МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»
в г. Миассе
Факультет «Машиностроительный»
Кафедра «Технология производства машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
и.о заведующего кафедрой, к.т.н.
_____Ю.Г.Миков
«_____» _____2018 г.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА КООРДИНАТНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ЮУрГУ – 15.03.02.2018.473.00.00 ПЗ ВКР

Консультант, должность
Старший преподаватель_____
_____/ Е. С. Шапранова /
«_____» _____ 2018 г.

Руководитель, должность
к.т.н., доцент кафедры ТПМ
_____ / В. Г. Зезин /
«_____» _____2018 г.

Консультант, должность
_____
/ _____ /_____ /
«_____» _____ 2018 г.

Автор
студент группы 515
_____ / И.А. Башкиров /
«_____» _____ 2018 г.

Консультант, должность
_____
/ _____ /_____ /
«_____» _____2018 г.

Нормоконтролер, должность
к.т.н., доцент кафедры ТПМ
_____ /В. Г. Зезин /
«_____» _____2018 г.

Миасс 2018

Аннотация

Башкиров. И. Гидравлическая система координатно-расточного станка. – Миасс: ЮУрГУ, ММФ, 2018, 76 с., 9 илл. Библиография литературы – 18 наименований. 6 листов чертежей ф. А1.

В дипломном проекте разработана и спроектирована гидравлическая система координатно-расточного станка. В процессе дипломного проектирования выполнен анализ конструкций координатно-расточных станков, изучены типовые конструкции станков такого типа, в результате чего была усовершенствована гидравлическая система станка, которая соответствует заданным требованиям. Далее были проведены расчеты энергетических и силовых характеристик гидропривода, диаметров трубопроводов гидролиний, потерь давления в гидросхеме, тепловой расчет, расчет энергетической эффективности (КПД) гидропривода. Исходя из расчетов, выбраны компоненты гидросхемы проектируемого привода; выполнены чертежи из перечня графического материала.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» приведены требования техники безопасности при эксплуатации гидропривода.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 6

1 Гидравлические системы в станочном оборудовании 8

1.1 Назначение и классификация координатно-расточных станков..... 8

1.2 Применение гидравлических систем в координатно-расточном оборудовании 12

1.3 Технические требования к гидравлическим системам координатно-расточного станка 18

1.4 Задачи дипломного проектирования 19

2. Анализ и обоснование выбора принципиальной схемы гидравлической системы рабочего стола координатно-расточного станка..... 21

2.1.Обоснование и выбор принципиальной схемы гидросистемы координатно-расточного станка 21

2.2 Гидравлическая схема гидросистемы станка WKV 100 23

3. Расчет основных характеристик гидравлической системы 28

3.1 Расчет силовых характеристик гидравлической системы 28

3.2 Расчет размеров трубопроводов гидролиний..... 30

3.3 Расчет потерь на трение в гидросистеме 36

3.4 Тепловой расчет гидравлической системы..... 42

3.5 Расчет статической нагрузочной характеристики гидравлической системы рабочего стола 44

3.6 Расчет КПД гидравлической системы привода рабочего стола.... 48

4 Подбор составляющих и компонентов гидравлической системы 49

4.1 Выбор насосного агрегата 49

4.2 Выбор трубопроводов 52

4.3 Выбор комплектующих 54

4.5 Импульсный питатель 60

4.6 Выбор рабочей жидкости 62

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ 65

5.1 Электробезопасность на производствах с применением гидрооборудования 65

5.2 Пожарная безопасность 66

5.3 Освещение на предприятии с использованием гидрооборудования 71

5.4 Микроклимат на предприятии 72

Заключение 75

Библиографический список 76

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлический привод (гидропривод) – совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательными элементами гидропривода являются насос и гидродвигатель.

Гидропривод представляет собой своего рода «гидравлическую вставку» между приводным двигателем и нагрузкой (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ремённая передача, кривошипно-шатунный механизм и т. д.).

Основное назначение гидропривода, как и механической передачи, – преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.).

В общих чертах, передача энергии в гидроприводе происходит следующим образом:

Приводной двигатель передаёт вращающий момент на вал насоса, который сообщает энергию рабочей жидкости.

Рабочая жидкость по гидролиниям через регулирующую аппаратуру поступает в гидродвигатель, где гидравлическая энергия преобразуется в механическую.

После этого рабочая жидкость по гидролиниям возвращается либо в бак, либо непосредственно к насосу.

Применение гидравлического привода при соблюдении правил эксплуатации позволит обеспечить плавность работы, надежность, долговечность, простоту и экономичность автоматизации движений.

Целью дипломного проекта является разработка гидравлической системы координатно-расточного станка, в качестве которого рассмотрен станок WKV 100 (Германия). Гидропривод данного станка должен

обеспечивать продольное перемещение рабочего стола с плавным изменением скорости движения, его фиксации при работе режущего инструмента и разгрузки подвижной поперечины при работе электропривода ее перемещения. Цель выпускной квалификационной работы состоит в разработке гидравлического привода с использованием отечественных комплектующих, что позволит уменьшить затраты на эксплуатацию станочного парка предприятия.

Дипломный проект состоит из пояснительной записки и графической части. В первом разделе пояснительной записки рассмотрено применение гидросистем в станочном оборудовании, требования к гидросистемам и задачи дипломного проектирования.

Во втором разделе проведен анализ и обоснование выбора принципиальной схемы гидросистемы станка.

В третьем разделе приведен расчет основных характеристик гидропривода, в четвертом – выбор компонентов гидросистемы станка.

Пятый раздел посвящен вопросу безопасности жизнедеятельности при эксплуатации гидросистемы.

1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ В СТАНОЧНОМ ОБОРУДОВАНИИ

1.1 Назначение и классификация координатно-расточных станков

1.1.1 Координатно-расточные станки предназначаются для обработки межцентровых отверстий, расстояние между которыми должно точно выдерживаться от базовых поверхностей в прямоугольной системе координат, без использования приспособлений для направления инструмента.

На подобных станках производится сверление, чистовое фрезерование, растачивание, развертывание и зенкерование отверстий, контроль и измерение деталей, чистовое фрезерование торцов, а также разметочные работы. Станки применяются для проделывания отверстий в корпусных деталях и приспособлениях, а также кондукторах, для которых нужна существенная точность взаимного размещения отверстий, в мелкосерийном, единичном и массовом производстве.

На станках наряду с растачиванием выполняются разметка и проверка размеров, в том числе и межцентровых расстояний. Применяя поворотные столы, которые поставляются со станком, можно обрабатывать отверстия, что заданы в полярной системе координат, взаимноперпендикулярные и наклонные отверстия, а также протачивать торцовые поверхности.

Станок оснащен оптическими отсчетными устройствами, которые позволяют отсчитывать целые и дробные части координатного размера. Так как устройство координатно-расточных станков является соединением измерительной машины и металлорежущего станка, то работая на подобном оборудовании, можно контролировать детали, обработанные на других станках.

При нормальной эксплуатации вертикальный координатно-расточный станок способен обеспечивать точность межцентровых расстояний в системе

координат порядка 0,004 миллиметра. Чтобы получить более точное расстояние между центрами отверстий, оснащают координатно-расточный станок устройством цифровой индикации, которое дает оператору возможности произведения установки координат с дискретностью около 0,001 миллиметра.

1.1.2 Классификация координатно-расточных станков

1.1.2.1 Координатно-расточные бывают станки одно- и двухстоечными. Имеют одностоечные станки в своей конструкции крестовый стол, который предназначается для передвижения заготовки в двух направлениях, которые являются взаимно перпендикулярными. Основным движением здесь являются вращающиеся движения шпинделя, а движением подачи - вертикальное перемещение шпинделя.

Двухстоечные станки в своей конструкции имеют стол, который находится на направляющих. Стол способен перемещать установленную заготовку в направлении координаты Х. При движении шпиндельной бабки ось шпинделя передвигается относительно изделия, установленного на столе, в направлении координаты У. Для опускания и подъема шпиндельной бабки поперечину принято перемещать вниз или вверх по направляющим стоек.

Основываясь на уровне автоматизации, координатно-расточные станки разделяют на станки с ЧПУ, цифровой индикацией и набором координат, а также с автоматической сменой заготовок и инструментов, которые позволяют выполнять разные фрезерные работы с высоким уровнем точности.

В зависимости от характера производимых операций, конструктивных особенностей и назначения, координатно-расточные станки бывают универсальными и специализированными. Универсальные станки, в свою очередь, подразделяются на горизонтально-расточные и отделочно-расточные. Самым существенным параметром для всех видов станков выступает диаметр расточного шпинделя.

Модели координатно-расчетных станков

Популярные модели координатно-расточных станков в своей конструкции имеют прямоугольный стол с поперечным и продольным перемещением. Предусматривается установочное передвижение шпиндельной бабки. Ускоренное и рабочее перемещение стола в поперечном и продольном направлении проводится электрическими приводами с широчайшим диапазоном регулирования, который позволяет увеличить жесткость и производительность координатно-расточного станка при фрезеровании. Рассмотрим подробнее технические характеристики популярных моделей координатно-расточных станков.

Координатно-расточный станок типа 2а450

Размеры координатно-расточного станка 2а450, включая ход салазок и стола, - 2670 на 3305 на 2660 миллиметров. Рабочая поверхность стола имеет размеры 1100 на 630 миллиметров. Вес станка, не учитывая массу принадлежностей и электрошкафа, - 7300 килограмм. При работе на данном станке можно достичь наибольшего диаметра сверления в 30 миллиметров и наибольшего растачиваемого отверстия в 250 миллиметров при использовании изделия с максимальным весом в 600 килограмм. Частота вращения шпинделя достигает 50-2000 оборотов в минуту, скорость передвижения изделия при фрезеровке доходит 30-200 оборотов в минуту. При использовании координатно-расточного станка 2а450 мощность электродвигателя достигает 4,5 кВт, частота вращения – 1800 оборотов в минуту.

Координатно-расточный станок типа 2д450

Координатно-расточный станок 2д450 имеет размеры (с ходом салазок и стола) - 3305 на 2705 на 2800 миллиметров. Рабочая поверхность имеет габариты 1100 на 630 миллиметров. Вес станка без электрошкафа и необходимых принадлежностей – 7800 килограмм. Наибольший диаметр расточки отверстий составляет 250 миллиметров, при этом возможно использование изделия с весом до 600 килограмм. В минуту число оборотов

шпинделя составляет 50-2000. Мощность установленного на станке электродвигателя - 2 кВт, частота вращения – 700 оборотов в минуту.

Координатно-расточный станок типа 2в440а

Габариты координатно-расточного станка 2в440а, в том числе хода салазок и стола, - 2520 на 2195 на 2430 миллиметров. Длина рабочей поверхности стола составляет 800, а ширина - 400 миллиметров. Масса станка с выносными принадлежностями составляет 3630 килограмм. При использовании координатно-расточного станка 2в440а возможно достижение максимального диаметра сверления в сплошном материале 25 миллиметров и максимального диаметра расточки в 250 миллиметров при использовании изделий с наибольшим весом в 320 килограмм. Предел частоты вращения шпинделя доходит в минуту до 50-2000 оборотов, мощность электродвигателя составляет 2,2 кВт, частота вращения – 800 оборотов в минуту.

Координатно-расточный станок типа 2431

Модель 2431 имеет габаритные размеры – 1900 на 1445 на 2435 миллиметров и вес без электрооборудования – 2510 килограмм. Масса электрооборудования к координатно-расточному станку 2431 составляет 420 и комплекта принадлежностей 380 килограмм. Габариты рабочей поверхности стола – 560 на 320 миллиметров. При использовании данной модели достигается максимальный диаметр сверления в 18 миллиметров и максимальный диаметр расточки в 125 миллиметров при применении изделий с наибольшим весом в 250 килограмм. Предел частоты вращения шпинделя в минуту составляет от 75 до 3000 оборотов, общая мощность электродвигателей составляет 2,81 кВт, мощность главного двигателя 2,2 Квт.

Координатно-расточный станок типа 2421

Габариты координатно-расточного станка 2421 составляют - 900 на 1615 на 2207 миллиметров. Рабочий стол имеет размеры 450 на 250 миллиметров. Масса станка с комплектом принадлежностей составляет 1610 килограмм. Используя данную модель, можно достичь максимального

диаметра сверления в сплошном материале 12 миллиметров и максимального растачиваемого отверстия в 80 миллиметров при использовании изделий с наибольшим весом в 150 килограмм. Частота вращения шпинделя составляет от 135 до 3000 оборотов в минуту. Мощность электродвигателя - 10 кВт.

Таким образом, координатно-расточные станки выполняют самую ответственную функцию – проделку отверстий и контроль их отклонений. Станок оснащен устройством цифровой индикации, которое дает возможность оператору устанавливать координаты с дискретностью 0,001 миллиметра, а также отсчетными устройствами для отсчитывания целой и дробной части координатного размера.

1.2 Применение гидравлических систем в координатно-расточном оборудовании

1.2.1 Распространение получили станки с гидроприводом, который применяют в качестве привода главного движения и движения подачи станка, для переключения скоростей, торможения, зажима заготовок, автоматизации управления циклом работы станка и т. д. В таких станках, как шлифовальные, протяжные, копировально-фрезерные, поперечно-строгальные и другие, гидропривод является основным видом привода. Под гидроприводом понимают совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов станков посредствам рабочей жидкости, подаваемой под давлением. Гидропривод позволяет существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность, надежность работы, а также уровень автоматизации. Гидроприводами оснащают более половины изготавливаемых промышленных роботов и манипуляторов.

Широкое применение гидропривода объясняется тем, что он дает возможность бесступенчато регулировать скорости в широких пределах, плавно реверсировать движущиеся органы станка, автоматически предохранять его от перегрузки, легко обеспечивать смазывание и др.

Гидрофицированные станки компактнее, их детали и узлы можно легко стандартизировать и нормализовать. Недостатками гидропривода являются утечка рабочей жидкости через уплотнение и зазоры, проникновение воздуха в рабочую жидкость, изменение свойств рабочей жидкости в зависимости от температуры и др.

В гидросистемах имеются объемные, гидравлические и механические потери. Объемные потери обусловлены утечками рабочей жидкости в гидросистеме, гидравлические — снижением давления (внутренним трением масла), механические — трением сопряженных поверхностей. Полный КПД гидропривода: $\eta_л = \eta_{об} \cdot \eta_г \cdot \eta_м$, где $\eta_{об}$, $\eta_г$, $\eta_м$ — соответственно объемный, гидравлический и механический КПД гидропривода.

Нормальная работа гидросистем во многом зависит от вида рабочей жидкости. Жидкость должна обладать достаточной вязкостью, быть однородной, иметь хорошую смазывающую способность, предохранять механизмы станка и привода от коррозии, не окисляться, не образовывать отложений, не выделять паров, сохранять свои свойства при изменении температуры, давления, скорости и направления движения и должна удовлетворять требованиям пожарной безопасности. Таким требованиям наиболее полно отвечают минеральные масла и их смеси.

Основной характеристикой при выборе масел является индекс вязкости, который показывает изменение вязкости масла в зависимости от его температуры. Чем больше индекс, тем качественнее сорт масла, тем лучше оно очищено. Наилучшим для гидропривода станков является индекс вязкости масла 90. В маслах с высоким индексом вязкость изменяется меньше при повышении температуры и давления.

