

О. Л. БЕЛИКОВ, Л. П. КАШИРЦЕВ

# ПРИВОДЫ ЛИТЕЙНЫХ МАШИН

Под редакцией *Г. Ф. БАЛАНДИНА*

*Допущено Министерством высшего и среднего  
специального образования СССР в качестве учебного пособия  
для студентов вузов, обучающихся по специальности  
«Машины и технология литейного производства»*

**Приводы литейных машин.** Беликов О. А., Каширцев Л. П., М., «Машиностроение», 1971, стр. 311.

В учебном пособии приведены основные сведения об электрическом, гидравлическом и пневматическом приводах литейных машин и автоматических линий. Изложены вопросы теории рабочих процессов приводов, методы регулирования и управления. Даны расчеты основных параметров приводов и приведены примеры электрических, пневматических и гидравлических схем литейных машин и автоматических линий.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, специализирующихся в области литейного производства, а также может быть полезно для инженеров-литейщиков.

Илл. 189, табл. 6, библи. 18 назв.

Рецензенты: кафедра «Машины и технология литейного производства» Московского автомеханического института  
и кафедра «Литейное производство»  
Харьковского политехнического института

## ВВЕДЕНИЕ

Привод- это комплекс устройств, сообщающих движение рабочим органам технологических, транспортных, вспомогательных и других машин и механизмов. Привод – составная часть машины; от выбора типа, конструкции и параметров привода во многом зависят качество выполняемого процесса, производительность и экономичность литейной машины.

Основу привода составляют исполнительные, распределительные и управляющие устройства.

**Исполнительные устройства** или двигатели преобразуют подводимую энергию в механическую энергию, обеспечивая необходимые параметры движения рабочих органов машины, выполняющих технологическую операцию.

**Распределительные устройства** предназначены для передачи энергии от источников к исполнительным устройствам.

**Управляющие устройства** обеспечивают заданную последовательность перемещения рабочих органов машины в соответствии с требуемым законом их движения.

Некоторые типы приводов включают промежуточные механизмы, которые видоизменяют закон движения исполнительных устройств, приближая его к необходимому закону движения рабочих органов. В большинстве электро- и пневмоприводов энергия, подводимая к двигателю от центральных трансформаторных и компрессорных станций, преобразуется в механическую энергию, передаваемую через промежуточные механизмы (или непосредственно) рабочим органам машины. Для гидропривода характерно многократное преобразование энергии в системе электродвигатель – насос – гидродвигатель, которая представляет собой индивидуальный привод машины.

Каждый из перечисленных типов приводов обладает характерными особенностями, определяющими выбор привода для конкретной машины.

В литейном производстве используются все типы приводов. Наиболее широко для технологического оборудования применялся и применяется пневмопривод, что объясняется простотой его конструкции и эксплуатации по сравнению с приводами других типов.

Пневмоприводы устанавливают на формовочные машины, различный ручной инструмент, подъемники, толкатели и другие вспомогательные механизмы.

По мере совершенствования литейных машин (увеличения развиваемых ими усилий и расширения диапазона регулирования скоростей), а также создания принципиально новых конструкций машин, стали использовать гидропривод, который не только в ряде случаев заменяет пневматический, но и расширяет возможности механизации и автоматизации производства.

Не так давно литейщики осторожно относились к гидроприводу. Во-первых, он намного дороже пневматического; во-вторых, он требует тщательного изготовления и высокой культуры эксплуатации. Кроме того, при проектировании первых гидравлических машин не всегда в полной мере учитывались особенности и возможности этого прогрессивного привода. В результате его энергетические и экономические характеристики были низкими. Совершенствование конструкций гидроприводов и опыт эксплуатации непрерывно расширяют область их применения. Например, в литейных цехах Заволжского моторного завода успешно работают гидравлические машины литья, под давлением и в кокиль различной мощности и степени автоматизации. Полностью гидрофицированные автоматические формовочные линии работают на многих заводах страны. В то же время это не означает, что гидропривод полностью заменит пневмопривод.

Происходит непрерывное совершенствование и пневмопривода, что позволяет при максимальном использовании его особенностей создавать надежные и высокопроизводительные автоматические формовочные и стержневые машины, а также многие машины-автоматы для специальных видов литья. Полностью пневматические автоматические линии конструкции НИИТракторосельхозмашина успешно работают во многих литейных цехах. Наконец, пневматические устройства остаются незаменимым средством механизации и автоматизации процессов изготовления форм встряхиванием, пескодувным способом, литья под низким давлением. Без сжатого воздуха нельзя обойтись в системах пневмотранспорта, в машинах с повышенной пожароопасностью.

Если пневмо- и гидроприводы, в основном, используются в машинах для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений рабочих органов, то электропривод – для вращательного движения рабочих органов. Электропривод широко применяют в пескометах, системах приготовления и транспортировки формовочных материалов, а также почти во всех машинах непрерывного действия, например в машинах непрерывного литья, очистных машинах, установках литья по выплавляемым моделям, смесителях и т. п.

Первые опыты по перемещению жидкого металла при непосредственном воздействии на него электромагнитного поля свидетельствуют о возможной перспективе широкого использования электромагнитного привода в заливочных машинах и системах транспортировки расплавленных металлов. Некоторые свойства электромагнитного привода способствуют применению его в прессовых формовочных машинах.

Выбор рационального типа привода для конкретной литейной машины определяется следующими основными факторами: ее производительностью, силовым и скоростным режимами рабочего органа, экономичностью и надежностью.

Производительность машин дискретного действия, какими является большинство литейных машин, определяется циклом их работы, состоящим из отдельных интервалов времени рабочих и холостых ходов механизмов. Это означает, что для обеспечения заданной производительности привод машины должен работать с такой скоростью, чтобы операция была выполнена за интервал времени, отведенный для нее по циклограмме.

Силовой режим машины характеризует изменение технологически необходимого усилия  $P$  при прямолинейном движении или момента  $M$  при вращении в течение времени  $t$ .

Скоростной режим показывает изменение скорости  $v$  прямолинейного движения или скорости  $\omega$  вращения в течение времени  $t$ .

В ряде случаев эти зависимости даются соответственно по ходу  $s$  рабочего органа или углу  $\alpha$  его поворота.

Силовой и скоростной режимы определяют качество выполнения операции. Отклонения от них могут привести к браку или к невыполнению операции, если привод не разовьет необходимого усилия или момента.

Литейные машины различных технологических назначений имеют различные режимы работы. Например, метательные головки дробеметных машин, устройства непрерывного транспорта, воздуходувки, питатели и многие другие машины непрерывного действия имеют постоянный по времени и пути силовой режим (кривая 1, рис. 1, а). Постепенное повышение усилия в ходе процесса (кривая 2) характерно для прессовых формовочных машин.

Для сборки форм на машинах литья под давлением или кокильных машинах требуются небольшие усилия, однако усилие запираания формы должно быть значительным. График  $P = f(s)$  представлен на рис. 1, б; для этих же машин график  $P = f(t)$  имеет несколько иной характер. После сближения полуформы должны быть

сжаты необходимым «запирающим» усилием в течение определенного времени.

Для кантователей и поворотных устройств с центром тяжести, смещенным относительно оси поворота, характерна знакопеременная нагрузка (рис. 1, в).

Наиболее простой постоянный скоростной режим имеют машины непрерывного действия и устройства непрерывного транспорта (рис. 1, г). У многих других литейных машин скорость перемещения рабочих органов изменяется по ходу процесса. Например, толкатель, транспортирующий незалитые формы, должен иметь небольшую скорость перед соприкосновением с формой (участок 1 на рис. 1, д), быстро перемещать ее (участок 2) и плавно тормозиться в конце хода (участок 3). Подобный скоростной режим характерен и для центробежных машин. В них процесс заполнения изложницы расплавом происходит при пониженной скорости.

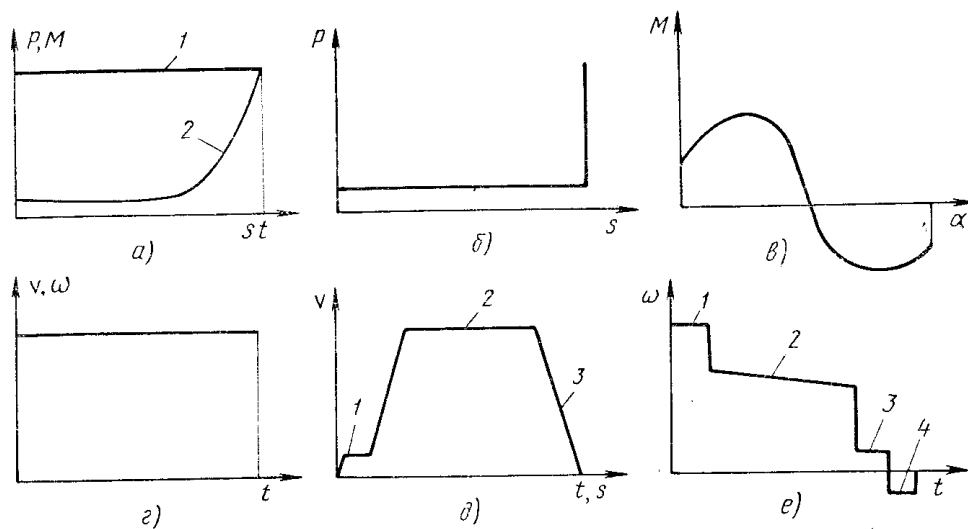


Рис. 1. График силовых и скоростных режимов работы литейных машин

Сложный скоростной режим имеет заливочная установка с секторным ковшом (рис. 1, в). В начале процесса требуется большая скорость поворота ковша, чтобы обеспечить быстрое заполнение литниковой системы металлом (участок 1). Скорость несколько снижается (участок 2) при заполнении металлом полости формы и резко уменьшается (участок 3) перед окончанием заливки, чтобы не допустить гидравлического удара. Для «осечки» струи ковш возвращается в исходное положение (участок 4).

