос винтовой – НВ

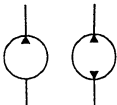
Примерные размеры графических обозначений элементов гидравлических схем

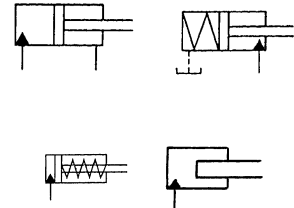



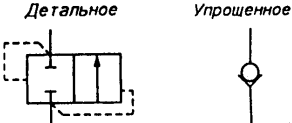
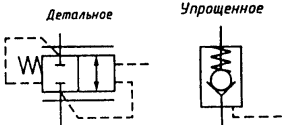
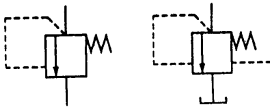
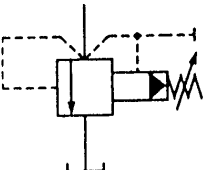
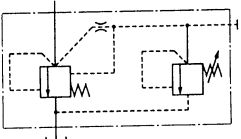
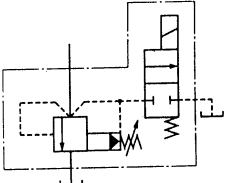
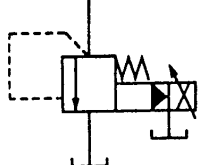
Условные графические обозначения основных элементов гидропривода на гидравлических схемах по ГОСТ 2.780-96, ГОСТ 2.781-96, ГОСТ 2.782-96

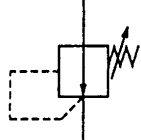
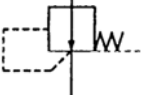
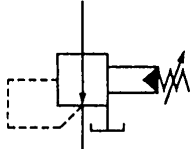
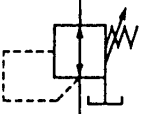
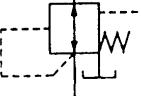
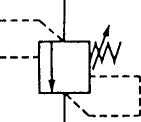
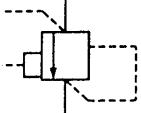
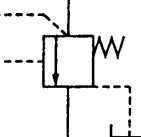
Наименование	Обозначение
Конденсатор рабочей среды: – общее обозначение	
– фильтр	
с магнитным сепаратором	
с индикатором загрязненности	
– влагоотделитель с ручным отводом конденсата	
с автоматическим отводом конденсата	
– фильтр-влагоотделитель с ручным отводом конденсата	
– увлажнитель	
– подогреватель	
– охладитель без указания линий подвода и отвода окружающей среды	
– охладитель с указанием линий подвода и отвода охлаждающей среды	
– охладитель и подогреватель	
– маслораспылитель	


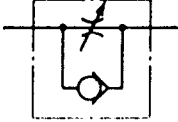
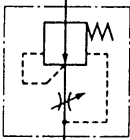

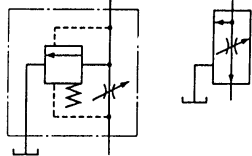


Наименование	Обозначение
Гидробак и смазочный бак: под атмосферным давлением: – общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
с давлением выше атмосферного: – общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
с давлением ниже атмосферного: – общее обозначение	
– со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
– со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
Аккумулятор гидравлический или пневматический (изображается только вертикально) – гидравлический (без указания принципа действия)	
– пружинный гидравлический	
– пневмогидравлический	
– грузовой гидравлический	

<p>Насос нерегулируемый: – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком</p>	
<p>Насос регулируемый: – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком</p>	
<p>Насосы: – шестеренный – винтовой</p>	
<p>– пластинчатый – радиально-поршневой – аксиально-поршневой</p>	
<p>Гидромотор нерегулируемый: – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком</p>	
<p>Гидромотор регулируемый: – с нереверсивным потоком – с реверсивным потоком</p>	
<p>Поворотный гидродвигатель</p>	
<p>Гидромашина нерегулируемая, с двумя направлениями вращения. Показано одно направление вращения, связанное с направлением потока</p>	
<p>Гидромашина регулируемая (с изменением рабочего объема в обе стороны) с одним направлением вращения Показано направление вращения и соответствующая позиция устройства управления, связанные с направлением потока</p>	