Для улучшения эксплуатационных характеристик минеральных масел (улучшения смазочной способности, замедления процесса окисления, уменьшения пенообразования, снижения зависимости вязкости от температуры и др.) в них вводят специальные присадки (вещества,

позволяющие изменять некоторые свойства, принципиально не изменяя строение компонентов основы).

Как правило, гидропривод металлорежущего станка состоит из следующих основных частей: бака с рабочей жидкостью, гидронасоса, подающего рабочую жидкость в гидросистему, гидроаппаратуры, предназначенной для изменения или поддержания заданного постоянного давления или расхода рабочей среды, гидроцилиндров для прямолинейного перемещения исполнительных органов станка или гидромоторов для вращательного движения, трубопроводов, соединяющих элементы гидропривода в единую гидросистему. Применяемые в станках гидроприводы работают с давлением масла до 20 МПа.

В станкостроении используются, как правило, объемные насосы следующих типов: шестеренные, пластинчатые, аксиально- и радиально-поршневые.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением зубчатых колес широко применяются в приводах станков. Это объясняется простотой их изготовления и эксплуатации, малыми габаритами и массой, сравнительно высоким КПД, достаточной надежностью.

К недостаткам шестеренных насосов относятся: наличие полости с защемленным объемом рабочей жидкости, значительный шум при работе, пульсация нагнетаемой жидкости.

В гидроприводах станков при требуемой мощности 7—10 кВт обычно применяются нерегулируемые пластинчатые насосы серии Г1202М одинарного и сдвоенного исполнения: подача 5 —200 л/мин, максимальное давление 6,3—12,5 МПа, частота вращения ротора 950— 1450 мин"1.

Поршневые насосы, применяемые в станкостроении, изготовляют с радиальным и осевым (аксиальным) расположением поршней: давление 5—30 МПа; подача 18—600 л/мин; КПД составляет 0,95—0,98.

Гидроклапаны применяются в различных устройствах приводов станков и автоматических линий, в частности, где требуется надежная фиксация рабочего органа от самопроизвольного перемещения вследствие утечек жидкости через неплотности сопрягаемых деталей или уплотнений, а также при повреждении гидролиний, находящихся за клапаном. Гидроклапаны контролируют давление в сетях.

В гидроприводах станков применяют предохранительные, подпорные, переливные и редукционные гидроклапаны.

Гидрораспределительные устройства предназначены для направления потоков масла в различные участки гидравлической системы привода. Получили распространение реверсивные и вспомогательные устройства, изменяющие направление потоков масла.

Гидроцилиндром называется объемный гидродвигатель с поступательным движением выходного звена. В зависимости от необходимых усилий на штоке и скорости его перемещения в различных направлениях применяются различные конструкции гидроцилиндров и различные их включения в гидросистему.

Скорость перемещения поршня, при заданном расходе рабочей жидкости, зависит от величины рабочего сечения поршня. Для цилиндров с двусторонним штоком скорость движения поршня в обе стороны одинакова.

В гидроцилиндрах одностороннего действия жидкость подается только в бесштоковую полость. В обратную сторону поршень перемещается под действием пружины либо под действием упругих сил самого цилиндра. Такие гидроцилиндры используются, как правило, в приспособлениях для зажима заготовок. Плунжерные гидроцилиндры отличаются простотой изготовления. В некоторых приводах станков перемещается не шток, а корпус гидроцилиндра; в этом случае жидкость подается посредством гибких трубопроводов. Мембранные гидроцилиндры выполняются с плоской и гофрированной мембраной.

Поворотными называют объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного вала. Для осуществления поворотного движения рабочую жидкость попеременно подают в рабочие полости гилродвигателя. Поворотные гидродвигатели практически безинерционные. Их применяют при давлениях до 20 МПа. В качестве рабочей жидкости используют минеральные масла и эмульсии.

Гидромоторы являются гидродвигателями вращательного движения. Они условно подразделяются на низко - и высокомоментные. К низкомоментным относятся шестеренные, винтовые, пластинчатые и аксиально-поршневые. Высокомоментными условно называют тихоходные гидромоторы, предназначенные в основном для использования в гидроприводах редукторов.

Наибольшее распространение получили роторные аксиально-поршневые гидромоторы, отличающиеся компактностью, высоким КПД, пригодные для работы при высокой частоте и давлении и обладающие сравнительно малой инерционностью. Важным параметром гидромотора является приемистость при регулировании частоты вращения ротора. Наиболее распространенное число цилиндров ротора 7–9, диаметр цилиндра 10–50 мм, частота вращения в роторе 1000–25000 мин, мощность до 100 кВт, КПД до 93 %.

В приводах станков с ЧПУ нашли применение нерегулируемые аксиально-поршневые гидромоторы серии Г-15-2.

Принцип работы гидромоторов аналогичен принципу работы насосов соответствующих конструкций. Частота вращения ротора гидромотора зависит от подачи рабочей жидкости на вход гидромотора.

Гидроусилителем называется усилительное гидравлическое устройство, сообщающее ведомому звену исполнительного механизма движения, согласованного с перемещением ведущего звена чувствительного элемента. Обладая высокой точностью согласованных движений, надежностью работы,

быстродействием, малыми габаритами, большим коэффициентом усиления, они получили широкое распространение в гидрокопировальных станках. Незначительные силы, действующие на чувствительный элемент, позволяют использовать копиры, изготовленные не только из металла, но и из пластмасс, дерева, гипса и др.

Гидроусилители характеризуются коэффициентом усиления, который определяется как отношение выходного усилия Р (на поршне силового цилиндра) к входному усилию С (на штоке золотника). Величина может достигать больших значений (до $3 \cdot 10^5$).

Рабочие органы станков при вращении входного вала перемещаются вручную при помощи гидроусилителей совместно с винтовой и реечной парами или от электродвигателя малой мощности. Если входной вал вращается при помощи импульсного электродвигателя, гидравлический двигатель работает как шаговый.

В настоящее время в агрегатных станках гидропривод используется для осуществления как главных, так и вспомогательных движений, в том числе автоматических следящих перемещений исполнительных механизмов, привода рабочих органов, роботов-манипуляторов, зажимных, фиксирующих и транспортных устройств.

Применение гидроприводов позволяет упростить кинематику станков, снизить металлоемкость, повысить точность, надежность и уровень автоматизации.

Широкое использование гидроприводов в станкостроении определяется рядом их существенных преимуществ перед другими типами приводов. Они обладают возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей.

Гидроприводы обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости, возможность работы в динамическом режиме с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки

и точный контроль действующих усилий.

Гидроприводы обеспечивают возможность работы в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту систем от перегрузки и точный контроль действующих усилий.

Гидроприводы имеют и недостатки, которые ограничивают их использование в станкостроении.

К ним относятся:

- невозможность обеспечить высокоточное перемещения рабочего органа, максимальная точность, обеспечиваемая ГП 0,5…1 мм;

- недостаточно высокий КПД из за потерь на трение и утечки;

- нестабильность свойств рабочей жидкости, необходимость использования фильтров для её очищения;

- ограниченный диапазон рабочих температур –20…+170 (при использовании минеральных масел);

- узлы гидропривода трудоёмки в изготовлении.

1.3 Технические требования к гидравлическим системам координатно-расточного станка

1.3.1 В рассматриваемом координатно-расточном станке WKV 100 для позиционирования поперечины, перемещения шпиндельной головки и обеспечения главного движения используется электрический привод, позволяющий выполнить требования по точности позиционирования рабочего инструмента и имеющий по сравнению с гидравлическим более высокий КПД.

Гидравлический привод в данном станке целесообразно применить для выполнения вспомогательных операций:

1) горизонтального перемещения рабочего стола;
2) фиксации рабочего стола после его перемещения;

3) вывешивания (разгрузки) поперечины при ее позиционировании при помощи электропривода;

4) подачи смазки к винтовой паре вертикального перемещения поперечины.

1.3.2 Гидравлический привод должен обеспечить:

1) рабочее и холостое перемещение рабочего стола

2) скорость перемещения рабочего стола:

- 20…150 мм/мин при рабочем ходе;
- 40…300 мм/мин при холостом ходе

с плавным регулированием скорости в указанных диапазонах;

3) рабочее перемещение рабочего стола 1400 мм;

4) максимальное усилие на штоке гидроцилиндра перемещения рабочего стола 7 кН;

5) вывешивание (разгрузку) поперечины с созданием суммарного усилия на штоках гидроцилиндров 45 кН;

6) рабочий ход гидроцилиндров вывешивания поперечины 1300 мм;

7) подачу смазочного масла к ходовым винтам подвижной поперечины.

1.4 Задачи дипломного проектирования

Исходя из темы выпускной квалификационной работы «Гидравлическая система координатно-расточного станка», нами были поставлены следующие задачи:

1) Изучить принцип действия и классификацию координатно-расточных станков, а также устройство их гидравлических систем, технические требования, предъявляемые к гидравлическим системам станков данной группы.

2) Изучить устройство координатно-расточного станка WKV 100.

3) Внести предложения по совершенствованию гидросистемы координатно-расточного станка WKV 100.

4) Выбрать и разработать принципиальную схему гидросистемы координатно-расточного станка WKV 100.

5) Произвести расчет основных характеристик гидравлической системы.

6) Подобрать компоненты гидравлической системы исходя их произведенных расчетов.

7) Разработать правила безопасной работы на участке с применением координатно-расточного станка WKV 100.

2. АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РАБОЧЕГО СТОЛА КООРДИНАТНО-РАСТОЧНОГО СТАНКА

2.1.Обоснование и выбор принципиальной схемы гидросистемы координатно-расточного станка

Двухстоечный координатно-расточной станок типа WKV 100 состоит из станины, по которой движется на роликах по точным направляющим стол с рабочей поверхностью, снабженной зажимными пазами. Перемещение стола осуществляется гидравлическим путем с плавным изменением скорости перемещения. В пределах около 80 мм стол можно перемешать при помощи маховика.

К станине прикреплены болтами стойки, в которых размещены гидравлические цилиндры для облегчения подвижной поперечины. В правой стойке расположен груз для уравновешивания горизонтальной шпиндельной головки. Верхние концы стоек жестко соединены поперечиной. Все это устройство образует жесткую рамку станка. В неподвижной поперечине находится механизм привода обоих ходовых винтов подвижной поперечины

По направляющим стоек движется подвижная поперечина, на которой расположена вертикальная шпиндельная головка. С правой стороны подвижной поперечины находится коробка подач с механизмом для перемещения вертикальной шпиндельной головки по поперечине.

На правой стойке движется в вертикальном направлении подвижная горизонтальная шпиндельная головка. На левой стойке движется опора.

Точная установка стола и обеих шпиндельных головок контролируется устройством, снабженным оптической проекционной системой.

Перемещение отдельных частей ограничивается в концевых положениях концевыми выключателями. Некоторые функции взаимно

сблокированы так, что случайное повреждение из-за недосмотра совершенно исключено.

В станке WKV 100 гидравлическое устройство служит для перемещения стола, для облегчения подвижной поперечины при перестановке и для подачи смазочного масла к ходовым винтам. Горизонтальное перемещение стола должно обеспечиваться плавным изменением скорости от 20 до 300 мм/мин и с ходом в 1400 мм. Максимальное усилие перемещения стола 7 кН.

Вертикальное перемещение поперечины должно облегчаться гидросистемой с ходом в 1300 мм. Максимальное усилие перемещения подвижной поперечины 45 кН.

Для разработки принципиальной гидравлической схемы необходимо знать структуру гидропривода. В общем случае она должна содержать следующее:

1) гидродвигатель. В основном это гидроцилиндр, причем одноштоковый. Рабочая полость - поршневая, противоположная - для холостых ходов;

2) гидрораспределители. Реверсируют большие потоки рабочей жидкости, поэтому рабочий золотниковый распределитель управляется гидравлическим путем, управляющим гидрораспределителем, который в свою очередь переключается за счет механической связи с рабочим органом станка;

3) устройства для регулирования скорости движения. Применяют дроссельное и объемное регулирование скорости движения. Требуется применение регуляторов расхода для поддержания постоянной скорости движения при переменной нагрузке;

4) устройства дня разгона в начале движения гидроцилиндра и торможения в конце;

5) аппаратуру для управления пуском и остановкой гидродвигателя. Применяют обычно для этой цели гидрораспределители с различными видами управления;

6) аппаратуру для предотвращения самопроизвольного опускания штока с рабочим органом при вертикальном его движении (гидрозамки или другие фиксирующие устройства);

Для синхронного движения двух одинаковых цилиндров используется схема следящего гидропривода.

Для продольного перемещения узла станка воспользуемся соответствующей схемой, содержащей клапан усилия зажима и сдвоенный дроссель с обратным клапаном.

2.2 Гидравлическая схема гидросистемы станка WKV 100

2.2.1 Гидравлическая схема станка в состоянии поставки от изготовителя, в соответствии с «Техническим паспортом» имеет следующий вид, рисунок 1.

Гидравлическое масло собирается в баке, находящемся в конце станины. Из бака 38 масло подается посредством аксиально-поршневого насоса в корпус гидравлического распределителя. Аксиально-поршневой насос приводится в движение от электродвигателя с дискретно регулируемой частотой вращения ротора 1380/2770 об/мин. Переключение частоты вращения производится концевым выключателем, управляемым рукояткой подач. Увеличенная частота вращения обеспечивает увеличение подачи насоса и служит для быстрого перемещения стола в режиме холостого хода. Давление масла за насосом проверяется по манометру. Рабочая жидкость, в зависимости от положения золотника 20 поступает или к механизму подачи стола, или снова в бак. Золотник 21 пропускает масло в случае перемещения подвижной поперечины в цилиндры 5 для ее вывешивания и, следовательно, разгрузки электропривода ее перемещения, а также к смазочным питателям 8. Золотники 20 и 21 управляются электромагнитами 18 и 19. Электромагнит 18 является замкнутым, если обе рукоятки включения вертикальной и горизонтальной шпиндельных головок повернуты в одно из крайних

положений. Электромагнит 19 включается после нажатия кнопки для перестановки поперечины.