Таким образом, при выборе типа привода и его структуры необходимо учитывать силовые и скоростные режимы работы машин.

Экономические показатели привода определяются его стоимостью и затратами при эксплуатации, которые тесно связаны с к. п. д.  $\eta$  и коэффициентом  $K_y$  установленных мощностей привода. При определении  $\eta$  и  $K_y$  следует учитывать и потери энергии при холостых ходах и простоях рабочих органов в течение каждого цикла, если по циклограмме они не должны работать непрерывно. Простой особенно ощутимы в гидроприводах, так как насосные станции работают непрерывно. Коэффициент  $K_y$  привода определяется отношением полезной работы  $A_n$  за цикл  $t_u$  к работе, которую мог бы совершить привод за то же время, работая с номинальной мощностью  $N_H$

$$K_y = \frac{A_n}{N_H \cdot t_u}. \quad (1)$$

К. п. д. привода характеризует уровень затрат при его эксплуатации, а коэффициент  $K_y$  – уровень первоначальных затрат в общей структуре себестоимости литья, полученного на машинах с рассматриваемым приводом.

Более высоким к. п. д. обладают электроприводы, наиболее низким – пневмоприводы. Оценить различные типы приводов по коэффициенту  $K_y$  трудно, так как он во многом зависит от режима и циклограммы работы литейной машины. Однако при проектировании гидроприводов, обладающих высокой стоимостью, следует обращать особое внимание на коэффициент  $K_y$ . Надежность привода определяется в основном надежностью его элементов и условиями эксплуатации.

Условия работы привода в литейных цехах тяжелые. Повышенная влажность, газонасыщенность, абразивная пыль, высокие температуры сильно влияют на работоспособность привода. К этому следует добавить высокий ритм работы оборудования, значительные скорости и динамические нагрузки, частые пуски и торможения. В автоматических формовочных линиях за 15...20 с срабатывают последовательно до 10 различных приводов, а за один год работы каждый механизм срабатывает более 1 000 000 раз, что находится на уровне паспортной долговечности многих элементов привода. Большинство литейных автоматических машин работает с подобной интенсивностью, поэтому надежность привода, как правило, определяет общую надежность машины. Это подтверждается исследованиями работы автоматического оборудования. Установлено, что на долю приводов приходится до 30% простоев. В большинстве случаев низкая надежность является результатом плохого качества изготовления элементов приводов и низкого уровня обслуживания.

---

Работа привода во многом зависит от методов и средств управления. Системы управления приводами осуществляют выполнение заданных скоростных и силовых режимов работы приводов в соответствии с циклограммой. В литейных машинах управление электроприводом осуществляется электрическими средствами, пневмопривода – пневматическими и электрическими. Управление режимами работы гидропривода производится в большинстве случаев гидравлическими устройствами, а управление включением и выключением двигателей в заданной последовательности, как правило, – электрическими средствами. Все гидрофицированные автоматические формовочные линии имеют электрические системы управления, а линии с пневмоприводом – электрические или пневматические. В смешанных системах управления наиболее полно используются положительные для конкретных условий особенности различных систем управления.

Из приведенного выше следует, что в каждом определенном случае необходимо проводить всесторонний сравнительный анализ всех типов приводов и систем управления и выбирать наилучшие из них.

Учебное пособие написано в соответствии с программой курса «Расчет и проектирование приводов литейных машин», который создан в МВТУ им. Баумана и с 1963 г. читается студентам.

Большое внимание уделено основам теории рабочих процессов приводов, выявлению их характерных особенностей, которые могут быть наиболее рационально использованы в литейных машинах, методам выбора и расчета основных параметров, вопросам улучшения показателей работы приводов, средствам и методам управления ими.

Раздел первый учебного пособия написан Л. П. Каширцевым, разделы второй и третий – О. А. Беликовым.



---

---

## Раздел первый

# ЭЛЕКТРОПРИВОД

### Глава I

#### ХАРАКТЕРИСТИКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

В современном машиностроении индивидуальный электропривод является основным видом привода производственных машин. По простоте, надежности и экономичности при непрерывных перемещениях или больших периодических ходах рабочих органов машин электропривод превосходит все другие типы приводов. Электрическая энергия сети в нем непосредственно преобразуется в механическую. Процессы преобразования энергии в электроприводе отличаются более высокой экономичностью (более высоким к. п. д.), чем в других типах приводов. Кроме того, для пневматического и особенно гидравлического приводов характерно многократное преобразование энергии, причем для первичного преобразования энергии в компрессорных и насосных станциях используется опять-таки электропривод. Поэтому к. п. д. электропривода выше, чем пневматического и гидравлического приводов. Легкость управления и гибкость электропривода позволяют решать самые разнообразные технологические задачи.

При относительно небольших возвратно-поступательных перемещениях рабочих органов, что характерно для значительной группы литейных машин, электропривод теряет свои преимущества, так как в этом случае требуются сложные, дорогие и малонадежные промежуточные механизмы.

По структуре электропривод можно разделить на силовые элементы и устройства (систему) управления. Основным силовым элементом электропривода является электродвигатель. С рабочими органами машины электродвигатели соединяются непосредственно или через промежуточные механизмы при необходимости согласования параметров движения. Разновидностью силовых элементов электропривода можно считать тяговые электромагниты и устройства с непосредственным воздействием электромагнитным полем

на перемещаемый объект (например: насосы, дозаторы, желоба для транспортировки расплавленного металла, электромагнитные сепараторы для извлечения металлических включений из отработанной формовочной смеси и т. д.). В соответствии с заданными скоростным и силовым режимами работы машины система управления электроприводом осуществляет управление двигателем или промежуточным механизмом, обеспечивает необходимую последовательность работы приводов отдельных механизмов, защиту двигателей, различные блокировки и выполняет другие вспомогательные функции, например, сигнализирует о ходе технологического процесса. Аппаратура управления двигателем включает, отключает и реверсирует двигатель и формирует его характеристики, максимально приближая их к технологически необходимым.

В литейных машинах электропривод используется для выполнения основных технологических, транспортных и вспомогательных операций. Например, метательная головка пескомета, выполняющая основные технологические операции: заполнение и уплотнение формовочной смеси в опоке, имеет электропривод. Формовочные смеси обычно транспортируются ленточными конвейерами с электроприводом. Все основные механизмы крупных машин литья под давлением имеют гидропривод, а вспомогательные механизмы регулирования расстояния между плитами машины – электропривод. В очистных барабанах непрерывного действия электроприводы имеют почти все механизмы: дробеметные головки, вращающиеся барабаны и подвижные поды, сита и сепараторы для очистки дроби, механизмы регулирования угла наклона барабанов и т. д. На одной из современных автоматических формовочных линиях вместе с системами обеспечения формовочной смесью установлено до 40 электродвигателей общей мощностью свыше 400 кВт.

По характеру выполняемых технологических операций и скоростного и силового режимов работы литейные машины и их механизмы можно разделить на несколько групп. Большую группу составляют машины и механизмы с непрерывным или периодическим перемещением рабочих органов, скорость движения которых не регулируется: это смесители, полигональные сита, станки для заточки отливок, очистные барабаны, столы и камеры, вентиляторы и дымососы, элеваторы и транспортеры для сыпучих и кусковых материалов, выбивные решетки, вертикальные и горизонтальные конвейерные сушилки и т. д. Эти машины имеют наиболее простой привод, состоящий из электродвигателя, простейшего промежуточного механизма (обычно редуктора) и аппаратуры для включения, от-

ключения и защиты электродвигателя. Лишь иногда в них требуются специальные устройства для торможения.

К другой группе относятся машины и механизмы с возвратно-поступательными перемещениями рабочих органов, к стабильности параметров движения которых также не предъявляется жестких требований: это – транспортные (транспортерные) тележки поточных линий пескометной формовки крупных отливок, кантователи крупных форм и стержней, весовые тележки для набора шихты, скиповые подъемники, тележки желобов центробежных машин для отливки труб и т. д. Электропривод этих машин уже сложнее. Кроме изменения направления вращения электродвигателя к нему могут предъявляться специальные требования по разгону, торможению и точной остановке.