<p>Цилиндр одностороннего действия гидравлический:</p> <ul style="list-style-type: none"> – поршневой без указания способа возврата штока – поршневой с выдвижением штока пружиной – поршневой с возвратом штока пружиной – плунжерный 	
<p>Цилиндр двухстороннего действия гидравлический:</p> <ul style="list-style-type: none"> – с односторонним штоком – с двухсторонним штоком – телескопический с односторонним выдвижением – телескопический с двухсторонним выдвижением 	
<p>Цилиндр дифференциальный (отношение площадей поршня со стороны штоковой и нештоковой полостей имеет первостепенное значение)</p>	
<p>Цилиндр двухстороннего действия с подводом рабочей среды через шток:</p> <ul style="list-style-type: none"> – с односторонним штоком – с двухсторонним штоком 	
<p>Цилиндр двухстороннего действия с постоянным торможением в конце хода:</p> <ul style="list-style-type: none"> – со стороны поршня – с двух сторон 	
<p>Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым торможением в конце хода:</p> <ul style="list-style-type: none"> – со стороны поршня – с двух сторон и соотношением площадей 2:1 	
<p>Поступательный преобразователь:</p> <ul style="list-style-type: none"> – с одним видом рабочей среды – с двумя видами рабочей среды 	

<p>Клапан обратный: – без пружины; открыт, если давление на входе выше давления на выходе</p>	<p><i>Детальное</i> <i>Упрощенное</i></p> 
<p>Гидромазок односторонний</p>	<p><i>Детальное</i> <i>Упрощенное</i></p> 
<p>Клапан напорный (предохранительный или переливной) – прямого действия – прямого действия – с дистанционным управлением гидравлический</p>	
<p>– непрямого действия с обеспечением дистанционного управления</p> <p><i>Упрощенное</i></p> 	<p><i>Детальное</i></p> 
<p>– прямого действия с электромагнитным управлением</p>	
<p>– непрямого действия с пропорциональным электромагнитным управлением</p>	

<p>Клапан редукционный: одноступенчатый, нагруженный пружиной</p>	
<p>– с дистанционным управлением</p>	
<p>– двухступенчатый, гидравлический, с наружным регулированием возврата</p>	
<p>– со сбросом давления гидравлический</p>	
<p>– со сбросом давления, с дистанционным управлением, гидравлический</p>	
<p>Клапан разности давлений</p>	
<p>Клапан соотношения давлений</p>	
<p>Клапан последовательности, одноступенчатый, нагруженный пружиной, на выходе может поддерживаться давление, с наружным дренажом</p>	

<p>Дроссель регулируемый Без указания метода регулирования или положения запорно-регулирующего элемента, обычно без полностью закрытой позиций</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p><i>Детальное</i></p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p><i>Упрощенное</i></p>  </div> </div>
<p>Дроссель с обратным клапаном С переменным дросселированием, со свободным проходом потока в одном направлении, но дросселированием потока в другом направлении</p>	
<p>Регуляторы расхода: – регулятор расхода двухлинейный с изменяемым расходом на выходе</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p><i>Детальное</i></p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p><i>Упрощенное</i></p>  </div> </div>
<p>– регулятор расхода трехлинейный с изменяемым расходом на выходе, со сливом избыточного расхода в бак</p>	
<p>– регулятор расхода трехлинейный с предохранительным клапаном</p>	
<p>Синхронизаторы расходов: – делитель потока – сумматор потока</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p><i>Упрощенное</i></p>  </div> <div style="text-align: center;"> <p><i>Упрощенное</i></p>  </div> </div>

