

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

И. И. Бавбель

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОТРАСЛИ

Рекомендовано

учебно-методическим объединением учреждений высшего образования Республики Беларусь по образованию в области природопользования и лесного хозяйства в качестве учебно-методического пособия для студентов учреждений высшего образования по специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 01 05 03 «Машины и оборудование деревообрабатывающей промышленности»

Минск 2012

УДК 62-8:621.8(075.8)

ББК 34.447:30.605я73

Б13

Рецензенты:

кафедра робототехнических систем Белорусского национального
технического университета (заведующий кафедрой
доктор технических наук, профессор *Г. Н. Здор*);
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
«Гидравлика и гидравлические машины» Белорусского
государственного аграрного университета *А. М. Кравцов*

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или
ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образо-
вания «Белорусский государственный технологический университет».*

Бавбель, И. И.

Б13 Специальный привод технологического оборудования от-
расли : учеб.-метод. пособие для студентов специальности
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» спе-
циализации 1-36 01 05 03 «Машины и оборудование дерево-
обрабатывающей промышленности» / И. И. Бавбель. – Минск :
БГТУ, 2012. – 82 с.

ISBN 978-985-530-172-2.

Пособие содержит необходимые сведения об основных элементах
промышленных гидравлических и пневматических приводов технологи-
ческого оборудования отрасли. Рассмотрены вопросы технической экс-
плуатации приводов, возможные неисправности, возникающие в про-
цессе эксплуатации, способы их устранения.

Приведен необходимый справочный материал для выполнения
практических занятий.

УДК 62-8:621.8(075.8)

ББК 34.447:30.605я73

ISBN 978-985-530-172-2

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2012

© Бавбель И. И., 2012

ПРЕДИСЛОВИЕ

Увеличение выпуска высококачественной продукции деревообрабатывающей промышленности возможно лишь при максимальной механизации основных и вспомогательных операций, выполняемых на деревообрабатывающих станках.

Пневмогидропривод является одним из основных средств, позволяющих не только механизировать и автоматизировать отдельные технологические процессы, но и осуществить комплексную механизацию и автоматизацию всего технологического цикла обработки древесины и древесных материалов.

Широкое применение пневмогидропривода в деревообрабатывающем оборудовании обуславливается, в частности, простотой, надежностью и долговечностью работы пневмогидросистем, малыми габаритами и высокими технологическими показателями пневмогидродвигателей, простотой регулировки рабочих скоростей и усилий.

Цель данного учебно-методического пособия – ознакомить студентов, изучающих дисциплины «Специальный привод технологического оборудования в отрасли» и «Теория и конструкции деревообрабатывающего оборудования», с основными положениями по пневмогидроприводу станков: назначением, техническими характеристиками, конструктивным исполнением, принципиальными гидравлическими и пневматическими схемами, особенностями их построения, работы, эксплуатации; ремонтом, а также с расчетами, наносящими практический характер.

Пособие направлено на развитие у студентов навыков самостоятельного изучения и составления типовых схем пневмогидропривода станков с использованием отдельных его элементов и принятых по ГОСТу обозначений; выполнения характерных расчетов по пневмогидроприводу при проектировании и эксплуатации деревообрабатывающего оборудования.

1. ГИДРОПРИВОДЫ

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. Гидросистема (система гидромашин и гидроагрегатов) служит для передачи посредством жидкости энергии на расстояние и преобразования ее в механическую на выходе системы (в энергию движения гидродвигателя) с одновременным выполнением функции регулирования и реверсирования выходного звена.

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

Регулируемые объемные гидроприводы широко используются в качестве приводов станков различного назначения, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных, строительных, транспортных, подъемных деревообрабатывающих и сельскохозяйственных машин и т. п. Такое широкое их применение объясняется рядом преимуществ этого типа привода по сравнению с механическими и электрическими приводами. Основные из этих преимуществ следующие.

1. Высокая удельная мощность гидропривода, т. е. передаваемая мощность, приходящаяся на единицу суммарного веса элементов. Этот параметр у гидравлических приводов в 3–5 раз выше, чем у электрических, причем данное преимущество возрастает с ростом передаваемой мощности.

2. Относительно просто обеспечивается возможность бесступенчатого регулирования скорости выходного звена гидропривода в широком диапазоне.

3. Высокое быстродействие гидропривода. Операции пуска, реверса и останова выполняются гидроприводом значительно быстрее, чем другими приводами. Это обусловлено малым моментом инерции исполнительного органа гидродвигателя (момент инерции вращающихся частей гидромотора в 5–10 раз меньше соответствующего момента инерции электродвигателя).

4. Высокий коэффициент усиления гидроусилителей по мощности, значение которого достигает 10^5 .

5. Сравнительная простота осуществления технологических операций при заданном режиме, а также возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя и элементов гидропривода от перегрузок.

6. Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное.

7. Свобода компоновки агрегатов гидропривода.

8. К гидравлическому приводу можно подключать любое гидравлическое оборудование: отбойные молотки, дисковые пилы, захваты, прижимы.

9. Слабое воздействие вибрации на руки.

Наряду с отмеченными достоинствами гидропривода, при его проектировании или решении вопроса о целесообразности его использования следует помнить также и о недостатках, присущих этому типу привода. Эти недостатки обусловлены в основном свойствами рабочей среды (жидкости).

Отметим основные из этих недостатков.

1. Сравнительно невысокий КПД гидропривода и большие потери энергии при ее передаче на большие расстояния.

2. Зависимость характеристик гидропривода от условий эксплуатации (температура, давление). От температуры зависит вязкость рабочей жидкости, а низкое давление может стать причиной возникновения кавитации в гидросистеме или выделения из жидкости растворенных газов.

3. Чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания. Загрязнение рабочей жидкости абразивными частицами приводит к быстрому износу элементов прецизионных пар в гидравлических агрегатах и выходу их из строя.

4. Снижение КПД и ухудшение характеристик гидропривода по мере выработки им или его элементами эксплуатационного ресурса. Прежде всего, происходит износ прецизионных пар, что приводит к увеличению зазоров в них и возрастанию утечек жидкости, т. е. снижению объемного КПД.

Таким образом, гидравлические приводы имеют, с одной стороны, неоспоримые преимущества по сравнению с другими типами приводов, а с другой стороны – существенные недостатки. В связи с этим перед специалистами, связанными с проектированием, изготовлением и обслуживанием гидроприводов, ставятся определенные задачи.

Задачами конструктора при проектировании гидропривода являются оптимизация его схемы, обеспечивающей выполнение приводом функциональных требований, и обоснованный выбор элементов гидропривода.

Задачами технолога при изготовлении элементов гидропривода является обеспечение требуемого высокого качества изготовле-

ния, так как это оказывает колоссальное влияние на эксплуатационные характеристики гидропривода. Так, в прецизионных парах современных гидравлических агрегатов зазоры составляют 5 мкм и менее. Обеспечить такую точность достаточно сложно.

В задачи обслуживающего персонала во время эксплуатации гидропривода входит выполнение технических условий и требований по его эксплуатации, заключающееся, прежде всего, в выполнении правил монтажа гидропривода, регулярной смене фильтрующих элементов фильтров и замене рабочей жидкости, а также, при необходимости, в ее доливке. Выполнение этих требований позволяет значительно продлить срок службы как отдельных элементов гидропривода, так и всего гидропривода в целом.

Гидравлические системы, применяемые в промышленности, можно классифицировать по следующим признакам:

- по характеру движения рабочего органа: поступательное движение; вращательное движение;
- по характеру давления: системы с постоянным давлением; системы с переменным давлением;
- по характеру регулирования скорости движения рабочего органа: нерегулируемые системы; системы с дроссельным регулированием; системы с объемным регулированием;
- по характеру циркуляции рабочей жидкости: открытые системы; замкнутые системы;
- по характеру работы механизмов: обычные системы; следящие системы;
- по характеру включения гидроцилиндров: системы с параллельным включением; системы с последовательным включением; с дифференциальным включением.

Гидравлические системы состоят из следующих основных видов гидравлических устройств:

- преобразователи механической работы в потенциальную энергию давления рабочей жидкости;
- преобразователи энергии давления рабочей жидкости в механическую работу (гидроцилиндры, гидродвигатели);
- трубопроводы, по которым транспортируется рабочая жидкость;
- регулирующие и распределительные устройства, обеспечивающие последовательность работы системы;
- контролирующие устройства для измерения параметров работы отдельных звеньев системы и рабочей жидкости;
- вспомогательные устройства.

2. НАСОСЫ ДЛЯ ГИДРОПРИВОДА

В настоящее время промышленностью выпускается обширная номенклатура насосов для гидроприводов. Для правильного выбора насоса необходимо иметь следующие данные о режимах его работы:

- номинальное рабочее давление;
- максимальное давление и время работы при этом давлении;
- частота изменения давления;
- наличие пиков давления и их величина;
- номинальная частота вращения;
- максимальная и минимальная частота вращения и время работы при данных частотах вращения;
- зависимость давления от числа оборотов;
- величина подачи;
- долговечность при разных нагрузках (длительная нагрузка, циклическая нагрузка, работа с перегрузками, работа при пиковых давлениях и т. п.);
- требуемая чистота рабочей жидкости;
- чувствительность к работе на рабочей жидкости с повышенной температурой;
- КПД при различных режимах работы, скорость и диапазон регулирования подачи;
- наличие механизма регулирования подачи;
- шумовая характеристика, простота обслуживания;
- ремонтпригодность.

В каждом конкретном случае из данного перечня выбирают обязательные и желательные технические данные требуемого насоса и по ним решают вопрос о выборе типа насоса.

Ниже приведены преимущества и недостатки насосов разных конструкций.

Шестеренные и винтовые насосы. Наибольшее применение шестеренные насосы с наружным зацеплением получили в гидроприводах мобильных машин (при давлениях до 20 МПа и выше). В стационарных машинах эти насосы применяются при относительно низких рабочих давлениях (до 6,3 МПа), так как при высоких давлениях они имеют повышенный уровень шума.

Преимущества шестеренных насосов с наружным зацеплением: относительно высокое рабочее давление; удовлетворительная

работа на загрязненных рабочих жидкостях; нечувствительность к значительному изменению вязкостных характеристик рабочей жидкости; удовлетворительная работа при повышенных температурах рабочей жидкости; нечувствительность к повышению частоты вращения; относительно низкая стоимость; высокая надежность. Недостатки шестеренных насосов с наружным зацеплением: повышенный уровень шума, особенно при высоких давлениях; значительная пульсация рабочей подачи; снижение долговечности при работе на рабочих жидкостях с повышенными температурой и количеством загрязнений; отсутствие исполнений с регулируемой подачей; значительное возрастание стоимости насосов с увеличенным рабочим объемом; трудоемкость ремонтных работ.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением еще не нашли широкого применения в гидроприводах, но благодаря преимуществам по сравнению с шестеренными насосами с наружным зацеплением следует ожидать более широкого их внедрения в гидроприводы машин. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением, обладая преимуществами шестеренных насосов с наружным зацеплением, характеризуются также очень низким уровнем шума, высокой долговечностью (20 000 ч и более), высоким объемным КПД, допускают быстрое изменение нагрузки, могут работать при давлениях до 32 МПа. Они успешно заменяют в гидроприводах нерегулируемые поршневые насосы высокого давления (долговечнее последних).

Недостатки шестеренных насосов с внутренним зацеплением: более высокая стоимость по сравнению с шестеренными насосами наружного зацепления и даже с пластинчатыми; необходимость обеспечения хороших условий для всасывания рабочей жидкости во избежание кавитационных явлений и изнашивания.

Винтовые насосы применяются крайне редко. Их положительные свойства – отсутствие пульсации рабочей подачи; низкий уровень шума. Недостатки – увеличенные габариты; чувствительность к изменению условий всасывания. Винтовые насосы используют при давлениях не выше 2–3 МПа.

Пластинчатые насосы. Наибольшее применение эти насосы получили в гидроприводах стационарных машин, работающих при средних давлениях (до 16 МПа). Положительные свойства пластинчатых насосов: низкий уровень шума; возможность регулирования подачи с высокой скоростью из-за малого хода регулировки (на 20–30% выше по сравнению с насосами других типов), что позволяет в ряде случаев отказаться от предохранительных

клапанов; незначительная пульсация рабочей подачи; повышенная ремонтпригодность; низкая стоимость.

Недостатки пластинчатых насосов: большая восприимчивость к забросам (пикам) давления (по сравнению с шестеренными насосами); чувствительность к быстрому изменению нагрузки (уменьшается долговечность), неблагоприятным условиям всасывания, повышенному загрязнению рабочей жидкости, изменению вязкости рабочей жидкости и повышению частоты вращения; низкий КПД (по сравнению с поршневыми насосами).

Аксиально-поршневые насосы. В гидроприводах применяются в основном аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком (НБ) и наклонным диском (НД). Ниже сравнение этих гидромашин дано в предположении, что рабочие объемы и давления у гидромашин обоих типов одинаковы.

Габаритные размеры и масса. Более благоприятен тип насосов с НД вследствие отсутствия громоздкого узла подшипников, консольного вала и отклоняемой люльки, вмещающей блок цилиндров. Это особенно сказывается на регулируемых гидромашинах и в меньшей степени на нерегулируемых. Кроме того, момент инерции люльки в машинах с НД гораздо меньше, чем в машинах с НБ, и это обуславливает их большее быстроедействие при изменении подачи.

Трудоемкость изготовления. Более благоприятен тип насосов с НД благодаря меньшей металлоемкости и меньшему числу деталей высокой точности. Трудоемкость изготовления насосов с НБ на 8–12% выше, чем насосов с НД (из-за усложнения изготовления поршневой группы и синхронизирующих устройств).

Долговечность. Из-за меньшей нагруженности подшипников и возможности более широкого использования гидростатических опор более благоприятен тип насосов с НД. Отметим, что в машинах с НБ нагрузка на подшипники слабо зависит от угла наклона блока, а в машинах с НД она пропорциональна тангенсу данного угла. Это обстоятельство, а также малая инерция вращающихся деталей выгодно отличают гидромашин с НД при использовании их в насосных установках переменной производительности с постоянным давлением. Ресурс гидромашин с НБ составляет 10 000 ч при давлении 32 МПа, ресурс насосов с НД при тех же давлениях – 13 000 ч (ресурс машин определяют подшипниковые узлы).

Коэффициент полезного действия. Более приемлем тип насосов с НБ. В гидромашин с НД механические потери из-за больших

радиальных сил, действующих на поршни, больше. Одновременно из-за широкого применения гидростатических опор и больших линейных скоростей в парах трения в них больше утечки. В целом эти факторы ведут к снижению КПД для оптимальной зоны характеристики на 2–3%. Коэффициенты подачи гидромашин с НБ и НД при давлении 32 МПа составляют около 95%. КПД гидромашин с НД 88–90%, с НБ 90–92% (выше, так как зависит от условий работы поршневой группы, связанной с кинематикой качающего узла).

Частота вращения. Гидромашин с НБ позволяют выполнять систему распределения с меньшими радиальными размерами. Это при ограниченности линейных скоростей допускает их использование при более высоких частотах вращения, что в конечном итоге повышает энергоемкость.

Всасывающая способность. Более благоприятны гидромашин с НБ. В них окружные скорости окон цилиндров меньше, а размеры окон могут быть выполнены большими, что уменьшает вероятность снижения подачи из-за кавитации.

Всасывающая способность насосов с НБ выше, так как мертвые объемы рабочих камер у них минимальны. Кроме того, проточные части насосов выполнены более короткими, что уменьшает потери.

Страгивание и минимальная частота вращения гидромотора. Более приемлем тип насосов с НБ. Из-за больших механических потерь и утечек у гидромоторов с НД минимальная устойчивая частота вращения и давление страгивания больше, чем у гидромоторов с НБ. Это затрудняет использование гидромоторов с НД при малых скоростях и перепадах давления. У гидромоторов с НД момент инерции вращающихся масс значительно меньше, чем у гидромоторов с НБ, что сокращает время разгона, торможения и реверса.

Вибростойкость. Благодаря отсутствию тяжелого отклоняемого наклонного блока, вмещающего блок цилиндров, более благоприятен тип насосов с НД.

Требования к рабочей жидкости. Более благоприятен тип насосов с НБ. Благодаря обилию тяжело нагруженных пар трения для гидромашин с НД требуется рабочая жидкость более вязкая, стойкая к повышению температуры; кроме того, необходима более тонкая фильтрация жидкости: для гидромашин с НД около 10–15 мкм, с НБ – 15–25 мкм.

С ростом давления долговечность насосов с НБ быстро снижается, а для насосов с НД рост давления мало влияет на долговечность, так как подшипниками воспринимается только радиальная

составляющая силы. В связи с этим насосы с НБ лучше использовать для переменных нагрузок, а насосы с НД – для постоянных.

Насосы с НБ менее чувствительны к росту частоты вращения, чем насосы с НД, у них лучше всасывающие характеристики, так как мертвые объемы меньше. Благодаря этому насосы с НБ лучше применять для открытых гидросистем, а насосы с НД – для замкнутых.

Таким образом, гидромашины с НД предпочтительны в гидроприводах мобильных машин, где массовые и габаритные показатели важны для удобного встраивания. В гидроприводах общепромышленного применения, рассчитанных на длительную эксплуатацию, предпочтительны гидромашины с НБ. Перспективно использование гидроприводов, состоящих из насоса с НД и гидромотора с НБ, поскольку такие гидромоторы мало отличаются по массе и габаритам от гидромоторов с НД, превосходя их по эксплуатационным показателям. Практика показывает, что в гидроприводах мобильных и стационарных машин находят применение как насосы с НБ, так и насосы с НД. Примером могут служить насосы фирмы «Рексрот» (ФРГ) типа А4 и А5 для мобильных машин. Насосы А4 с НД применяются при режимах длительной нагрузки. Насосы А5 – для систем мобильных машин с более легкими условиями по нагрузке, но допустима эксплуатация в сильно запыленной среде. Конструктивная схема А5 – насос с НБ, шатунная кинематика, бескарданный.

Радиально-поршневые насосы. В гидроприводах применяются радиально-поршневые насосы с клапанным и осевым (с помощью цапфы) распределением.

Положительные свойства этих насосов:

- при средних и высоких давлениях имеют КПД выше, чем у пластинчатых насосов;

- высокая скорость регулирования и реверса подачи (из-за коротких ходов регулирования, определяемых величиной эксцентриситета);

- высокая надежность работы;

- низкий уровень шума;

- меньшая чувствительность к пикам давления;

- стоимость регулируемых радиально-поршневых насосов примерно равна стоимости регулируемых аксиально-поршневых насосов, нерегулируемые радиально-поршневые насосы несколько дороже нерегулируемых аксиально-поршневых;

- меньшая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости.

Радиально-поршневые насосы с клапанным распределением менее чувствительны к кратковременным перегрузкам, нерегулируемые радиально-поршневые насосы можно делать (без увеличения стоимости) на две подачи и более (т. е. создавать гидроприводы со ступенчатым регулированием), можно применять для систем синхронизации движения рабочих органов машины. Недостатки радиально-поршневых насосов: большие габариты и масса по сравнению с насосами других типов.

Радиально-поршневые насосы широко применяют для гидроприводов стационарных машин, работающих при высоких давлениях (прессы, испытательные машины и т. п.).

2.1. Устройство и принцип работы шестеренных насосов

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, малыми габаритами и весом, надежностью в эксплуатации и долговечностью.

В зависимости от вида зацепления шестерен различают насосы с внешним (наружным) и внутренним зацеплением. Наибольшее применение нашли насосы с внешним зацеплением (рис. 1).