Можно выделить группу машин, для которых необходимо ступенчатое регулирование скоростного или силового режимов работы с относительно невысокой точностью. Это регулирование может проводиться как при переналадке, так и в течение цикла работы машины. Изменять скорость движения рабочих органов необходимо, например, в пескометных головках, центробежных машинах, устройствах для транспортировки заливочных ковшей с жидким металлом и т. д. Электроприводы этого оборудования требуют устройств для формирования искусственных характеристик двигателя с целью получения необходимой скорости вращения; они могут содержать все элементы приводов машин первых двух групп.

Наконец, существуют литейные машины с непрерывным регулированием скорости или силового режима работы по ходу процесса, например, машины для непрерывного литья, «жидкой» прокатки и других современных технологических процессов. Такие машины имеют наиболее сложные электроприводы с автоматическими системами регулирования.

В перечисленных группах литейных машин в качестве силового элемента электропривода применяются асинхронные двигатели и двигатели постоянного тока с параллельным возбуждением. Двигатели постоянного тока способны обеспечить все необходимые технологией характеристики. Однако они имеют коммутационные ограничения по скорости, относительно дороги и требуют квалифицированного обслуживания. Асинхронные двигатели, кроме простоты, обладают существенными экономическими преимуществами: они дешевы, надежны и не требуют дорогих преобразовательных установок. Поэтому в машинах первых трех групп используются почти исключительно асинхронные двигатели. В машинах с регулированием скоростного и силового режимов применяются дви-

гатели постоянного тока. Вообще тип двигателя определяется не только свойствами самого двигателя, но и аппаратурой, необходимой для формирования его характеристик. Для двигателей постоянного тока эта аппаратура пока проще и дешевле, чем и объясняется их широкое применение в системах регулируемого привода.

Управление электродвигателями литейных машин осуществляется с помощью релейно-контакторной аппаратуры. В системах регулируемого привода используются электромашинные преобразователи и усилители. В настоящее время успешно внедряются тиристорные преобразователи для управления двигателями постоянного тока. Ведутся разработки преобразователей для частотного регулирования асинхронных двигателей. В литейном производстве тиристорные преобразователи уже успешно заменяют электромашинные преобразователи и ламповые генераторы высокочастотных индукционных плавильных печей.

При автоматизации литейных машин особое значение имеет внедрение бесконтактных систем управления, так как в условиях повышенной запыленности в литейных цехах релейно-контакторная аппаратура недостаточно надежна. Однако бесконтактная аппаратура, в том числе и тиристорная, пока еще дорога и требует высококвалифицированного обслуживания.

Характерным для развития электропривода литейных машин является совершенствование не только систем управления, но и двигателей и их приближение к рабочим органам, что упрощает или вообще исключает механические передачи. Разнообразные фланцевые, встроенные, многоскоростные двигатели позволяют создавать компактные высокопроизводительные машины. Разработка силовых устройств с непосредственным электромагнитным воздействием на перемещаемый объект вообще изменяет машину, исключая подвижные элементы в ней.

Основными энергетическими показателями работы электропривода являются цикловой к. п. д. и коэффициент использования установленных мощностей. Для повышения показателей работы электроприводов литейных машин необходим тщательный выбор мощности электродвигателей с учетом их фактической загрузки. Недогрузка асинхронных двигателей, кроме плохого использования установленных мощностей (капитальных вложений) и понижения к. п. д., приводит к уменьшению коэффициента мощности  $\cos \varphi$ , т. е. неполному использованию трансформаторов и генераторов, увеличению потерь электроэнергии, а также к повышению стоимости единицы электроэнергии. В литейных машинах не получили распространения существующие технические средства повышения к. п.

---

д. асинхронных двигателей (например, асинхронный вентильный каскад) и коэффициента мощности  $\cos \varphi$  (установка статических конденсаторов, замена асинхронных двигателей синхронными и т. д.). Компенсация реактивной мощности обычно осуществляется в общецеховом или общезаводском масштабе.

Ниже рассмотрены электромеханические свойства силовых элементов привода, выбор двигателей литейных машин, элементы и построение систем управления приводами и примеры проектирования электроприводов литейных машин.

## Глава II

### СИЛОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

#### § 1. ДВИГАТЕЛИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

##### Механические характеристики и режимы работы асинхронных двигателей

Возможность использования электродвигателя в приводе машины с заданными скоростным и силовым режимами работы определяется его механическими характеристиками. Механической характеристикой двигателя называется зависимость скорости его вращения  $n$  или  $\omega$  от вращающего момента  $M$ :

$$n = f(M) \text{ или } \omega = f(M).$$

Степень изменения скорости вращения двигателя с изменением момента на его валу определяется жесткостью механической характеристики. Различают три вида механических характеристик: абсолютно жесткую, жесткую и мягкую. При абсолютно жесткой механической характеристике скорость вращения двигателя постоянна и не зависит от момента на валу. Такими механическими характеристиками обладают синхронные двигатели. При жесткой механической характеристике скорость вращения двигателя с изменением момента изменяется незначительно. Эти характеристики имеют двигатели постоянного тока с параллельным возбуждением. Жесткой можно считать и рабочую часть механической характеристики асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Мягкая характеристика отличается значительным изменением скорости вращения с изменением момента на валу. Такие характеристики свойственны двигателям постоянного тока с последовательным возбуждением.

Колебания нагрузки на валу двигателя с жесткой механической характеристикой вызывают колебания тока, потребляемого из сети, что при мощности двигателя, соизмеримой с мощностью питающего трансформатора, может привести к колебаниям напряжения сети и неблагоприятно сказаться на работе других машин.

Жесткость механической характеристики определяет неравномерность хода машин. К неравномерности хода большинства литейных машин особых требований не предъявляется. Незначительные колебания скорости двигателей дробебетных и галтовочных барабанов, смесителей, метательных головок пескометов и т. д. практически не влияют на качественные показатели их работы и

производительность. Колебания скорости движения конвейеров, каруселей, ленточных и тарельчатых питателей могут изменить производительность и нарушить ритм работы поточных и автоматических линий. В некоторых машинах (щековых дробилках, прессах для отрезки литников) резко выраженные колебания нагрузки вызывают необходимость использовать двигатели с мягкими характеристиками и принимать специальные меры для выравнивания нагрузки.

Механические характеристики определяют возможности пуска, торможения и регулирования скорости двигателя.

Скорость вращения асинхронных двигателей связана со скольжением

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} = \frac{n_0 - n}{n_0} \quad (2)$$

где  $\omega_0$  и  $n_0$  – скорость вращения магнитного поля двигателя (синхронная скорость вращения двигателя) в 1/сек или об/мин;

$\omega$  и  $n$  – скорость вращения ротора двигателя соответственно в 1/с или об/мин.

Момент асинхронного двигателя приближенно можно определить по формуле:

$$M = \frac{2 \cdot M_K}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s}} \quad (3)$$

где  $s$  – скольжение, соответствующее моменту  $M$ ;

$M_K$  и  $s_K$  – критический момент и критическое скольжение двигателя.

Пользуясь формулой (3) и переходя от скольжения к скорости вращения по формуле (2), можно построить механическую характеристику асинхронного двигателя (рис. 2).

В точке  $A$  механической характеристики скорость вращения ротора двигателя равна скорости вращения магнитного поля ( $n = n_0$ ,  $s = 0$ ), а момент, развиваемый двигателем, равен нулю. Этот случай синхронного вращения называют идеальным холостым ходом машины. В точке  $B$  двигатель развивает максимальный (критический) момент  $M_K$ , которому соответствует критическое скольжение  $s_K$ . Точкой  $B$  механическая характеристика двигателя в первой четверти делится на две части. Участок  $AB$  является зоной устойчивой работы электродвигателя. Режим работы двигателя на участке  $BC$  неустойчив. Момент, развиваемый двигателем на этом участке, возрастает с увеличением скорости вращения, что в зависимости от величины момента сопротивления неизбежно приводит к разгону двигателя и переходу на устойчивую часть механической характе-

ристики или к его остановке. Точка *C* соответствует началу пуска двигателя ( $n = 0, s = 1$ ) и определяет пусковой момент двигателя  $M_{\Pi}$ .

Механическая характеристика двигателя строится при нормальном напряжении питания. Но напряжение цеховой сети подвержено колебаниям, а критический момент двигателя пропорционален квадрату напряжения. Поэтому максимальный момент  $M_{max}$ , с которым двигатель может еще работать на устойчивой части механической характеристики при колебаниях напряжения сети, выбирают меньше критического  $M_K$  при нормальном напряжении питания, т. е. рабочую часть механической характеристики ограничивают точкой *D* (участок *AD*). Максимальный момент асинхронного двигателя принимают равным  $0,85 M_K$ .

Точка *E* на рабочей части характеристики соответствует номинальному режиму работы асинхронного двигателя. В этом режиме двигатель развивает номинальный момент  $M_H$  при номинальной скорости  $n_H$  (и номинальную мощность  $N_H$ ) и не перегревается выше допустимых пределов при длительной работе.