<p>Распределитель 3/2 Трехлинейный, двухпозиционный, переход через промежуточную позицию, управление электромагнитом и возвратной пружиной</p>	
<p>Распределитель 5/2 Пятилинейный, двухпозиционный, управление давлением в двух направлениях</p>	
<p>Дросселирующий распределитель – с серворегулированием, с закрытым центром, пружинным центрированием, электромагнитным управлением</p>	
<p>Распределитель 4/3 – с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление двумя противоположными электромагнитами, с мускульным дублированием, наружным сливом Основная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, внутренний подвод давления управления в двух направлениях; линии управления в нейтральной позиции без давления</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i></p>  <p style="text-align: center;"><i>Упрощенное</i></p> 
<p>– с одноступенчатым пилотным управлением. Пилотная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, пружинное центрирование, управление одним электромагнитом с двумя противоположными обмотками, с мускульным дублированием, наружным подводом потока управления Основная ступень. Четырехлинейный, трехпозиционный распределитель, центрирование давлением и пружинное, срабатывает от сброса давления управления; линии управления в нейтральной позиции под давлением</p>	<p style="text-align: center;"><i>Детальное</i></p>  <p style="text-align: center;"><i>Упрощенное</i></p> 

Примеры гидравлических схем приводов подач станков

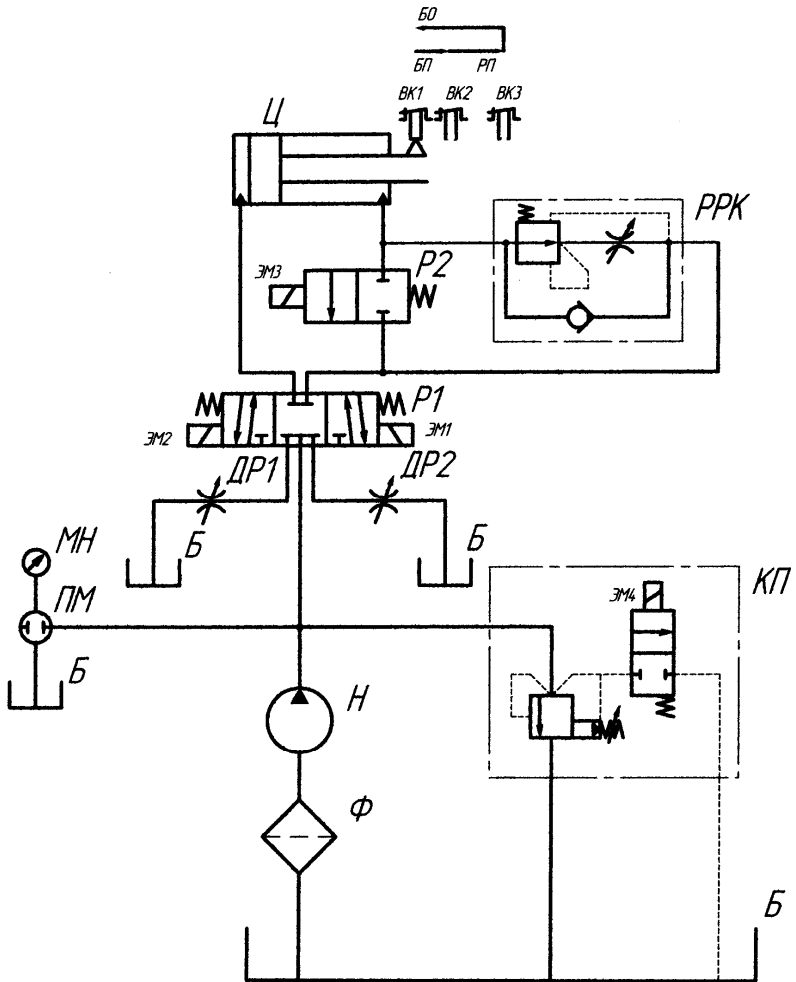


Рис. П6.1. Гидравлическая схема привода подачи с пятилинейным трехпозиционным распределителем с электрическим управлением цикла работы: быстрый подвод (ДР-2) – рабочая подача (РРК) – быстрый отвод (ДР1)