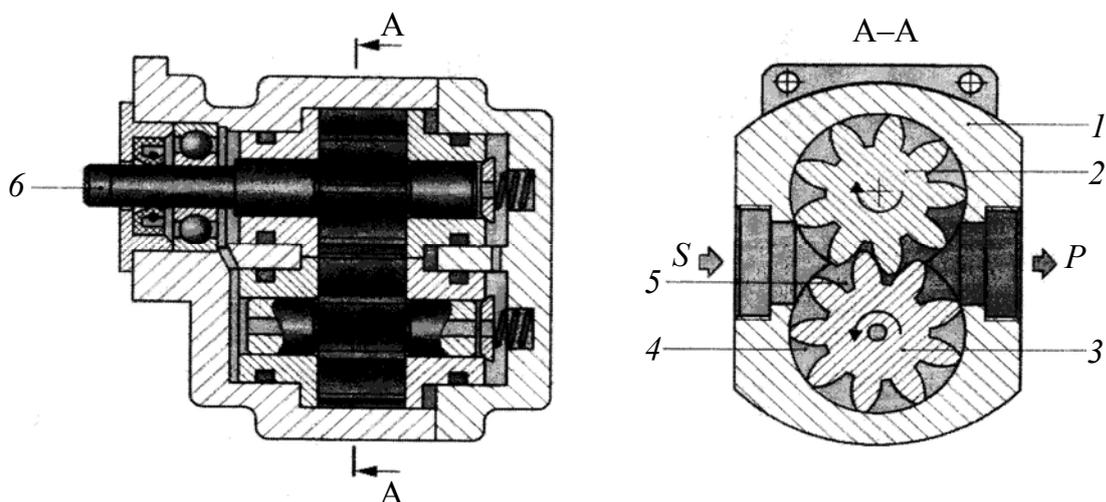


Рис. 1. Шестеренный насос с внешним зацеплением

Насос с внешним зацеплением состоит из корпуса 1, в котором находятся в зацеплении две одинаковые шестерни 2 и 3. Шестерня 2 является ведущей и приводится во вращение валом 6, связанным муфтой с валом приводного двигателя. Другая шестерня 3

является ведомой. При вращении шестерен 2 и 3, когда зубья выходят из зацепления, объем камеры 5 увеличивается, давление в полости S уменьшается и происходит всасывание жидкости. Жидкость, попавшая во впадины между зубьями 4, перемещается по радиусу внутренней поверхности корпуса 1 и вытесняется входящими в зацепление зубьями в нагнетательную полость P .

При малых зазорах в зубчатом зацеплении возможно образование полости с заземленным объемом рабочей жидкости, что может привести к резкому увеличению давления и радиальной силы, действующей на оси и валы насоса. Для устранения резкого роста давления предусматривают каналы во впадинах шестерен, на боковых крышках и на нерабочих поверхностях зубьев (для неререверсивных насосов). При изменении направления вращения ведущей шестерни направление нагнетания жидкости также меняется на противоположное. Недостатком шестеренных насосов с внешним зацеплением является большая пульсация (неравномерность) подачи и обусловленный ею довольно высокий уровень шума.

2.2. Основные параметры и характеристики объемных насосов

Основными параметрами насосов являются: рабочий объем, подача (производительность), номинальное давление, мощность, объемный и полный коэффициенты полезного действия.

Рабочий объем насоса q – объем жидкости, который вытесняется насосом за один оборот приводного вала при отсутствии объемных потерь (обычно рабочий объем выражается в кубических сантиметрах).

Рабочий объем шестеренного насоса q , см³, определяется по формуле

$$q = 2\pi Dmb \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где D – диаметр начальной окружности;

m – модуль зубчатого зацепления, мм;

b – ширина венца шестерни, мм.

Подача насоса Q_n – объем жидкости, перекачиваемый насосом за единицу времени, л/мин, определяется по формуле

$$Q_n = \frac{qn}{1000}, \quad (2)$$

где n – частота вращения вала, мин⁻¹.

В реальных условиях подача насоса несколько меньше расчетной вследствие перетекания жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями насосов, образующими рабочие камеры, из полости нагнетания в полость всасывания. Утечки жидкости обусловлены неточностью в изготовлении деталей, а также несплошным заполнением жидкостью рабочих камер насоса и потерями объема, вызванными наличием в жидкости воздуха. Эти утечки жидкости называют объемными потерями и характеризуются объемным КПД $\eta_{об}$:

$$\eta_{об} = \frac{Q_{д}}{Q_{т}}, \quad (3)$$

где $Q_{д}$ – действительная подача насоса;

$Q_{т}$ – теоретическая (идеальная) подача насоса.

Действительная подача насоса отличается от теоретической на величину внутренних утечек $Q_{ут}$, т. е.

$$Q_{д} = Q_{т} - Q_{ут}. \quad (4)$$

Номинальное давление $P_{ном}$ – наибольшее давление на выходе из насоса, при котором он должен работать в течение установленного срока службы при сохранении параметров в пределах установленных норм.

Мощность насоса $N_{н}$ – мощность, потребляемая насосом от приводного двигателя

$$N_{н} = \frac{N_{пол}}{\eta} = N_{эл} \eta_{эл}, \quad (5)$$

где $N_{пол} = \frac{PQ}{60}$ – полезная мощность насоса, кВт;

P – давление, развиваемое насосом, МПа;

Q – подача насоса, л/мин;

η – полный КПД насоса;

$N_{эл}$ – мощность, потребляемая электродвигателем, кВт;

$\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя.

Значения объемного $\eta_{об}$ и полного η КПД приводятся в технических характеристиках конкретной модели насоса.

Крутящий момент $M_{кр.н}$, Н·м, для привода насоса определяют по формуле

$$M_{кр.н} = \frac{q\Delta P}{2\pi\eta_{гм}} = N_{эл} \eta_{эл}, \quad (6)$$

где ΔP – перепад давлений на входе и выходе насоса, МПа;

$\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД насоса.

2.3. Основные рабочие характеристики насосов

Основными рабочими характеристиками объемного насоса являются зависимость подачи, мощности насоса и полного КПД насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. $Q_d = f(P)$, $N_n = f(P)$, $\eta = f(P)$.

Поскольку теоретическая (идеальная) подача нерегулируемого объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид горизонтальной прямой Q_t (рис. 2). С увеличением давления P подача Q_d и объемный КПД насоса $\eta_{об}$ падают, что вызвано увеличением утечек $Q_{ут}$, поэтому действительная характеристика Q_d имеет вид наклонной прямой, причем чем более совершенен насос, тем угол наклона меньше.

Сравнивая характеристику насоса, которая приводится в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

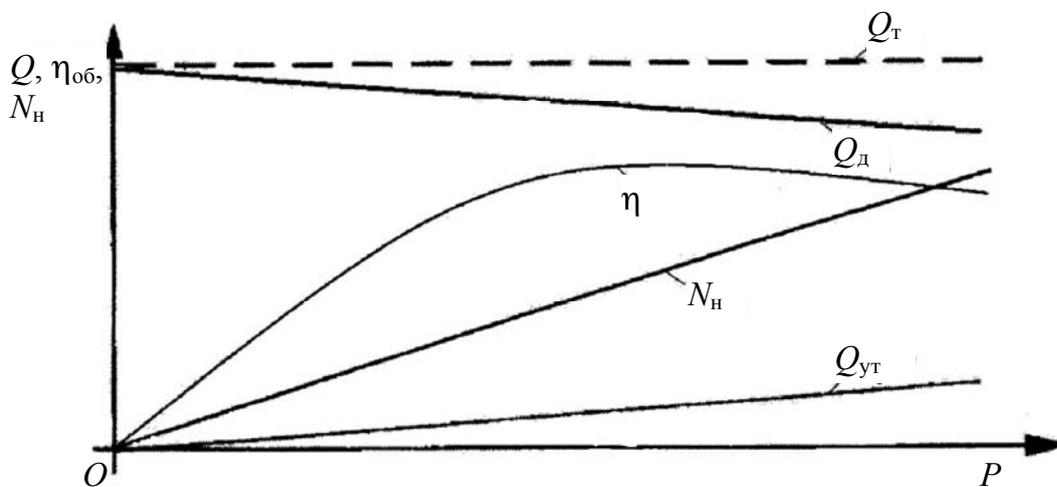


Рис. 2. Рабочие характеристики нерегулируемого объемного насоса

При наличии в гидросистеме предохранительного клапана при достижении давления в напорной линии некоторого предельно допустимого значения P_0 клапан начинает срабатывать и сбрасывает часть рабочей жидкости обратно в бак. Характеристика такого насоса показана на рис. 3. При достижении давления полного открытия предохранительного клапана $P_{п.о}$ вся подача насоса через клапан поступает в бак.

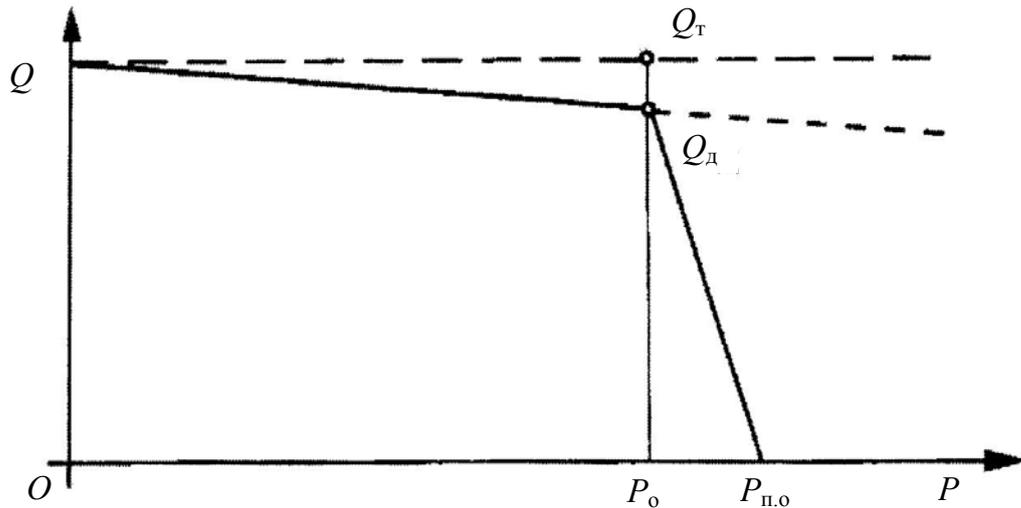


Рис. 3. Характеристика насоса с установленным параллельно предохранительным клапаном

2.4. Основные кавитационные характеристики насосов

Основными кавитационными характеристиками объемного насоса (рис. 4) являются зависимость подачи насоса и развиваемого давления на выходе из насоса от давления на входе при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. $Q_{д} = f(P_{вх})$, $P = f(P_{вх})$.

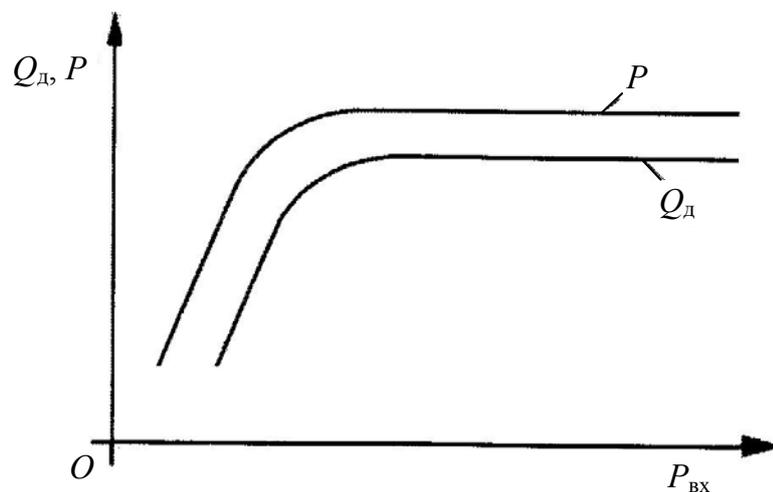


Рис. 4. Кавитационные характеристики объемного насоса

Кавитацией называется изменение агрегатного состояния жидкости при движении в закрытых руслах, связанное с местным падением давления, т. е. в жидкости образуются полости, запол-

ненные паром, газом и их смесью (так называемые кавитационные пузырьки, или каверны).

Кавитация возникает при давлении жидкости ниже некоторого критического значения (приблизительно равном давлению насыщенного пара этой жидкости при данной температуре), и образующие полости – каверны – заполняются парами жидкости и выделившимся из нее растворенным газом. Попадая в область высоких давлений, паровые пузырьки (каверны) «захлопываются». Захлопывание каверн вызывает местный гидравлический удар, который может привести к разрушению (эрозии) стенок каналов.

Кавитация приводит к отрицательным последствиям: увеличению гидродинамического сопротивления; снижению подачи, давления, мощности и КПД; эрозионному износу элементов гидротрибопровода; звуковым явлениям – шуму, вибрации установки.

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип действия шестеренного гидронасоса.
2. Назовите основные параметры насосов.
3. Перечислите достоинства и недостатки шестеренных насосов.
4. Что называется рабочим объемом насоса?
5. Что называется подачей (производительностью) насоса, чем она определяется?
6. Что такое действительная и теоретическая подачи насоса, чем они отличаются?
7. Что называют объемным КПД насоса и что он характеризует?
8. Назовите основные рабочие характеристики насоса.
9. Что такое кавитация?
10. Назовите основные кавитационные характеристики насоса.
11. Как обозначают насос на гидравлической схеме?
12. К каким отрицательным последствиям приводит кавитация?

3. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. Конструкция гидроцилиндров

Для привода рабочих органов деревообрабатывающих машин наиболее широкое распространение нашли поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рис. 5).

Все гидроцилиндры имеют следующие основные конструктивные элементы: поршень 1, цилиндр (гильзу цилиндра) 2, шток 3, крышки (головки) 4 цилиндра. С цилиндром 1 крышки 4 соединяют различными способами: на болтах, на шпильках, сваркой или же при помощи резьбы.

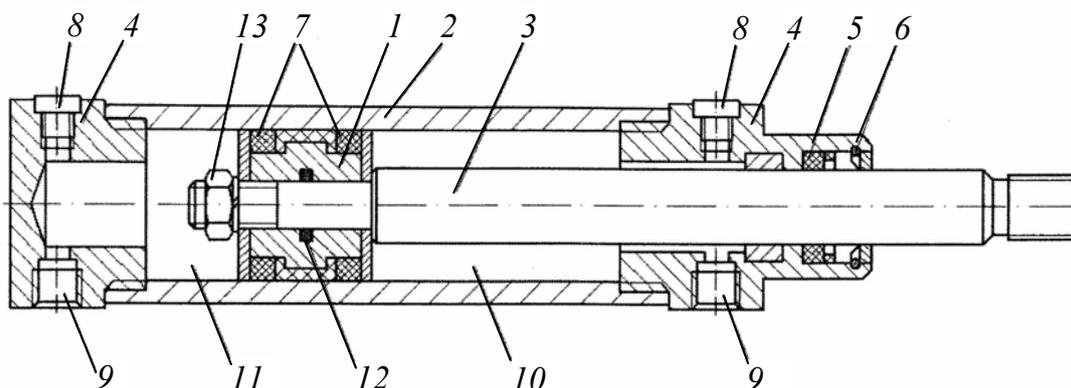


Рис. 5. Гидроцилиндр двухстороннего действия

Крышки 4 имеют каналы 9 для подвода и отвода рабочей жидкости. Выдвижение и втягивание штока 3 осуществляется путем попеременной подачи жидкости под давлением в одну из рабочих полостей (поршневую 11 или штоковую 10), в то время как другая соединена со сливной гидролинией. Перемещение штока в любом направлении является рабочим и может осуществляться под нагрузкой.

Поршень 1 имеет канавки для установки в них манжетных уплотнений 7. Соединение штока с поршнем может быть резьбовым и безрезьбовым. При резьбовом соединении шток имеет резьбовое окончание и на эту резьбу наворачивается гайка 13, закрепляющая поршень.

Для исключения перетечек жидкости по штоку служит резиновое кольцо 12, а для исключения наружных утечек в крышке 4 имеется уплотнение 5. Для предотвращения попадания грязи и пыли внутрь цилиндра служит грязесъемник 6. Для удаления воздуха из гидроцилиндра имеются воздухоспускные пробки 8.

3.2. Основные технические параметры гидроцилиндра

Основными параметрами поршневых гидроцилиндров являются диаметры поршня D и штока d , ход поршня L , рабочее давление P (рис. 6).

Усилие, развиваемое гидроцилиндром без учета сил трения, сил инерции и противодействия жидкости:

$$F = PS_{\text{эф}}, \quad (7)$$

где $S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь поршня.

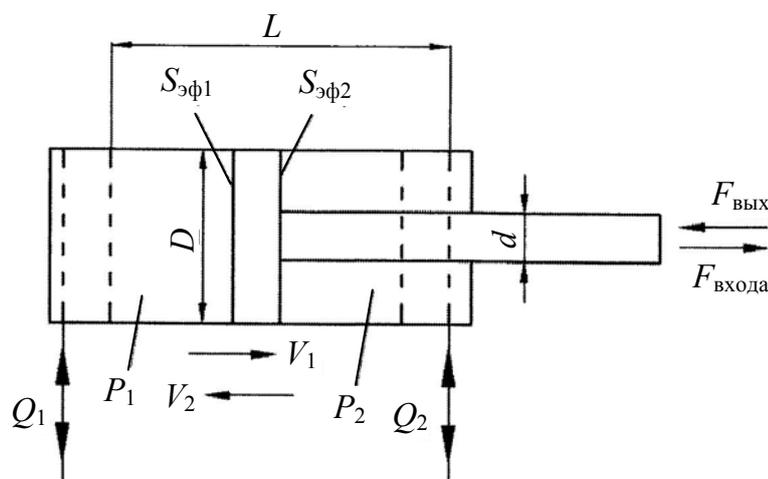


Рис. 6. Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

При движении поршня вправо

$$S_{\text{эф}1} = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow F_{\text{вых}} = P_1 \frac{\pi D^2}{4}. \quad (8)$$

При движении поршня влево

$$S_{\text{эф}2} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \Rightarrow F_{\text{вых}} = P_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (9)$$

С учетом сил трения и давления жидкости в противоположной полости усилие на штоке, кН, можно определить по следующим формулам.

При движении поршня вправо

$$F_{\text{вых}} = \frac{k_{\text{тр}} \pi}{4000} (P_1 D^2 - P_2 (D^2 - d^2)), \quad (8)$$

где $k_{\text{тр}}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение, по данным [1] $k_{\text{тр}} = 0,90-0,98$;

P_1 и P_2 – давление жидкости соответственно в поршневой и штоковой полостях цилиндра, МПа.

При движении поршня влево

$$F_{\text{входа}} = \frac{k_{\text{тр}} \pi}{4000} (P_2 (D^2 - d^2) - P_1 D^2). \quad (9)$$

Скорость движения поршня, м/с, при перемещении вправо:

$$V_1 = \frac{Q_1}{S_{\text{эф1}}} = \frac{4Q_1}{\pi D^2}, \quad (10)$$

при перемещении влево:

$$V_1 = \frac{Q_2}{S_{\text{эф2}}} = \frac{4Q_2}{\pi (D^2 - d^2)}, \quad (11)$$

где Q_1 и Q_2 – расходы жидкости через поршневую и штоковую полости соответственно, м/с.

Полезная развиваемая мощность на штоке гидроцилиндра, кВт, при движении поршня вправо:

$$N_{\text{ц}} = F_{\text{вых}} V_1, \quad (12)$$

при движении поршня влево:

$$N_{\text{ц}} = F_{\text{входа}} V_2. \quad (13)$$

Основные параметры гидроцилиндров должны соответствовать величинам, указанным ниже.

Номинальные расходы $Q_{\text{ном}}$, л/мин, по ГОСТ 13825–80:

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

Номинальные рабочие объемы V_0 , см³, по ГОСТ 13824–80:

1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100;

(112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); (250); (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); (7100); 8000; (9000). Значения, указанные в скобках, желательны не применять.

3.3. Устройство и принцип работы гидромотора

В качестве примера в работе исследуется нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2 (рис. 7). Аксиально-поршневые гидромашины нашли широкое применение в гидроприводах, что объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры, масса, габариты и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов.

Гидромотор состоит из ротора 10 с поршнями 17, барабана 7 с толкателями 19, радиально-упорного подшипника 6, вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 16, опорно-распределительного диска 13, корпусов 4 и 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцевой шпонки 8. Масло подводится к гидромотору и отводится от него через два отверстия 15, расположенные в диске 13, причем каждое из отверстий связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей поверхности диска.