В каталогах приведены следующие технические данные асинхронных двигателей: номинальная мощность на валу  $N_H$  в кВт; номинальная скорость вращения  $n_H$  в об/мин; синхронная скорость вращения  $n_0$  в об/мин; отношения  $M_K / M_H$  и  $M_{\Pi} / M_H$  определяющие критический и пусковой моменты двигателя. Зная номинальную мощность и номинальную скорость вращения, номинальный момент двигателя можно определить из соотношения

$$M = 9550 \frac{N}{n} \approx 10^4 \frac{N}{n} \tag{4}$$

Отношение

$$\lambda = \frac{M_K}{M_H} \tag{5}$$

характеризует перегрузочную способность двигателя. Для отечественных асинхронных двигателей нормального исполнения  $\lambda = 1,7 \dots 1,2$ ,  $s_H = (2 \dots 5) \%$ ,  $M_{\Pi} / M_H = 0,8 \dots 2$ , причем большее значение  $\lambda$  относится к быстроходным двигателям. Для асинхронных двигателей

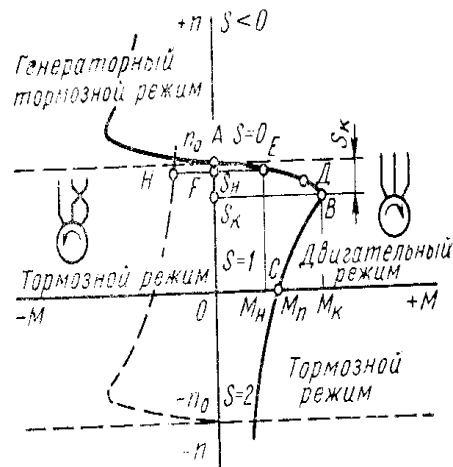


Рис. 2. Механическая характеристика асинхронного двигателя



с короткозамкнутым ротором с повышенным скольжением  $S_H = (8...12)\%$ ,  $M_{II}/M_H = 2,5...3,5$ .

Часть характеристики, расположенная в четвертой четверти системы координат  $M - n$ , соответствует тормозному режиму работы асинхронного двигателя. В этом случае ротор принудительно

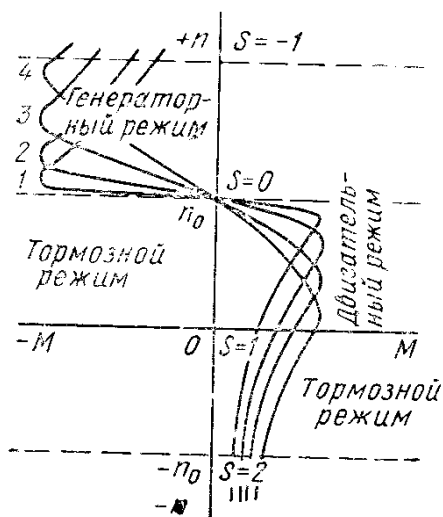


Рис. 3. Механические характеристики асинхронного двигателя с фазовым ротором.

вращается против направления вращения магнитного поля. Аналогичный тормозной режим противовключения можно получить переключением (например, в точке  $E$ , рис. 2) двух фаз обмотки статора работающего двигателя (характеристика для данного случая на рис. 2 изображена штриховой линией). При таком переключении возникает тормозной момент, величина которого в первый момент определяется отрезком  $FH$ .

Часть механической характеристики двигателя, лежащая во второй четверти (при  $s < 0$ ), соот-

ветствует работе асинхронной машины в режиме генератора. Этот режим можно получить принудительным вращением ротора двигателя в направлении, совпадающем с направлением вращения магнитного поля, со скоростью выше синхронной. Режим также является тормозным. При генераторном торможении двигатель отдает энергию в сеть (рекуперативное торможение). В литейных машинах такой режим работы двигателей возникает, например, в скиповых подъемниках при ходе вниз, если передаточный механизм (от двигателя к канатному барабану) выполнен не самотормозящим.

Величина критического скольжения  $S_K$  асинхронного двигателя прямо пропорциональна активному сопротивлению цепи ротора и обратно пропорциональна сумме индуктивных сопротивлений ротора и статора в схеме замещения. Поэтому при изменении активного сопротивления цепи ротора изменится критическое скольжение и угол наклона рабочей части механической характеристики двигателя (рис. 3), т. е. ее жесткость. Активное сопротивление цепи ротора можно изменять у асинхронного двигателя с фазовым ротором. Величина критического момента  $M_K$  не зависит от активного сопротивления цепи ротора.

Механическая характеристика, соответствующая работе машины без дополнительных сопротивлений в схеме при нормальных параметрах питания, называется естественной (рис. 3, кривая 1). Механические характеристики, соответствующие работе машины с дополнительными сопротивлениями в схеме, называются искусственными (рис. 3, кривые 2...4).

Для литейных машин в большинстве случаев применяют асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором нормального исполнения как наиболее дешевые и надежные. Жесткая механическая характеристика таких двигателей обеспечивает достаточную стабильность работы большинства литейных машин. В случае работы с резко выраженной переменной нагрузкой и при частых пусках (например, в дробилках, скиповых подъемниках, бегунах периодического действия, пульсирующих конвейерах и т. д.) могут быть использованы двигатели с повышенными скольжением и пусковым моментом или двигатели с фазовым ротором.

### **Пуск и торможение асинхронных двигателей**

При пуске асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором пусковой ток превышает номинальный в 4...8 раз. Большой пусковой ток вызывает падение напряжения сети. Обычно это падение напряжения невелико, но при пуске двигателя большой мощности понижение напряжения может быть весьма значительным, и тогда двигатели других машин, работающие в это время с перегрузкой, могут перейти за критическую точку механической характеристики и остановиться. Поэтому прямой пуск асинхронного двигателя допускается, когда его номинальная мощность не превышает 25% мощности трансформатора, питающего сеть. Если к тому же трансформатору подключена осветительная сеть цеха, то при частых прямых пусках мощность двигателя не должна превышать 5% мощности трансформатора.

Для уменьшения пусковых токов асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором обмотку статора на время пуска подключают к сети через добавочные сопротивления, дроссели или пусковой автотрансформатор, отключаемые после пуска. Можно также на время пуска обмотку статора двигателя включить на звезду, а по окончании пуска переключить на треугольник.

В указанных способах снижение пусковых токов асинхронных двигателей достигается за счет уменьшения напряжения, подводимого к обмотке статора, а, следовательно, связано с уменьшением пускового момента. При пуске через добавочные сопротивления и дроссели пусковой момент уменьшается примерно пропор-

ционально квадрату отношения пускового тока в сети к пусковому току двигателя при нормальном напряжении питания. При пуске через автотрансформатор и переключении обмоток статора на звезду пусковой момент двигателя уменьшается пропорционально только первой степени этого отношения. Пуск асинхронных двигателей с фазовым ротором производится с помощью реостата, включенного в цепь ротора. При введении сопротивления в цепь ротора изменяется механическая характеристика двигателя (рис. 3, кривые 2...4). Пусковой момент двигателя возрастает и при определенной величине добавочных сопротивлений становится равным критическому. Введение сопротивления в цепь ротора уменьшает и ток, потребляемый двигателем из сети (рис. 4), в том числе пусковой. Величину добавочных сопротивлений в цепи ротора рассчитывают так, чтобы пусковой ток превышал номинальный не более чем в 1,5...2,5 раза.

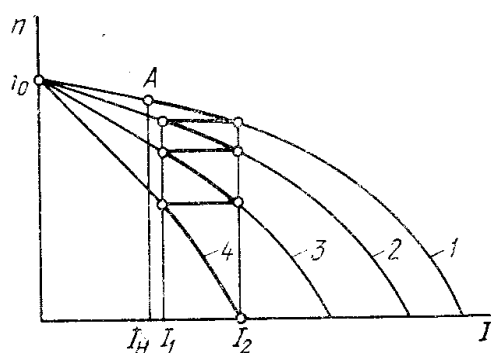


Рис. 4. Диаграмма пуска асинхронного двигателя с фазовым ротором

Дополнительные сопротивления в цепи ротора разбивают на несколько ступеней, которые последовательно выводят при пуске. В первый момент пуска на первой ступени пускового устройства двигатель потребляет максимальный ток  $I_2$ . По мере разгона двигателя потребляемый им ток уменьшается по кривой 4 до значения  $I_1$  близкого к  $I_H$ . В это время выводят часть сопротивлений пускового реостата, общее сопротивление в цепи ротора уменьшается. В результате этого ток, потребляемый двигателем, снова скачком возрастает до величины  $I_2$ , а разгон двигателя происходит согласно характеристике 3. Затем выводят следующую ступень (характеристика 2) и так далее, пока не перейдут на естественную характеристику 1, где разгон двигателя заканчивается (точка A).

Расчет сопротивлений ступеней пускового реостата производят из условия, что максимальный ( $I_2$ ) и минимальный ( $I$ ) пусковые токи на всех ступенях остаются одинаковыми. При этом рабочую часть механической характеристики приближенно считают линейной, а момент – пропорциональным току.