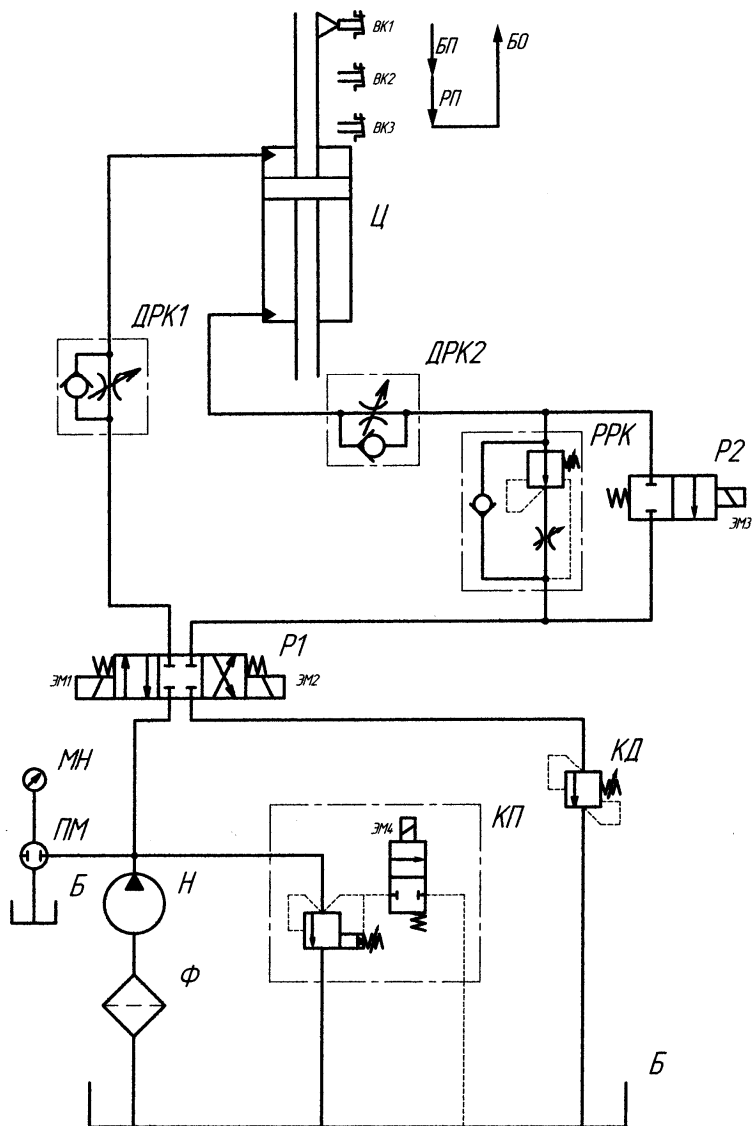


Рис. П6.3. Гидравлическая схема привода подачи с двухштоковым цилиндром с электрическим управлением цикла работы: быстрый подвод (ДРК1) – рабочая подача (РРК) – быстрый отвод (ДРК2)