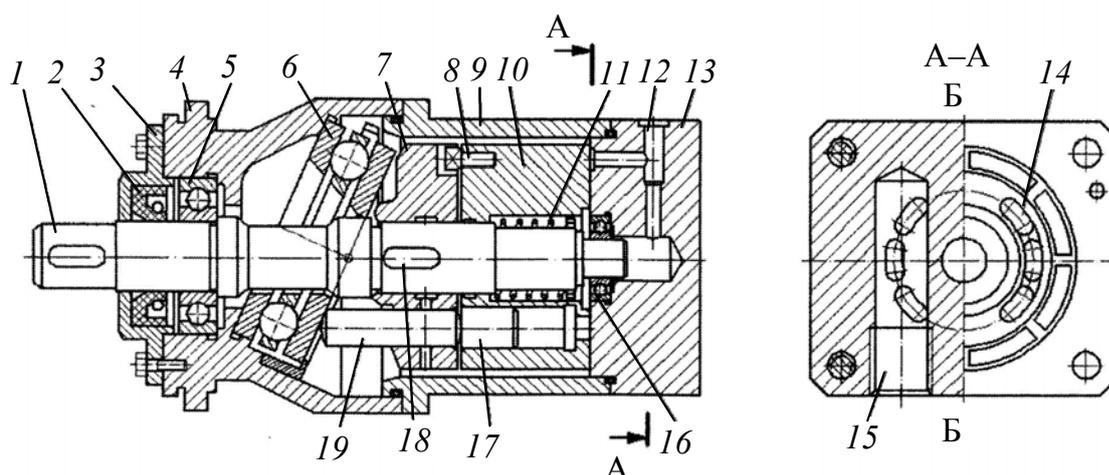


Рис. 7. Аксиально-поршневой гидромотор типа Г15-2

Утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. Бронзовый ротор 10 гидромотора имеет семь рабочих камер, в которых перемещаются поршни 17. На торце ротора, взаимодействующем с диском 13, выполнены отверстия, выходящие в каждую

из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14.

При работе гидромотора масло из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б–Б. Осевая сила, развиваемая поршнями, через толкатели 19 передается на радиально-упорный подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б–Б, вдвигаются в ротор, вытесняя масло из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию.

Ротор прижимается к диску 13 пружинами 11 и давлением масла, действующим на дно рабочих камер.

Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящего через него масла, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией, а крутящий момент примерно пропорционален разности давлений в подводном и отводном отверстиях.

Номинальные частоты вращения $n_{\text{ном}}$, мин⁻¹, по ГОСТ 12446–80: 0,6; 0,96; 1,5; 2,4; 3,78; 6; 9,6; 15; 24; 37,8; 60; 75; 120; 150; 192; 240; 300; 378; 480; 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000; 7500; 9600; 12 000; 15 000; 19 200; 24 000.

3.4. Основные технические показатели гидромотора

Основными показателями, характеризующими работу гидромоторов, являются: рабочий объем, расход гидромотора, давление (перепад давлений), крутящий момент, мощность, коэффициенты полезного действия.

Рабочий объем мотора q – это объем жидкости, подаваемой в гидромотор, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Рабочий объем определяется геометрическими размерами рабочих камер и для конкретной конструкции гидромашины вычисляется по соответствующим формулам.

Расход гидромотора Q – объем жидкости, подаваемой в гидромотор за единицу времени, определяется, как и для гидронасосов, по формуле (2).

Под перепадом давлений ΔP понимается разность давлений на входе и выходе гидромотора.

Крутящий момент $M_{кр.м}$, Н·м, для преодоления полезной нагрузки, приложенной к валу гидромотора, определяют по формуле

$$M_{кр.м} = \frac{q\Delta P\eta_{гм}}{2\pi}, \quad (14)$$

где $\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Полезная развиваемая мощность на выходном валу гидромотора, Вт:

$$N_{п} = M_{кр.м}\omega = 2M_{кр.м}\pi n, \quad (15)$$

где ω – угловая скорость вала, c^{-1} ;

n – частота вращения вала, c^{-1} .

Подведенная гидравлическая мощность к гидромотору, Вт:

$$N = 1000 \frac{Q\Delta P}{60}. \quad (16)$$

Отношение $N_{п}/N$ определяет полный КПД гидромотора, который, как и в случае гидронасоса, равен произведению объемного, механического и гидравлического КПД:

$$\eta = \frac{N_{п}}{N} \eta_{об} \eta_{м} \eta_{г}. \quad (17)$$

Характер изменения объемного и полного КПД гидромотора приведен на рис. 9.

Объемный КПД $\eta_{об}$ гидромотора, учитывающий объемные потери, зависит от давления, частоты вращения, вязкости жидкости, величины зазоров между уплотняемыми элементами и может быть определен по формуле [3]

$$\eta_{об} = \frac{Q_{т}}{Q_{д}} = \frac{Q_{т} - Q_{ут}}{Q_{д}} = 1 - \frac{Q_{ут}}{Q_{д}}, \quad (18)$$

где $Q_{т}$ – теоретический расход гидромотора, определяемый аналогично подаче насоса по формуле (2), л/мин;

$Q_{д}$ – действительный расход гидромотора, л/мин;

$Q_{ут}$ – объемные потери жидкости на утечки, л/мин.

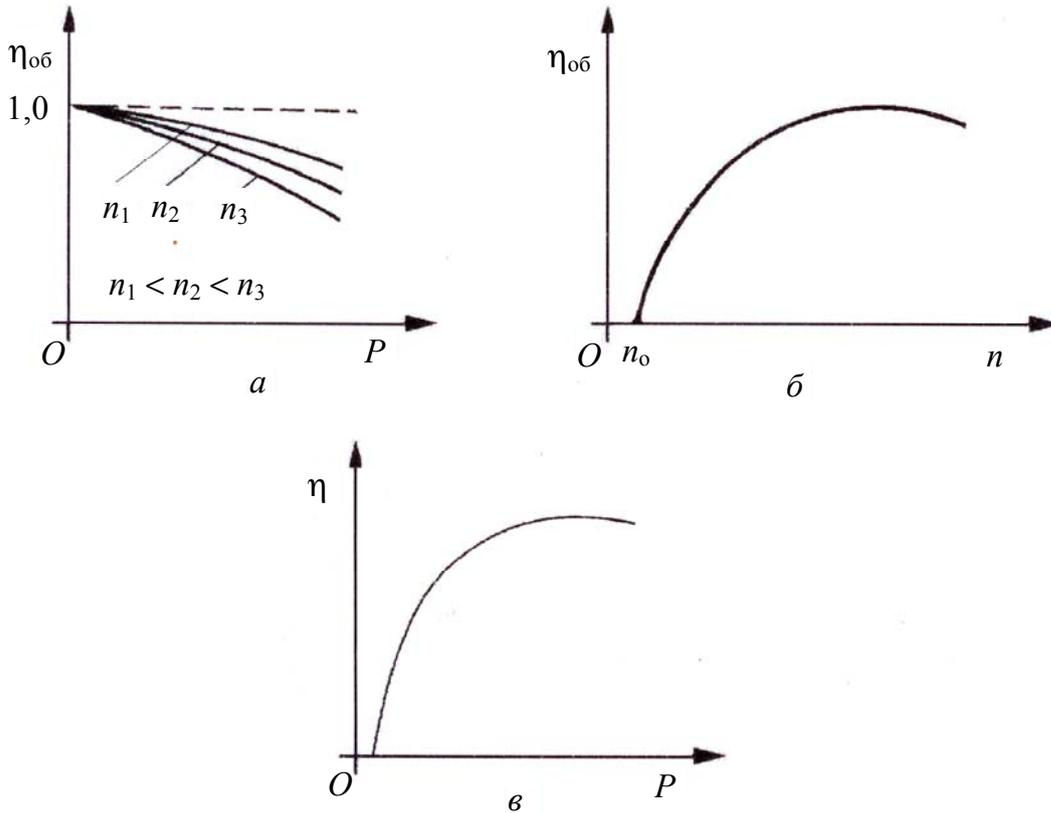


Рис. 9. Характер изменения КПД гидромотора:
 а – объемного КПД от давления при $n = \text{const}$; б – объемного КПД от частоты вращения при $P = \text{const}$; в – полного КПД от давления

3.5. Нагрузочные характеристики гидродвигателей

Перед вводом в эксплуатацию новые или отремонтированные гидронасосы и гидродвигатели подвергаются испытаниям. При испытании гидродвигателей важной характеристикой является нагрузочная характеристика (рис. 10).

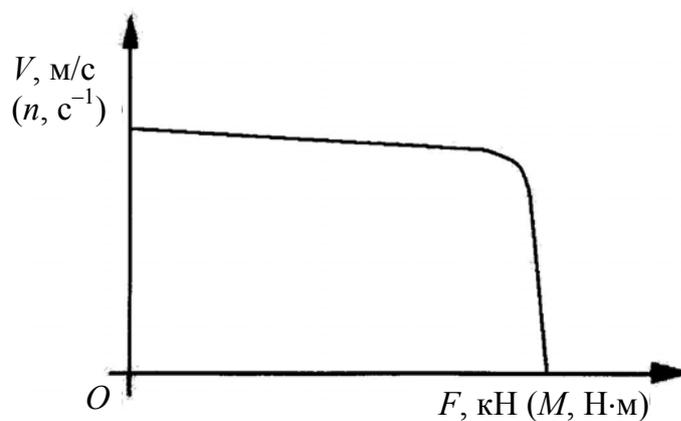


Рис. 10. Нагрузочная характеристика гидродвигателя

Нагрузочная характеристика характеризует степень стабильности скорости выходного звена (штока или вала мотора) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможно большая стабильность, т. е. наименьшая «просадка» гидропривода.

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена $V(n)$ от силы F или момента M , развиваемого для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики свидетельствуют о стабильной работе объемного гидродвигателя.

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип действия аксиально-поршневого гидромотора.
2. Объясните конструкцию и принцип действия гидроцилиндра.
3. Назовите основные параметры гидроцилиндра.
4. Перечислите основные параметры гидромотора.
5. Что называется рабочим объемом гидромотора?
6. Что называется расходом гидромотора?
7. Как обозначают гидроцилиндр и гидромотор на гидравлической схеме?
8. Перечислите достоинства аксиально-поршневых гидромашин.
9. Что называют объемным КПД мотора и что он характеризует?
10. Что называется нагрузочной характеристикой гидродвигателя, что она показывает?
11. Определите расчетом мощность гидромотора Г15-2.

4. УСТРОЙСТВО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Основным достоинством гидропривода является возможность плавного регулирования скорости движения выходного звена гидродвигателя в широком диапазоне значений. Для изменения скорости наиболее часто используется метод дроссельного регулирования. Изменение расхода поступающей к двигателю жидкости осуществляется путем уменьшения площади поперечного сечения потока в аппарате управления расходом.

В зависимости от функциональных возможностей гидроаппараты управления расходом делят на дроссели и регуляторы расхода. Принципиальное отличие между ними состоит в том, что расход, проходящий через дроссели, зависит от нагрузки на исполнительном механизме, а регуляторы расхода обеспечивают автоматическое поддержание расхода на заданном уровне вне зависимости от изменения нагрузки. Регулятор расхода (рис. 11) представляет собой комбинацию дросселя и редукционного клапана.

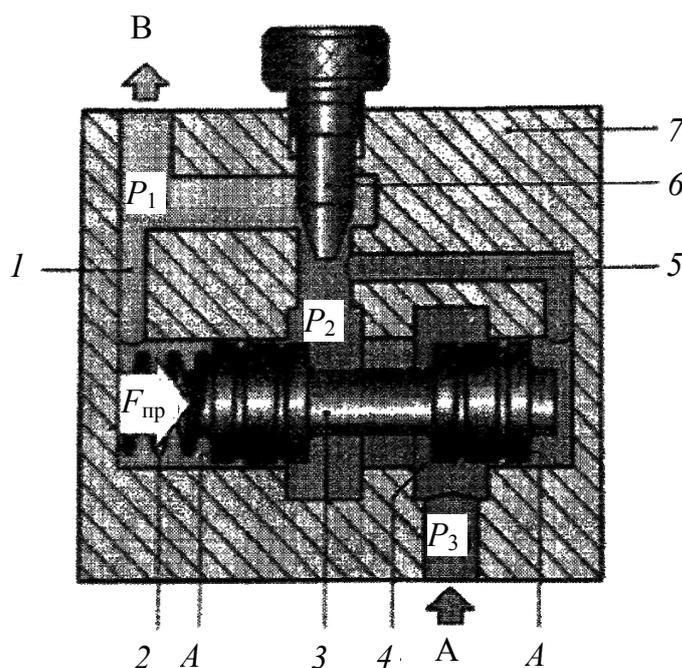


Рис. 11. Регулятор расхода

Регулятор расхода состоит из корпуса 7, регулировочного винта 6 и подпружиненного золотника 3. Регулировочный винт 6 служит для настройки значения расхода, протекающего через регулятор путем предварительной установки проходного сечения дросселирующей щели. Для поддержания постоянного значения перепада давления на ней служит золотник 3, проходное сечение 4 автоматически меняется в процессе работы. На левый торец золотника 3 действует пружина 2 и давление P_3 , равное давлению за регулировочным винтом, а на правый торец действует давление P_2 , равное давлению перед регулировочным винтом. Давление на левый и правый торцы золотника 3 передаются соответственно по каналам 1 и 5.

Давление в напорной линии гидропривода, а следовательно, и на входе в регулятор расхода остается постоянным и определяется настройкой напорного клапана. Давление на выходе регулятора расхода P_3 зависит от нагрузки на гидродвигателе. Под действием этого давления золотник 3 занимает такое положение, что на его дросселирующей щели 4 создается перепад давлений ($P_1 - P_2$). Расход жидкости, протекающей через регулятор расхода, определяется площадью проходного сечения установочного дросселя (настраивается при помощи винта 6) и перепадом давления на нем: $\Delta P = P_2 - P_3$. При возрастании нагрузки на двигателе давление P_3 возрастает, что приводит к смещению золотника 3 вправо и увеличению проходного сечения 4. Соппротивление потоку жидкости через сечение 4 уменьшается и давление P_2 возрастает, поддерживая перепад давления $\Delta P = P_2 - P_3$ на прежнем уровне, что обеспечивает протекание через него прежнего расхода рабочей жидкости.

В зависимости от места размещения дросселя различают дроссельное регулирование с установкой дросселя на входе гидродвигателя (рис. 12, а), на выходе гидродвигателя (рис. 12, б) и на ответвлении от напорной гидролинии (параллельно гидродвигателю) (рис. 12, в). Аналогичный приведенным на рис. 12 вид будут иметь принципиальные схемы и с другими типами гидродвигателей.

При дросселировании «на входе» (рис. 12, а) рабочая жидкость от насоса через распределитель 1 и дроссель 2 поступает к гидродвигателю. Расход двигателя и, как следствие, скорость выходного звена определяется расходом дросселя 2. При этом часть рабочей жидкости сливается в бак через напорный клапан 3, который в этом случае выполняет функцию переливного. Для стабилизации сил трения и более плавного страгивания с места поршня в сливной линии устанавливаются подпорный клапан 4.

В тех случаях, когда не требуется регулирование скорости выходного звена при холостом ходе, параллельно дросселю устанавливают обратный клапан 5. При реверсировании весь поток рабочей жидкости поступает к гидродвигателю, а из него через обратный клапан 5 на слив.

При установке дросселя «на выходе» (рис. 12, б) клапан 3 также выполняет функцию переливного. Дроссель 2 создает подпор, обеспечивающий плавное страгивание поршня при рабочем ходе. Для защиты сливного участка гидросистемы от перегрузки у выхода гидродвигателя устанавливают напорный клапан 6.

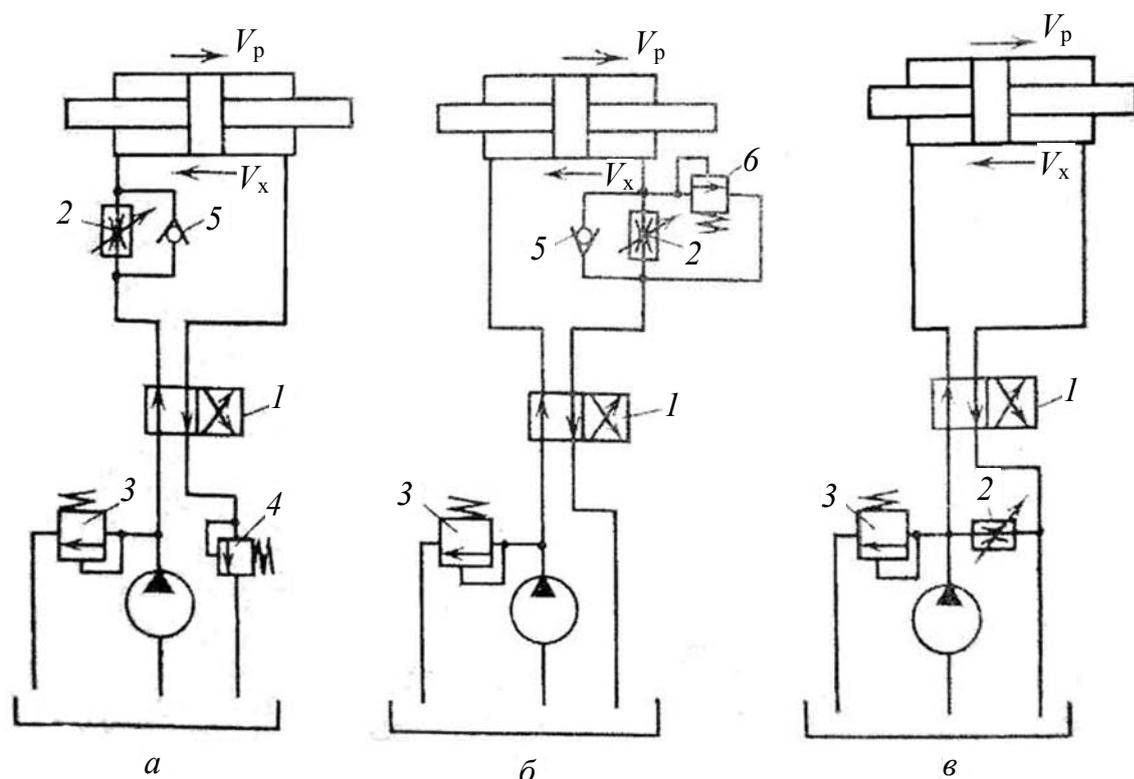


Рис. 12. Варианты схем дроссельного регулирования с установкой дросселя:
 а – на входе гидродвигателя; б – на выходе гидродвигателя;
 в – параллельно гидродвигателю

В обоих случаях при полностью открытом дросселе скорость выходного звена при рабочем ходе максимальна, а при полностью закрытом равна нулю.

При установке дросселя параллельно двигателю (рис. 12, в) рабочая жидкость сливается в бак не через переливной клапан, а через дроссель 2. Напорный клапан 3 выполняет функцию предохранительного. Если дроссель 2 будет закрыт, то весь поток рабочей жидкости через распределитель 1 поступает в гидродвигатель, скорость поршня

при этом максимальна. При полностью открытом дросселе весь поток поступает в бак через дроссель, скорость поршня при этом равна нулю.

Сравнение рассмотренных способов регулирования гидропривода проводят по показателям КПД и нагрузочным характеристикам.

Способы дроссельного регулирования «на входе» и «на выходе» (рис. 12, *а*, *б*) называют последовательным дроссельным регулированием.

Дроссельное регулирование «на выходе» и «на входе» имеют одинаковые нагрузочные характеристики (рис. 13, кривая 1). С этой точки зрения данные способы равнозначны. Однако потребляемая насосом мощность при установке дросселя «на выходе» несколько выше, чем при регулировании «на входе».

Как видно из рис. 13, наибольшей стабильностью обладает гидропривод с последовательным включением дросселя (рис. 13, кривая 1). Значительно хуже в этом отношении регулирование с параллельным включением дросселя (рис. 13, кривая 2).

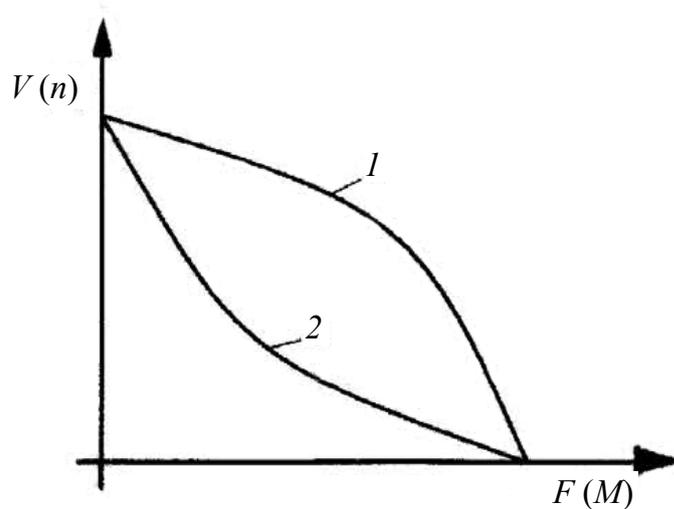


Рис. 13. Нагрузочные характеристики гидропривода при регулировании:
1 – с последовательным включением дросселя;
2 – с параллельным включением дросселя

Однако при параллельном включении дросселя КПД привода выше, чем при последовательном (рис. 14). Это объясняется тем, что давление, развиваемое насосом, и потребляемая им мощность изменяются с изменением внешней нагрузки, а не остаются постоянными, как это имеет место при последовательном включении дросселя. При анализе графика нагрузочных характеристик (рис. 13), видно, что дроссельное регулирование не обеспечивает

достижения стабильных скоростей движения выходного звена гидродвигателя в условиях изменяющейся нагрузки. Поэтому в тех случаях, когда требуется обеспечить равномерную скорость движения выходного звена гидродвигателя, вместо обычных дросселей применяют регуляторы расхода.