Число ступеней  $i$  пускового реостата выбирается из соотношения:

Число ступеней  $i$  пускового реостата выбирается из соотношения:

$$i = \frac{\lg \frac{1}{s_H} \cdot \frac{I_H}{I_2}}{\lg \frac{I_2}{I_1}}$$

Общее сопротивление цепи ротора на каждой ступени пускового реостата находится из выражений:

$$R_1 = R_p; R_2 = R_2 = R_p \lambda; \dots; R_i = R_p \lambda^{i-1}; R_{i+1} = R_p \lambda^i,$$

$$\lambda = \frac{I_1}{I_2} - \text{отношение максимального и минимального пусковых}$$

токов;

$R_1, R_2, \dots, R_{i+1}$  – суммарное сопротивление ротора двигателя и реостата на каждой ступени;

$R_p$  – сопротивление ротора двигателя.

В каталогах приводятся пусковые реостаты для двигателей определенной мощности, рассчитанные на средний пусковой ток  $I_c = (1,3 \dots 1,5)I_H$ . Если пуск двигателя производится при другой нагрузке, то пусковой реостат должен быть выбран по условию нагрева

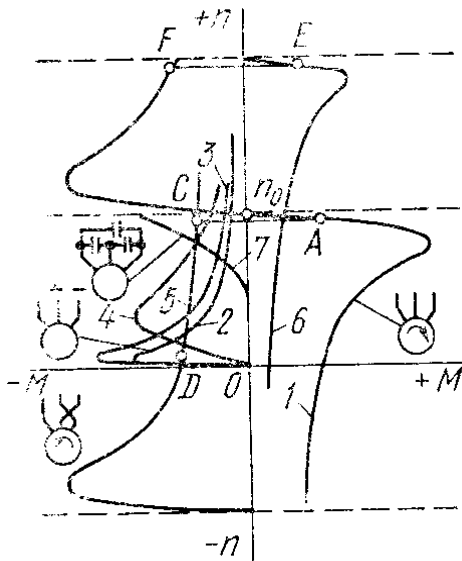


Рис. 5. Тормозные характеристики асинхронных двигателей

с учетом среднего пускового тока, продолжительности пуска, количества пусков подряд и частоты пусков.

В сложных многодвигательных машинах и установках общий пусковой ток может быть значительно снижен при применении раздельного (последовательного) пуска двигателей.

Мероприятия по снижению пусковых токов целесообразно проводить для литейных машин с тяжелыми условиями пуска и при частых пусках (для литейных конвейеров, заливочных каруселей, питателей для сыпучих и кусковых материала-

лов, очистных барабанов, смесителей непрерывного действия, пуск которых обычно производится при полной загрузке), а также машин с большими маховыми моментами. Для облегчения условий пуска литейных машин иногда приходится прибегать к специальным технологическим мероприятиям. Так, смешивающие бегуны с вертикальными катками периодического действия пускают вхолостую, а

компоненты смеси (песок, глину и т. д.) загружают только после разгона двигателя.

С целью повышения производительности литейных машин, а также для точной остановки и удержания механизмов машин иногда приходится прибегать к специальным мероприятиям по сокращению времени остановки машин и их механизмов, в том числе к торможению самим электрическим двигателем. Электрическое торможение в ряде случаев позволяет упростить конструкцию машины и повысить ее экономичность.

Одним из способов электрического торможения является торможение противовключением. Двигатель переходит с работы по характеристике 1 (рис. 5, точка А) на работу по характеристике 5 (точка С), развивая значительный тормозной момент.

Для осуществления торможения без перехода в реверс требуется специальное устройство, отключающее двигатель при низких скоростях вращения (точка D).

Если вращающийся асинхронный двигатель отключить от сети трехфазного тока и к двум его фазовым выводам обмоток подать напряжение постоянного тока, то возникнет так называемое динамическое торможение. Электромагнитное поле двигателя в этом случае становится неподвижным, а в обмотке ротора, вращающегося по инерции, индуцируется ток. Двигатель превращается в генератор. Вырабатываемая им электроэнергия переходит в тепло в обмотках ротора.

Тормозной момент двигателя по мере снижения скорости сначала увеличивается, а затем уменьшается до нуля при остановке (характеристика 2).

Характеристика асинхронного двигателя с фазовым ротором, работающего в режиме динамического торможения, может быть изменена увеличением сопротивления в цепи ротора (характеристика 4). Аналогичный вид имеет характеристика двигателей с повышенным скольжением. Интенсивность торможения может быть повышена увеличением тока возбуждения (характеристика 3).

Для торможения асинхронных двигателей к обмотке статора можно подключить конденсаторы, соединенные, например, треугольником. При отключении питающего напряжения конденсаторы обеспечивают протекание тока в обмотке статора под действием э. д. с., индуцированной остаточным полем ротора. В результате этого асинхронная машина самовозбуждается и работает как генератор. Ротор вращается быстрее поля, созданного токами, возбужденными в статоре. Поэтому двигатель развивает тормозной момент. Тормозной момент двигателя при конденсаторном торможе-

нии уменьшается с уменьшением скорости вращения ротора (характеристика 7) и при скорости ( $1/2 \dots 1/3$ ) равен нулю.

Следует иметь в виду, что во всех рассмотренных способах электрического торможения кинетическая энергия движущихся масс при торможении превращается в тепловую, выделяющуюся в обмотках двигателя, вследствие чего его температура повышается (см. гл. III, § 2, 3).

Рекуперативный режим работы двигателя может быть использован для торможения многоскоростных двигателей. Если двигатель, работающий с высокой скоростью, например в точке  $E$  механической характеристики  $b$ , переключить на меньшую скорость, то он перейдет в режим рекуперативного торможения и будет развивать тормозной момент, величина которого в начальный момент определится точкой  $F$  механической характеристики  $l$ . При синхронной скорости вращения  $n_0$  тормозной момент двигателя равен нулю. В этот момент двигатель должен быть отключен от сети. При необходимости торможения до полной остановки двигателя следует использовать торможение другого вида.

Выбор способа торможения зависит от типа литейных машин и характера выполняемых ими технологических операций. При этом основными критериями являются допустимая величина ускорений, возникающих в механизмах машины и в обрабатываемом изделии, и влияние времени торможения на производительность машины. Большая группа литейных машин, как, например, конвейеры, питатели для сыпучих и кусковых материалов, галтовочные очистные барабаны, пускаются в работу и останавливаются под нагрузкой. Поэтому время их остановки очень мало, и, как правило, специальных средств торможения не требуется. Время остановки ряда других машин и механизмов, таких, как метательные головки пескометов, вентиляторы, шлифовальные станки для зачистки отливок, выбивные решетки и т. д., не влияет на их производительность. Следовательно, в их торможении нет необходимости.

Для литейных машин, выполняющих операции по подъему и транспортировке грузов и расплавленного металла, применяют механическое торможение с помощью электромагнитных тормозных устройств или используют самотормозящие передаточные механизмы (например, винтовые подвески с электрическим приводом для заливочных ковшей).

При работе центробежных машин время остановки может существенно сказаться на их производительности. Поэтому в данном случае целесообразно применять одни из видов электрического

торможения. То же самое относится и к транспортным механизмам на машинах и линиях циклического действия.

### Регулирование скорости вращения асинхронных двигателей

Под регулированием скорости двигателя понимается изменение скорости его вращения, производимое вручную или автоматически. Регулирование скорости вращения двигателя вызывается необходимостью изменения режимов работы литейных машин. Например, скорость вращения изложницы машины для центробежного литья необходимо изменять при переходе к новому изделию или даже при изготовлении одного изделия, если технологически требуется спокойное заполнение изложницы при небольшой скорости ее вращения и повышенное давление в металле (высокая скорость вращения изложницы) при кристаллизации. С целью измельчения зерна иногда во время кристаллизации периодически резко изменяют скорость вращения изложницы.

При пескоструйной формовке для уменьшения износа модели первый слой формовочной смеси желательнее наносить при невысокой скорости вращения ротора метательной головки, а заполнять и уплотнять форму необходимо при другой, более высокой скорости и т. д.

В литейных машинах скорости их рабочих органов регулируются как специальными передаточными механизмами (вариаторами и др.), так и электрическим способом, т. е. изменением скорости вращения двигателя. Электрическое регулирование, как правило, позволяет упростить конструкцию машины и уменьшить ее стоимость.

Скорость вращения асинхронного двигателя определяется соотношением:

$$n = \frac{60f}{p}(1-s) \quad (6)$$

где  $f$  – частота тока;

$p$  – число пар полюсов обмотки статора.

Из соотношения (6) следует, что скорость вращения асинхронного двигателя можно регулировать тремя способами: изменением частоты тока, скольжения или числа пар полюсов.

Регулирование скорости вращения асинхронных двигателей путем изменения частоты тока с энергетической точки зрения достаточно экономично и может быть бесступенчатым. Однако ввиду сложности и дороговизны аппаратуры для изменения частоты тока

в литейных машинах этот способ регулирования распространения не получил.