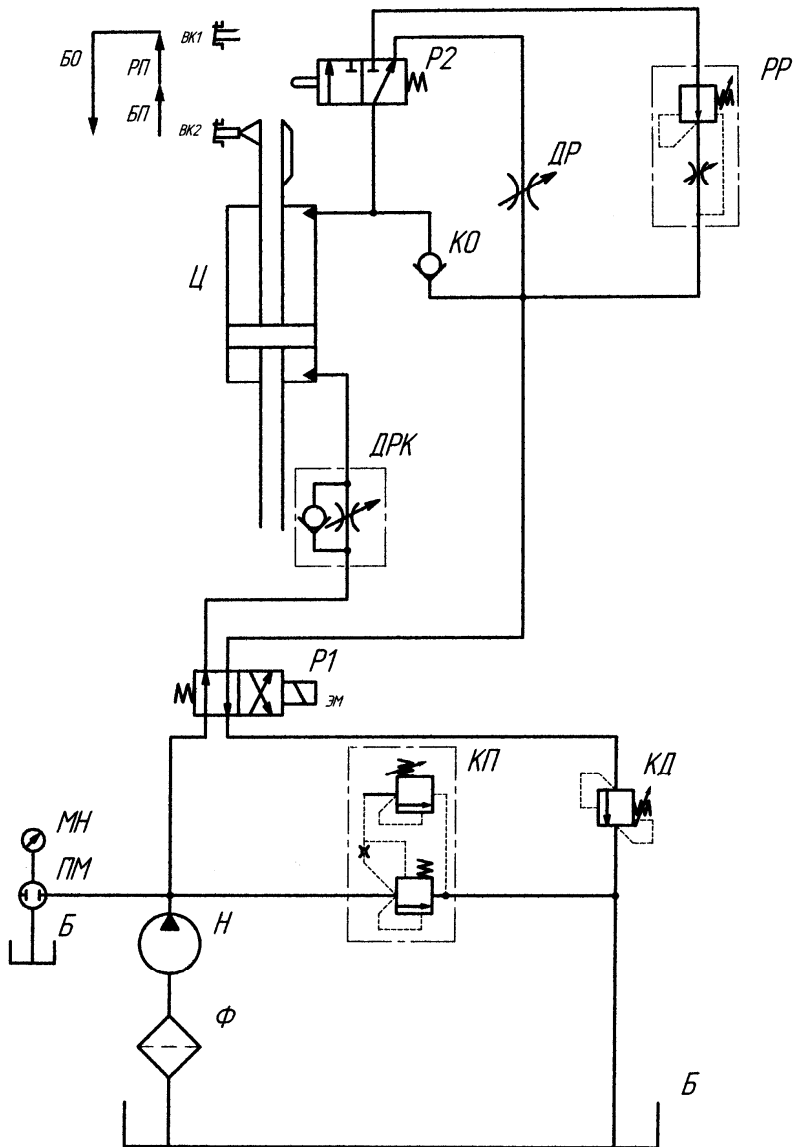


Рис. Пб.4. Гидравлическая схема привода подачи с двухштоковым гидроцилиндром с электрическим и механическим управлением цикла работы: быстрый подвод (ДР) – рабочая подача (РР) – быстрый отвод (ДРК)