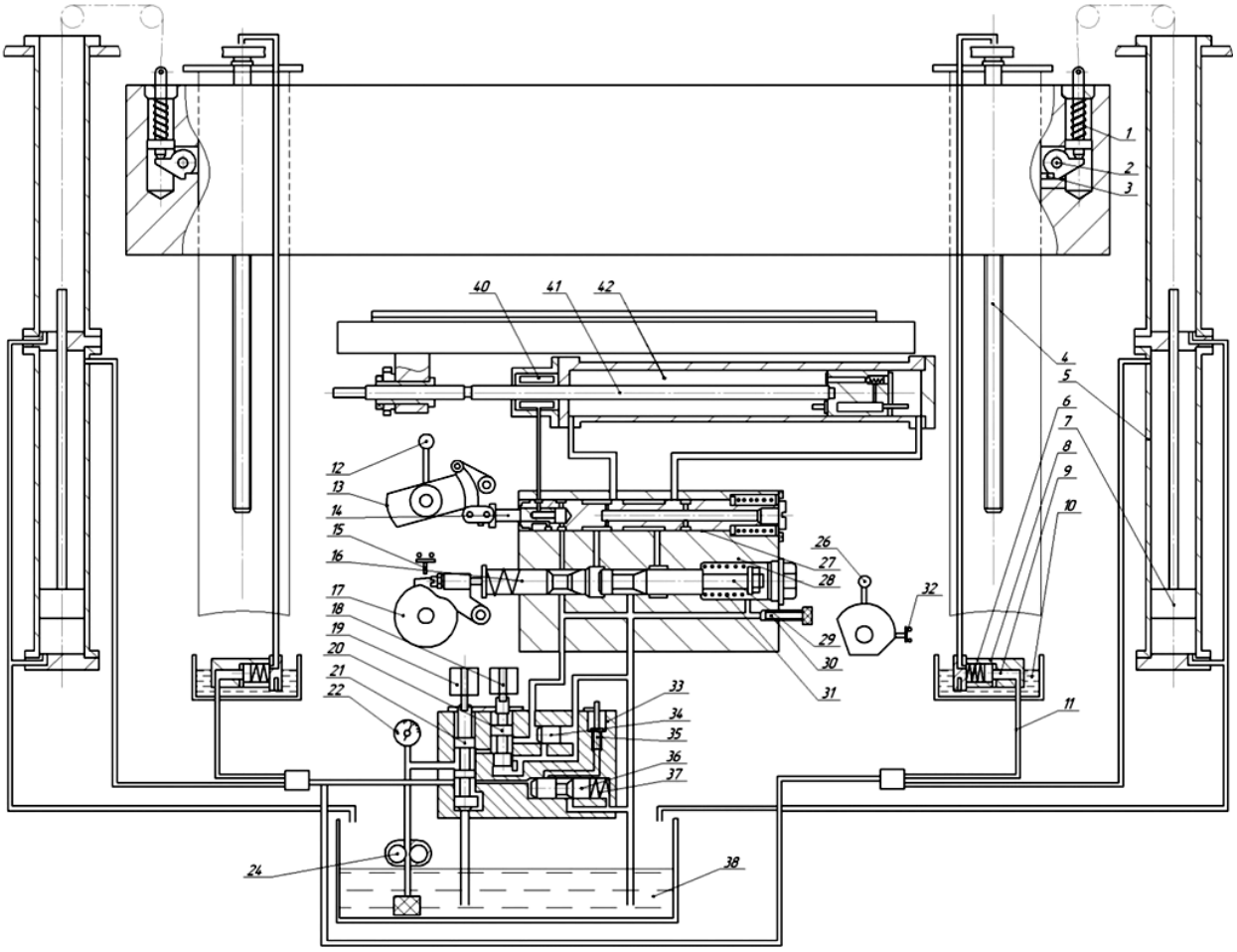


Рисунок 1 – Функциональная схема гидросистемы

В том случае, если электромагнит 18 включен, то масло под давлением поступает в гидроцилиндр 5 для перемещения рабочего стола или к устройству 40 для закрепления поршневого штока 42 и фиксации стола в рабочем положении. В корпусе распределителя 28 масло проходит к распределительному золотнику 27 через дроссель 16 или непосредственно через распределительную втулку 14 к зажиму 40 поршневого штока. Кроме этого рабочая жидкость действует на заднюю сторону пропорционального золотника 29 через управляющую иглу 30. При помощи пружины 31 регулируется разница в давлениях цилиндра 42 перед поршнем и за поршнем.

Регулировочный золотник 29 регулирует расход рабочей жидкости на линии слива из гидроцилиндра 42.

Распределительный золотник 27 пропускает масло в одну или другую сторону гидроцилиндра 42, а также, при помощи распределительной втулки 14, в устройство 40 для зажима поршневого штока. Зажим (фиксация) стола осуществляется при помощи рукоятки 26, которая размыкает концевой включатель 32 цепи электромагнита 18, золотник 20 опускается вниз, отсекая линию перемещения рабочего стола от источника питания, и все масло поступает обратно в бак. Рабочий стол вследствие этого не может приводиться в движение.

Дроссель 16 и распределительный золотник 27 управляются кулачками 17 и 13 поворотом рукоятки 12.

При нажатии кнопки для подъема или опускания подвижной поперечины включается электромагнит 19, который перемещает распределительный золотник 21 в верхнее положение. Масло под давлением поступает в гидроцилиндры 5, к поршням 8 смазочных питателей, предназначенных для подачи масла к ходовым винтам. Кроме того рабочая жидкость поступает к регулировочному золотнику 36.

Рабочая жидкость воздействует на поршни 7, соединенные поршневыми штоками и цепями с пружинами 1, которые сжимаются и посредством рычага 2 кулисы 3 поперечина на направляющих стойках освобождается. После полного сжатия пружин поперечина поднимается до тех пор, пока ее подъемные гайки не соприкоснутся с нижней поверхностью резьбы подъемных ходовых винтов 4.

Рабочая жидкость при этом воздействует также на торец регулировочного золотника 36 и перемещает его в противоположном давлению пружины 37 направлении. При давлении около 20 атм кромка регулировочного золотника открывает канал подачи масла к поршню 35, который управляет концевым контактором для включения электродвигателя

подъема поперечины. Во время перестановки подвижной поперечины давление не изменяется, так как регулировочный золотник 36 работает как переливной клапан, настроенный на давление 22 атм, и лишнее масло перепускает обратно в бак.

После окончания перестановки поперечины, выключается электромагнит 19 и золотник 21 перемешается в нижнее положение. Регулировочный золотник возвращается в крайнее положение под действием пружины 37. Пространство над поршнями 7 соединяется со сливом и концевой выключатель размыкает линию питания электродвигателя перемещения поперечины.

При дальнейшем падении давления подвижная поперечина опускается на величину зазора резьбы ходовых винтов. Пружины 1 посредством рычажной передачи закрепляют поперечину на направляющих стоек и поршни питателей 9 засасывают масло из полостей 10 при помощи пружин 6.

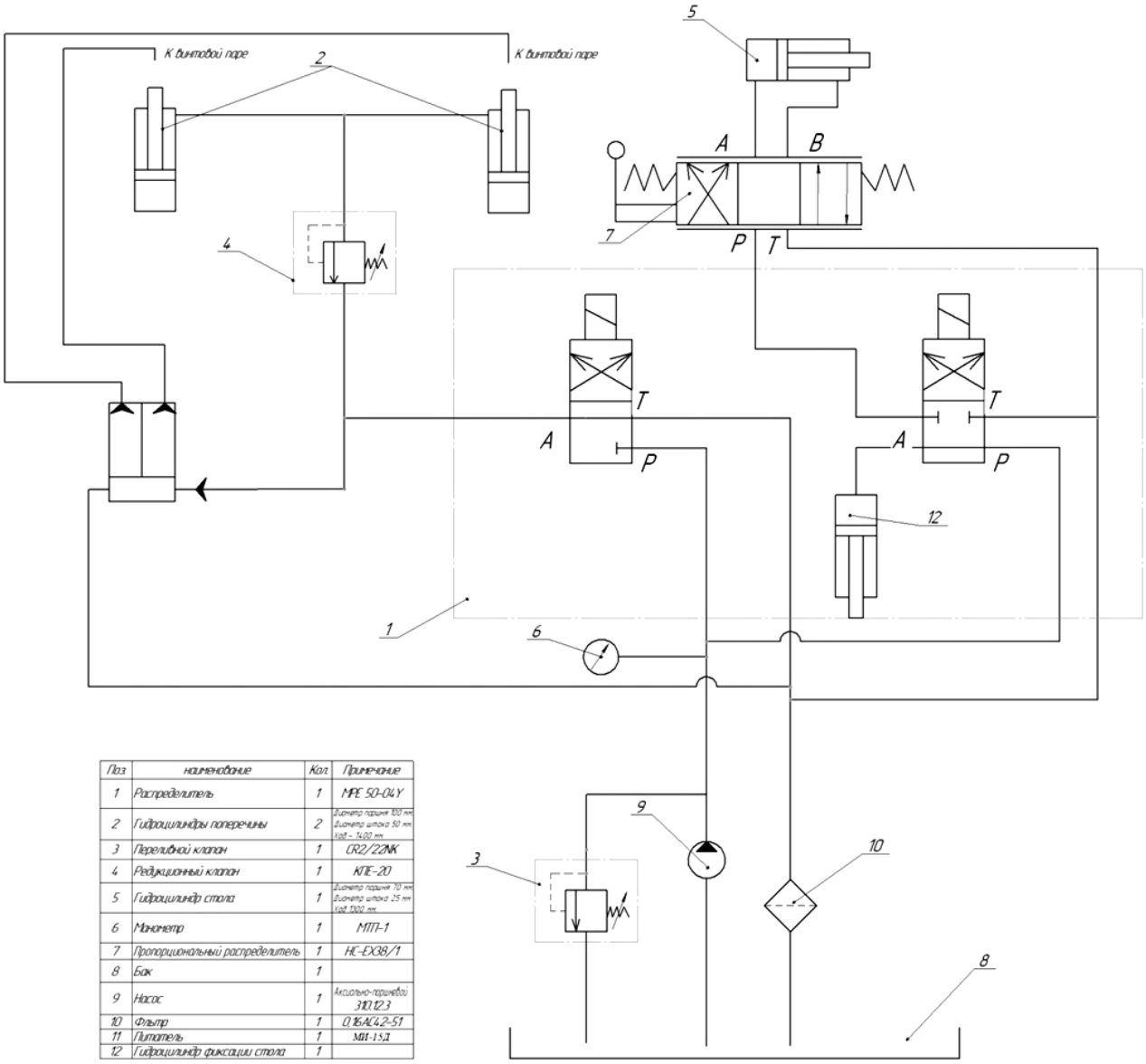
2.2.2 Гидравлическая схема, сформированная с использованием отечественных комплектующих, с учетом изложенных выше требований и проведенного анализа представлена на рисунке 2.

Масло из бака 8 по трубопроводам поступает в насос 9. Манометр 6 контролирует давление в системе на выходе из насоса. Распределитель 1 двухпозиционный с электромагнитным клапаном служит для управления гидросистемами станка.

В момент, когда электроклапан на левой секции распределителя включен, масло по трубопроводам поступает в гидроцилиндры 2. Гидроцилиндры 2 облегчают подъем поперечины. Через левую секцию так же снабжается питатель 11, который служит для обеспечения смазки приводных шпилек поперечины. Смазка шпилек осуществляется капельным методом для облегчения их подъема.

При включении правой секции распределителя масло поступает в распределитель стола 7 с ручным управлением. Распределитель 7 – трепозиционный, обеспечивает перемещение стола в обе стороны.

При повороте ручки влево, стол начинает двигаться вправо. При повороте ручки вправо, стол будет перемещаться вправо. По сливному трубопроводу масло через фильтр 10 сливается обратно в бак.



Поз	наименование	Кол	Примечание
1	Распределитель	1	MPE 50-04Y
2	Гидроцилиндры поперечины	2	Диаметр поршня 100 мм Диаметр штока 50 мм Ход - 1400 мм
3	Переливной клапан	1	CR2/22NK
4	Редукционный клапан	1	KTE-20
5	Гидроцилиндр стола	1	Диаметр поршня 70 мм Диаметр штока 25 мм Ход 1300 мм
6	Манометр	1	МТП-1
7	Пропорциональный распределитель	1	HC-EX38/1
8	Бак	1	
9	Насос	1	Аксиально-поршневой 310.12.3
10	Фильтр	1	0.16АС42-51
11	Питатель	1	МИ-1-5Д
12	Гидроцилиндр фиксации стола	1	

Рисунок 1.2 – Гидравлическая схема станка

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

3.1 Расчет силовых характеристик гидравлической системы

3.3.1 Расчёт начинают с выбора диаметра поршня гидроцилиндра рабочего стола, исходя из следующих рекомендаций:

$$D = \frac{S}{1 \dots 20};$$

$$D_c = \frac{1400}{20} = 93 \text{ мм}$$

$$D_{\text{п}} = \frac{1300}{13} = 100 \text{ мм}$$

где S – заданный ход поршня, м.

В соответствии с полученным значением D принимается ближайшее бóльшее значение из ряда стандартных значений диаметров по ГОСТ 6540-68. Принимаем $D_п$ = 100 мм; $D_с$ = 70 мм.

3.3.2 Расчётным усилием на штоке Рр является Р с учётом механического коэффициента полезного действия гидроцилиндра :

$$\mathrm{P_p} = \frac{\mathrm{P}}{\eta\text{мех}}$$

где Р – заданное усилие на штоке, Н;

Усилие необходимое для подъема поперечины 45 кН. Поскольку в её подъеме участвуют 2 цилиндра, то усилие на каждом из них 22,5 кН

$\eta_{мех}$ = 85,0 ... 97,0

$$\mathrm{P_{pc}} = \frac{7000}{0{,}85} = 8235 \text{ Н}$$

$$P_{рп} = \frac{22500}{0,85} = 26471 \text{ Н}$$

Давление жидкости на поршень гидроцилиндра $p_ц$ определяется из соотношения

$$p_{цс} = \frac{4P_р}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 8235}{3,14 \cdot 0,07^2} = 2140907 \text{ Па}$$

$$p_{цп} = \frac{4P_р}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 22471}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2862548 \text{ Па}$$

Отношение диаметра штока $d_ш$ к диаметру поршня цилиндра стола D выбираем на основании полученного значения $p_{цс}$:

$d_ш$ /D = 0.3

Тогда $d_{шс}$ = 25 мм.

Отношение диаметра штока $d_ш$ к диаметру поршня цилиндра поперечины D выбираем на основании полученного значения $p_{цс}$:

$d_ш$ /D = 0.5

Тогда $d_{шп}$ = 50 мм.

Определяем действительный расход жидкости Q в зависимости от конструкции силового органа для гидроцилиндра с двухсторонним штоком:

$$Q = \frac{\pi}{4} Sn(D^2 - d_ш^2)$$

Частота хода штока цилиндра рабочего стола определяется из расчета скорости движения штока 20…300 мм/мин = 0,00033…0,005 м/с

$$n_{ст} = \frac{v}{2S} = \frac{0.005}{2 \cdot 1,4} = 0,0018 \text{ с}^{-1}$$

Частота хода штока цилиндра поперечины определяется из расчета скорости движения штока 1500 мм/мин = 0,025 м/с

$$n_п = \frac{v}{2S} = \frac{0,025}{2 \cdot 1,4} = 0,009 \text{ с}^{-1}$$

Тогда расход жидкости:

$$Q_{\text{с}} = \frac{\pi}{4} Sn(D^2 - d_{\text{ш}}^2) = \frac{3{,}14}{4} 1{,}4 \cdot 0{,}0018 \cdot (0{,}07^2 - 0{,}025^2) = 8{,}46 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} Sn(D^2 - d_{\text{ш}}^2) = \frac{3{,}14}{4} 1{,}3 \cdot 0{,}009 \cdot (0{,}1^2 - 0{,}05^2) = 68{,}9 \cdot 10^{-6} \text{м}^3/\text{с}$$

Рассчитываем потребляемую мощность силового гидроцилиндра по формуле:

$$N_{\text{д}} = \frac{\text{P}_{\text{рс}} v_{\text{с}} + \text{P}_{\text{рп}} v_{\text{п}}}{\eta \cdot \eta_{\text{дв}}} \text{Кз}$$

где η = 0,60 … 0,70 – полный КПД объёмного гидропривода;

$\eta_{\text{дв}}$= 0,90 …0,95 – полный КПД привода (электродвигателя)

Кз – коэффициент загрузки оборудования (Кз = 0,2…0,4)

$$N_{\text{д}} = \frac{7000 \cdot 0{,}005 + 2 \cdot 22500 \cdot 0{,}025}{0{,}6 \cdot 0{,}9} \cdot 0{,}4 = 860 \text{ Вт}$$

3.2 Расчет размеров трубопроводов гидролиний

3.2.1 Средняя скорость υ течения масла в трубопроводе является критерием, по которому оценивают режим работы магистрали в зависимости от её назначения, а также предварительно выбирают диаметр $d_{\text{тр}}$ труб при конструировании гидросистемы. По предварительно выбранному диаметру $d_{\text{тр}}$ определяют число Рейнольдса Re и коэффициент сопротивления λ, после чего проводят уточнѐнный гидравлический расчѐт магистрали. Максимальную скорость υ потока обычно ограничивают с целью уменьшения потерь напора. Ориентировочные значения максимальных скоростей, принятые в практике конструирования гидропривода, приведены в таблице 13 [7, с. 160].