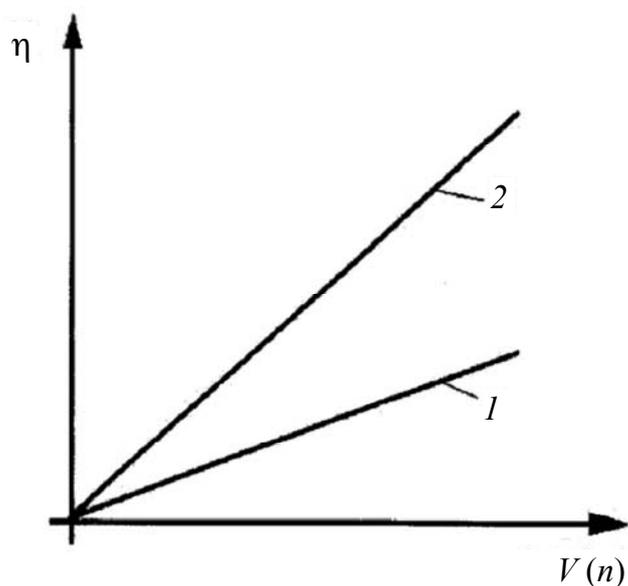


Рис. 14. Сравнение способов регулирования по КПД привода при регулировании:
 1 – с последовательным включением дросселя;
 2 – с параллельным включением дросселя

Нагрузочные характеристики при установке регулятора расхода приведены на рис. 15.

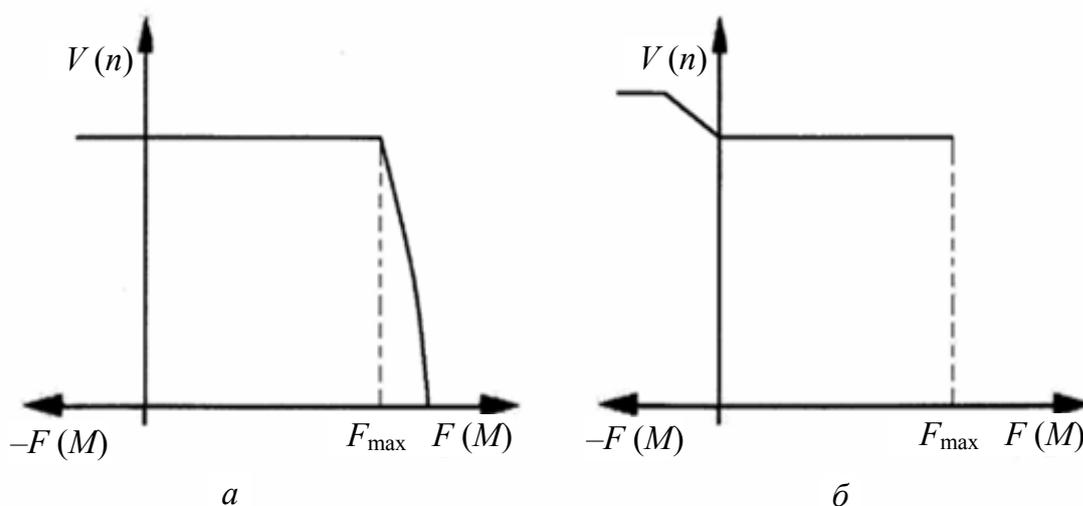


Рис. 15. Нагрузочные характеристики гидропривода при установке регулятора расхода:
 а – последовательно; б – параллельно

5. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Гидроприводы. В процессе эксплуатации гидравлических приводов происходит постепенное изнашивание всех узлов, входящих в состав привода, что приводит к нарушениям в работе или отказу. Основные причины выходов из строя гидроприводов и способы восстановления работоспособности представлены в табл. 3 приложения 1

Гидронасосы. Основным узлом, определяющим работоспособность насоса, является качающий узел. Его состояние можно оценить значением зазоров в цилиндропоршневой группе и в шарнирных соединениях, которые образуются в результате изнашивания.

Наиболее интенсивное изнашивание, особенно в парах с малыми зазорами в новых насосах, происходит в начальный период работы, что объясняется наличием в этот период в рабочей жидкости различных твердых примесей.

Основные причины выхода из строя гидронасосов и методы их устранения представлены в табл. 1.

Таблица 1

Характерные неисправности в работе насосов

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Повышенный шум при работе насоса	Кавитация во всасывающем трубопроводе (недостаточное заполнение рабочих полостей насоса маслом)	1. Промыть всасывающий фильтр 2. Проверить засорение (наличие посторонних предметов) всасывающего трубопровода и промыть его 3. Снизить частоту вращения жидкости (при высокой вязкости) 4. Нагреть рабочую жидкость (при работе в условиях низких температур) 5. Снизить частоту вращения приводного двигателя (при повышенной частоте вращения)
	Несоосность и излом осей валов насоса и приводного двигателя	Проверить и установить соосность осей не более 0,2 мм и угол излома осей не более 30'

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Насос подсасывает воздух, шум и вибрация при работе насоса	Низкий уровень рабочей жидкости в маслобаке	Долить необходимое количество рабочей жидкости в маслобак
	Нарушена герметичность соединений на всасывающем трубопроводе	Проверить всасывающий трубопровод, подтянуть все соединения
	Повреждено уплотнение вала насоса	Заменить уплотнение
	Пенообразование в маслобаке	Устранить источник пенообразования или заменить масло на другое с антипенной присадкой. Погрузить сливные трубопроводы в масло
Стук при работе насоса, шум и вибрация	Износ или повреждение качающих узлов насоса (поршневая группа, шестерни, пластины и т. д.)	Заменить неисправные детали (поршневая группа, шестерни, пластины и т. д.)
	Износ или повреждение подшипников	Заменить неисправные подшипники
	Износ соединительной муфты	Подогнать детали муфты
	Ослаблены крепежные винты	Подтянуть крепежные винты, закрепить трубы

Изнашивание, а следовательно, и увеличение зазоров в поршневых парах насосов приводит к увеличению внутренних утечек и уменьшению КПД. Кроме снижения КПД для насосов характерны потеря герметичности уплотнений, износ шлицевых соединений, увеличение люфтов и разрушение подшипников, перегрев корпусов и разрушение конструктивных элементов из-за вибраций.

Распределительные устройства. Основная доля отказов распределительных устройств происходит из-за потери герметичности. Потеря внутренней герметичности связана с изнашиванием, внешней – со старением или разрушением резиновых уплотнений из-за температурных деформаций и вибраций.

Усталостному износу подвержены трубопроводы, резьбовые соединения, внутренние поверхности регулирующих элементов и золотниковых пар.

Существенное влияние на работоспособность распределительных устройств оказывает загрязнение рабочей жидкости. Повышение загрязненности жидкости увеличивает усилие срагивания регулирующих элементов или заедание золотниковых пар. Попадание частиц загрязнения в зазоры золотниковых пар или под седла клапанов приводит к резкому увеличению внутренних утечек или полному заклиниванию перемещающихся элементов.

Гидродвигатели (гидроцилиндры). Нарушение работоспособности гидродвигателей происходит в основном из-за внешней негерметичности уплотнительных устройств, штоков и увеличения зазоров в опорах, в кинематических парах обратной связи и в силовой проводке.

Зазоры в опорах и в кинематических парах обратной связи, внутренняя негерметичность между полостями гидроцилиндра влияют на устойчивость работы привода, несимметричность скоростной характеристики и на статическую и динамическую жесткости.

Основные неисправности гидроцилиндров и способы их устранения представлены в табл. 2.

Таблица 2

Характерные неисправности в работе гидроцилиндров и способы их устранения

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Отсутствие рабочего давления в поршневой полости цилиндра	Износ и разрушение уплотнительных узлов	Заменить уплотнения
Медленное перемещение штока	Износ уплотнений	Заменить изношенные уплотнения
Потеки масла по штоку (плунжеру)	Износ уплотнений штока	Заменить изношенные уплотнения
Нагрев штока (плунжера) и его направляющих, неравномерное с вибрациями движение штока	Наличие недопустимых боковых нагрузок, ослабление крепления гидроцилиндра	Обеспечить соосность приводимого механизма и штока (плунжера), проверить надежность крепления и при необходимости восстановить его
Неравномерное с рывками перемещение штока, повышенный шум и вибрация	Наличие воздуха в полостях цилиндра	Удалить воздух из полостей, устранить возможность подсоса воздуха по присоединениям трубопроводов и уплотнению штока

Нарушение работоспособности гидродвигателей происходит в основном из-за увеличения внешних утечек по валу, стыкам и соединениям. Наличие воздуха в системе, перекосы в соединениях гидромотора и исполнительного механизма, загрязнение рабочей жидкости приводят к неравномерности вращения гидромотора и снижению крутящего момента.

Основные неисправности в работе гидромоторов и способы их устранения представлены в табл. 3.

Таблица 3

Характерные неисправности в работе гидромоторов

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Шум и стук в гидромоторе	Наличие воздуха в гидросистеме	Удалить воздух из гидросистемы
	Давление в сливной гидрролинии (на выходе из гидромотора) меньше указанного в технической документации	Установить нагрузочным устройством (клапаном или дросселем) необходимое давление
	Вибрация трубопроводов	Подтянуть крепежные болты, закрепить трубы
	Некачественная подгонка соединительной муфты	Подогнать детали муфты
Вал не вращается или вращается рывками	Наличие воздуха в гидросистеме	Удалить воздух из системы
	Давление на входе в гидромотор не соответствует установленному	Настроить предохранительный клапан гидросистемы на необходимое давление
	Валы гидромотора и исполнительного органа соединены с большим перекосом или биением	Выставить гидромотор на установочной плоскости, устранив перекосяк и биение
	Выход из строя насоса	Заменить или отремонтировать насос
	Неправильно выбран типоразмер гидромотора или неправильно установлен рабочий объем в регулируемом гидромоторе	Заменить гидромотор на другой с большим рабочим объемом (установить необходимый рабочий объем)
Частота вращения гидромотора ниже установленной	Недостаточная подача насоса	Увеличить подачу насоса или заменить насос на типоразмер с большей подачей

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
	Неправильная настройка расхода на входе в гидромотор	Отрегулировать дроссель расхода или заменить его
	Засорение редукционного клапана в дросселе с регулятором	Разобрать, прочистить и промыть клапан, установить необходимый расход
	Увеличенные потери рабочей жидкости в гидросистеме	Определить место утечек (потерь), установить и устранить причину потерь (подтянуть соединения трубопроводов, заменить неисправные гидроаппараты)
	Неправильная настройка предохранительного клапана (часть подачи насоса идет через него на слив)	Установить необходимое давление в системе
	Нагрузочный крутящий момент на валу гидромотора выше крутящего момента, развиваемого гидромотором при установленной частоте вращения	Увеличить давление в системе или заменить гидромотор другим большего типоразмера (увеличить рабочий объем в регулируемом гидромоторе)
Гидромотор не развивает требуемый крутящий момент	Давление в системе ниже необходимого	Настроить предохранительный клапан
	Нарушение герметичности магистралей в гидросистеме	Проверить и устранить неисправность
Неравномерность крутящего момента и частоты вращения	Наличие воздуха в системе	Удалить воздух из системы
	Неисправность предохранительного клапана	Клапан снять, прочистить, промыть, устранить неисправность
	Большой объем рабочей жидкости в гидролиниях между гидромотором и аппаратурой управления	Максимально приблизить аппаратуру к гидромотору
	Неисправность системы регулирования привода	Заменить неисправные детали, промыть и очистить систему регулирования от загрязнений
	Неправильно выбран типоразмер гидромотора	Установить гидромотор необходимого типоразмера

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
6. Чрезмерный нагрев гидромотора	Неправильно отрегулирована система охлаждения	Увеличить мощность или отрегулировать систему охлаждения
	Неисправность системы охлаждения	Устранить неисправность
	Вязкость рабочей жидкости ниже допустимой	Заменить рабочую жидкость
	Износ или поломка деталей гидромотора	Устранить поломку или заменить гидромотор
7. Увеличенные внешние утечки: по валу по стыкам и соединениям из дренажного отверстия	Повреждено уплотнение вала	Заменить уплотнение
	Ослабление затяжки крепежных деталей	Подтянуть крепежные детали
	Износ деталей в гидромоторе	Отремонтировать или заменить гидромотор

Трубопроводы. Трубопроводы подвергаются различным статическим и динамическим нагрузкам, пульсациям давлений, температурным деформациям и вибрациям. Все это вместе взятое приводит к усталостным разрушениям.

Уплотнительные устройства. В процессе эксплуатации происходит релаксация резиновых уплотнений – постепенное уменьшение напряжений при постоянной деформации, резкое ухудшение упругих свойств, потеря формовосстановления и ухудшение физико-химических свойств под действием температуры. На работоспособность уплотнений влияет состав рабочей жидкости. Уплотнение набухает из-за пропитки его жидкостью или в результате химического взаимодействия, а также происходит его усадка из-за вымывания пластификатора.

Рабочие жидкости. В качестве рабочих жидкостей в гидроприводах в основном применяются минеральные масла, получаемые в результате переработки нефти. Для улучшения рабочих свойств используются различные присадки. Наиболее применяемые рабочие жидкости приведены в табл. 5 приложения 1.

В станочных гидроприводах используют минеральные масла с кинематической вязкостью, $\text{м}^2/\text{с}$:

$$\gamma = (0,1-2,0) \cdot 10^{-4}. \quad (19)$$

Коэффициент кинематической вязкости γ связан с коэффициентом динамической вязкости η соотношением $\gamma = \eta / \rho$, где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

При средних давлениях $0 \leq p \leq 3$ МПа рекомендуется масла с кинематической вязкостью $\gamma = (0,1-2,0) \cdot 10^{-4}$ м²/с.

Этим условиями удовлетворяет масло индустриальное 12 ($\gamma = (0,1-2,0) \cdot 10^{-4}$ м²/с) и индустриальное 20 ($\gamma = (0,17-0,23) \cdot 10^{-4}$ м²/с).

При давлении $3 \leq p \leq 7$ МПа требуется более высокая вязкость (около $\gamma = (0,35-0,63) \cdot 10^{-4}$ м²/с), при $7 \leq p \leq 10$ МПа требуется $\gamma = (1-2) \cdot 10^{-4}$ м²/с.

Гидропривод состоит из гидравлической установки, включающей электродвигатель с пусковой аппаратурой, насос, резервуар для масла, аппаратуру управления и регулирования, гидроцилиндры и трубопроводы.

Оптимальным при применении гидропривода считается давление 5–10 МПа, в последнее время применяется более высокое – до 16–20 МПа. Рабочие скорости составляют от 0,01 до 1 м/с.

К рабочим жидкостям предъявляют следующие требования: вязкость должна незначительно изменяться при изменении давления и температуры; смазывающие свойства должны быть высокими; жидкость должна обладать химической нейтральностью к материалам элементов гидропривода, огнестойкостью и высоким модулем объемного сжатия, малым температурным коэффициентом объемного расширения, нетоксичностью и низкой растворимостью; образование пены должно быть незначительное; жидкость должна иметь высокую способность длительно сохранять физико-химические свойства при хранении и эксплуатации.

В процессе работы гидропривода происходит изменение физико-химических свойств рабочей жидкости, что приводит ее к старению. Старение масла – сложный и еще недостаточно изученный комплекс химических и физических процессов. К основным свойствам масел, изменение которых отрицательно влияет на износ и эксплуатационные характеристики гидросистем, относятся вязкость, стойкость к окислению, антикоррозионная и смазывающая способность, вспениваемость и др.

Длительное дросселирование масла при больших перепадах давления, а также кавитационные явления приводят к возникновению высоких местных давлений и усилий сдвига и в итоге – к снижению вязкости. Нормами предусмотрено изменение вязкости не более чем на 20% первоначальной величины для специальных

условий эксплуатации и на 30% – для гидроприводов общепромышленного назначения.

В результате взаимодействия масла с кислородом растворенного и нерастворенного воздуха, а также контакта на поверхности раздела масло – воздух в гидравлическом резервуаре происходит окисление масла. При этом в нем накапливаются окислительные продукты, смолы, асфальтены и прочие продукты, способствующие образованию на поверхностях трения различных отложений. Образующиеся при старении продукты забивают поры фильтроэлементов и увеличивают абразивный износ. Продукты реакции масла с воздухом обладают кислотными свойствами и вызывают снижение антикоррозионной способности рабочей жидкости. Интенсивность окисления масла увеличивается с повышением температуры на поверхности его контакта с воздухом. Установлено, что при повышении температуры на 10°С интенсивность окисления удваивается.

Кислотные продукты разложения масла позволяют определить степень окисления по результатам измерения количества миллиграммов едкого кали (KOH), необходимого для нейтрализации кислоты в 1 г масла. Гидравлические масла в состоянии поставки имеют кислотное число, равное 0,02–0,20 мг KOH/г. Максимально допустимое кислотное число для рабочей жидкости, находящейся в эксплуатации, не должно превышать более чем на 30% кислотное число в состоянии поставки. Если в масле присутствует вода, то максимально допустимое кислотное число следует уменьшить, так как наличие воды даже в количестве 0,5–0,8% резко увеличивает скорость коррозии металлов.

На окисление масла влияет и загрязненность рабочей жидкости. Активно ускоряют окислительный процесс частицы износа, а также детали из материалов, в состав которых входят медь, свинец, олово, железо и их сплавы. Нерастворимые примеси в масле образуются в результате накопления продуктов износа и веществ извне, а также продуктов окисления и термического разложения самого масла. Продукты износа частично растворяются в масле, образуя соединения типа мыл, а частично остаются в виде нерастворимых коллоидных частиц.

Процесс старения масла можно условно разделить на три этапа. В начальный период, после заправки гидросистемы маслом (независимо от степени приработки пар трения), процессы окисления и накопления механических примесей в рабочей жидкости протекают за короткое время (50–200 ч). Это период «приработки»

масла. Затем скорость процесса резко падает, и наступает второй период – стабилизация, когда описанные процессы протекают медленно, с постоянной скоростью.

Длительность второго периода и определяет срок службы масла. Его продлению способствует качественное обслуживание гидросистемы (своевременная замена фильтроэлементов, поддержание температуры жидкости в пределах допустимых норм, предупреждение насыщения масла воздухом за счет герметизации соединений и разъемов на участках гидросистемы с пониженным давлением, защита резервуара от попадания воды, своевременное восстановление защитных покрытий внутренней полости резервуара и т. д.).

Третий период – параметры масла резко ухудшаются, снижается вязкость и антизадирные свойства, что приводит к выходу из строя отдельных элементов гидросистемы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите характерные неисправности в работе насосов и методы устранения неисправностей.
2. Назовите причины выхода из строя гидродвигателей.
3. Перечислите характерные неисправности в работе гидроцилиндров и способы их устранения
4. Какие рабочие жидкости применяются в гидроприводах?
5. Назовите метод определения степени окисления масла, применяемого в гидроприводах.
6. Какие требования предъявляются к рабочим жидкостям?

6. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПОРШНЕВЫЕ ПРИВОДЫ

Пневматические приводы состоят из пневмодвигателя, пневматической аппаратуры и воздухопроводов.

К преимуществам приводов следует отнести: быстроту действия (0,5–1,2 с); постоянство усилия зажима и возможность его регулировки; простоту конструкции и эксплуатации; инертность к окружающей среде и высокую надежность; дешевизну.

Воздух, выходящий из системы, при соприкосновении с обрабатываемой поверхностью не портит ее. Масса и габариты пневмосистемы незначительны. Воздух можно сбрасывать в атмосферу.