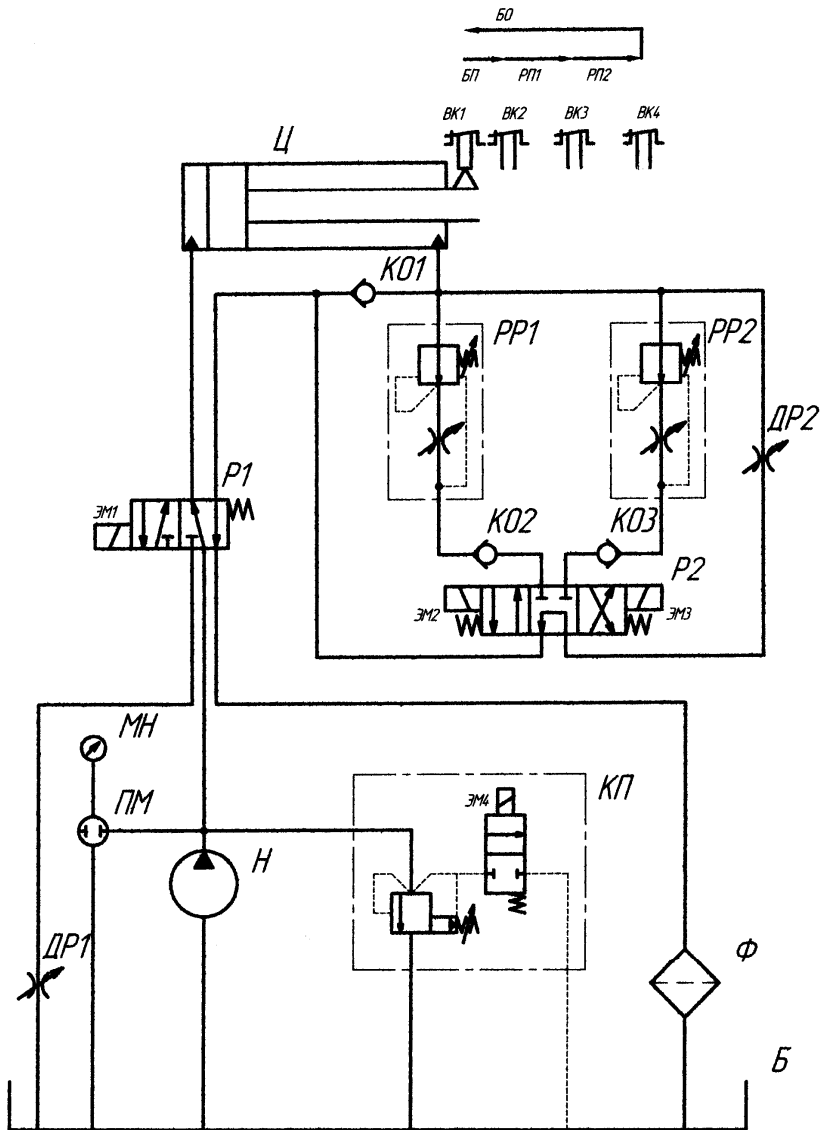


Рис. Пб.7. Гидравлическая схема с электрическим управлением цикла работы с параллельным подключением дросселя и регуляторов расхода для регулирования скорости: быстрый подвод (ДР2) – первая рабочая подача (РР1) – вторая рабочая подача (РР2) – быстрый отвод (ДР1)

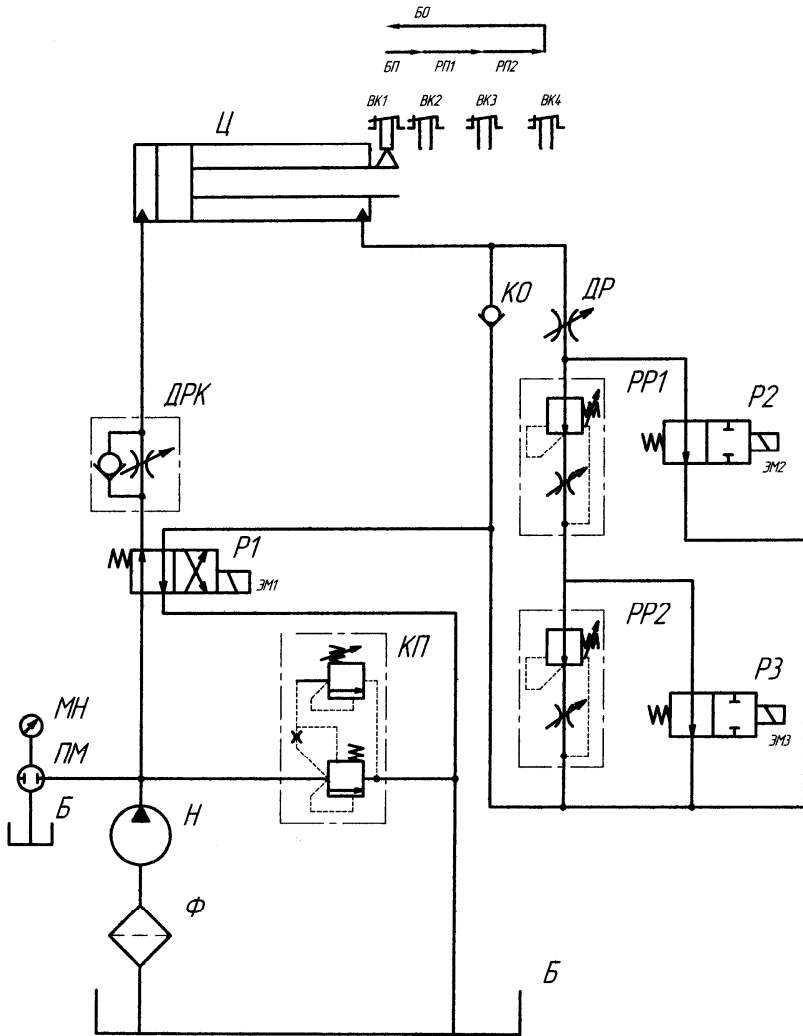


Рис. Пб.6. Гидравлическая схема с электрическим управлением цикла работы с последовательным подключением дросселя и регуляторов расхода для регулирования скорости: быстрый подвод (ДР) – первая рабочая подача (PP1) – вторая рабочая подача (PP2) – быстрый отвод (ДПК)