Таблица 3.1 – Ориентировочные значения максимальных скоростей течения масла

Магистраль	v_{max}, м/с
Всасывающая	1,2
Сливная	2…3
Нагнетающая, при давлении не более 15 МПа	6…8

3.2.1 Рассчитываем всасывающий трубопровод.

Определяем внутренний диаметр всасывающего трубопровода по формуле [7, с. 160]:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}})}{\pi \cdot v}}$$

где ν – скорость течения рабочей жидкости

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (8{,}46 \cdot 10^{-6} + 68{,}9 \cdot 10^{-6})}{3.14 \cdot 0.3}} = 0.0181\text{м} = 18{,}1 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 10 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 20 мм.

Определяем наружный диаметр трубопровода по формуле:

$$D_{\text{тр}} = d_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta_{\text{тр}}$$

где $\delta_{тр}$ – толщина стенки всасывающего трубопровода; так как всасывающий трубопровод не испытывает высокого давления принимаю толщину стенки $\delta_{тр}$ = 1,5 мм

$$D_{\text{тр}} = 20 + 3 = 26 \text{ мм}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле [5, с. 133]:

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{тр}}}{v}$$

где υ – кинематическая вязкость масла;

$d_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр трубопровода;

ν – скорость течения масла в трубе, которая определяется по формуле:

$$v = \frac{4 \cdot (Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}})}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} = \frac{4 \cdot (8{,}46 \cdot 10^{-6} + 68{,}9 \cdot 10^{-6})}{3{,}14 \cdot 0{,}02^2} = 0{,}027 \text{ м/с}$$

При температуре масла 50°С:

$$Re = \frac{0{,}027 \cdot 0{,}02}{5 \cdot 10^{-6}} = 108$$

Данное значение соответствует ламинарному режиму течения.

3.2.2 Рассчитываем нагнетающий трубопровод.

3.2.2.1 Определяем внутренний диаметр нагнетающего трубопровода стола по формуле (3.7):

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8{,}46 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 6}} = 0.002 \text{ м} = 2 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{\text{тр}}$ = 10 мм.

Определяем наружный диаметр трубопровода.

Так как нагнетающий трубопровод находится под высоким давлением, толщину стенки определю из учѐта прочности.

Для расчета толщины стенки трубы воспользуемся формулой Ламе

$$\sigma_{\text{пд}} = \frac{\psi \cdot \text{р}_{\text{н}} \cdot d_{\text{тр}}}{2 \cdot \delta\text{тр}}$$

где $\text{р}_{\text{н}}$– максимально возможное давление за насосом, определяется настройкой ПК;

ψ – коэффициент запаса прочности (принимаем 1.35);

δтр – толщина стенки;

$d_{тр}$ – внутренний диаметр нагнетающего трубопровода.

Выражаем δтр из формулы Ламе:

$$\delta_{тр} = \frac{\psi \cdot р_н \cdot d_{тр}}{2 \cdot \sigma_{пд}} = \frac{1{,}35 \cdot 2140907 \cdot 0{,}01}{2 \cdot 420 \cdot 10^6} = 0{,}034 \text{ мм}$$

Из конструкторских соображений принимаю толщину стенки $\delta_{тр}$ = 2 мм.

Наружный диаметр рассчитываем по формуле (3.8):

Dтр = 10 + 4 = 14 мм

Далее определяем скорость течения масла в трубе по формуле (3.10):

$$v = \frac{4 \cdot Q_н}{\pi \cdot d_{тр}^2} = \frac{4 \cdot 8{,}46 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 0{,}11 \text{ м/с}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле (3.9):

При температуре масла 50°С:

$$Re = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 216$$

Данное значение соответствует ламинарному режиму течения.

3.2.2.2 Определяем внутренний диаметр нагнетающего трубопровода поперечины по формуле (3.7):

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 68{,}9 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 6}} = 0.004 \text{ м} = 4 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 10 мм.

Определяем наружный диаметр трубопровода.

Так как нагнетающий трубопровод находится под высоким давлением, толщину стенки определю из учѐта прочности.

Для расчета толщины стенки трубы воспользуемся формулой Ламе

$$\sigma_{пд} = \frac{\psi \cdot р_н \cdot d_{тр}}{2 \cdot \delta тр}$$

где $p_н$– максимально возможное давление за насосом, определяется настройкой ПК;

ψ – коэффициент запаса прочности (принимаем 1.35);

δтр – толщина стенки;

$d_{тр}$ – внутренний диаметр нагнетающего трубопровода.

Выражаем δтр из формулы Ламе:

$$\delta_{тр} = \frac{\psi \cdot p_н \cdot d_{тр}}{2 \cdot \sigma_{пд}} = \frac{1{,}35 \cdot 2862548 \cdot 0{,}01}{2 \cdot 420 \cdot 10^6} = 0{,}046 \text{ мм}$$

Из конструкторских соображений принимаю толщину стенки $\delta_{тр}$ = 2 мм.

Наружный диаметр рассчитываем по формуле (3.8):

Dтр = 10 + 4 = 14 мм

Далее определяем скорость течения масла в трубе по формуле (3.10):

$$v = \frac{4 \cdot Q_н}{\pi \cdot d_{тр}^2} = \frac{4 \cdot 68{,}9 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 0{,}88 \text{ м/с}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле (3.9):

При температуре масла 50°С:

$$Re = \frac{0{,}88 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 1760$$

Данное значение соответствует ламинарному режиму течения.

3.2.3 Расчет сливного трубопровода

3.2.3.1 Определяем внутренний диаметр сливного трубопровода стола по формуле (3.7):

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8{,}46 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 3}} = 0.0019 \text{ м} = 1{,}9 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 10 мм.

Определяем наружный диаметр трубопровода.

В сливном трубопроводе рабочая жидкость находится под невысоким давлением. Из конструкторских соображений принимаю толщину стенки $\delta_{тр}$ = 2.

Наружный диаметр рассчитываем по формуле (3.8):

Dтр = 10 + 4 = 14 мм

Далее определяем скорость течения масла в трубе по формуле (3.10):

$$v = \frac{4 \cdot Q_{н}}{\pi \cdot d_{тр}^{2}} = \frac{4 \cdot 8{,}46 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^{2}} = 0{,}11 \text{ м/с}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле (3.9):

При температуре масла 50°С:

$$Re = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 216$$

Данное значение соответствует ламинарному режиму течения.

3.2.3.2 Определяем внутренний диаметр сливного трубопровода поперечины по формуле (3.7):

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 \cdot 68{,}9 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 3}} = 0.0054 \text{ м} = 5{,}4 \text{ мм}$$

Принимаю трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 10 мм.

Определяем наружный диаметр трубопровода.

В сливном трубопроводе рабочая жидкость находится под невысоким давлением. Из конструкторских соображений принимаю толщину стенки $\delta_{тр}$ = 2.

Наружный диаметр рассчитываем по формуле (3.8):

Dтр = 10 + 4 = 14 мм

Далее определяем скорость течения масла в трубе по формуле (3.10):

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} = \frac{4 \cdot 68{,}9 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 0{,}88 \text{ м/с}$$

Определяем число Рейнольдса по формуле (3.9):

При температуре масла 20°С:

$$Re = \frac{0{,}88 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 1760$$

Данное значение соответствует ламинарному режиму течения.

При небольшой температуре масла необходим его подогрев до температуры 20°С. Это связано с тем, что вязкость масла очень велика и движение его сопровождается большими потерями. При эксплуатации гидропривода в холодное время года необходимо обеспечить пуск на холостом ходу до тех пор, пока температура не достигнет оптимального значения.

3.3 Расчет потерь на трение в гидросистеме

3.3.1 Движение вязкой жидкости сопровождается потерями напора, обусловленными гидравлическими сопротивлениями. Определение потерь напора является одним из главных вопросов практически любого гидравлического расчёта. Различают два вида потерь напора – потери на трение по длине, зависящие в общем случае от длины и размеров поперечного сечения трубопровода, его шероховатости, вязкости жидкости, скорости течения, и потери в местных сопротивлениях – коротких участках трубопроводов, в которых происходит изменение скорости по величине или по направлению:

$h_п = h_{тр} + \Sigma h_м$.

где $h_{тр}$ - потери на трение;

$\Sigma h_м$ - сумма потерь на местных сопротивлениях.

При движении жидкости в круглых трубах постоянного сечения потери напора на трение определяются по формуле Дарси – Вейсбаха [5, с. 145]:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где λ - коэффициент гидравлического трения по длине, или коэффициент Дарси;

l - длина трубопровода;

d - диаметр трубопровода;

υ- скорость течения жидкости.

Для ламинарного режима движения жидкости в круглой трубе коэффициент λ определяется по формуле [5, с. 137]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

При турбулентном режиме движения коэффициент λ зависит в общем случае от числа Рейнольдса Re и определяются по универсальной формуле Альштуля:

$$\lambda = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0.25}$$

где Δ/d – относительная шероховатость;

Δ – эквивалентная шероховатость.

Среднее значение эквивалентной шероховатости Δ труб приведены в таблице 3.1 [5, с. 134].

Таблица 3.2 - Среднее значение эквивалентной шероховатости

Вид трубы	Состояние трубы	Δ, мм
Бесшовная стальная	Новая и чистая	0,03
	После нескольких лет эксплуатации	0,2
	Новая и чистая	0,05
Стальная сварная	Умеренно заржавленная	0,5

Для области гидравлически гладких труб коэффициент гидравлического трения λ определяется по формуле Блазиуса [5, с. 134]:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

Потери напора в местных сопротивления определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления;

ν- скорость течения.

Давление за насосом определяется как сумма потерь на местных сопротивлениях и потери на трение по длине трубопроводов.

$$P_{\text{н}} = P_{\text{гм}} + \Delta P_{\text{нап}} + \Delta P_{\text{сл}}$$

где $P_{\text{гм}}$- давление для преодоления силы нагрузки;

$\Delta P_{\text{нап}}$ - потери в напорном трубопроводе;

$\Delta P_{\text{сл}}$ - потери в сливном трубопроводе.

За рабочую жидкость принимаем масло ИГП-49 (ρ = 865 кг/м3).

3.3.2 Произведем расчёт потерь в напорном трубопроводе контура рабочего стола по формуле:

$$\Delta P_{\text{нап1}} = \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{l1} + \Delta P_{\text{ок}} + \Delta P_{\text{пов1}} + \Delta P_{\text{гр}} + \Delta P_{l2} + \Delta P_{\text{пов2}} + \Delta P_{l3} + \Delta P_{\text{пов3}} + \Delta P_{l4} + \Delta P_{\text{гр2}} + \Delta P_{l5} + \Delta P_{\text{пов5}} + \Delta P_{l6} + \Delta P_{\text{пов6}} + \Delta P_{l7} + \Delta P_{\text{пов7}} + \Delta P_{l8}$$

где ΔP_l – потери на трение по длине трубопровода, при этом l_1 = 3 м;

$\Delta P_{ок}$ – потери на обратном клапане;

$\Delta P_{пов}$ – потери на поворотах трубопровода;

$\Delta P_{гр}$ – потери на гидрораспределителе;

Произведем расчёт потерь в напорном трубопроводе контура подвижной поперечины по формуле:

$$\Delta P_{\text{нап2}} = \Delta P_{l9} + \Delta P_{\text{пов9}} + \Delta P_{l10} + \Delta P_{\text{пов10}} + \Delta P_{l11} + \Delta P_{\text{гр2}}$$

Находим потери на трение по длине трубопровода l_1 по формуле Дарси-Вейсбаха (3.14):

Для этого определим скорость течения в трубопроводе стола по формуле (3.10):

$$v_{\text{с}} = \frac{4 \cdot 8{,}46 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 0{,}11 \text{ м/с}$$

$$v_{\text{п}} = \frac{4 \cdot 68{,}9 \cdot 10^{-6}}{3{,}14 \cdot 0{,}01^2} = 0{,}88 \text{ м/с}$$

Также определяем Рейнольдса по формуле (3.9):

$$Re_{\text{с}} = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 220$$

$$Re_{\text{п}} = \frac{0{,}88 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 1760$$

Для расчёта коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме воспользуемся формулой Блазиуса (3.17):

$$\lambda_{\text{с}} = \frac{64}{220} = 0{,}3$$

$$\lambda_{\text{п}} = \frac{64}{1760} = 0{,}04$$

$$\Delta p_{l1} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0.3 \cdot \frac{4}{0.01} \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 628 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{l2} = \Delta p_{l3} = \Delta p_{l4} = \Delta p_{l5} = \Delta p_{l6} = \Delta p_{l7} = \Delta p_{l8} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{v^2}{2}$$

$$= 865 \cdot 0.3 \cdot \frac{0.1}{0.01} \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 16 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{l9} = 865 \cdot 0.04 \cdot \frac{3}{0.01} \cdot \frac{0{,}88^2}{2} = 4019 \text{Па}$$

$$\Delta P_{l10} = 865 \cdot 0.04 \cdot \frac{3{,}5}{0.01} \cdot \frac{0{,}88^2}{2} = 4689 \text{ Па}$$

Рассчитываем потери давления на фильтре при $\zeta = 8$ по формуле (3.18):

$$\Delta p_{ф} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 8 \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 89 \text{ Па}$$

Для определения местных сопротивлений на поворотах трубопровода воспользуемся справочником И.Е. Идельчика по гидравлическим сопротивлениям. По справочнику находим:

$\zeta_{пов} = 0{,}3$.