Недостатки пневматических приводов: расширение и сжатие; утечка воздуха; влияние температуры на работу; неравномерность перемещения рабочих органов, особенно при переменных усилиях; невозможность остановки в середине хода.

Пневматические поршневые приводы нашли широкое применение в механизмах базирования и фиксации заготовок в процессе обработки, роботизированных системах для перемещения рабочих органов, в механизмах крепления дереворежущих инструментов на обрабатывающих центрах.

Силовые расчеты поршневых приводов проводятся аналогично гидравлическим, учитывая особенности сжатого воздуха.

При расчете пневматических поршневых цилиндров на прочность определяется толщина стенок цилиндра, количество и диаметр шпилек (болтов) для крепления его крышек и диаметр резьбы на штоке.

Обычно при расчете на прочность толщина стенок цилиндра получается слишком малой величины. Цилиндры со стенками таких размеров не обладают жесткостью, необходимой для эксплуатации.

Рекомендуемые значения толщины стенок цилиндров приведены в табл. 4.

Внутренний диаметр шпилек (болтов) для крепления крышек рассчитывается по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\alpha Q}{Z\pi[\sigma_p]}}, \quad (20)$$

где α – коэффициент затяжки ($\alpha = 2,25$);

Q – осевое усилие, действующее на шпильки;

Z – число шпилек (болтов);

$[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения материала болта на растяжение.

Таблица 4

Параметры пневматических цилиндров

Параметры	Диаметр цилиндра, мм								
	0	60	75	100	125	150	200	250	300
Толщина стенки цилиндра, мм:									
для чугуна	6	8	8	10	12	12	14	16	16
для стали	4	4	5	6	6,5	7	7,5	9	10
Диаметр шпилек d_1 , мм	M8	M8	M8	M10	M12	M16	M20	M20	M24
Количество шпилек Z	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Диаметр штока d , мм	16	16	20	25	30	30	40	50	55
Диаметр резьбы на штоке d_p , мм	M10	M10	M12	M12	M20	M20	M24	M30	M36

Внутренний диаметр резьбы на штоке рассчитывается по формуле

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\alpha Q}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (21)$$

При расчете пневмоцилиндра должны быть заданы значения требуемого усилия Q или диаметра цилиндра D и длина хода поршня L , которые определяют основные конструктивные параметры пневмопривода.

Для обеспечения безударной и плавной работы пневмоцилиндра следует назначать рабочую скорость перемещения поршня V в пределах 0,2–1 м/с.

В необходимых случаях устанавливается время рабочего или холостого хода поршня. В конце хода поршня желательно предусматривать торможения для снижения скорости до 0,05–0,10 м/с, что обеспечивает безударную работу пневмоприводов.

7. ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Пневмогидравлический привод обладает преимуществами пневматического и гидравлического приводов: возможностью создания высоких рабочих усилий, быстротой действия, относительно низкой стоимостью и небольшими габаритами. Пневмогидравлические приводы применяются для получения высоких рабочих усилий зажима и равномерной подачи рабочего элемента станка.

По принципу работы они делятся на приводы с преобразователем давления прямого действия и с преобразователем давления последовательного действия.

Первый из видов пневмогидравлического привода основан на непосредственном преобразовании низкого давления сжатого воздуха в высокое давление жидкости.

Усилие на штоке рабочего пневмогидравлического привода может быть определено по формуле (без учета усилия пружин)

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \frac{D_1^2}{d^2} P_B \eta_o \eta, \quad (22)$$

где D – диаметр пневмоцилиндра, мм;

d – диаметр штока пневмоцилиндр, мм;

P_B – давление воздуха, МПа;

η_o – объемный КПД привода (принимается $\eta_o = 0,90-0,95$);

η – КПД преобразователя (принимается $\eta = 0,8-0,9$).

Отношение $(D/d)^2$ называется коэффициентом усилия K_y , при проектировании пневмогидравлического привода принимается $K_y = 15-20$.

Давление жидкости в рабочем гидроцилиндре определяется с учетом коэффициента усилия

$$P_r = P_B K_y \eta \quad (23)$$

и диаметра поршня пневмоцилиндра

$$P_r = P_B D^2 \frac{\eta}{d^2}. \quad (24)$$

Если давление жидкости задано, диаметр пневмоцилиндра равен:

$$D = d \sqrt{\frac{P_r}{P_B \eta}}. \quad (25)$$

Требуемый ход штока L пневмоцилиндра для привода, подсоединенного к преобразователю:

$$L = \frac{1,27 \sum V_{\text{ц}}}{d^2 \eta_0}, \quad (26)$$

где $\sum V_{\text{ц}}$ – суммарный объем присоединенных гидроцилиндров;

$V_{\text{ц}} = 0,785 d_{\text{ц}} l_{\text{ц}}$ – объем рабочего цилиндра (определяется для каждого гидроцилиндра в зависимости от его диаметра $d_{\text{ц}}$ и общего хода $l_{\text{ц}}$).

Принцип работы пневмогидравлического привода с преобразователями последовательного действия заключается в подаче жидкости низкого давления в силовые цилиндры с последующей подачей жидкости высокого давления. Слив жидкости производится в полость низкого давления при освобождении детали.

Приводы с преобразователями последовательного действия по сравнению с приводами с преобразователями прямого действия обеспечивают ускорение холостого хода и предварительное закрепление детали. Они могут обслуживать нескольких рабочих цилиндров при небольших габаритах привода, позволяют экономить сжатый воздух на 90–95%.

Недостатком этих приводов являются более сложная конструкция и значительное количество утечек. Расчет усилий на шток рабочих гидроцилиндров аналогичен расчету преобразователя прямого действия.

8. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ПНЕВМОСИСТЕМ

Этот вид работ должен производиться в плановом порядке в сроки, зависящие от условий эксплуатации пневмосистем. Ниже будут приведены рекомендуемые виды работ по техническому обслуживанию пневмосистем и ориентировочные сроки их выполнения при условии нормальной эксплуатации оборудования. Под нормальной эксплуатацией следует понимать эксплуатацию при соблюдении следующих условий:

- применение очищенного, обезвоженного и насыщенного маслом сжатого воздуха (главное условие);

- климатические условия должны соответствовать условиям умеренного холодного климата (по ГОСТ 15150–69) для пневмоустройств исполнения УХЛ или тропического климата для пневмоустройств исполнения 0. Категория размещения оборудования при этом должна быть 4-й (по ГОСТ 15150–69);

- количество пыли и воды в зоне расположения пневмосистем не должно превышать того предела, который допустим для изделий со степенью защиты IP54;

- число включений пневмоустройств и скорость перемещения штоков пневмоцилиндров не должны превышать пределов, указанных в технических характеристиках.

Пневмосистемы деревообрабатывающего оборудования, построенные на устройствах высокого давления (до 1 МПа), должны работать на сжатом воздухе, степень очистки которого не ниже 10-го класса загрязненности по стандарту ГОСТ 1704–79. Для этого класса содержание воды в воздухе допускается не более 800 мг/м^3 , содержание компрессорного масла и смазки – 16 мг/м^3 , содержание твердых частиц – 4 мг/м^3 . Размеры твердых частиц не должны превышать 80 мкм. В воздухе допускается только содержание следов кислот и щелочей. Методы измерения загрязненности регламентированы стандартом ГОСТ 24484–80.

Загрязнение сжатого воздуха снижает надежность и долговечность пневмосистем в машиностроении. Износ устройств уве-

личивается в 2–7 раз, а число отказов по причине загрязнения сжатого воздуха составляет 80% общего числа отказов.

Источником загрязнения сжатого воздуха водой является водяной пар, всасываемый компрессором в систему вместе с воздухом. Влагосодержание в воздухе зависит от температуры наружного воздуха и абсолютного давления. Конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, происходит на стенках трубопроводов при движении сжатого воздуха по ним. Вода скапливается в стаканах фильтров, и ее следует периодически оттуда сливать (летом – 1 раз в сутки, а зимой – 2 раза). Слив воды производится с помощью встроенных в фильтры ручных или автоматических конденсатоотводчиков.

Источником загрязнения сжатого воздуха маслом является смазка компрессора, пары масла и распыленное масло в окружающем воздухе. Пары масла, так же как и пары воды, конденсируются в трубопроводах и скапливаются в фильтрах.

Твердые частицы, загрязняющие сжатый воздух, на 95–98% состоят из ржавчины и окалина, образующихся в трубопроводах. Остальную долю загрязнения твердыми частицами составляют металлические частицы, появляющиеся в пневмосистеме в результате износа подвижных деталей.

Насыщение сжатого воздуха распыленным жидким смазочным материалом производится маслораспылителями эжекторного типа однократного распыления В44-1.

Применение маслораспылителей дает возможность снизить скорость износа трущихся поверхностей пневмоустройств в 1,5–2,5 раза, а коррозию – в десятки раз.

Применяемые в блоках подготовки воздуха фильтры-влагоотделители типа 2 по ГОСТ 17437–72 очищают воздух от капельной влаги и твердых частиц. Номинальная тонкость фильтрации – 80 мкм, степень влагоотделения – 90%. Если же условия эксплуатации не соответствуют перечисленным выше нормальным условиям, то частоту проведения технических обслуживаний следует увеличить.

Рекомендуют следующий перечень работ по техническому обслуживанию пневмосистем деревообрабатывающего оборудования.

Один раз в день:

– сливать конденсат из стакана фильтра влагоотделителя и рессивера (летом – 1 раз, зимой – 2 раза);

– проводить профилактический осмотр и проверять уровень заполнения маслораспылителя;

– очищать от пыли и грязи поверхности оборудования, окружающие пневмоустройства;

– проверять все пневмоустройства снаружи, обращая главное внимание на плотность подвижных и неподвижных соединений. Неплотность соединений легко обнаруживается по шуму выходящего воздуха или по вспениванию наносимой кисточкой мыльной воды.

Один раз в неделю:

– производить профилактический осмотр пневмогидравлических приводов подачи и гидроамортизаторов;

– производить заполнение маслом их компенсационных бачков.

Один раз в месяц:

– промывать стакан фильтра влагоотделителя теплой мыльной водой;

– производить профилактический осмотр редукционного пневмоклапана, пневмоцилиндров, трубопроводов. Проверять их герметичность.

Один раз в 3 месяца:

– промывать металлокерамический фильтр сначала уайт-спиритом, а затем теплой водой;

– проверять и при необходимости настраивать скорости движения пневмоприводов;

– проверять работу и настраивать реле давления, сопротивление изоляции.

Один раз в год:

– проверять степень очистки сжатого воздуха по ГОСТ 24484–80;

– производить разборку маслораспылителя, его промывку и контроль состояния деталей;

– производить профилактический осмотр дросселей с обратными клапанами;

– проверять точность манометров по образцовым манометрам; производить профилактический осмотр поршневых пневмоцилиндров;

– проверять расположение и надежность крепления всех пневмоустройств на оборудовании. Последнее особенно относится к управляющей пневмоаппаратуре с механическим управлением.

В процессе технического обслуживания пневмосистем может выявиться необходимость текущего ремонта ряда пневмоустройств. В этом случае их следует снять с оборудования, разобрать на отдельные части и проверить. Изношенные детали, а также детали, которые имеют видимые дефекты, необходимо заменить.

Пружины следует проверить и заменить в случае необходимости. При сборке пневмоустройств рекомендуется использовать пластиковые смазочные материалы ЦИАТИМ-201, ЦИАТИМ-221.

После сборки устройств необходимо произвести их входной контроль, установить на место в пневмосистему и отрегулировать заданные значения параметров. Завершается ремонт пробным пуском пневмосистемы.

Капитальный ремонт пневмосистем включает в себя весь перечень перечисленных выше работ, дополненный проверкой всех трущихся и вращающихся деталей на соответствие размеров величинам, указанным в чертежах. В случае выхода размеров деталей из допусков эти детали необходимо заменить.

Капитальный ремонт регулирующей пневмоаппаратуры производить нецелесообразно.

Контрольные вопросы

1. Приведите перечень работ по техническому обслуживанию пневмосистем деревообрабатывающего оборудования.
2. Назовите источники загрязнения сжатого воздуха, применяемого в пневмосистемах деревообрабатывающего оборудования.
3. Перечислите основные характеристики пневмосистем деревообрабатывающего оборудования.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица 1

Основные параметры гидроцилиндров

Цилиндр		Шток			Резьба отверстий для подвода жидкости	Расчетное усилие при $p = 10$ МПа, кН	
Диаметр, мм	Посадка	Диаметр, мм	Посадка	Резьба		толкающее	тянущее
40	$\frac{H8}{f7}$	22	$\frac{H8}{f9}$	M12	$\frac{M14 \times 1,5}{K1/4''}$	12,3	8,5
50	$\frac{H8}{f7}$	25	$\frac{H8}{f9}$	M16	$\frac{M14 \times 1,5}{K1/4''}$	19,2	14,4
63	$\frac{H8}{f7}$	32	$\frac{H8}{f9}$	M20	$\frac{M14 \times 1,5}{K1/4''}$	30,5	22,6
80	$\frac{H8}{f7}$	36	$\frac{H8}{f7}$	M24	$\frac{M16 \times 1,5}{K3/8''}$	49,2	39,2
100	$\frac{H8}{g6}$	45	$\frac{H8}{f7}$	M30	$\frac{M16 \times 1,5}{K3/8''}$	76,9	61,3

Таблица 2

Исходные данные для расчета гидроцилиндров

Параметры	Расчетная формула
Площадь, см ² : поршня	$A_1 = 0,01 \cdot 0,785D^2$
штоковой полости	$A_2 = 0,01 \cdot 0,785(D^2 - d^2)$
Усилие, Н: толкающее	$F_1 = 100A_1P\eta$
тянущее	$F_2 = 100A_2P\eta$
Диаметр цилиндра, мм	$D = 1,33 \sqrt{\frac{F_1}{P\eta}} = 1,27 \sqrt{\frac{F_2}{P\eta - d^2}}$
Скорость движения поршня, м/с	$v = \frac{L}{1000t}$
Время движения поршня, с	$t = \frac{L}{1000v}$
Расход жидкости за ход, д/мин	$V = 6Av$
Внутренний диаметр трубопровода, мм	$d = 4,6 \sqrt{\frac{V}{\omega}}$

Примечание. D – диаметр цилиндра, мм; d – диаметр штока, мм; L – ход поршня, мм; P – давление жидкости, МПа; η – механический КПД цилиндра ($\eta = 0,90-0,96$); ω – скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с.

Характерные неисправности в работе гидропривода

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Насос не подает рабочую жидкость	Неправильное направление вращения вала насоса	Изменить направление вращения электродвигателя
	Недостаточен уровень рабочей жидкости в баке	Долить рабочую жидкость
	Подсасывается воздух	Устранить места подсоса воздуха
	Чрезмерно высокая вязкость рабочей жидкости	Заменить рабочую жидкость
Насос работает с повышенным шумом, гидробак заполняется пеной, давление в системе резко колеблется. Неравномерное движение рабочих органов	Наличие воздуха в гидро-системе	Проверить герметичность мест соединений всасывающих и сливных трубопроводов. Выпустить воздух из системы
	Пониженный уровень рабочей жидкости в гидробаке	Заполнить гидробак до нормального уровня
	Вышла из строя манжета узла уплотнения вала	Заменить манжету
	Поломка деталей нагнетательного клапана насоса	Заменить поломанные детали
	Нечеткая работа предохранительного клапана в результате износа рабочей поверхности седла или загрязнения рабочей жидкости	Убрать риски и царапины на рабочей поверхности седла клапана. Промыть клапан и сменить рабочую жидкость
	Заедание рабочих элементов насоса (пластина, поршень)	Устранить причины заедания, промыть насос
Повышенный шум, внутренние удары, перегрев корпуса насоса	Вышли из строя подшипники насоса	Заменить подшипники
	Поломка вала насоса	Произвести ремонт насоса
	Заклинились качающие элементы	Произвести ремонт насоса
	Засорение всасывающей трубы или фильтра	Прочистить всасывающую трубу и промыть фильтр или заменить фильтроэлементы
	Подсос воздуха по всасывающей трубе или по валу насоса	Увеличить погружение трубопровода и заменить уплотнение носка вала насоса
	Чрезмерно высокая вязкость рабочей жидкости	Заменить рабочую жидкость
	Рабочая жидкость насыщена воздухом (наличие пузырьков воздуха в засасываемом масле)	Установить в баке добавочные перегородки, увеличивающие путь прохождения рабочей жидкости от слива до всасывания

Продолжение табл. 3

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Нестабильное давление в системе	Заедание или поломка пластин или поршней насоса, что вызывает повышенный шум	Заменить насос или разобрать насос и притереть пластины или поршни до устранения заедания
	Засорено демпферное отверстие предохранительного клапана или клапан заклинен в открытом положении	Разобрать клапан, промыть и притереть
	Повышенные утечки в системе	Устранить утечки
Неравномерное движение выходных звеньев гидродвигателей	Наличие воздуха в гидросистеме	Удалить воздух
	Работа на давлении, близком к давлению, на которое отрегулирован предохранительный клапан	Уменьшить рабочее давление или увеличить давление настройки предохранительного клапана
	Неравномерная подача вследствие поломки или заедания одной или нескольких пластин или поршней	Произвести ремонт или замену насоса
	Перетянуты уплотнения штока цилиндра	Отрегулировать затяжку уплотнений
	Недостаточное противодействие в сливной полости цилиндра или гидромотора	Повысить противодействие
	Изогнут шток цилиндра	Исправить или заменить шток цилиндра
	Перетянуты клинья направляющих	Отрегулировать зазоры в направляющих
Чрезмерный нагрев рабочей жидкости	Повышение давления в напорной гидролинии	Снизить давление
	Отсутствует разгрузка насоса	Предусмотреть разгрузку насоса
	Неисправность терморегулирующих устройств	Отремонтировать или заменить терморегулирующую аппаратуру
	Образование накипи в водяной полости или отложение смолы в масляной полости водяного маслоохладителя	Протравить, промыть маслоохладитель
	Расходы рабочей жидкости не соответствуют технической характеристике	Установить больший или дополнительный маслоохладитель

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
При включении электромагнитов распределителя не перемещается золотник	Неисправность электромагнита	Отремонтировать или заменить электромагнит
	Повышенное содержание механических примесей в рабочей жидкости	Промыть детали гидрораспределителя
Повышенный нагрев катушки электромагнита или повышенный шум	Попадание загрязнений на поверхности соприкосновения ярма и якоря	Удалить загрязнения
	Поломка демпферного короткозамкнутого витка	Заменить электромагнит

Таблица 4

Характер изнашивания рабочих поверхностей пар трения

Тип прецизионных пар трения	Рабочие поверхности	Характер изнашивания рабочих поверхностей
Плунжерные пары	Сферические поверхности	Усталостное разрушение материала с образованием осповидных углублений, а также микро- и макротрещин
	Цилиндрические поверхности	Схватывание трущихся поверхностей. Внешние признаки: задиры, грубые царапины, перенос металла с одной детали на другую
Распределительные золотники	Цилиндрические поверхности и кромки	Гидроэрозионное разрушение вблизи кромок поясков золотника и проточек корпуса (гильзы). Повреждения, образуемые твердыми частицами
Пластинчатые пары	Сопряжение поверхности пластин и статора	Задиры, вырыв и налипание материала, локальные срезы материала на ребрах пластин
Клапанные пары	Сопряжение сферических, конических и плоских образующих поверхностей клапана и седла	Гидроэрозионное разрушение кромок; повреждения, образуемые твердыми частицами; контактная усталость материала

**Марки и характеристики минеральных масел, применяемых
в гидравлических приводах**

Обозначение	Группа по ISO 6743/4-1981	Характеристики					
		Вязкость γ_{sb} , мм ² /с	Кислотное число КОН, мг/г	Температура вспышки в открытом тигле $t_{всп}$, °С	Температура застывания $t_{заст}$, °С	Плотность ρ , кг/м ³	Диапазон рекомендуемых температур, °С
ИГП-18	НМ	16,5–20,5	0,15	170	–15	880	–30...+60
ИГП-30	–	28–31	–	200	–	885	–20...+60
ИГП-38	–	35–40	–	210	–	890	–10...+80
ИГП-49	–	47–51	–	215	–	895	–10...+80
ВНИИ НП-403	–	25–35	0,7–1,1	190	–10	850	+10...+60
ИГНСп-20	НГ	19–23	2,5	170	–15	890	–5...+90
ИГНСп-40	–	30–42	–	210	–	895	+5...+90
И-20А	НН	17–23	0,14	190	–	885	–5...+90
И-30А	–	28–33	0,2	190	–	890	+5...+60
И-40А	–	35–45	0,3	210	–	895	+5...+60
И-50А	–	47–55	0,35	200	–10	910	+5...+60

Примечание. НН – масло без присадок; НМ – масло с антикоррозионными, антиокислительными и противоизносными присадками; НГ – масло с добавлением присадок, обеспечивающих плавность скольжения (предотвращает прерывистое скольжение).