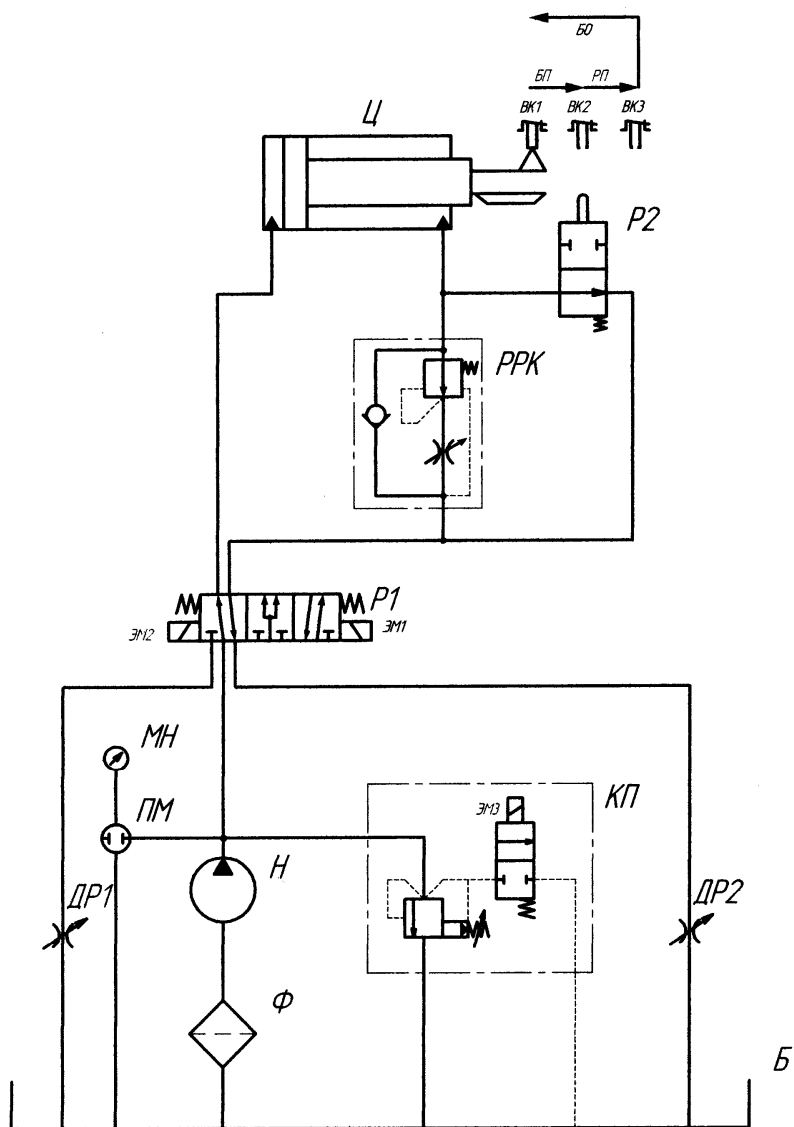


Рис. П6.5. Гидравлическая схема привода подачи с дифференциальным цилиндром с электрическим и механическим управлением цикла работы: быстрый подвод (ДР2) – рабочая подача (РРК) – быстрый отвод (ДР1)