Регулировать скорость вращения изменением скольжения можно только у асинхронных двигателей с фазовым ротором, например, с помощью дополнительного реостата в цепи ротора (см. рис. 3). Энергетически этот способ регулирования неэкономичен, так как часть электроэнергии, потребляемой двигателем из сети, бесполезно рассеивается на реостате. Кроме того, вследствие использования мягких характеристик при таком регулировании скорость вращения двигателя резко изменяется при колебаниях нагрузки, а при холостом ходе или малых нагрузках регулирование становится вообще невозможным. Этот способ регулирования целесообразно применять для небольших двигателей, работающих с постоянной или маломеняющейся нагрузкой, особенно если их пуск производится под нагрузкой (питатели, конвейеры, транспортные системы и т. д.).

В машиностроении наибольшее распространение получило регулирование скорости вращения асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором изменением числа пар полюсов. Это регулирование грубоступенчатое. Для такого регулирования требуются двигатели специальной конструкции: с особой обмоткой статора и нормальным короткозамкнутым ротором.

В наиболее простом случае у многоскоростного двигателя на статоре уложены две независимые обмотки, каждая из которых создает разное число полюсов. Необходимую скорость вращения двигателя получают включением соответствующей обмотки. Существуют

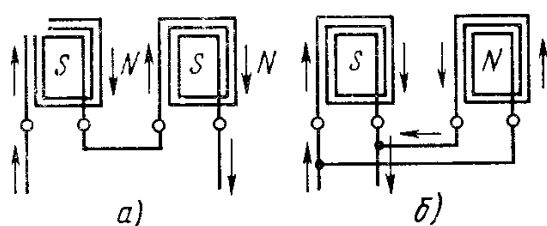


Рис. 6. Схема изменения числа пар полюсов фазовой обмотки асинхронного двигателя

схемы переключения обмоток статора, при которых одна и та же обмотка, выполненная секционированной, может создавать различное число полюсов. Например, при последовательном включении секций фазовой обмотки статора образуются две пары полюсов (рис. 6, а). Те же секции

обмотки, включенные параллельно, образуют одну пару полюсов (рис. 6, б).

Фазовые обмотки двигателя могут быть включены в трехфазную сеть звездой или треугольником (рис. 7). Наиболее широко применяются схемы, показанные на рис. 7, а и б.



Для получения меньшей скорости обмотка статора двигателя включается треугольником с последовательным соединением секций фазовых обмоток (рис. 7, а), а для получения большей скорости – звездой с параллельным соединением секций фазовых обмоток (так называемой двойной звездой – рис. 7,б). Путем специальных переключений при одной обмотке статора можно получить три или четыре скорости вращения.

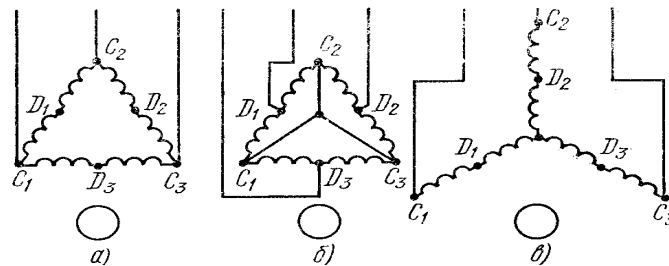


Рис. 7. Способы включения обмоток статора двухскоростного двигателя

Однообмоточные двигатели имеют меньшие размеры по сравнению с двухобмоточными; их энергетические показатели выше, а трудоемкость изготовления ниже. Недостаток многоскоростных однообмоточных двигателей заключается в большом числе выводов и относительно сложном переключении.

Отечественная промышленность выпускает двухскоростные однообмоточные и двух-, трех- и четырехскоростные двухобмоточные двигатели с синхронными скоростями вращения 500...3000 об/мин мощностью от 0,6 до 65 кВт.

При **выборе способа регулирования** скорости двигателя необходимо учитывать, что с изменением скорости вращения двигателя изменяются также и развиваемые им момент или мощность (или оба параметра одновременно). Вращающий момент асинхронного двигателя можно выразить через ток ротора  $I_2$  и магнитный поток  $\Phi$ :

$$M = kI_2\Phi \cos\psi \tag{7}$$

где  $\psi$  – угол между векторами тока и э. д. с. ротора;  
 $k$  – коэффициент пропорциональности.

Наибольший продолжительно допустимый ток ротора определяется условиями нагрева и поэтому при изменении скорости вращения двигателя остается неизменным. Если регулирование скорости двигателя ведется при постоянном магнитном потоке, то и развиваемый двигателем момент согласно выражению (7) будет величиной постоянной. Такое регулирование скорости называется регулированием с постоянным моментом. Регулирование скорости изменением сопротивления цепи ротора относится, к регулирова-

нию с постоянным моментом, так как магнитный поток машины не изменяется.

При переключении обмоток статора для изменения числа пар полюсов может измениться магнитный поток двигателя и, следовательно, момент, развиваемый им. Предельно допустимая мощность на валу двигателя определяется по формуле

$$N = 3I_{\phi}U_{\phi}\eta \cos\varphi \quad (8)$$

где  $I_{\phi}$  – фазовый ток, предельно допустимый по условиям нагрева;  
 $U_{\phi}$  – фазовое напряжение статора;  
 $\eta$  – к. п. д. двигателя.

При переключении обмотки статора двигателя с треугольника с последовательным соединением секций фазовой обмотки (рис. 7, а) на двойную звезду (рис. 7, б) предельно допустимый фазовый ток статора  $I_{\phi}$  увеличивается вдвое, а фазовое напряжение  $U_{\phi}$  уменьшается в 3 раза. Принимая приближенно  $\eta \cos\varphi = const$ , из формулы (8) получим, что предельно допустимая мощность увеличится в 1,15 раза. Ввиду малого различия предельно допустимых мощностей на обеих скоростях вращения рассмотренный случай условно относят к регулированию с постоянной мощностью.

При переключении обмотки статора двигателя со звезды с последовательным соединением секций фазовых обмоток (рис. 7, в) на двойную звезду (рис. 7, б) предельно допустимая мощность двигателя согласно формуле (8) увеличивается вдвое. Но так как скорость двигателя также возрастает в 2 раза, то предельно допустимый момент двигателя остается неизменным, т. е. регулирование осуществляется с постоянным моментом.

Для работы литейных машин требуется регулирование скорости электродвигателей как с постоянным моментом, так и с постоянной мощностью. Например, регулирование скорости вращения двигателей обдирочных станков с целью компенсации износа шлифовальных кругов должно производиться с постоянной мощностью. При изменении скорости движения конвейеров, вращающихся столов и других машин и механизмов, где основной нагрузкой двигателя являются силы трения в механизмах, остается постоянным момент на валу двигателя.

При изменении скорости вращения ротора пескометной головки одновременно изменяются мощность и момент на валу двигателя, так как мощность, потребляемая головкой, примерно пропорциональна квадрату скорости вращения ротора. Оба вида регулирования оказываются недостаточно удовлетворительными. В этом случае применяют регулирование с постоянным моментом,

как более экономичное. Такое регулирование, например, применено в пескочистке модели 2А96С1.

### Конструктивное исполнение асинхронных двигателей

Конструктивное исполнение асинхронных двигателей определяется способом их крепления и видом защиты от воздействия окружающей среды.

Наиболее часто в литейных машинах применяют двигатели нормального исполнения с креплением на лапках (рис. 8, а, в). По техническим условиям такие двигатели устанавливают только с горизонтальным расположением вала. С машиной эти двигатели, как правило, соединяют упругими муфтами.