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица 1

Неисправности пневмоустройств, входящих в блоки подготовки воздуха

Неисправность или ее внешнее проявление	Вероятная причина	Способ устранения
Утечка воздуха по стыку корпуса и гильзы	Вышло из строя уплотнение	Заменить уплотнение
	Недостаточно подтянуты соединения	Подтянуть соединения
Повышенные потери давления при номинальном расходе	Засорился фильтрующий элемент	Разобрать фильтр-влагоотделитель и промыть фильтрующий элемент уайт-спиритом
Утечка воздуха из дренажного отверстия	Разрыв мембраны	Заменить мембрану
<i>Редукционный пневмоклапан</i>		
Отсутствует регулировка входного давления	Заклинивание главного клапана	Разобрать клапаны и промыть. При необходимости клапан заменить
	Разрыв мембраны	Заменить мембрану
	Низкое давление на входе регулятора	Устранить причину низкого давления
Давление на выходе блока превышает заданное	Вышло из строя уплотнение главного клапана	Заменить уплотнение
	Сломалась пружина главного клапана	Заменить пружину
	Засорился клапан сброса воздуха	Промыть клапан сброса воздуха уайт-спиритом
<i>Маслораспылитель</i>		
Отсутствует каплепадение при открытом масляном дросселе	Загрязнение обратного клапана и маслоподводящей трубки	Продуть сжатым воздухом маслоподводящую трубку
<i>Реле давления</i>		
Отсутствует выходной сигнал при заданном давлении	Реле настроено на давление выше (ниже) заданного	Настроить реле на заданное давление
<i>Манометр</i>		
Стрелка манометра стоит неподвижно	Засорился демпфер	Вынуть и прочистить демпфер
<i>Входной пневмораспределитель</i>		
Утечка воздуха через подвижное соединение	Повреждено уплотнение	Заменить уплотнение

Таблица 2

Неисправности пневмоцилиндров и пневмоприжимов

Неисправность и ее внешнее проявление	Вероятная причина	Способ устранения
Утечки воздуха, истекающего из неподвижных соединений крышек	Износ круглых колец	Заменить кольца
Утечки воздуха, истекающего по штоку	Износ манжеты в передней крышке	Заменить манжету
Не хватает усилия на штоке для срабатывания механизма при заданном давлении	Износ манжет на поршне	Заменить манжеты
Удары в конце хода поршня	Износ манжеты тормозного устройства	Заменить манжету
Недостаточный обратный ход пневмоприжима	Неисправность пружины	Заменить пружину

Таблица 3

Неисправности пневмораспределителей типа П-Р

Неисправность или ее внешнее проявление	Вероятная причина	Способ устранения
При подаче управляющего воздействия золотник не перемещается	Засорение управляющего канала	Прочистить канал
	Давление управления ниже минимального значения	Повысить давление до требуемой величины
	Давление питания ниже минимального рабочего давления	Повысить давление до требуемой величины
Утечка воздуха по стыку присоединительных поверхностей распылителя и плиты	Слабая затяжка четырех крепежных винтов	Затянуть крепежные винты
	Повреждены уплотнительные кольца	Заменить поврежденные кольца
Утечка воздуха по каналам распределителя	Повреждены уплотнительные Т-образные кольца	Заменить поврежденные кольца
При подаче давления управления возникает утечка воздуха из-под крышки	Повреждено уплотнительное кольцо	Заменить уплотнительное кольцо
При подаче давления управления возникает утечка воздуха из атмосферного канала	Повреждено подшипниковое кольцо	Заменить подшипниковое кольцо

**Характерные неисправности пневмоаппаратов
и методы их устранения**

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
1. Пневмораспределители с электромагнитным управлением		
1.1. При подаче напряжения распределитель не срабатывает	1.1.1. Напряжение или род тока не соответствует заданным значениям 1.1.2. Повреждена обмотка в катушке 1.1.3. Заклинило якорь из-за попавших в зазор между гильзой и якорем загрязнений или повреждения направляющих поверхностей	Привести параметры тока в соответствие с заданными значениями Заменить катушку (заменить распределитель) Разобрать распределитель, очистить детали от загрязнений, промыть
1.2. При снятии напряжения якорь не возвращается в исходное положение	1.2.1. См. п. 1.1.3 1.2.2. Вышла из строя пружина	То же, что в п. 1.1.3 Заменить пружину
1.3. Приводной элемент ручного управления не возвращается в исходное положение	1.3.1. См. п. 1.2.2 1.3.2. Заклинило толкатель из-за попадания загрязнений или повреждения направляющих поверхностей	То же, что в п. 1.2.2 Разобрать механизм ручного управления, очистить детали от загрязнений, промыть
1.4. Повышенные утечки в местах неподвижных соединений деталей, в том числе по стыковым поверхностям	1.4.1. Ослабление затяжки крепежных элементов 1.4.2. Повреждение уплотнителя	Подтянуть крепежные элементы Заменить уплотнитель
1.5. Разгерметизация уплотнительных узлов подвижных соединений (как правило, клапанного типа)	1.5.1. Засорение или повреждение уплотнения 1.5.2. Повреждена или имеет дефекты уплотнительная поверхность сопла	Произвести несколько переключений распределителя для продувки Разобрать распределитель, промыть, при необходимости заменить уплотнение Устранить дефекты механической обработкой, заменить детали или заменить распределитель

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
2. Пневмораспределители с пневматическим управлением, цилиндрическим золотником и эластичными уплотнениями		
2.1. При подаче управляемого сигнала золотник не перемещается	2.1.1. Давление управления ниже минимального значения, установленного в эксплуатационной документации 2.1.2. Засорение каналов управления 2.1.3. Повреждение уплотнения каналов управления или камеры управления 2.1.4. Заклинивание золотника из-за попадания в уплотняемый зазор загрязнений, разрушения или выдавливания уплотнений в зазор	Привести давление в соответствие с требованиями эксплуатационной документации Прочистить каналы управления Заменить уплотнения Очистить и промыть детали, при необходимости заменить уплотнения
2.2. В распределителях с пневматическим возвратом золотник не возвращается в исходное положение после снятия управляющего сигнала	2.2.1. См. п. 2.1.2–2.1.4 2.2.2. Давление питания ниже минимального значения, установленного в эксплуатационной документации	То же, что в п. 2.1.2–2.1.4 Привести давление в соответствие с требованиями эксплуатационной документации
2.3. В распределителях с пружинным возвратом золотник не возвращается в исходное положение после снятия управляющего сигнала	2.3.1. См. п. 2.1.4 2.3.2. Повреждена пружина	См. п. 2.1.4 Заменить пружину
2.4. См. п. 1.4	См. п. 1.4	См. п. 1.4
2.5. Перетечки воздуха между каналами распределителя	2.5.1. Повреждены уплотнения (подвижные или неподвижные), разделяющие каналы распределителя 2.5.2. Загрязнены поверхности деталей, контактирующие с уплотнениями	Заменить уплотнения Очистить и промыть детали

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
	2.5.3. Повреждена поверхность золотника (уплотнения в корпусе), втулки или корпуса (уплотнения на золотнике)	Восстановить поверхность деталей, заменить деталь или распределитель
3. Пневмораспределители с плоским притертым золотником и пневматическим уплотнением		
3.1. См. п.2.1	3.1.1. См. п. 2.1.1–2.1.3 3.1.2. Заклинивание поршня из-за попадания загрязнений, разрушения или выдавливания уплотнений в зазор 3.1.3. Заклинивание золотника из-за задиров или других повреждений уплотняемых поверхностей	То же, что в п. 2.1.1–2.1.3 Очистить и промыть детали, при необходимости заменить уплотнения Притереть рабочие поверхности золотника и плиты
3.2. См. п. 2.2	3.2.1. См. п.2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3 3.2.2. Заклинивание вспомогательного плунжера из-за попадания загрязнений, разрушения или выдавливания уплотнения в зазор	То же, что в п. 2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3 Очистить и промыть детали, при необходимости заменить уплотнения
3.3. См. п. 1.4	То же, что в п. 1.4	То же, что в п.1.4
3.4. Повешение утечки воздуха из под золотника	3.4.1. Загрязнение рабочих поверхностей золотника и плиты 3.4.2. Повреждение или износ рабочих поверхностей золотника и плиты 3.4.3. Повреждение упругого элемента, элемента, поджимающего золотник к плите	Очистить и промыть рабочие поверхности золотника и плиты Притереть рабочие поверхности золотника и плиты Заменить упругий элемент
4. Пневмораспределители с цилиндрическим притертым золотником и пневматическим управлением		
4.1. См. п. 2.1	То же, что в п. 2.1.1, 2.1.2	То же, что в п. 2.1.1, 2.1.2

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
4.2. См. п. 2.3	То же, что в п. 2.3	То же, что в п. 2.3
4.3. Самопроизвольное переключение распределителя с двухсторонним управлением	4.3.1. Повреждены уплотнения, разделяющие каналы распределителя. 4.3.2. Неисправен механизм удержания золотников в крайних положениях	Заменить уплотнения. Очистить и промыть прецизионные поверхности золотника и сопрягаемых деталей Отремонтировать механизм удержания золотника в крайних положениях То же, что в п. 2.3.2 и 4.1.3
4.4. См. п. 1.4	То же, что в п. 1.4	То же, что в п. 1.4
4.5. Повышенные утечки через соединения, уплотняемые малым зазором	Повреждение или превышающий допустимое значение износ притертых поверхностей	Заменить распределитель (притертая пара обычно ремонту не подлежит)
5. Редукционные пневмоклапаны		
5.1. См. п. 1.4	То же, что в п. 1.4	То же, что в п. 1.4
5.2. Давление на выходе не повышается при приложении управляющего воздействия	5.2.1. См. п. 2.2.2 5.2.2. Повреждение настроечной пружины 5.2.3. Повреждена мембрана 5.2.4. Разгерметизированы места заделки мембраны 5.2.5. Разгерметизирован клапан сброса в атмосферу 5.2.6. Заклинило главный клапан	То же, что в п. 2.2.2 Заменить пружину Заменить мембрану Очистить поверхности в местах заделки мембраны, подтянуть крепежные элементы, заменить уплотнители (при их наличии) Очистить поверхности седла и заслонки клапана, при необходимости заменить уплотнение Очистить (восстановить) направляющие поверхности клапанного узла Заменить, в случае повреждения, уплотнения в подвижных соединениях

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
	<p>5.2.7. Пружина главного клапана ограничивает его перемещение</p> <p>5.2.8. Повреждено уплотнение, разделяющее камеры питания и выходного давления в устройстве разгрузки главного клапана</p>	<p>Заменить пружину</p> <p>Заменить уплотнение</p>
5.3. Давление на выходе не понижается при приложении управляющего воздействия	<p>5.3.1. См. п. 5.2.6</p> <p>5.3.2. Загрязнены поверхности седла и главного клапана</p> <p>5.3.3. Повреждено уплотнение главного клапана</p> <p>5.3.4. Забито отверстие в клапане сброса в атмосферу</p>	<p>То же, что в п. 5.2.6</p> <p>Очистить поверхности седла и клапана</p> <p>Заменить уплотнение</p> <p>Прочистить и промыть клапан сброса, при необходимости прочистить отверстие сброса воздуха в корпусе</p>
5.4. Повышение давления на выходе при отсутствии расхода	См. п. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4	См. п. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4
5.5. Увеличение (уменьшение) давления сверх указанного в технической документации значения при уменьшении (увеличении) расхода	Забит канал, соединяющий камеру выходного давления с камерой разгрузки главного клапана	Прочистить канал
5.6. Увеличение изменения давления на выходе в зависимости от изменения давления питания по сравнению с указанным в технической характеристике	См. п. 5.2.8	То же, что в п. 5.2.8

Таблица 5

Характерные неисправности пневмодвигателей и методы их устранения

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
1. Пневмоцилиндры без торможения		
1.1. Повышенные наружные утечки в местах неподвижных соединений деталей	1.1.1. Ослабление затяжки крепежных элементов	Подтянуть крепежные элементы
	1.1.2. Повреждение уплотнителей	Заменить уплотнители
1.2. Повышенные утечки по штоку	1.2.1. Повреждено уплотнение штока	Заменить уплотнение
	1.2.2. Загрязнены поверхности штока или места под уплотнение	Очистить и промыть поверхности штока и места под уплотнение, заменить грязесъемник
	1.2.3. Повреждена или изношена поверхность штока	Восстановить поверхность штока, например, путем нанесения покрытий и последующей обработки; заменить цилиндр
	1.2.4. Изношена направляющая втулка	Заменить втулку
1.3. Повышенные перетечки между полостями пневмоцилиндра	1.3.1. Загрязнение внутренних поверхностей гильзы или канавок под уплотнения на поршне	Очистить и промыть поверхности деталей
	1.3.2. Повреждены уплотнения между поршнем и штоком	Заменить уплотнения
	1.3.3. Повреждена или изношена внутренняя поверхность гильзы	Восстановить внутреннюю поверхность гильзы или заменить цилиндр
	1.3.4. Изношена направляющая поверхность поршня	Восстановить направляющую поверхность поршня или заменить поршень
1.4. Движение поршня рывками, снижение усилия, скорости при соблюдении правил, указанных в эксплуатационной документации	1.4.1. Загрязнение поверхности гильзы и штока	Очистить и промыть гильзу и шток, заменить грязесъемник
	1.4.2. Деформация гильзы и штока	Заменить детали и цилиндр

Внешнее проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
	1.4.3. Повреждение уплотнений подвижных соединений, попадание их участков в уплотняемый зазор 1.4.4. Увеличение силы трения из-за перекосов	Заменить уплотнения Перебрать цилиндр, при необходимости заменить изношенные детали
2. Пневмоцилиндры с торможением		
2.1. См. п. 1.1–1.4	То же, что в п. 1.1–1.4	То же, что в п. 1.1–1.4
2.2. Отсутствие или слабое проявление эффекта торможения	2.2.1. Не отрегулирован дроссель 2.2.2. Повреждены уплотнения на тормозном устройстве, между штоком и поршнем, между поршнем и гильзой, на дросселе, между гильзой и крышкой 2.2.3. Дроссель не перекрывает проходного сечения: из-за повреждения сопрягаемых поверхностей дросселирующего элемента из-за попадания загрязнений	Отрегулировать дроссель Заменить уплотнения Восстановить сопрягаемые поверхности деталей Промыть сопрягаемые поверхности

Таблица 6

**Характерные неисправности устройств
подготовки сжатого воздуха**

Внешние проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
1. Фильтры-влагоотделители с ручным отводом конденсата		
1.1. Повышенные наружные утечки в местах неподвижных соединений деталей	1.1.1. Ослабление затяжки крепежных элементов 1.1.2. Повреждение уплотнителей	Подтянуть крепежные элементы Заменить уплотнители

Внешние проявление неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
1.2. Увеличение потери давления по сравнению с указанным в технической характеристике	Засорение фильтрующего элемента	Прочистить фильтрующий элемент в соответствии с рекомендациями, приведенными в эксплуатационной документации
1.3. Нарушение герметичности дренажного клапана	1.3.1. Загрязнение поверхностей деталей клапанного узла 1.3.2. Повреждение поверхностей клапанного узла	Очистить поверхности деталей Восстановить поверхности или заменить соответствующие детали
1.4. Ухудшение степени очистки сжатого воздуха	1.4.1. Повреждение фильтрующего элемента 1.4.2. Воздух проходит через фильтр, минуя фильтрующий элемент: ослаблено крепление фильтрующего элемента повреждено уплотнение фильтрующего элемента повреждены уплотняемые поверхности 1.4.3. Повреждены крыльчатка или заслонка 1.4.4. Размер заслонки не соответствует данному типу фильтра	Заменить фильтрующий элемент Закрепить фильтрующий элемент Заменить уплотнение Восстановить уплотняемые поверхности или заменить соответствующие детали Восстановить или заменить крыльчатку или заслонку Заменить заслонку
2. Фильтры-влагоотделители с автоматическим отводом конденсата		
2.1. См. п. 1.1.1. 2,1.4	То же, что в п. 1.1, 1.2, 1.4	То же, что и в п. 1.1, 1.2, 1.4
2.2. Конденсатоотводчик не срабатывает (не открывается дренажный клапан)	2.2.1. Засорение отверстия в запорном клапане 2.2.2. Разрушение поплавка 2.2.3. Залипание поплавка на направляющей поверхности стержня	Прочистить отверстие в запорном клапане Заменить поплавков Промыть направляющие поверхности поплавка и стержня

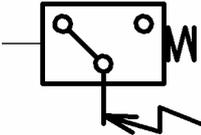
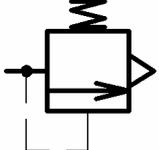
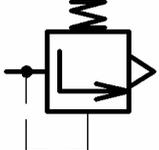
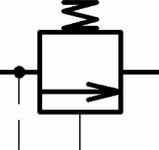
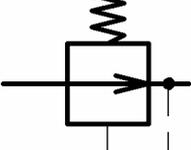
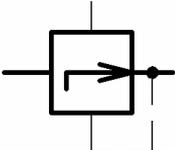
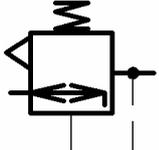
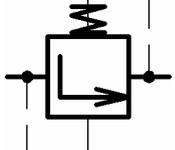
Внешние проявления неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
	2.2.4. Заклинивание привода (поршня) дренажного клапана вследствие: загрязнения направляющих поверхностей поршня и гильзы повреждения и попадания в зазор уплотнения	Очистить направляющие поверхности Заменить уплотнения
2.3. После выпуска конденсата дренажное отверстие не герметизируется	2.3.1. См. п. 2.2.3, 2.2.4 2.3.2. Загрязнены или повреждены уплотняющие поверхности запорного клапана 2.3.3. Забито дроссельное отверстие в дренажном клапане 2.3.4. Загрязнены или повреждены уплотняющие поверхности дренажного клапана 2.3.5. Повреждено уплотнение в приводе дренажного клапана. Загрязнены прилегающие к уплотнению поверхности	См. п. 2.2.3, 2.2.4 Очистить уплотняющие поверхности запорного клапана, при необходимости восстановить их, заменить уплотнительный элемент Прочистить дроссельное отверстие в дренажном клапане Очистить уплотняющие поверхности дренажного клапана, при необходимости восстановить их, заменить уплотнительный элемент Заменить уплотнение. Очистить прилегающие к уплотнению поверхности
3. Маслораспылители		
3.1. См. п. 1.1	То же, что в п. 1.1	То же, что в п. 1.1
3.2. При увеличении дросселирования регулировочного дросселя подача масла не увеличивается	3.2.1. Повреждено уплотнение между полостью входного канала и подколпачковой камерой, загрязнены уплотняемые поверхности 3.2.2. Засорено эжекторное сопло	Заменить уплотнение, очистить уплотняемые поверхности Прочистить сопло
	3.2.3. Залипание обратного клапана в клапане подачи масла	Промыть детали обратного клапана

Внешние проявления неисправности	Вероятная причина	Способ устранения
3.3. При уменьшении степени дросселирования регулировочного дросселя подача масла не уменьшается	<p>3.3.1. Засорен входной клапан регулировочного дросселя</p> <p>3.3.2. Повреждено уплотнение регулировочного дросселя или засорены уплотняемые поверхности</p> <p>3.3.3. Повреждено уплотнение прозрачного колпачка</p>	<p>Прочистить входной канал регулировочного дросселя</p> <p>Заменить уплотнение, очистить уплотняемые поверхности</p> <p>Заменить уплотнение</p>
3.4. При пульсирующем расходе воздуха уменьшается или прекращается подача масла	<p>3.3.4. Повреждены или загрязнены поверхности под уплотнение прозрачного колпачка</p> <p>Стекание масла через обратный клапан в канале подачи масла вследствие:</p> <p>засорения уплотняемых поверхностей</p> <p>повреждения уплотняемых поверхностей</p> <p>зависания обратного клапана</p>	<p>Очистить или восстановить поверхности под уплотнение либо заменить деталь</p> <p>Промыть уплотняемые поверхности</p> <p>Восстановить уплотняемые поверхности или заменить детали</p> <p>Промыть детали обратного клапана</p>