Определяем потери на повороте трубопровода по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta p_{повс} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0{,}3 \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 2 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{повп} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0{,}04 \cdot \frac{0{,}88^2}{2} = 13 \text{ Па}$$

Потери давления на обратном клапане определяем по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta p_{ок} = 3 \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 3 \cdot 865 \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 16 \text{ Па}$$

Потери давления на гидрораспределителе определяем по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta p_{гр} = 6 \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 6 \cdot 865 \cdot \frac{0{,}88^2}{2} = 2009 \text{ Па}$$

Рассчитываем потери в напорном трубопроводе:

$$\Delta P_{напс} = 628 + 89 + 16 + 6 \cdot 2 + 16 \cdot 7 + 2 \cdot 2009 = 4875 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{напп} = 4019 + 4689 + 2 \cdot 16 + 89 + 2009 = 10838 \text{ Па}$$

3.3.3 Произведем расчет потерь в сливном трубопроводе контура стола по формуле:

$$\Delta P_{сл1} = \Delta P_{l1} + \Delta P_{пов1} + \Delta P_{l2} + \Delta P_{пов2} + \Delta P_{l3} + \Delta P_{ГР} + \Delta P_{l4}$$

Определим число Рейнольдса по формуле (3.9):

$$Re_{\text{с}} = \frac{0{,}11 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 220$$

Для расчѐта коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме воспользуемся формулой (3.15):

$$\lambda = \frac{64}{220} = 0{,}3$$

$$\Delta \text{p}_{l1} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{\text{l}_1}{\text{d}_{\text{тр}}} \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0{,}3 \cdot \frac{0{,}1}{0.01} \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 16 \text{ Па}$$

Определяем потери на повороте трубопровода по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta \text{p}_{\text{пов1}} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0{,}3 \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 13 \text{ Па}$$

Потери давления на гидрораспределителе определяем по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta \text{p}_{\text{гр}} = 6 \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 6 \cdot 865 \cdot \frac{0{,}11^2}{2} = 252 \text{ Па}$$

Рассчитываем потери в сливном трубопроводе:

$$\Delta P_{\text{сл1}} = 3 \cdot 16 + 2 \cdot 13 + 252 + 480 = 805$$

Произведем расчет потерь в сливном трубопроводе контура поперечины по формуле:

$$\Delta P_{\text{сл2}} = \Delta P_{l4} + \Delta P_{\text{пов4}} + \Delta P_{l5} + \Delta P_{\text{пов5}} + \Delta P_{l6} + \Delta P_{\text{пов6}}$$

Определим число Рейнольдса по формуле (3.9):

$$Re_{\text{с}} = \frac{0{,}88 \cdot 0{,}01}{5 \cdot 10^{-6}} = 1760$$

Для расчѐта коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме воспользуемся формулой (3.15):

$$\lambda = \frac{64}{1760} = 0{,}04$$

$$\Delta p_{l4} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{d_{тр}} \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0.04 \cdot \frac{0,1}{0.01} \cdot \frac{0,88^2}{2} = 111 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{l5} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{d_{тр}} \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0.04 \cdot \frac{3}{0.01} \cdot \frac{0,88^2}{2} = 3322 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{l6} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l_1}{d_{тр}} \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0.04 \cdot \frac{3,5}{0.01} \cdot \frac{0,88^2}{2} = 3876 \text{ Па}$$

Определяем потери на повороте трубопровода по формуле Вейсбаха (3.18):

$$\Delta p_{пов456} = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2} = 865 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,88^2}{2} = 100 \text{ Па}$$

Рассчитываем потери в сливном трубопроводе:

$$\Delta P_{сл2} = 111 + 3 \cdot 100 + 3322 + 3876 = 7609 \text{ Па}$$

3.3.4 По формуле (3.19) определяем давление, создаваемое насосом:

$$Рн = P_{цс} + 2 \cdot P_{цп} + \Delta P_{н1} + 2 \cdot \Delta P_{н2} + \Delta P_{сл1} + 2 \cdot \Delta P_{сл2}$$

$$Рн = 2140907 + 2 \cdot 2862548 + 4875 + 2 \cdot 10838 + 805 + 2 \cdot 7609$$

$$Рн = 7908577 \text{ Па}$$

3.4 Тепловой расчет гидравлической системы

3.4.1 Надежная и эффективная работа гидропривода возможна в условиях оптимальной температуры рабочей жидкости, обеспечивающей постоянство рабочих характеристик. Повышение температуры жидкости влечет за собой увеличение утечек, объемных потерь, нарушаются условия смазки, повышается износ деталей, в рабочей жидкости активизируются процессы окисления и выделения смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных сечений каналов и дроссельных щелей.

Основной причиной нагрева является наличие гидравлических сопротивлений в системах гидропривода. Дополнительной причиной

являются объемные и гидромеханические потери, характеризуемые объемным и механическим КПД.

3.4.2 Определим потери мощности в гидроприводе, переходящие в тепло по формуле [6, с. 19]:

$$\Delta N = N_{\text{пот}} - N_{\text{пол}}$$

где $N_{\text{пот}}$ – потребляемая мощность;

$N_{\text{пол}}$ – полезная мощность.

Определим потребляемую мощность по формуле:

$$N_{\text{пот}} = \frac{(Q_{\text{с}} + Q_{\text{п}}) \cdot P_{\text{н}}}{\eta} \text{Кз}$$

$$N_{\text{пот}} = \frac{(8{,}46 + 68{,}9) \cdot 10^{-6} \cdot 7908577}{0{,}95} = 644 \text{ Вт}$$

Рассчитаем потери мощности в гидроприводе:

$$\Delta N = 860 - 644 = 216 \text{ Вт}$$

3.4.3 Количество тепла $E_{\text{пр}}$, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN определяется из соотношения:

$$\text{E}_{\text{пр}} \equiv \Delta N$$

Определяем условие приемлемости теплового режима в системе гидропривода [6, с. 19]:

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = \text{T}_{\text{M}max} - \text{T}_{0max}$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$– перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

T_{Mmax} – максимально допустимая температура рабочей жидкости 70ºС;

T_{0max} – максимальная температура окружающего воздуха 40ºС.

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{уст}} = 70 - 40 = 30°\text{C}$$

3.4.4 Рассчитываем площадь и объем гидробака гидравлического привода.

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада находим по формуле:

$$S \geq \frac{E_{\text{пр}}}{\alpha \cdot \Delta T_{\text{доп}}}$$

где α – коэффициент теплопередачи бака и труб (15 Вт/(м^2·°С)

$$S \geq \frac{216}{15 \cdot 30} = 0{,}48 \text{ м}^2$$

Площадь поверхности теплообмена трубопроводов определяем по формуле:

$$S_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{н}} + \pi \cdot d_{\text{сл}} \cdot l_{\text{сл}}$$

$$S_{\text{тр}} = 3{,}14 \cdot 0{,}01 \cdot 11{,}2 + 3{,}14 \cdot 0{,}01 \cdot 9{,}5 = 0{,}65 \text{ м}^2$$

Определяем площадь гидробака по формуле:

$$S_{\text{тр}} > S$$

Принимаю 38 литров.

3.5 Расчет статической нагрузочной характеристики гидравлической системы рабочего стола

3.5.1 Составление математической модели дроссельного регулирования скорости движения выходного звена гидроцилиндра рабочего стола и определение нагрузочной характеристики гидропривода.

1) диаметр золотника D = 5 мм;

2) номинальный расход через дроссель Q = 0,078·10^{-3} м^3/с;

3) перепад давления $\Delta P_з$ = 0,2 МПа;

4) рабочая жидкость – масло ИГП-49;

5) плотность рабочей жидкости ρ = 865 кг/м^3.

Площадь щели золотника при пропуске номинального расхода находим по формуле [6, с. 22] :

$$S_з = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P_з}}$$

где μ = 0,6 – коэффициент расхода.

$$S_з = \frac{0{,}078 \cdot 10^{-3}}{0{,}6 \cdot \sqrt{\frac{2}{865} \cdot 0{,}2 \cdot 10^6}} = 6 \cdot 10^{-6}\ м^2$$

Определяем максимальный ход золотника по формуле:

$$x = \frac{S_з}{\pi \cdot D} = \frac{6 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 0.005} = 0{,}4 \cdot 10^{-3}\ м = 0{,}4\ мм$$

Величину проходного сечения щели золотника находим по формуле [8, с. 443]:

$$S_з = \pi \cdot D \cdot x = 3{,}14 \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}4 = 6.28 \cdot 10^{-3} м^2$$

Ширина обратного окна рассчитывается по формуле:

$$b = \frac{S_з}{x} = \frac{6.28 \cdot 10^{-3}}{0.0004} = 0.0157\ м = 15{,}7\ мм$$

Определяем перемещение золотника дросселя по формуле [8, с. 444]:

$$G = \mu \cdot b \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 0.6 \cdot 0.0157 \cdot 0.0004 \cdot \sqrt{\frac{2}{865}} = 0.18 \cdot 10^{-6} м$$

Рассчитываем расход при максимальном открытии золотника дросселя по формуле [8, с. 444]:

$$Q = G \cdot \sqrt{\Delta P} = 0.18 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0.2 \cdot 10^6} = 0.08 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с} = 4.8\ л/мин$$

Для построения нагрузочной характеристики рассчитаем несколько точек при перемещении золотника дросселя по формуле (3.35):

$$G_1 = 0.6 \cdot 0.0157 \cdot 0.0001 \cdot \sqrt{\frac{2}{865}} = 0{,}045 \cdot 10^{-6}\ м$$

$$G_2 = 0.6 \cdot 0.0157 \cdot 0.0002 \cdot \sqrt{\frac{2}{865}} = 0{,}09 \cdot 10^{-6}\ м$$

$$G_3 = 0.6 \cdot 0.0157 \cdot 0.0003 \cdot \sqrt{\frac{2}{865}} = 0{,}135 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

$$G_4 = 0.6 \cdot 0.0157 \cdot 0.0005 \cdot \sqrt{\frac{2}{865}} = 0{,}225 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Определим расходы по нескольким значениям открытия дросселя по формуле (3.36):

$$Q_1 = 0.045 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0.2 \cdot 10^6} = 0{,}02 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1{,}2 \text{ л/мин}$$

$$Q_2 = 0.09 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0.2 \cdot 10^6} = 0{,}04 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2{,}4 \text{ л/мин}$$

$$Q_3 = 0.135 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0.2 \cdot 10^6} = 0{,}06 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3{,}6 \text{ л/мин}$$

$$Q_4 = 0.225 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{0.2 \cdot 10^6} = 0.1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 6 \text{ л/мин}$$

Рассчитаем необходимое открытие золотника для обеспечения требуемого расхода по формуле:

$$G = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{0.078 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{0.2 \cdot 10^6}} = 0.174 \cdot 10^{-6} \ \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Рассчитаем ход золотника, исходя из формулы (3.35):

$$x = \frac{G}{\mu \cdot b \sqrt{\frac{2}{\rho}}} = \frac{0.174 \cdot 10^{-6}}{0.6 \cdot 0.0157 \sqrt{\frac{2}{865}}} = 0.39 \ \cdot 10^{-3} \text{м} = 0{,}39 \text{ мм}$$

Находим значения скорости движения гидроцилиндра при разной величине открытии дросселя, исходя из формулы (3.2):

Для гидроцилиндра рабочего стола

$$n_{\text{с}} = \frac{v}{2S} = \frac{0{,}025}{2 \cdot 1{,}4} = 0{,}009 \text{ с}^{-1}$$

Тогда скорость течения жидкости:

$$v = \frac{Q_{\text{с}} \cdot 8}{(D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi}$$

$$v_1 = \frac{Q_{\text{с}} \cdot 8}{(D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi} = \frac{0{,}02 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{(0.07^{\,2} - 0.025^2) \cdot 3.14} = 1{,}2 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$= 18\ \text{мм/мин}$$

$$v_2 = \frac{Q_{\text{с}} \cdot 8}{(D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi} = \frac{0{,}04 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{(0.07^{\,2} - 0.025^2) \cdot 3.14} = 2{,}4 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$= 54\ \text{мм/мин}$$

$$v_3 = \frac{Q_{\text{с}} \cdot 8}{(D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi} = \frac{0{,}06 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{(0.07^{\,2} - 0.025^2) \cdot 3.14} = 3{,}6 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$= 72\ \text{мм/мин}$$

$$v_4 = \frac{Q_{\text{с}} \cdot 8}{(D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot \pi} = \frac{0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 8}{(0.07^{\,2} - 0.025^2) \cdot 3.14} = 6{,}0 \cdot 10^{-3}\,\frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$= 108\ \text{мм/мин}$$

График зависимости линейной скорости перемещения цилиндра от перемещения золотника дросселя

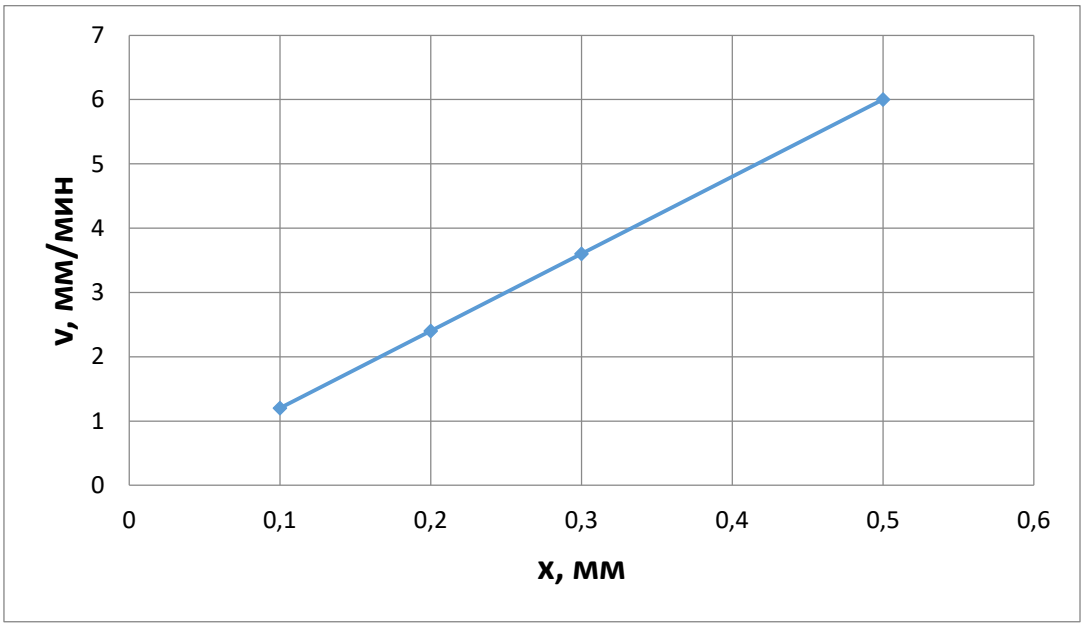


Рисунок 3.1 График зависимости линейной скорости перемещения штока гидроцилиндра от перемещения золотника дросселя

3.6 Расчет КПД гидравлической системы привода рабочего стола

3.6.1 Определим общий КПД проектируемого гидропривода, работающего при максимальной и постоянной нагрузке, по формуле [7, с. 209]:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{пот}}}$$

где $N_{\text{пол}}$ – полезная мощность, кВт;

$N_{\text{пот}}$ – потребляемая мощность, кВт;

$$\eta = \frac{644}{750} = 0{,}86$$

4 ПОДБОР СОСТАВЛЯЮЩИХ И КОМПОНЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

4.1 Выбор насосного агрегата

По найденным значениям параметров V_0, $Q_н$, $P_н$, n подбираем нерегулируемый аксиально-поршневой насос типа 310.3.12 с наклонным блоком цилиндров.

Основные параметры приведены в таблице 4.1 [9].

Таблица 4.1 – Основные параметры аксиально-поршневого гидронасоса типа 310.3.12.