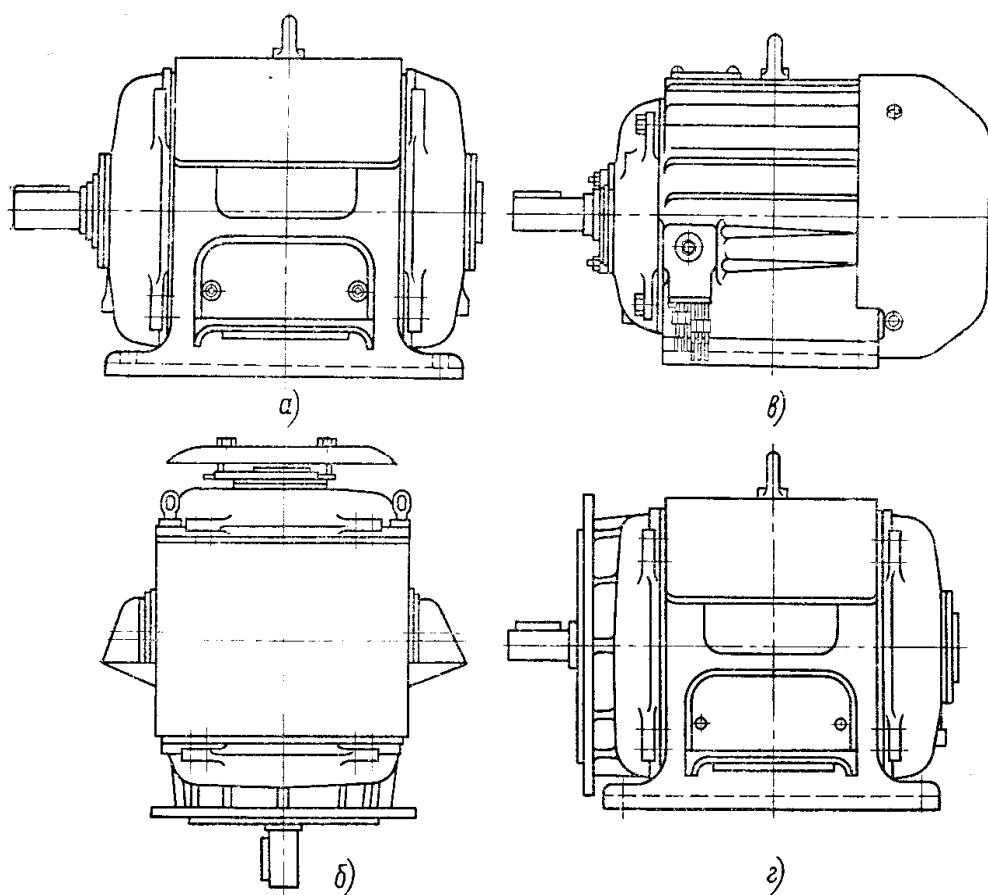


Рис. 8. Асинхронные двигатели

Выпускаемые отечественной промышленностью фланцевые двигатели (рис. 8, б) могут быть установлены как горизонтально, так и вертикально. Двигатели присоединяют к машине с помощью фланца на подшипниковом щите по переходной посадке, что позволяет применять жесткие муфты. Выпускаются также двигатели со станиной на лапках и дополнительным фланцевым щитом (рис. 8, г)

и встроенные двигатели, не имеющие ни вала, ни станины, ни подшипниковых щитов. Последние монтируют в корпусах производственных машин, например в шлифовальных станках для заточки отливок, в приводных барабанах ленточных транспортеров, в ручном электрическом инструменте и т. д.

В зависимости от вида защиты от воздействия окружающей среды различают защищенные, закрытые, закрытые обдуваемые и взрывобезопасные двигатели. Наибольшее применение в литейных машинах находят закрытые обдуваемые двигатели (рис. 8, в). Подшипниковые щиты такого двигателя вентиляционных отверстий не имеют. Для улучшения условий охлаждения двигатель снабжен наружным вентилятором, закрытым кожухом. Иногда для приводов литейных машин (в отделениях окраски отливок) применяют герметически закрытые взрывобезопасные двигатели с корпусом повышенной прочности.

Двигатели рассчитаны на стандартные напряжения 127, 220, 380, 500 в. Единой серией асинхронных двигателей А2, АО2 предусмотрены двигатели с короткозамкнутым ротором девяти габаритов мощностью 0,6...100 кВт на синхронные скорости вращения 600, 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин. Размеры асинхронных двигателей определяются значениями тока и магнитного потока, а, следовательно, согласно выражению (7) номинальным моментом двигателя. При одинаковой мощности тихоходные двигатели имеют большие размеры и соответственно большую стоимость.

Применение встроенных двигателей позволяет уменьшить габаритные размеры и массу машины и сделать ее весьма компакт-

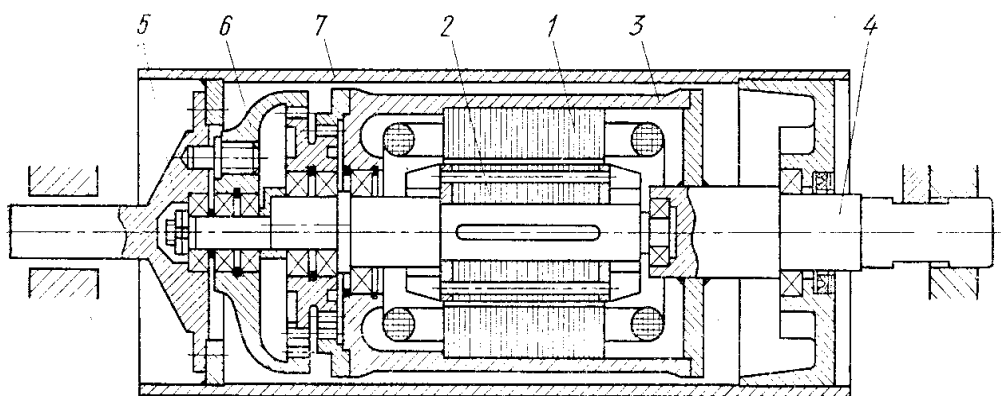


Рис. 9. Приводной барабан ленточного конвейера со встроенным электродвигателем

ной. Недостатком встроенных двигателей является сложность их ремонта и замены. В качестве примера на рис. 9 приведена схема

получившей распространение конструкции приводного барабана ленточного транспортера со встроенным двигателем.

Статор 1 через корпус 3 и фланец жестко связан с неподвижной цапфой 4 барабана. Вал короткозамкнутого ротора 2 имеет эксцентрик и одновременно является водилом планетарного редуктора с большим передаточным отношением. Фланец цапфы 5 вместе с ведомым зубчатым колесом 6 редуктора составляют муфту, передающую движение корпусу барабана 7. Подвод проводов питающей сети к обмотке статора осуществляется через неподвижную цапфу 4.

Асинхронные двигатели дешевы, просты, надежны и удобны в эксплуатации. Поэтому необходимость применения двигателя иного типа должна быть достаточно обоснована технически и экономически. Техничко-экономическое обоснование по существу необходимо и при выборе скорости вращения двигателя, чтобы общая стоимость машины была минимальной. Однако механические передачи литейных машин, изготавливаемые в мелкосерийном и единичном производстве, дороже, чем тихоходные электродвигатели, изготавливаемые в массовом и крупносерийном производстве.

## § 2. ДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА

### Механические характеристики и режимы работы двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением

Момент, развиваемый двигателем постоянного тока, пропорционален току якоря и магнитному потоку  $\Phi$ :

$$M = k_M \Phi I_{\text{я}} \quad (9)$$

где  $k_M$  – коэффициент, зависящий от конструкции машины.

Для двигателей с параллельным возбуждением ток, протекающий в обмотке возбуждения, мал по сравнению с током якоря. Поэтому приближенно принимают, что общий ток, потребляемый двигателем из сети, пропорционален моменту на его валу.

Скорость вращения двигателя постоянного тока определяется формулой

$$n = \frac{U - I_{\text{я}} r_{\text{я}}}{k_e \Phi} \quad (10)$$

где  $U$  – напряжение питания двигателя в В;

$r_{\text{я}}$  – сопротивление цепи обмотки якоря в Ом;

$k_e$  – коэффициент, зависящий от конструкции двигателя.

Определив из выражения (9) ток якоря  $I_A$  и подставив его в формулу (10), получим уравнение механической характеристики двигателя постоянного тока

$$n = \frac{U}{k_e \Phi} - \frac{r_a}{k_e k_M \Phi^2} M \quad (11)$$

При  $M = 0$  получим формулу скорости вращения для идеального холостого хода

$$n_0 = \frac{U}{k_e \Phi} \quad (12)$$

Если пренебречь незначительным размагничивающим действием потока реакции якоря, то магнитный поток двигателя с параллельным возбуждением можно считать постоянным. При этом уравнение механической характеристики двигателя с параллельным возбуждением оказывается линейным

$$n = n_0 - bM \quad (13)$$

где  $b$  – угловой коэффициент:

$$b = \frac{r_a}{k_e k_M \Phi^2} \quad (14)$$

У двигателей постоянного тока с последовательным и смешанным возбуждением магнитный поток изменяется с изменением

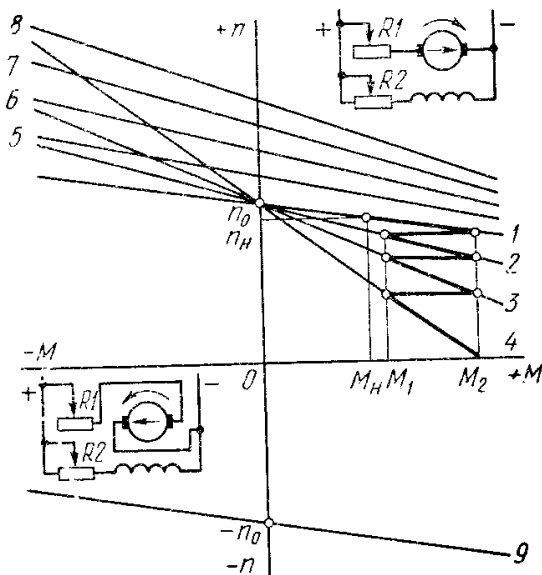


Рис. 10. Механические характеристики двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением

тока якоря, что делает их механические характеристики нелинейными и мягкими. Такие двигатели редко используют в приводах литейных машин.