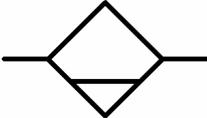
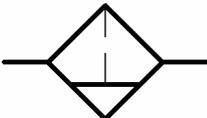
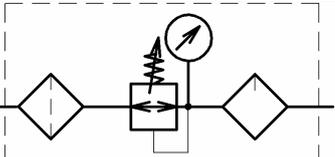
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица 1

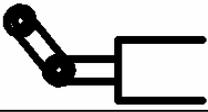
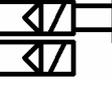
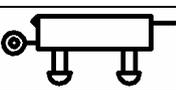
Клапаны давления

Описание	Обозначение
Пневмоуправляемый электрический переключатель (реле давления)	
Регулируемый предохранительный клапан	
Предохранительный клапан с пилотным управлением	
Клапан последовательности	
Регулятор давления без сброса	
Регулятор давления без сброса с пневмоуправлением	
Регулятор давления со сбросом	
Регулятор перепада давления (дифференциальный регулятор)	

Устройства подготовки воздуха

Описание	Обозначение
Пневматический аккумулятор (ре-сивер)	
Пневмофильтр	
Влагоотделитель с ручным сливом конденсата	
Влагоотделитель с автоматическим сливом конденсата	
Фильтр-влагоотделитель с ручным сливом	
Фильтр-влагоотделитель с автоматическим сливом	
Маслораспылитель	
Блок подготовки сжатого воздуха в сборе	
Упрощенное условное обозначение блока подготовки сжатого воздуха	
Манометр	

Устройства управления распределителями

Описание	Обозначение
Ручное управление (общее)	
Кнопка	
Рычаг	
Педаля	
Механический толкатель (плунжер)	
Пружина	
Ролик	
Электромагнит с одной обмоткой	
Однонаправленный ролик («ломающийся» ролик)	
Внутреннее дифференциальное пневмоуправление (пневмопружина)	
Внешнее дифференциальное пневмоуправление	
Внутренний дифференциальный сброс	
Внешнее дифференциальное управление сбросом давления	
Внешнее основное пневмоуправление	
Внешнее основное управление сбросом давления	
Электропневматическое управление с внешним подводом давления	
Электропневматическое управление с ручным дублированием и внешним подводом давления	
Одновременное управление двумя руками	

Распределители

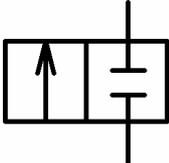
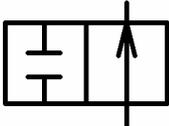
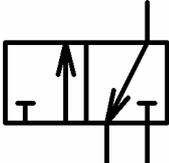
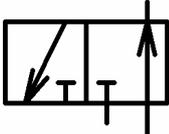
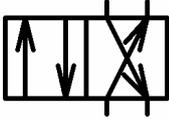
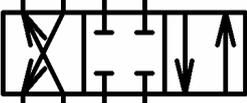
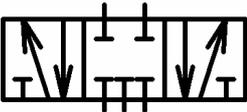
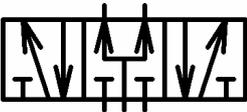
Описание	Обозначение
Нормально закрытый 2-позиционный 2-линейный распределитель (2/2 НЗ)	
Нормально открытый 2-позиционный 2-линейный распределитель (2/2 НО)	
Нормально закрытый 2-позиционный 3-линейный распределитель (3/2 НЗ)	
Нормально закрытый 2-позиционный 3-линейный распределитель (3/2 НО)	
2-позиционный 4-линейный распределитель с совмещенным выхлопом (4/2)	
3-позиционный 4-линейный распределитель – совмещенный выхлоп и закрытые центры (4/3 ЗЦ)	
2-позиционный 5-линейный распределитель – раздельный выхлоп (5/2)	
3-позиционный 5-линейный распределитель – раздельный выхлоп и открытые центры (5/3 ОЦ)	
3-позиционный 5-линейный распределитель – раздельный выхлоп и закрытые центры (5/3 ЗЦ)	
3-позиционный 5-линейный распределитель – раздельный выхлоп и нагруженные центры (5/3 НЦ)	

Таблица 5

Функциональные клапаны

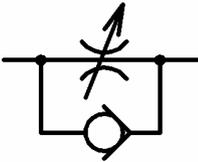
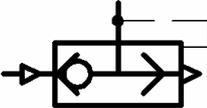
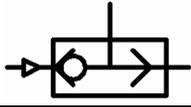
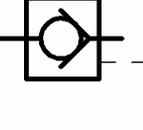
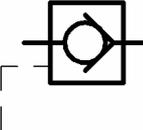
Описание	Обозначение
Нерегулируемый дроссель	
Регулируемый дроссель	
Дроссель с обратным клапаном	
Клапан быстрого выхлопа	
Клапан «ИЛИ»	
Глушитель	
Обратный клапан без пружины	
Обратный клапан с пружиной	
Обратный клапан с принудительным открытием	
Обратный клапан с принудительным закрытием	

Таблица 6

Линии и присоединения

Описание	Обозначение
Рабочая линия	
Линия управления	
Выхлопная линия	
Эластичное соединения трубопроводов	
Электрическая линия	

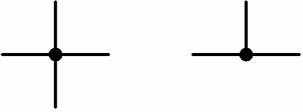
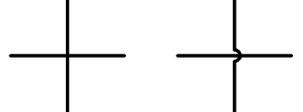
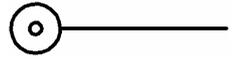
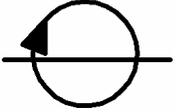
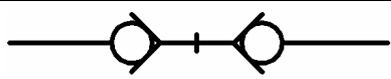
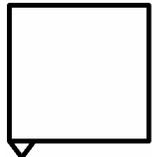
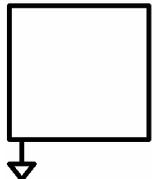
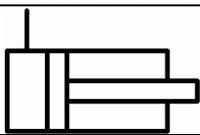
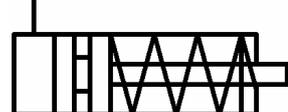
Описание	Обозначение
Соединение трубопроводов	
Пересечение линий	
Источник давления (питающая линия)	
Однолинейное вращающееся соединение	
Трехлинейное вращающееся соединение	
Заглушенная питающая линия	
Питающая линия с самозапирающимся разъемным соединением	
Быстроразъемное соединение без обратного клапана	
Быстроразъемное соединение с обратным клапаном	
Выхлопное отверстие без резьбы	
Выхлопное отверстие с резьбой	

Таблица 7

Пневматические цилиндры

Описание	Обозначение
Цилиндр одностороннего действия с внешним возвратом	
Цилиндр одностороннего действия с пружинным возвратом	

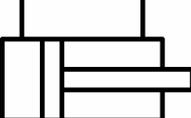
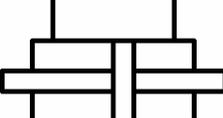
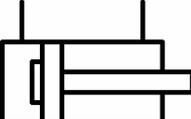
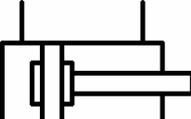
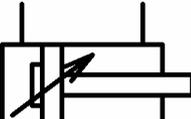
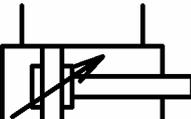
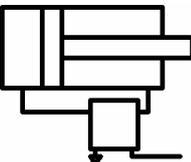
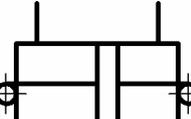
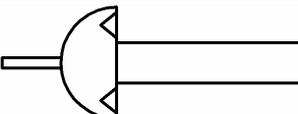
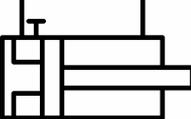
Описание	Обозначение
Цилиндр двухстороннего действия. Базовое исполнение	
Цилиндр двухстороннего действия с проходным штоком	
Цилиндр с нерегулируемым задним демпфированием	
Цилиндр с нерегулируемым двухсторонним демпфированием	
Цилиндр с регулируемым задним демпфированием	
Цилиндр с регулируемым двухсторонним демпфированием	
Мотор-цилиндр непрерывного возвратно-поступательного действия	
Цилиндр с магнитом в поршне	
Цилиндр с гибким штоком (тросом)	
Пневмоподушка	
Поворотный цилиндр	
Ударный цилиндр	

Таблица 8

Гидропневматические цилиндры

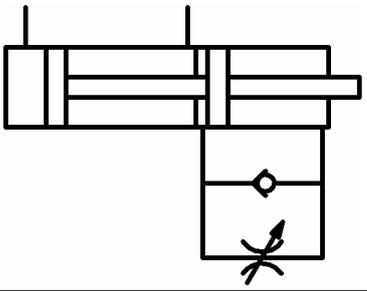
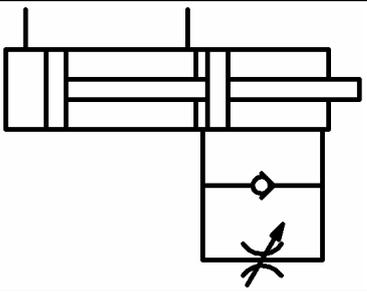
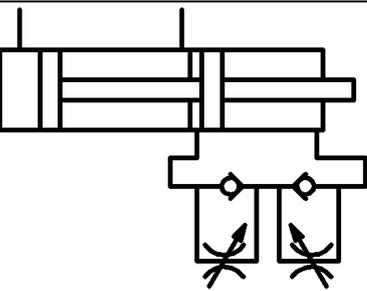
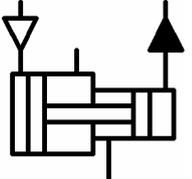
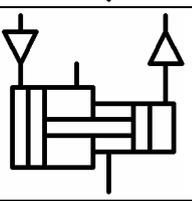
Описание	Обозначение
Гидропневматический цилиндр со стабилизацией скорости при выдвигании штока	
Гидропневматический цилиндр со стабилизацией скорости при втягивании штока	
Гидропневматический цилиндр со стабилизацией скорости при выдвигании и втягивании штока	

Таблица 9

Усилители давления

Описание	Обозначение
Воздушно-масляный аккумулятор	
Гидропневматический усилитель	
Пневматический усилитель	