Параметр	Значение
Типоразмер	12
1 Рабочий объем V_g, см^3/об	11,6
2 Частота вращения вала n, об/мин	
- минимальная n_{min}	400
- номинальная n_{nom}	2400
- максимальная nmax	4000
3 Подача Q, л/мин	
- минимальная Q_{min}	4,64
- номинальная Q_{nom}	27,84
- максимальная Q_{max}	46,40
4 Давление нагнетания P, МПа	
- номинальное P_{nom}	20
- максимальное рабочее P_{max}	32
5 Мощность потребляемая N, кВт	

Продолжение таблицы 4.1

Параметр	Значение
- номинальная N_{nom} (при n_{nom}, P_{nom})	15,46
- максимальная N_{max} (при n_{max}, P_{max})	24,74
6 Крутящий момент приводной Т, Н·м	
- номинальный T_{nom} (при P_{nom})	38,86
- максимальный T_{max} (при P_{max})	62,19
7 КПД при номинальных параметрах	
- объемный	0,95
- полный	0,91
8 Масса, кг	4

Схема принципиальная аксиально-поршневого насоса представлена на рисунке 4.1.

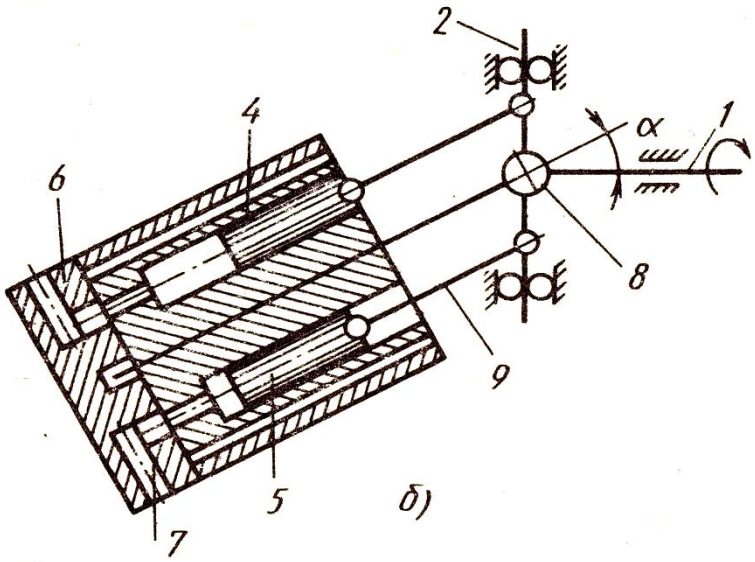


Рисунок 4.1 – Схема принципиальная аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

В главном блоке цилиндрической формы располагается система поршней и шатунов, соединяющих коленчатый вал и деталь возвратно-

поступательного действия. В конструкцию также монтированы распределительные устройства и диски упоров. Так как блок цилиндрической формы поставлен в агрегате плотно прижатыми к механизму распределения, это позволяет избегать неполадок в большинстве случаев.

Принцип действия насоса построен на вращательных движениях ведущего вала, который передаёт импульс в область специфического цилиндрического блока. Далее, поршни начинают возвратно-поступательное движение в сторону главной оси.

Сила трения в такой системе порождает всасывание, а потом выталкивание элементов жидкости. В распределительном устройстве находятся специальные отверстия, которые служат своеобразной плоскостью взаимодействия противоположных линий работы. Перемычки внутри аксиально-поршневых насосов дают большую надёжность для специфических щелей. Дроссельные канавки, поставленные на перемычки (крепления), предназначены для снижения гидравлического удара на комплектующие части. Эти элементы позволяют машине плавно повышать рабочее давление внутри блока.

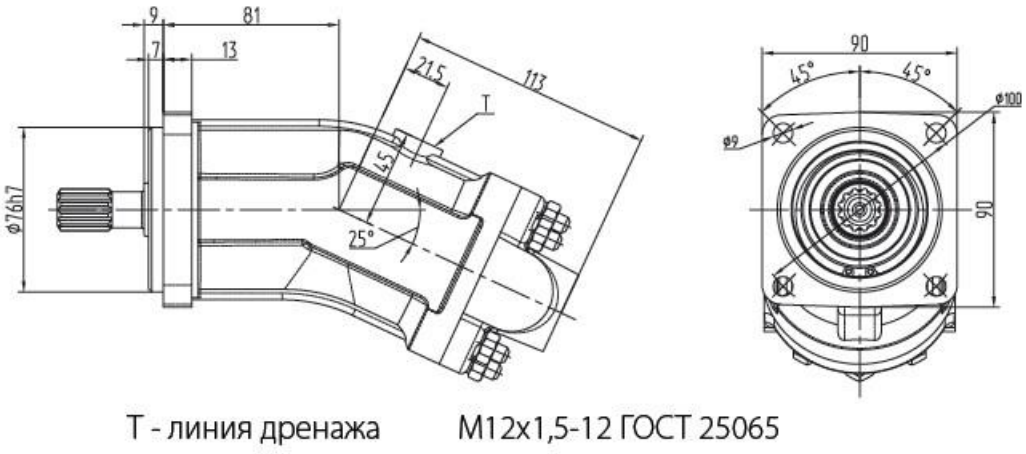


Рисунок 4.2 – Аксиально-поршневой насос типа 310.3.12

4.2 Выбор трубопроводов

Агрегаты гидросистем обычно располагаются на некотором, иногда значительном расстоянии друг от друга и тогда их соединяют трубопроводами..

Трубопроводы в гидроприводах разделяются на жесткие (обычно металлические трубы) и гибкие (резиновые шланги, гибкие металлические рукава). Последние имеют большие преимущества перед трубопроводами, так как не боятся вибрации, по ним можно подводить рабочую жидкость к движущимся гидродвигателям и качающимся деталям, кроме того, их удобней монтировать.

Наиболее употребительны стальные трубы бесшовные, холоднотянутые и холоднокатаные (ГОСТ 8734—58. Материалом для этих труб является сталь 10 и сталь 20. Применяются также трубы из алюминиевых сплавов (ГОСТ 1947—56).

В гидроприводах обычно имеется:

− всасывающая гидролиния, по которой рабочая жидкость поступает к насосу;

− напорная гидролиния, то есть участок движения жидкости от насоса к объемному гидродвигателю;

− сливная гидролиния, по которой происходит движение рабочей жидкости от объемного гидродвигателя в гидробак.

Трубопроводы монтируются различными типами соединений.

Концевое соединение содержит присоединительный концевой штуцер с цилиндрической трубной резьбой или конической резьбой, ниппель и накидную гайку.

Промежуточное соединение отличается наличием проходного тройника вместо концевого штуцера. Конец трубы развальцовывается в виде раструба, надевающегося на конический носок штуцера. Сверху на трубу надевается ниппель, также имеющий конический раструб на конце. Ниппель с трубой и

штуцер стягиваются вместе накидной гайкой, образуя плотное соединение в месте стыка, что гарантирует требуемую герметичность.

Преимуществом соединения является отсутствие сварочных швов, что облегчает монтаж и избавляет систему от загрязнений, которые могут попасть внутрь в процессе сварки.

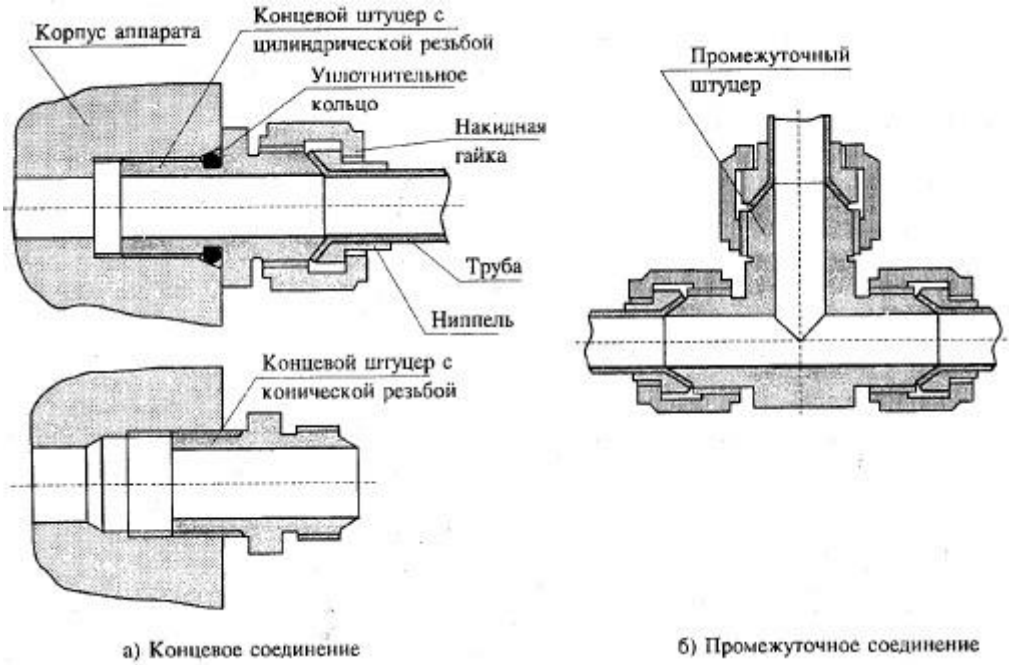


Рисунок 4.3 Концевое и промежуточное соединение

4.2.2 Исходя из найденных значений параметров (P_H = 7,1 МПа, Q = = 6 л/мин) и расчета диаметров трубопроводов проектируемого гидропривода, принимаем:

1) для всасывающей гидролинии принимаем стальную бесшовную трубу из Стали 10 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 32 мм, толщиной стенки δ = 1,5 мм, внешним диаметром $D_{тр}$ = 35 мм;

2) для напорной гидролинии принимаем стальную бесшовную трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 10 мм, толщиной стенки δ = 2 мм, внешним диаметром $D_{тр}$ = 14 мм;

3) для сливной гидролинии принимаем стальную бесшовную трубу из Стали 20 по ГОСТ 8734 – 75 с внутренним диаметром $d_{тр}$ = 10 мм, толщиной стенки δ = 4 мм, внешним диаметром $D_{тр}$ = 14 мм [7, с. 162].

4.3 Выбор комплектующих

4.3.1 Выбор и устройство гидрораспределителей

Исходя из характеристик гидросистемы принимаем секционный гидрораспределитель с позиционным электроуправлением MPE50.

Гидрораспределитель MPE50 применяется для изменения направления или пуска и остановки потока рабочей жидкости в гидравлических системах станков, прессов и других стационарных машин, а также в гидросистемах автокранов, экскаваторов и других мобильных машин с давлением до 32 МПа. Гидрораспределители эксплуатируются на минеральных маслах с кинематической вязкостью от 10 до 40 мм 2/с.

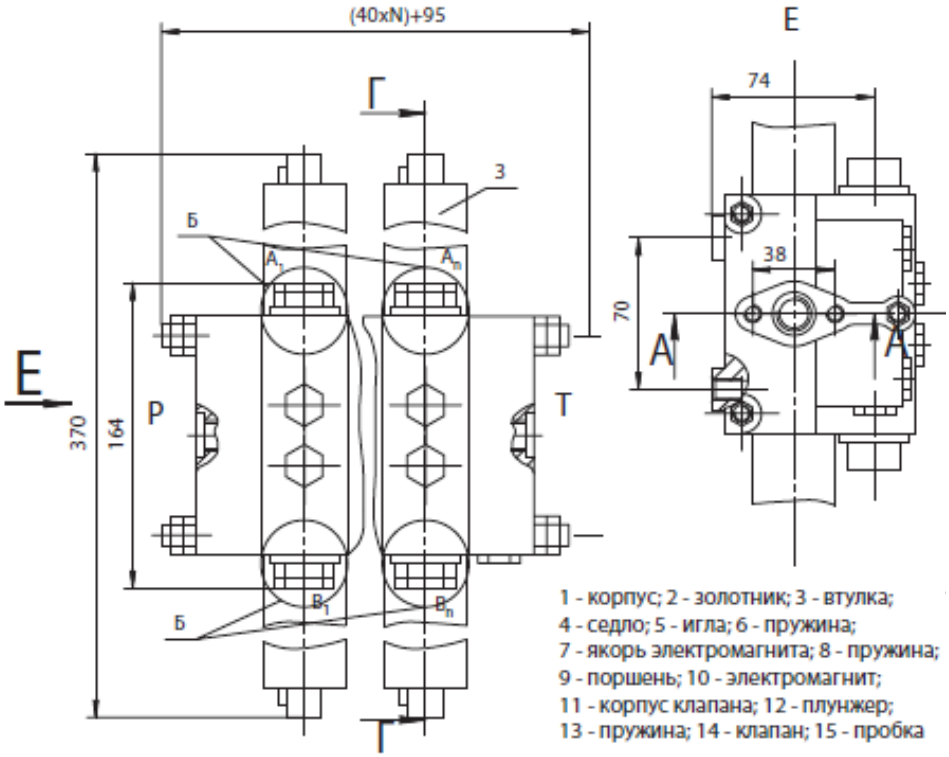


Рисунок 4.4. Гидрораспределитель MPE50

Гидрораспределители выпускаются с приводом КВМ-35М, работающим от сети переменного тока частотой 50 Гц при номинальном напряжении 110 В, 220 В и с приводом БМ-24, 12 работающим от сети постоянного тока номинальным напряжением 24 В, 12В.

Гидрораспределители служат для изменения распределения потока жидкости к силовым элементам гидропривода в направлении от насосной станции, а также от силовых элементов к сливной магистрали. Такими силовыми элементами гидрораспределителей служат гидростойки, гидродомкраты и вспомогательные гидроцилиндры.

Таблица 4.2 – Технические характеристики гидрораспределителя MPE50

Тип распределителя	секционный, золотникового типа
Давление, МПа номинальное максимальное	 16 20
Условный проход, мм	12
Расход рабочей жидкости, л/мин.: номинальный максимальный	 50 63
Управление золотником	электрическое
Напряжение питания, В	12 или 24
Число позиций золотника	3
Число секций	2
Масса, кг	7,1

4.3.2 Выбор предохранительного клапана. Гидроклапаны предохранительные типа Г52-22 представляют собой элементы командно-регулирующей аппаратуры гидроприводов. Их назначение – ограничивать давление рабочей жидкости до заранее заданной величины, предохраняя

системы от перегрузки и разрушения. Гидроклапаны имеют универсальное применение с возможностью их встраивания в гидравлические установки транспортных, подземных и других сооружений, а также в металлообрабатывающие машины.