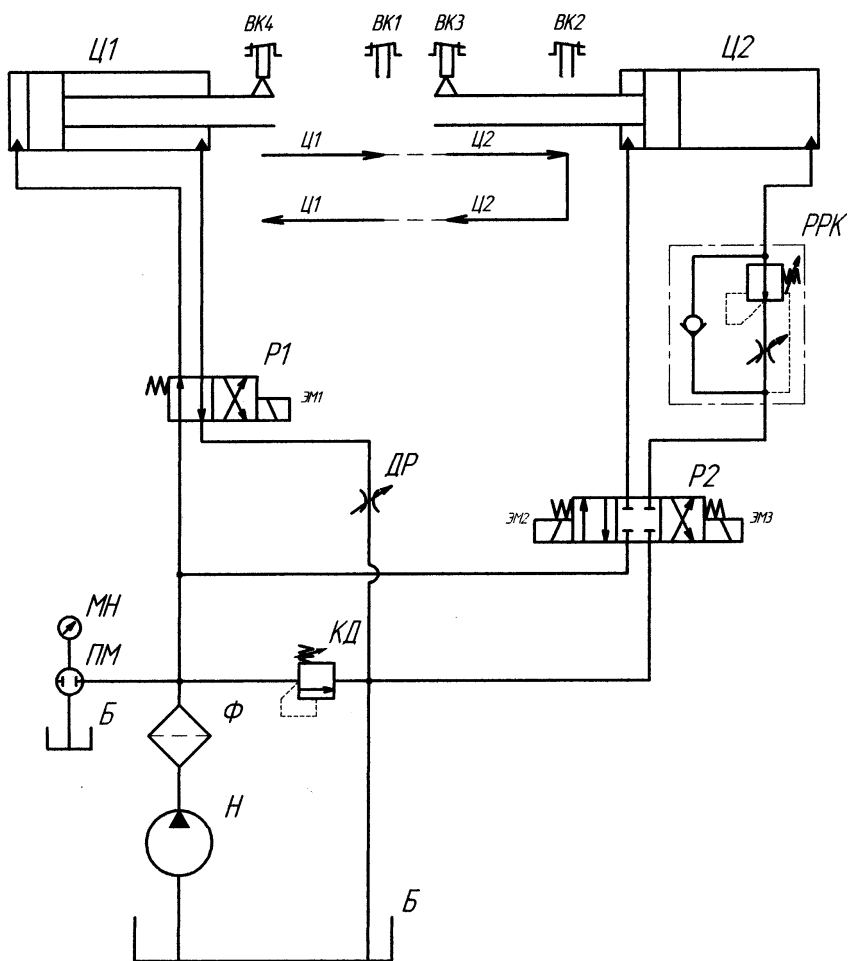


Рис.П6.8. Гидравлическая схема привода с автономным управлением и последовательной работой цилиндров по циклу: Ц1 – вправо быстрый подвод (ДР), Ц2 – вправо рабочая подача (РРК), Ц2 – влево быстрый отвод (Н), Ц1 – влево быстрый отвод (ДР)

Содержание

Введение.....	3
1. Гидравлические приводы станочного оборудования и их особенности.....	4
2. Задачи курсовой работы.....	9
3. Содержание курсовой работы.....	10
4. Основные принципы проектирования гидропривода.....	12
5. Расчет гидравлической системы.....	18
5.1. Составление расчетной схемы гидродвигателя.....	18
5.2. Определение наибольшей нагрузки на исполнительный гидравлический двигатель.....	19
5.3. Определение основных параметров гидроцилиндров.....	20
5.4. Определение параметров поворотных гидродвигателей.....	26
5.5. Определение параметров гидромотора.....	33
5.6. Определение расходов рабочей жидкости в гидролиниях.....	36
5.7. Расчет параметров трубопроводов.....	44
5.8. Выбор типа рабочей жидкости для гидросистемы.....	45
5.9. Расчет потерь давления в трубопроводах.....	45
5.10. Выбор гидроаппаратуры.....	48
5.11. Расчет потерь давления в гидравлических аппаратах.....	49
5.12. Определение потерь давления в напорной и сливной линиях.....	50
5.13. Определение наибольшего рабочего давления.....	50
5.14. Определение объемных потерь.....	51
5.15. Определение наибольшей производительности насосной станции.....	52
5.16. Выбор насоса.....	53
5.17. Определение мощности приводного электродвигателя.....	53
5.18. Определение коэффициента полезного действия гидравлической системы.....	54
5.19. Тепловой расчет гидропривода.....	55
Литература.....	57
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	59

Учебное издание

ГЛУБОКИЙ Владимир Игнатьевич

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ
СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию
по дисциплине «Гидропривод и гидропневмоавтоматика»
для студентов машиностроительных специальностей

Редактор Т.Н. Микулик. Корректор М.П. Антонова
Компьютерная верстка А.Г. Гармазы

Подписано в печать 20.01.2005.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,6. Уч.-изд. л. 3,6. Тираж 300. Заказ 56.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.
Лицензия № 02330/0056957 от 01.04.2004.
220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.