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

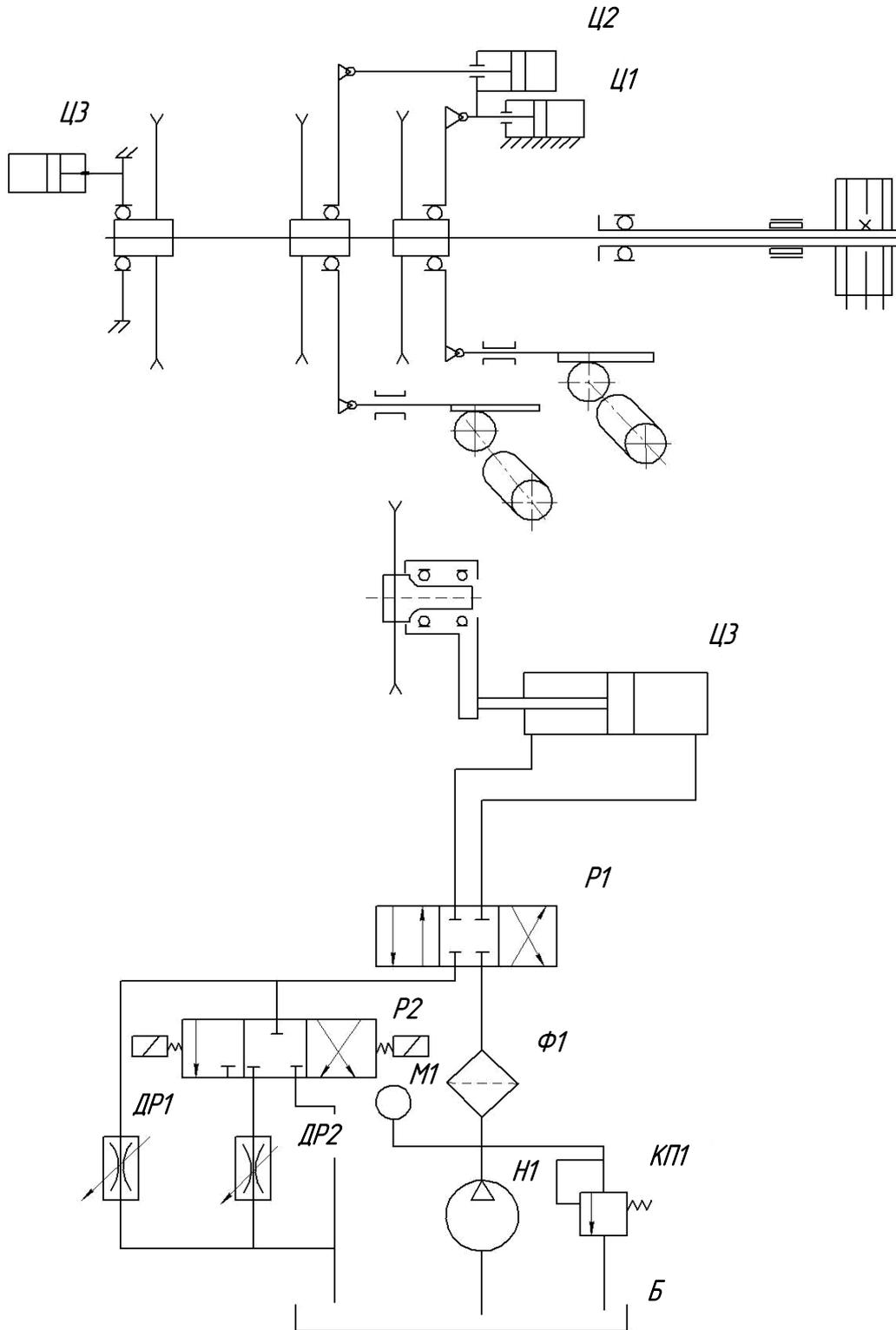


Рис. 1. Гидрокинематическая схема круглопильного станка ЦЗ-Д7

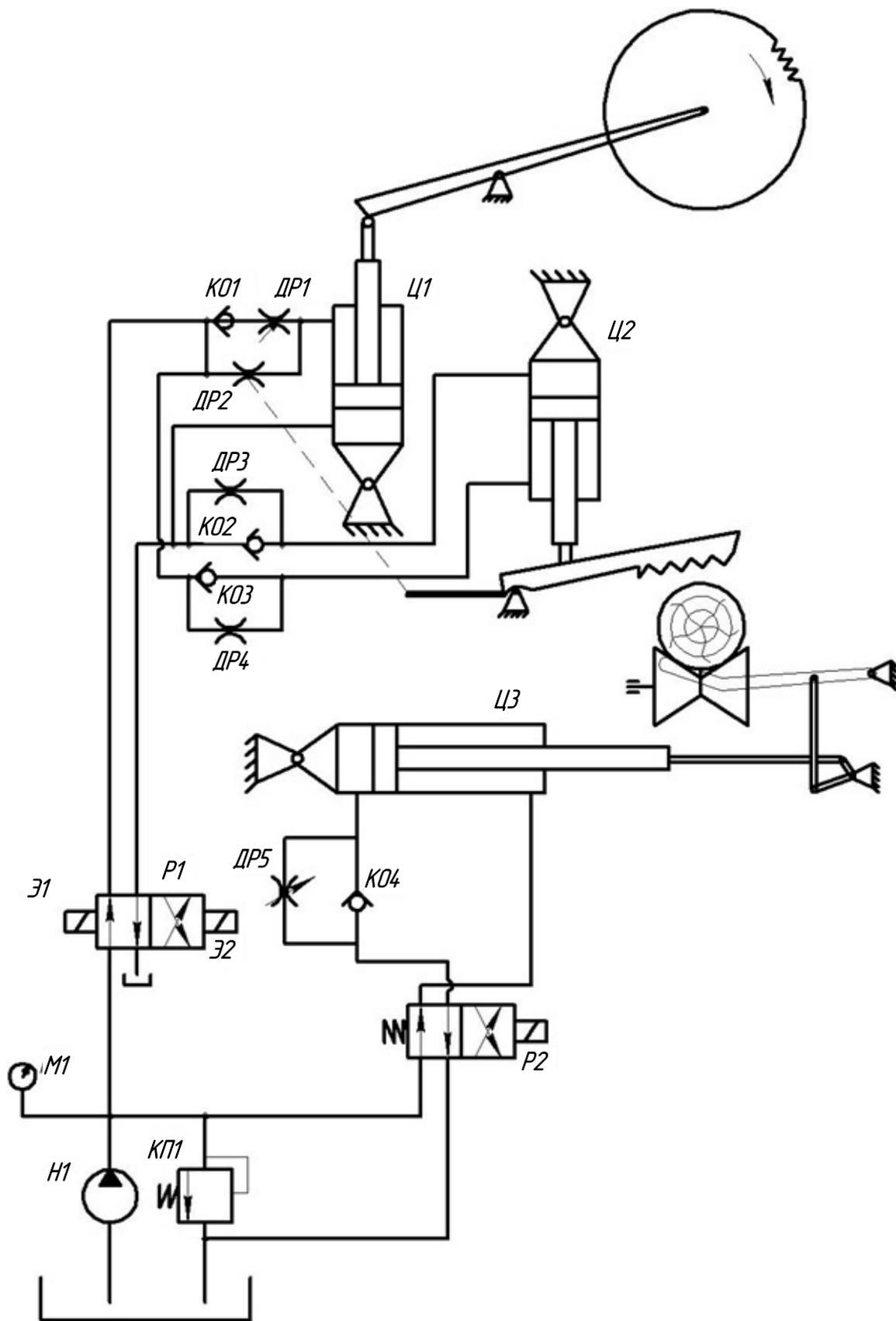


Рис. 2. Гидравлическая схема торцовочной установки для бревен АЦ-1

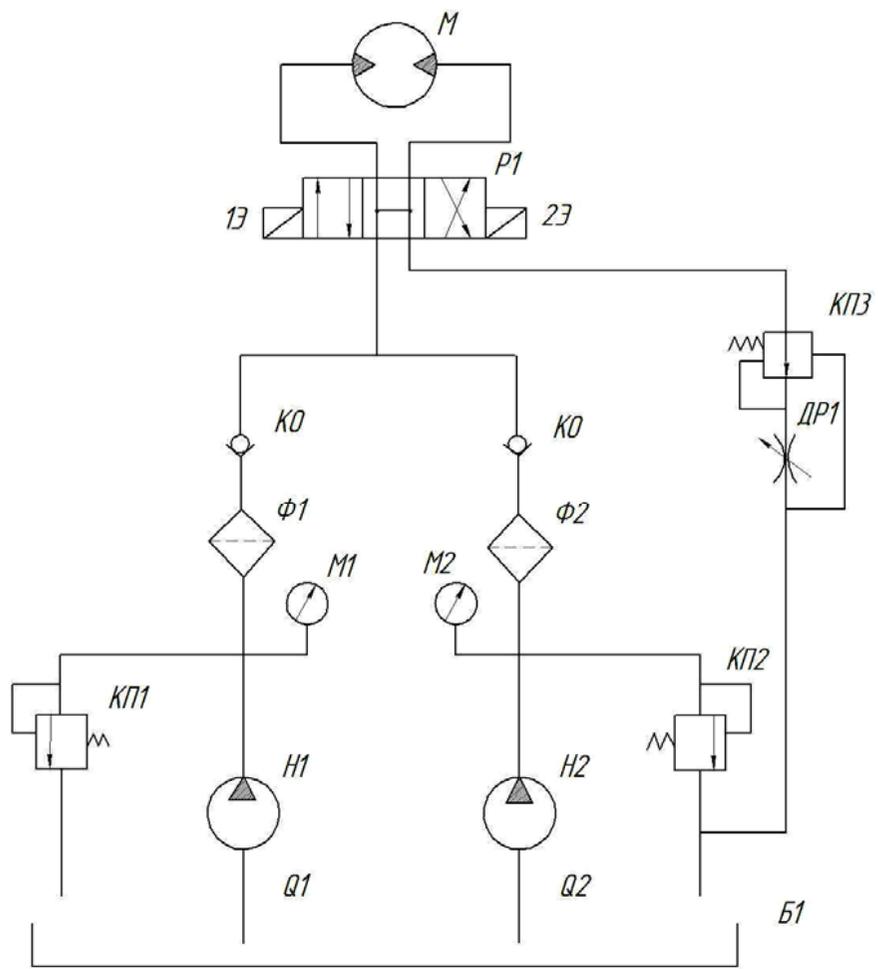


Рис. 3. Гидравлическая схема круглопильного станка для распиловки бревен Т-92

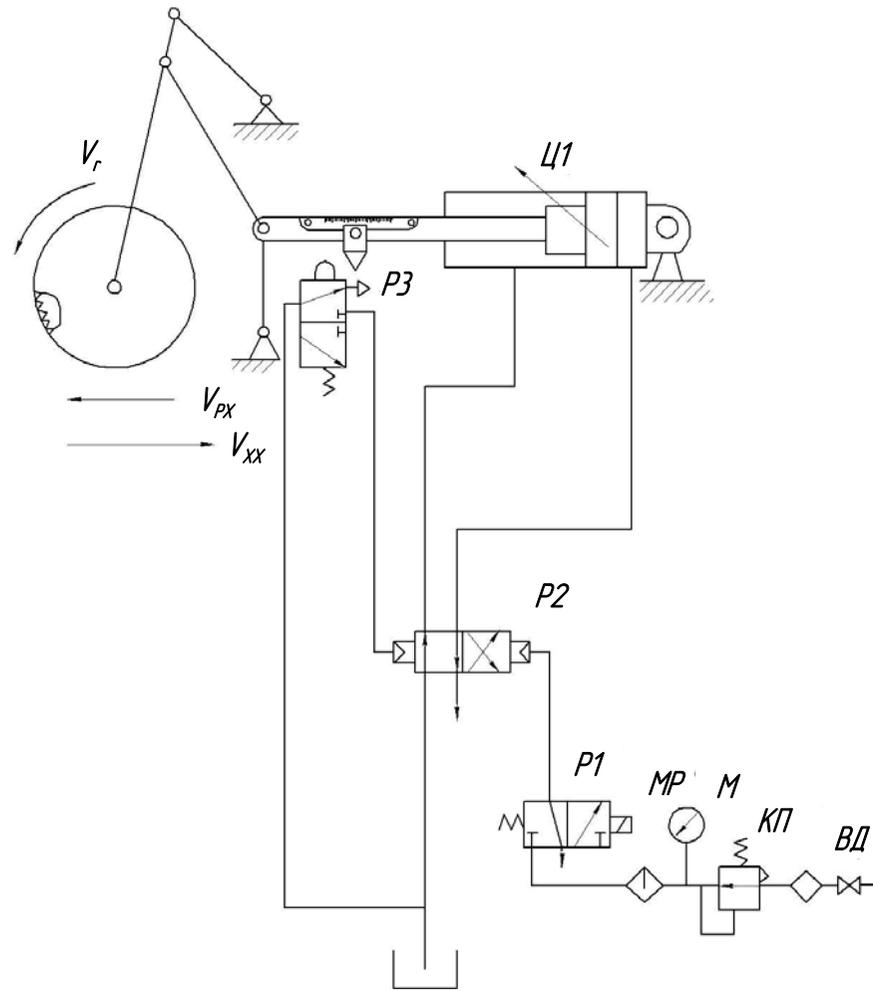


Рис. 4. Гидравлическая схема торцовочного станка ЦМЭ-3

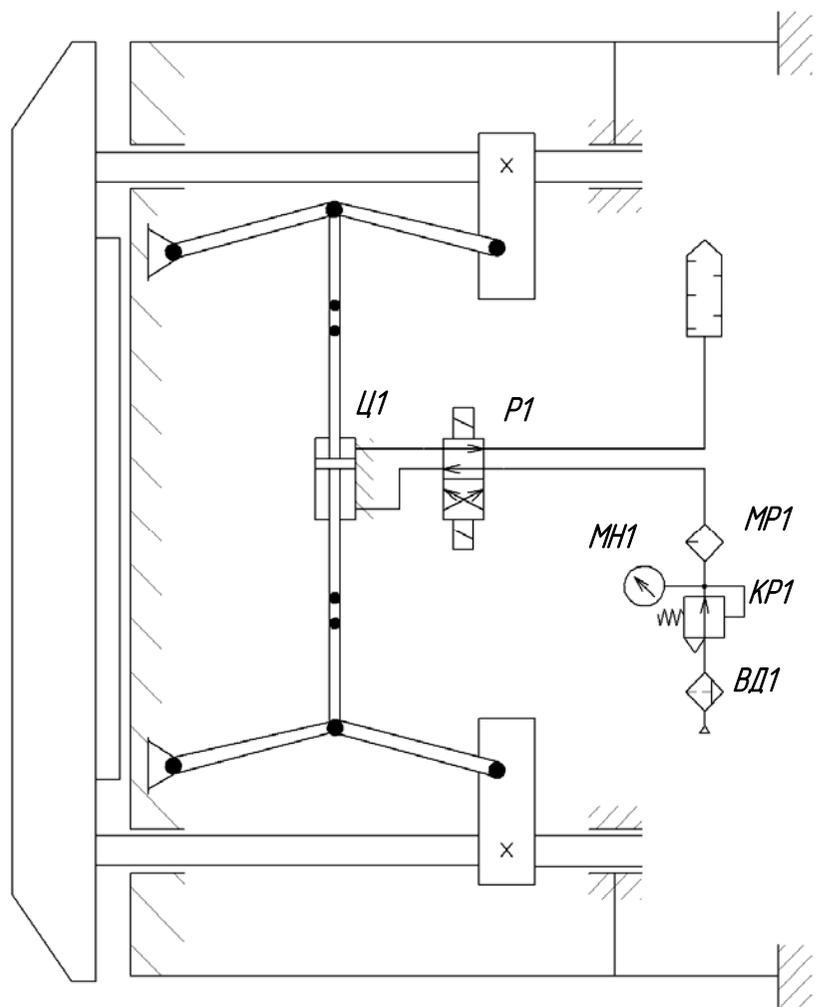


Рис. 5. Пневматическая схема ножниц для рубки шпона НГ-18

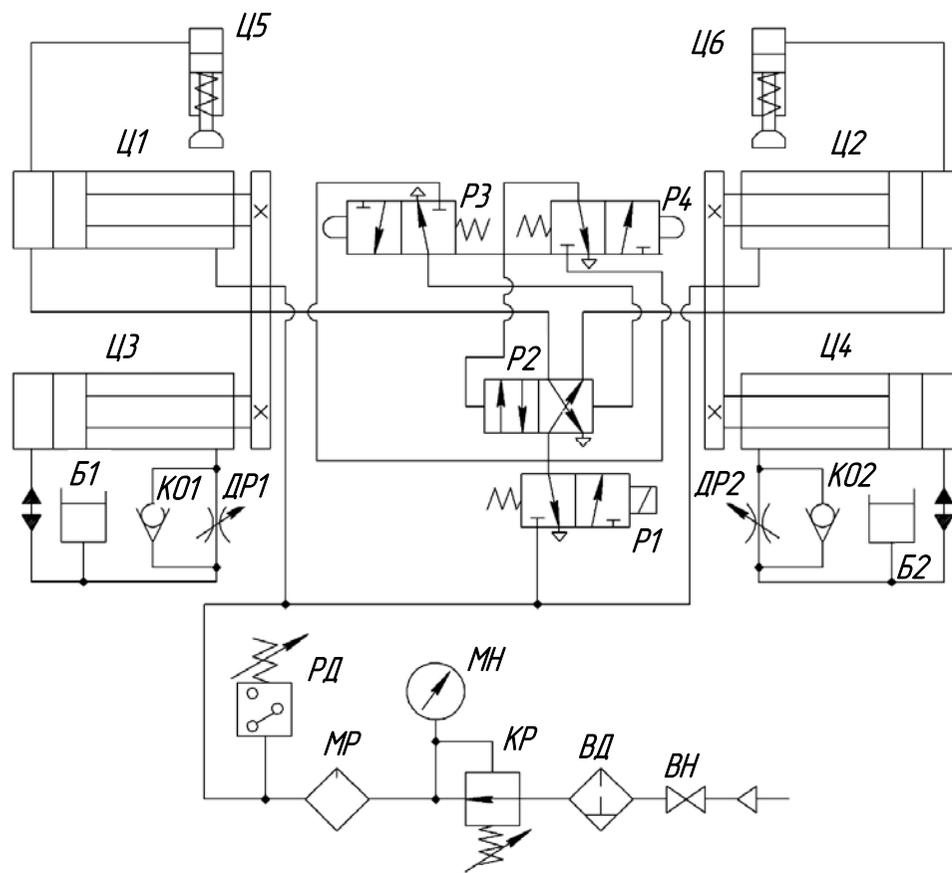


Рис. 6. Пневматическая схема сверлильно-пазовального станка СВПГ-2

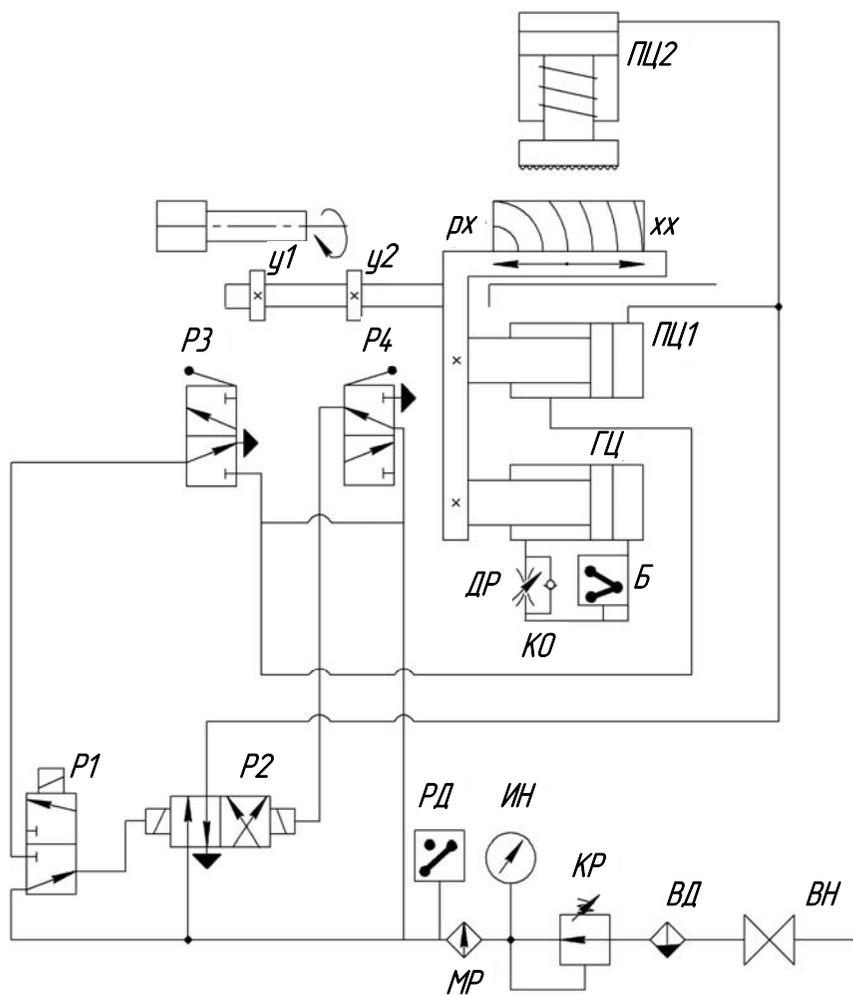


Рис. 7. Пневматическая схема сверлильно-пазовального станка СВПГ-3

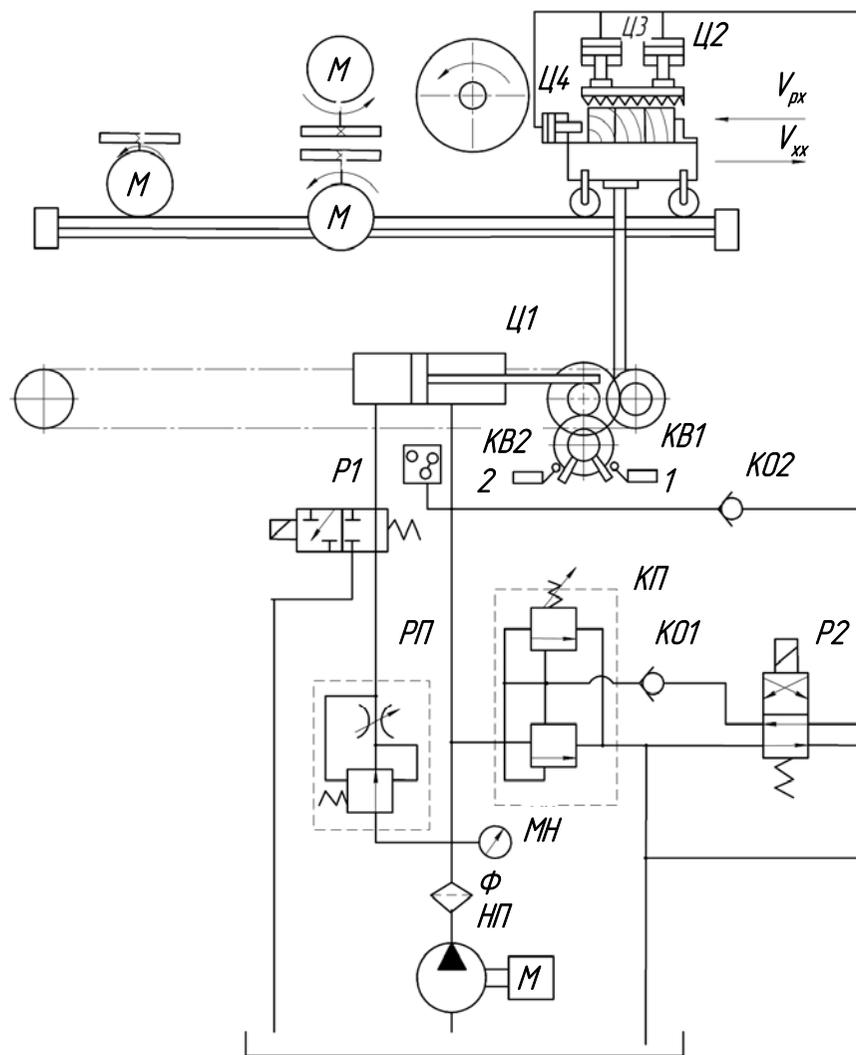


Рис. 8. Гидрокинематическая схема шипорезного одностороннего станка ШО16-4

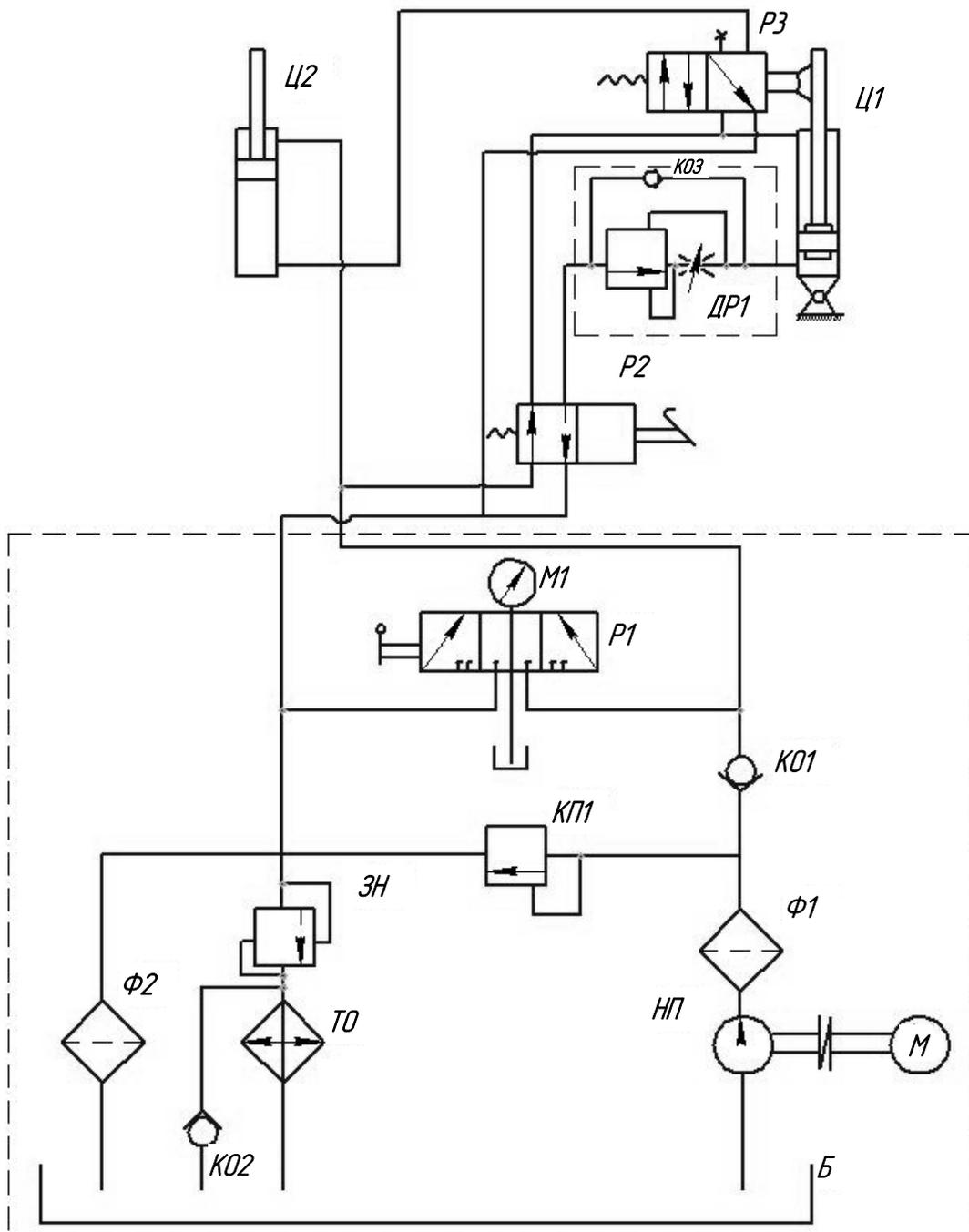


Рис. 11. Гидравлическая схема станка ЦКБ

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для студентов вузов / Т. М. Башта и [и др.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 220 с.
2. Лебедев, М. И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности: учеб. пособие / М. И. Лебедев. – М.: Лесная промышленность, 2003. – 294 с.
3. Бавельский, М. А. Гидропнемоавтоматика деревообрабатывающего оборудования / М. А. Бавельский, С. И. Девятов. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 237 с.
4. Богдан, Н. В. Гидропневоавтоматика и гидропривод мобильных машин: учеб. пособие / Н. В. Богдан. – Минск: Ураджай. 2002. – 426 с.
5. Клубков, А. П. Промышленные гидро- и пневмоприводы: учеб. пособие / А. П. Клубков, Н. В. Бурносков, И. И. Бавбель. – Минск: БГТУ, 2000. – 66 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
1. ГИДРОПРИВОДЫ	4
2. НАСОСЫ ДЛЯ ГИДРОПРИВОДА	7
2.1. Устройство и принцип работы шестеренных насосов	12
2.2. Основные параметры и характеристики объемных насосов	13
2.3. Основные рабочие характеристики насосов	15
2.4. Основные кавитационные характеристики насосов.....	16
3. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ	18
3.1. Конструкция гидроцилиндров.....	18
3.2. Основные технические параметры гидроцилиндра	19
3.3. Устройство и принцип работы гидромотора	21
3.4. Основные технические показатели гидромотора	22
3.5. Нагрузочные характеристики гидродвигателей	24
3.6. Контрольные вопросы и задания.....	25
4. УСТРОЙСТВО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ	26
5. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ	31
Контрольные вопросы.....	39
6. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПОРШНЕВЫЕ ПРИВОДЫ	40
7. ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ.....	42
8. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ПНЕВМОСИСТЕМ	44
Контрольные вопросы и задания.....	47
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	48
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	53
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	65
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....	73
ЛИТЕРАТУРА.....	80

Учебное издание

Бавбель Иван Иванович

**СПЕЦИАЛЬНЫЙ ПРИВОД
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ОТРАСЛИ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. П. Приходько*
Компьютерная верстка *О. П. Приходько*
Корректор *О. П. Приходько*

Подписано в печать 08.06.2012. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,8. Уч.-изд. л. 4,9.
Тираж 70 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/0150477 от 16.01.2009.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.