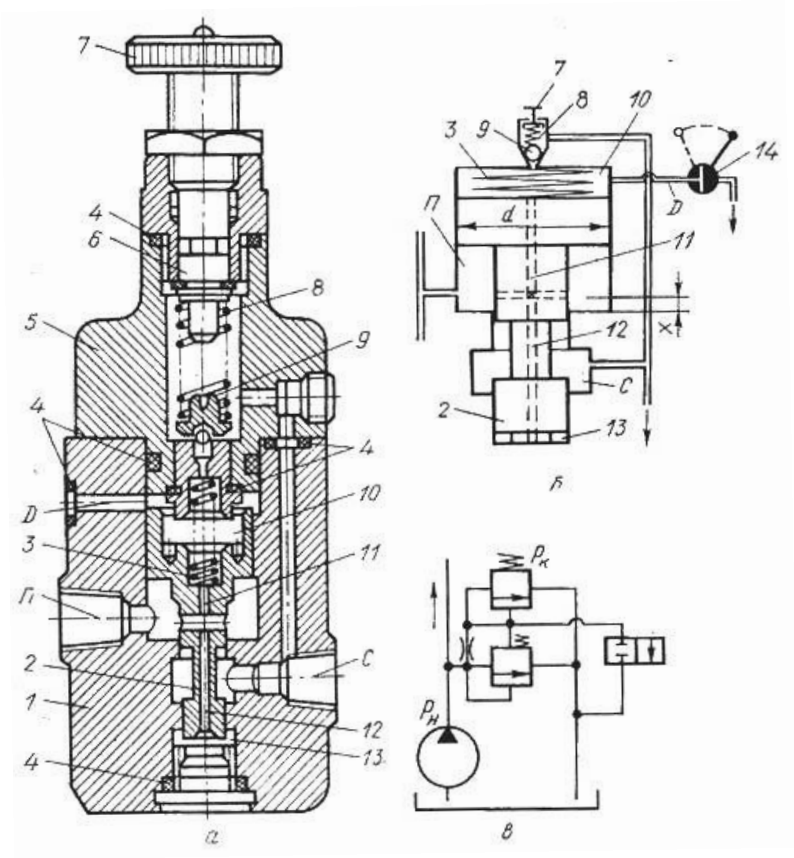


Рисунок 4.5. Предохранительный клапан

Предохранительные клапаны непрямого действия Г52-22 состоят из следующих основных деталей: корпуса (4), переливного золотника (5), пружин (9 и 14), шарикового вспомогательного клапана (12) и регулировочного винта (15). Масло из напорной линии подводится в полость (6) клапана и отводится от него в сливную линию через сливное отверстие (3). Полость (6) каналом (2) соединена с нижней торцовой полостью (1) переливного золотника и через малое отверстие (7) в золотнике с верхней торцовой полостью (10), откуда масло через вспомогательный клапан может поступать в сливную линию по каналу (11).

Если давление в гидросистеме не превышает давления, на которое настроен вспомогательный клапан, последний закрыт, давления в торцовых полостях переливного золотника (5) одинаковы, и золотник прижат пружиной (9) к своему конусному седлу, вследствие этого напорная и сливная линия разъединены. Как только давление масла на вспомогательный клапан преодолевает усилие пружина (14), регулируемое винтом (15), шарик отойдет от седла, и масло в небольшом количестве из полости (6) по каналам (7 и 11) будет поступать в сливную линию. Из-за потери давления в малом отверстии (7) давление в полости (10) уменьшится, и золотник (5) переместится вверх, сжимая пружину (9) и соединяя напорную линию со сливной.

Перемещение золотника вверх происходит до тех пор, пока силы от давления в полостях (1 и 6) не уравновесят силу от давления в полости (10) и усилие пружины (9). После этого давление в полости 6 (в напорной линии) автоматически поддерживается постоянным. При случайном возрастании давления в напорной линии увеличивается поток жидкости через отверстие (7) и потери давления в нем, равновесие сил на золотнике (5) нарушается, и он поднимается вверх, дополнительно сжимая пружину (9). Это приводит к уменьшению сопротивления дросселирующей щели между переливным золотником и его коническим седлом, а следовательно, к снижению давления в напорной линии до заданного уровня. Если давление в напорной линии падает ниже давления настройки вспомогательного клапана, давления в полостях (1, 6 и 10) выравниваются, и пружина (9) прижимает золотник к седлу, надежно разъединяя напорную и сливную линии. Давление в гидросистеме регулируется поворотом винта (15). Клапан может быть использован и для разгрузки системы от давления. Если отверстие(8) через кран или золотник управления соединить с линией слива, давление в полости (10) упадет, золотник (5) под действием небольшого давления (~ 0,3 МПа) в полостях (1 и 6) поднимается вверх, сжимая сравнительно слабую пружину (9) и соединяя напорную и сливную линии. При этом все масло, подаваемое

насосом, сливается в бак, а давление в напорной линии не превышает 0,3 МПа.

Таблица 4.3 – Технические характеристики клапана Г52-22

Марка гидроклапана	Условный проход	Диапазон регулировки, МПа	Номинальный расход, л/мин	Присоединение
Клапан Г52-22	12	0,3...6,3	20	3/8"

4.3.3 Выбор дросселя. Регулируемые дроссели типа DV предназначены для быстрой и точной настройки и блокировки объемного расхода в обоих направлениях.

Клапаны состоят главным образом из корпуса (1), регулировочного маховичка (2) со стопором (3) и обратного клапана (4) типа DRV. При повороте регулировочного маховичка (2) против часовой стрелки шпиндель (5) с иглой (6) дросселя увеличивает площадь дросселирующей щели (7) до ее полного открытия. При повороте регулировочного маховичка (2) по часовой стрелке шпиндель (5) с иглой (6) дросселя уменьшает площадь дросселирующей щели (7) до герметичного запирания. На верхнем конце шпинделя (5) расположена цветная шкала (8) для повторной регулировки. По площади цветного треугольника (9) определяется величина площади дросселирующей щели (увеличение цветного треугольника = увеличение площади дросселирующей щели). Стопор выполнен в виде зажимного винта (3).

Исходя из расчетных данный, выбираем регулируемый дроссель DV-061V.

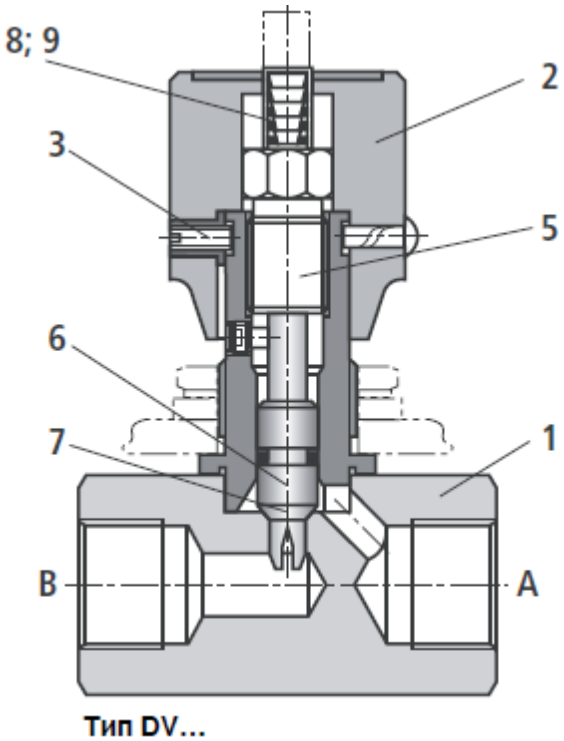


Рисунок 4.6. Дроссель DV-061V

4.3.4 Выбор фильтра. Назначение фильтра состоит в следующем.

Рабочая жидкость в гидроприводах постоянно загрязняется твердыми частицами, которые попадают вместе с жидкостью в насосы, гидродвигатели и гидроаппараты. Это существенно снижает срок службы гидроаппаратов. Для очистки от твердых загрязнений масло пропускают через отделители твердых частиц – фильтры. Фильтры подразделяются по форме отверстий в фильтрующем элементе на щелевые, сетчатые и пористые. В зависимости от сил, которые действуют на частицы в сепараторах, фильтры могут быть центробежными, магнитными и электростатическими. В гидроприводе применяются фильтры с сетчатыми и бумажными фильтрующими элементами, которые обеспечивают нормальную тон- кость очистки, задерживая в зависимости от типа фильтра частицы в 25, 40 или 63 мкм.

Таблица 4.4 – Технические характеристики фильтра 0,16АС42-51

Обозначение	Условный проход, мм	Монтаж-ный размер	Тонкость фильтра-ции, мкм	Номинальный расход, л/мин	Номинальный перепад давления, МПа
0,16АС42-51	10	К3/8"	160	16	0,1
0,16АС42-52	16	К1/2"		32	
0,16АС42-53	20	К3/4"		63	
0,16АС42-54	25	К1"		100	

4.3.5 Выбор манометра

4.3.5.1 Исходя из найденных значений параметров (P_H = 7,1 МПа, Q = = 6 л/мин), выбранных параметров манометра – диапазон измерений и класс точности – принимаем технический манометр типа МТП–1 по ТУ 25–02.101293–83. Диапазон измерений – 0,1–40 МПа, класс точности – 1,5. Прибор изготовлен на предприятии ОАО «Теплоконтроль» г. Казань [10, с.283].

4.3.5 Выбор указателя уровня масла в гидробаке.

Выбираем указатель уровня масла со смотровым стеклом типа РУУ–М [10, с.290].

4.5 Импульсный питатель

Питатель последовательный смазочный предназначен для подачи смазочного материала к трущимся парам узлов и механизмов машин. Питателями комплектуются циркуляционные смазочные системы, системы смазки периодической подачи и другие.

Питатель работает на чистых минеральных маслах, вязкость которых не менее 17мм^2/с, nominal тонкость фильтрации масла не грубее 25 мкм, и пластинчатых смазочных материалов с числом пенетрации не менее 290 и тонкостью фильтрации не грубее 100 мкм. Температура смазочных материалов от +1 С до +50 С. Температура окружающей среды от +1 С до +40 С.

Питатель состоит из набора секций – входной, выходной – и пакета промежуточных секций, уплотненных по стыкам прокладками или уплотнительными кольцами и стянутых шпильками. В каждой промежуточной секции находится трехпоясковый золотник, имеющий свободный ход и совершающий возвратно – поступательное движение. Золотники в промежуточных секциях перемещаются в определенной последовательности. Рабочий ход питателя, заключающийся в вытеснении определенной дозы смазочного материала в точку смазки, произойдет тогда, когда все золотники совершат возвратно-поступательное движение.

Исходя их рассчитанных характеристик гидросистемы, выбираем двухсекционный питатель МИ-15Д.

Таблица 4.5 – Технические характеристики питателя последовательного смазочного МИ

Питатель последовательный смазочный		**МИ**
Давление на входе, МПа	- nominal	10,0
	- min (перепад давлений), не более	1,2
Номинальный подаваемый объем смазочного материала в один отвод за цикл, см3	5Д	0,08
	5Е	0,16
	10Д	0,16
	10Е	0,32
	15Д	0,24
	15Е	0,48
Частота циклов, мин-1	- nominal	60
	- max	300
Вид смазочного материала		жидкий, пластичный
Допустимое количество промежуточных секций		3…7

4.6 Выбор рабочей жидкости

4.6.1 Одним из основных элементов объѐмного является рабочая жидкость, с помощью которой передается энергия от ведущего звена к ведомому. При работе гидропривода эта жидкость смазывает пары трения, а также предохраняет внутренние поверхности деталей гидросистемы от перегрева и коррозии. В процессе эксплуатации гидропривода изменяются такие параметры рабочей жидкости, как температура, давление, содержание примесей. Эти факторы необходимо учитывать при выборе рабочей жидкости, которая должна обеспечивать устойчивую работу всего гидропривода при поддержании энергетических показателей на предусмотренном уровне.

В качестве рабочих применяют жидкости на основе минеральных масел, водомасляные эмульсии, спиртоглицериновые смеси, жидкости на основе кремнийорганических соединений.

Наиболее широко используют жидкости на нефтяной основе. Они достаточно доступны и имеют невысокую стоимость. Для улучшения эксплуатационных свойств в состав рабочих жидкостей вводят антиокислительные, антиизносную, антикоррозионные и антипенные присадки [5, с.21].

В качестве рабочей жидкости выбираем масло ИГП–49 ТУ 0253–053–00151911–2008. Масло ИГП–49 – Минеральные масла глубокой селективной очистки с антиокислительными, противоизносными, антиржавейными, антипенными и депрессорными присадками.

Свойства масла ИГП–49:

1) улучшенные антиокислительные и противоизносные свойства;

2) обладают отличной фильтруемостью, водовытесняющими свойствами;

3) стойкость к гидролизу и термическому разложению;

4) защита от коррозии;

5) устойчивость к пенообразованию;

6) высокая сопротивляемость к старению.

Применение масла ИГП-49

Масла серии ИГП (в том числе и масло ИГП–49) являются основными мас-лами для современных гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, тяжелых прессов и другого промышленного оборудования.

Гидравлическое масло ИГП–49 используют для смазывания высокоскоростных коробок передач, мало- и средненагруженных редукторов и червячных передач, вариаторов, электромагнитных и зубчатых муфт, подшипниковых узлов, направляющих скольжения и качения и в других узлах и механизмах, где требуются масла с улучшенными антиокислительными и противоизносными свойствами.

Таблица 4.5 – Характеристики масла ИГП–49

Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
Вязкость кинематическая при 40 С, мм^2/с	76-85
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	1,0
Индекс вязкости, не менее	90
Зольность, %, не более	0,2
Содержание механических примесей	отсутствие
Содержание воды	следы
Плотность, кг/м^3, не более	895
Температура застывания, С, не выше	минус 15
Цвет на колориметре ЦНТ, единицы ЦНТ, не более	5,0

Продолжение таблицы 4.5

Наименование показателя	Норма по ГОСТ (ТУ)
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, С, не ниже	215
Массовая доля, %:	
цинка, не менее	0,04
серы, не более	1,0
Склонность к пенообразованию: стабильность пены, $см^3$, не более:	
При 24 С	50/5
При 94 С	50/5

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

5.1 Электробезопасность на производствах с применением гидрооборудования

5.1.1 К работам в электроустановках допускаются лица, достигшие 18-летнего возраста, прошедшие профмедосмотр и не имеющие медицинских противопоказаний, теоретически и практически обученные по специальной программе (в том числе по теме: «Освобождение пострадавшего от электротока, оказание ему первой доврачебной помощи») после аттестации квалификационной комиссией. В последующем медицинское освидетельствование повторяется один раз в 2 года. Переаттестация рабочих - ежегодно, а инженерно-технических работников - каждые 3 года. Квалификационная группа персонала подтверждается удостоверением (кроме группы I). Всего квалификационных групп пять. Наиболее ответственная из них - четвертая группа. К обслуживанию электроустановок допускаются только лица, имеющие квалификацию не ниже II группы. Лица, обслуживающие технологическое оборудование с электроприводом, должны иметь знания в объеме I или II группы.

На предприятиях следует разрабатывать местные инструкции, в которых рекомендуется предусматривать разделы на основе «Правил эксплуатации электроустановок потребителей» и «Правил техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей» и других Правил безопасности по следующим схемам.

Для оперативного и ремонтного персонала при обслуживании электроустановок напряжением до 1000В необходимо осуществлять: осмотр электроустановок; оперативные переключения; производство работ; технические мероприятия, обеспечивающие безопасность работ; производство отключений; размещение предупредительных плакатов, ограждение места работы; проверка отсутствия напряжения; порядок

наложения и снятия заземления; организационные мероприятия, обеспечивающие безопасность работ; оформление задания на работу; надзор во время работы; оформление перерыва и окончания работы; работы без снятия напряжения и в аварийных случаях.

К местной инструкции следует прилагать список лиц административно-технического персонала цехов и отделов предприятия, имеющих право давать устные, по телефону и письменные распоряжения на производство работ в электроустановках напряжением до 1000 В.

5.2 Пожарная безопасность

5.2.1 Организация работ по пожарной безопасности включает:

5.2.1.1 Разработку и внедрение системы управления пожарной безопасностью согласно требованиям руководящих документов. На предприятии должны быть разработаны требования пожарной безопасности, включающие требования к безопасности людей, требования к производственным, служебным и другим помещениям, требования к содержанию и эксплуатации отопления, вентиляции, машин и оборудования, хранению товаров и материалов, обеспечение электробезопасности, требования к содержанию автотранспортных средств и другие, а также порядок совместных действий администрации предприятия и пожарной охраны при ликвидации пожаров.

5.2.1.2 Общее руководство и контроль за состоянием пожарной безопасности на предприятии, контроль за соблюдением законодательных и иных нормативных правовых актов, требований, правил и инструкций по пожарной безопасности. Контроль за выполнением служебных обязанностей подчиненными. Ответственность за организацию пожарной безопасности несет руководитель предприятия. Ответственность за организацию пожарной безопасности в цехах и подразделения несут начальники цехов и руководители подразделений. В их должностных инструкциях должны быть

прописаны права, обязанности и ответственность за соблюдением правил пожарной безопасности. На предприятии должны быть оформлены документы по пожарной безопасности (п.9). Контроль за соблюдением требований руководящих документов и локальных актов по охране труда, а также за соблюдением на предприятии противопожарного режима осуществляет ответственный за пожарную безопасность предприятия.

5.2.1.3 Обеспечение пожарной безопасности при проведении технологических процессов, эксплуатации оборудовании, производстве пожароопасных работ. Действующие нормативные документы устанавливают жесткие требования к техническому состоянию оборудования (сюда входят машины, станки, механический и ручной инструмент, лифты, конвейеры и другое оборудование, потенциально опасное для человека). Также предъявляются требования по противопожарному состоянию оборудования, и поддержание противопожарного режима при его эксплуатации.

5.2.1.4 Установку и контроль за состоянием средств контроля, оповещения и пожаротушения. На предприятии должен быть издан приказ о проверке систем пожаротушения и автоматической пожарной сигнализации, а также об ответственном за их исправное состояние. Количество первичных средств пожаротушения в помещениях определяется в зависимости от категории этих помещений, согласно «НПБ 105-95» Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности». Согласно этому документу помещения по взрывопожарной и пожарной опасности подразделяются на категории А, Б, В1-В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д. Так же помещения классифицируются по взрывоопасным зонам согласно ПУЭ, в соответствии с которыми производится выбор электрооборудования.

5.2.1.5 Организацию разработки и обеспечение выделения финансовых средств на реализацию мероприятий по обеспечению пожарной безопасности. Нельзя забывать о том, что вся работа по созданию и поддержанию пожарной

безопасности предприятия начинается с составления годового плана противопожарных мероприятий. Исходя из намеченных мероприятий готовится предложение по бюджету предприятия на очередной финансовый год. И, конечно же, без финансирования не может быть качественной противопожарной защиты.

5.2.1.6 Обучение по пожарной безопасности специалистов, служащих и рабочих включает:

- проведение вводного, первичного, повторного, внепланового и целевого инструктажей;
- организация занятий по пожарно-техническому минимуму;
- проведение учений и противопожарных тренировок.

Обучение мерам пожарной безопасности специалистов и работников предприятия проводится в соответствие с приказом МЧС от 12 декабря 2007 N 645 «Об утверждении Норм пожарной безопасности "Обучение мерам пожарной безопасности работников организаций".

5.2.1.7 Обеспечение электробезопасности на предприятии. Обеспечение электробезопасности на предприятии важно не только с точки зрения защиты людей от поражения электрическим током, но и в целях пожаробезопасности. По статистике, около половины пожаров происходят из–за нарушений электробезопасности. Для организации работ по обеспечению электробезопасности приказом руководителя назначается ответственное лицо за электрохозяйство предприятия. На него возлагаются следующие обязанности: обеспечение безопасности работ в электроустановках, организация систематического проведения замеров сопротивления изоляции и заземления, контролировать соблюдение работниками предприятия требований правил, норм, инструкций по охране труда в области электробезопасности, организовывать разработку и внедрение более совершенных блокировочных, отключающих, защитных устройств,

обеспечивающих безопасность монтажа, ремонта и обслуживания энергетического оборудования и другие.

5.2.1.8 Составление плана эвакуации при пожаре. Для составления плана эвакуации людей и материальных ценностей в случае возникновения пожара администрация предприятия назначает специальное лицо или организует комиссию (для крупных предприятий). В состав комиссии входят: председатель пожарно-технической комиссии, заместитель руководителя предприятия по административно-хозяйственной части и начальник пожарной охраны предприятия. Комиссия или специально выделенное лицо изучают планировку здания и территории для выявления возможных схем движения людей и автотранспорта при эвакуации. На основании изучения планировки составляются маршруты движения людей из различных помещений. Исходя из конкретных маршрутов движения, комиссия назначает ответственных за безопасную эвакуацию людей, оповещение о пожаре и встречу пожарных подразделений, а также эвакуацию материальных ценностей, автотранспорта и тушение пожара первичными средствами. При установлении порядка эвакуации транспортных единиц комиссия определяет порядок дежурств в ночное время, выходные и праздничные дни, а также местонахождение ключей зажигания. При установлении порядка эвакуации материальных ценностей комиссия уточняет места хранения документации и пожароопасных материалов, а также действующие и запасные въезды на территорию предприятия, пригодные для проезда пожарных автомобилей. План эвакуации утверждается руководителем предприятия и издается приказ о введении его в действие. Намечаются сроки изучения и практической отработки плана эвакуации с работниками предприятия. Контроль за изучением плана эвакуации и обучением персонала возлагается на руководителя предприятия. Руководитель предприятия обязан по мере изменения обстановки своевременно вносить изменения в план эвакуации, заменяя работников, выбывших из предприятия. Вновь назначенные

работники должны быть ознакомлены с их обязанностями по плану эвакуации.

5.2.1.9 Разработку документов по пожарной безопасности.

На предприятии должны:

1) Издаваться приказы:

- о назначении ответственного за пожаробезопасность предприятия;

- об утверждении Правил (инструкции) по пожарной безопасности;

- о назначении ответственного за электрохозяйство;

- о назначении ответственного за средства пожаротушения;

- о назначении ответственных за пожаробезопасность в подразделениях и другие;

- о создании ДПД;

- о порядке, согласно которому с сотрудниками следует проводить специальное обучение и инструктажи, проверять их знания по вопросам пожарной безопасности;

2) Разрабатывается:

- инструкция о мерах пожарной безопасности;

- инструкция по содержанию и применению первичных средств пожаротушения;

- инструкция о порядке действий работников предприятия в случае возникновения пожара и эвакуации;

- инструкция по пожарной безопасности при работе в производственном цехе (при наличие такого цеха);

- программа для проведения вводного противопожарного инструктажа;

- программа для проведения первичного противопожарного инструктажа;

-перечень вопросов для проверки знаний по пожарной безопасности по которым следует проверять знания после первичного, повторного и внепланового противопожарных инструктажей;

- план противопожарных мероприятий.

3) Ведется:

- журнал регистрации инструктажей по вопросам пожарной безопасности;

- журнал контроля состояния первичных средств пожаротушения;

- журнал учета огнетушителей;

- журнал проведения испытаний и перезарядки огнетушителей;

-журнал учета присвоения группы I по электробезопасности не электротехническому персоналу;

- журнал учета проверки знаний норм и правил работы в электроустановках и другие документы;

- журнал регистрации наряд-допусков.

4) Оформляется:

- разрешение на начало работы каждого новосозданного предприятия, ввод в эксплуатацию новых и реконструированных объектов, на внедрение новых технологий, запуск в производство новых пожароопасных машин, оборудования и продукции, на аренду любых помещений, зданий и сооружений;

- планы (схемы) эвакуации людей в случае пожара;

- наряды-допуски на выполнение огневых работ.

5) Имеются:

- сертификаты соответствия на все виды пожарной техники и противопожарного оборудования;

- регламенты технического обслуживания систем пожарной автоматики, оповещения о пожаре, огнетушителей.

5.3 Освещение на предприятии с использованием гидрооборудования

5.3.1 Искусственное освещение требуется для замены и дополнения естественного света в темное время суток, а также в помещениях, куда не доходят солнечные лучи.

От уровня освещенности, зависят: здоровье, сопротивляемость стрессам, усталости, физическим и умственным нагрузкам.

Наше зрение напрямую зависит от количества света в помещении. Поэтому следует очень четко соблюдать требования по нормам, ведь от этого зависит экологическая обстановка в нежилых зданиях и физическое и психологическое здоровье работающих или пребывающих в них людей.

В настоящее время существуют нормы и стандарты освещенности обязательные для правильного подбора осветительного оборудования. В России основным таким документом является СНИП 23-05-95, изданный еще в 1995 году и постоянно обновляющийся согласно современным требованиям. Обновленным вариантом такого документа является свод правил Естественного и искусственного освещения от 20 мая 2011 года - СП 52.13330.2011

Для металлообрабатывающих участков предусмотрены следующие нормы освещенности:

1) общий уровень освещенности по цеху - 300 лк

2) разметочный стол для слесарных, лекальных работ, работ с чертежами - 500 лк

3) участок ОТК 750 лк

5.4 Микроклимат на предприятии

5.4.1 Микроклимат производственных помещений – это комплекс физических факторов, оказывающих влияние на теплообмен человека и определяющих самочувствие, работоспособность, здоровье и производительность труда. Поддержание микроклимата рабочего места в пределах гигиенических норм – важнейшая задача охраны труда.

Показатели микроклимата:

Температура воздуха;

Относительная влажность воздуха;

Скорость движения воздуха;

Мощность теплового излучения.

В соответствии с ГОСТ 12.1.005-88 различают холодный, переходный периоды года (со среднесуточной температурой наружного воздуха ниже +10 ºС), а также теплый период года (с температурой +10 ºС и выше). Все категории выполняемых работ подразделяются на: легкие (энергозатраты до 172 Вт), средней тяжести (энергозатраты до 172−293 Вт) и тяжёлые (энергозатраты более 293 Вт). По количеству избыточного тепла производственные помещения делятся на помещения с незначительными избытками явной теплоты (Qя.т. ≤ 23,2 Дж/м3·с) и помещения со значительным избытками явной теплоты (Qя.т. > 23,2 Дж/м3·с). Производственные помещения с незначительными избытками явной теплоты относятся к “холодным цехам”, а со значительными − к “горячим”.

Для поддержания нормальных параметров микроклимата в рабочей зоне применяют: механизацию и автоматизацию технологических процессов, защиту от источников теплового излучения, устройство систем вентиляции, кондиционирования воздуха и отопления. Важное место имеет и правильная организация труда и отдыха работников, выполняющих трудоёмкие работы в горячих цехах.

Механизация и автоматизация производственного процесса позволяет резко снизить трудовую нагрузку на работающих (массу поднимаемого и перемещаемого вручную груза, расстояние перемещения груза, уменьшить переходы, обусловленные технологическим процессом), вовсе убрать человека из производственной среды, переложив его трудовые функции на автоматизированные машины и оборудование. Для защиты от теплового излучения используют различные теплоизолирующие материалы, устраивают

теплозащитные экраны и специальные системы вентиляции (воздушное душирование). Теплозащитные средства должны обеспечивать тепловую облучённость на рабочих местах не более 350 Вт/м2 и температуру поверхности оборудования не выше 35 ºС при температуре внутри источника тепла до 100 ºС и не выше 45 ºС − при температуре внутри источника тепла выше 100 ºС.

Основной показатель, характеризующий эффективность теплоизоляционных материалов, − низкий коэффициент теплопроводности, который составляет для большинства из них 0,025−0,2 Вт/м·К.

Для теплоизоляции используют различные материалы, например, асбестовую ткань и картон, специальные бетон и кирпич, минеральную и шлаковую вату, стеклоткань и др. В качестве теплоизоляционных материалов для трубопроводов пара и горячей воды, а также для трубопроводов холодоснабжения, используемых в промышленных холодильниках, могут быть использованы материалы минеральной ваты.

Теплозащитные экраны используют для локализации источников теплового излучения, снижения облученности на рабочих местах, а также для снижения температуры поверхностей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения дипломного проекта была разработана гидравлическая система координатно-расточного станка, в качестве которого рассмотрен станок WKV 100 (Германия).

Гидропривод обеспечивает продольное перемещение рабочего стола с плавным изменением скорости в двух режимах – рабочем и холостом, его фиксацию при работе режущего инструмента, а также вывешивание подвижной поперечины станка при работе электродвигателя ее перемещения.

Нами было рассмотрено применение гидросистем в станочном оборудовании, требования, предъявляемые к гидросистемам современных станков.

Во втором разделе проведен анализ и обоснование выбора принципиальной схемы гидросистемы станка.

В третьем разделе приведен расчет основных характеристик гидропривода. По результатам расчетов мы получили максимальное давление в гидросистеме $P_н$ = 7,1 МПа, расход масла в гидросистеме Q = 6 л/мин, общий КПД гидросистемы 0,86.

В четвертом разделе выбраны компоненты гидросистемы станка: насос аксиально-поршневой 310.3.12, секционный гидрораспределитель MPE50, предохранительный клапан Г52-22, дроссель DV-061V, фильтр 0,16АС42-51, манометр МТП-15, импульсный питатель МИ-15Д гидравлическое масло ИГП-49.

Пятый раздел посвящен вопросу безопасности жизнедеятельности при эксплуатации гидросистемы.

Результатом дипломного проектирования является разработка гидросистемы координатно-расточного станка на базе отечественных современных комплектующих

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков М. – Л., изд. «Машиностроение» 1965, 268 с. С илл.

2. Столбов Л. С, Основы гидравлики и гидропривод станков: учебник для техникумов. М.: Машиностроение ,1988 г. – 256 с.: илл.

3. А. А. Модзелевский Токарные станки. М., «Машиностроение», 1983 г., 282 с.

4. Гидравлические и пневматические системы технологических машин: практикум для студентов/ сост.: А. И. Сафонов, А. В. Королькевич, И. А. Маковская. – Минск: БНТУ, 2008. – 95 с.

5. Корпачев, В. П. Основы проектирования объемного гидропривода : учебное пособие для студентов направления 250400.62 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств» профиля подготовки «Лесоинженерное дело» очной и заочной форм обучения. – 3-е изд., перераб. и доп. / В. П. Корпачев, А. А. Андрияс, А. И. Пережилин. – Красноярск : СибГТУ, 2012. – 164 с.

6. Учебное пособие. Елюкин Н. Н. ―Расчет и проектирование объемных гидроприводов‖ – 49 с.

7. Галдин Н. С. Гидравлические машины, объемный гидропривод: учебное пособие. – Омск: СибАДИ, 2009. – 272 с.

8. Башта Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы «Машиностроение», 1970, 504 с.

9. Технический каталог «Нерегулируемые аксиально-поршневые насосы и гидромоторы серии 310» ЗАО «ПневмоСтройМашина» 2011 г.

10. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. М., Машиностроение, 2008.

11. Технический паспорт координатно-расточного станка WKV-100, 163-68-1, 1968, с 116.

12. ГОСТ Р 52543-2006 Объемные гидроприводы. Требования безопасности.

13. ГОСТ 12.1.005-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху в рабочей зоны.

14. СНиП 2.04.05.-91 Вентиляция.

15. ГОСТ 12.1.004-85 Пожарная безопасность.

16. ГОСТ 12.1.003-83 Шум.

17. ГОСТ 12.1.012-90 Вибрация.

18. СНиП 23-05-95 Освещение.