Естественная характеристика  $I$  двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением (рис. 10) вполне определяется точками  $M = 0$ ,  $n = n_0$  и  $M = M_H$ ,  $n = n_H$ . Значение скорости вращения для идеального холостого хода устанавливается по номинальным (каталожным) величинам  $n$ ,  $U$ ,  $I_A$  и  $r_a$  без добавочных сопротивлений из формул (10) и (12).

Как для асинхронных двигателей, при  $n > n_0$  момент на валу двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением становится отрицательным; двигатель переходит в режим рекупера-

тивного торможения с отдачей энергии в сеть (части механических характеристик, лежащие во второй четверти).

Если сопротивление  $r_{\text{я}}$  цепи якоря увеличить с помощью реостата  $RI$  (рис. 10), то согласно формуле (14) увеличится угловой коэффициент  $b$  и, следовательно, наклон механической характеристики. Таким образом, можно получить ряд искусственных характеристик 2...4. При введении сопротивления в цепь обмотки возбуждения двигателя его магнитный поток уменьшится, а скорость вращения возрастет (искусственные механические характеристики 5...8). Если изменить полярность подводимого к якорю двигателя напряжения, то изменится направление вращающего момента двигателя. Часть характеристики 9, лежащая в третьей четверти, соответствует двигательному режиму работы машины с измененным направлением вращения.

Величина допустимой кратковременной перегрузки двигателей постоянного тока ограничивается из-за значительного искрения под щетками. Коэффициент допустимой перегрузки двигателей постоянного тока общепромышленного назначения

$$\lambda = \frac{M_{\text{max}}}{M_H} = 2 \div 2,5.$$

Двигатели постоянного тока тяжелее и примерно втрое дороже асинхронных, их эксплуатация более сложная, а коэффициент полезного действия ниже. Кроме того, получение постоянного тока на машиностроительных заводах связано с определенными трудностями. В литейном производстве двигатели постоянного тока находят применение для приводов центробежных машин, так как позволяют бесступенчато регулировать их скорости вращения и производить разгон больших масс.

### **Пуск и торможение двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением**

Пуск двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением имеет некоторые особенности по сравнению с пуском асинхронных двигателей. При прямом пуске согласно естественной механической характеристике  $I$  (рис. 10) пусковой ток и пусковой момент были бы недопустимо большими. Поэтому пуск осуществляют с помощью пускового секционированного реостата  $RI$  (рис. 10). Сопротивления секций пускового реостата выбирают так, чтобы двигатель при включении развивал заданный пусковой момент  $M_2$  ( $M_2 = 2M_H$ ). Минимальный момент  $M_1$  двигателя при пуске выбирают равным  $1,1M_H$ .

При включении в цепь якоря всех ступеней пускового реостата двигатель работает на механической характеристике 4 (рис. 10). При достижении минимального пускового момента  $M_1$  одну секцию реостата отключают и двигатель переходит на работу по характеристике 3. Затем отключают следующую секцию пускового реостата, пока двигатель не перейдет на работу по естественной механической характеристике.

Пуск двигателей постоянного тока обычно производится автоматически. Реостаты с ручным управлением почти не применяются, так как их обслуживание связано со значительными затратами времени. Кроме того, вручную трудно обеспечить заданный режим пуска и при неумелом обслуживании могут возникнуть недопустимые перегрузки.

Для двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением применяют электрическое торможение трех видов: противовключением, динамическое и рекуперативное.

При торможении противовключением естественную механическую характеристику 2 обратного хода (рис. 11) использовать

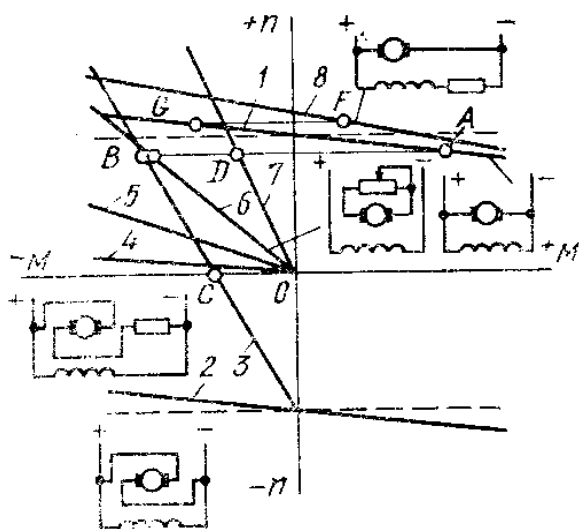


Рис. 11. Тормозные характеристики двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением

нельзя, так как тормозной момент двигателя и ток якоря были бы недопустимо большими.

Поэтому в режиме торможения противовключением используют только искусственные (реостатные) характеристики двигателя. Возникающий при переходе на искусственную характеристику 3 (из точки A на естественной характеристике 1 в точку B) тормозной момент по мере снижения скорости вращения якоря уменьшается. По окончании торможения (точка C) двигатель следует отключить

от сети, так как иначе он перейдет в реверс.

Режим динамического торможения двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением можно получить, отключив якорь двигателя от сети и замкнув его на реостат (рис. 11). Двигатель при этом начинает работать как генератор. Так как в этом случае напряжение к цепи якоря не подводится ( $U = 0$ ), то уравнение меха-



нической характеристики (11) для режима динамического торможения принимает вид

$$n = -\frac{r_{\text{я}}}{k_e k_M \Phi^2} M = -bM \quad (15)$$

Это уравнение прямой, проходящей через начало координат. В зависимости от величины сопротивления в цепи якоря изменяется наклон характеристики (прямые 4...7) и величина тормозного момента (положение точки  $D$ ). Для повышения интенсивности торможения сопротивление в цепи якоря можно изменять, и процессе торможения, переходя с одной характеристики на другую, как это делалось при пуске двигателя. Средний тормозной момент при этом увеличится, а время торможения сократится.

Как и при торможении асинхронных двигателей, в обоих рассмотренных случаях торможения двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением кинетическая энергия движущихся масс превращается в тепло, выделяющееся в якоре двигателя.

Рекуперативный тормозной режим можно получить увеличением магнитного потока работающего двигателя. В этом случае двигатель с искусственной механической характеристики  $\delta$  переходит на работу по генераторной части механической характеристики, соответствующей большему магнитному потоку двигателя (например, из точки  $F$  в точку  $G$ ). При скачкообразном увеличении магнитного потока двигателя э. д. с. якоря превышает напряжение сети, вследствие чего изменяется направление тока якоря и момента двигателя. Двигатель развивает тормозной момент, отдавая энергию в сеть. При снижении скорости якоря до скорости идеального холостого хода тормозной момент уменьшается до нуля.

Во всех рассмотренных случаях тормозные характеристики необходимо выбирать так, чтобы ток якоря во время торможения не превышал допустимые пределы.

### **Регулирование скорости вращения двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением**

Из уравнения механической характеристики (11) и рис. 10 следует, что скорость вращения двигателя постоянного тока можно регулировать, изменяя один из параметров: сопротивление цепи якоря  $r_{\text{я}}$ , магнитный поток двигателя  $\Phi$  или напряжение питания  $U$ .

Регулирование скорости двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением изменением сопротивления цепи якоря применяется редко, так как оно неэкономично и обладает теми же недостатками, что и реостатное регулирование скорости асинхрон-

ных двигателей с фазовым ротором. Как и у асинхронных двигателей регулирование по этому способу производится с постоянным моментом. Обычный диапазон регулирования:  $n_{max}/n_{min}=2:1$ .

Широкое распространение получило регулирование скорости изменением магнитного потока двигателя, осуществляемое с помощью реостата  $R2$  (рис. 10), включенного в цепь обмотки возбуждения. Согласно формулам (12) и (14) каждому значению магнитного потока  $\Phi$  соответствуют определенные значения  $n_0$  и  $b$ . Поэтому при изменении магнитного потока двигателя его механические характеристики изображаются прямыми 5...8, не параллельными естественной механической характеристике 7, (рис. 10). Регулирование скорости изменения магнитного потока двигателя осуществляется просто и достаточно экономично, так как ток возбуждения мал по сравнению с током якоря.

С учетом выражений (4), (9) и (10)

$$N = Mn10^{-4} = \frac{k_M I_\alpha (U - I_\alpha r_\alpha)}{k_e} 10^{-4} \quad (16)$$

Предельно допустимый ток якоря  $I_\alpha$  определяется условиями нагрева и поэтому при регулировании скорости двигателя не изменяется. Тогда согласно формуле (16) мощность двигателя при изменении магнитного потока остается постоянной. Следовательно, регулирование скорости двигателя изменением магнитного потока является регулированием с постоянной мощностью. Диапазон регулирования скорости двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением изменением магнитного потока лежит в пределах  $n_{max}/n_{min} = (2:1) \dots (4:1)$ .

Регулирование скорости изменением магнитного потока используется в комплектных регулируемых приводах серии ПКВ. В этих приводах двигатель подключается к сети переменного тока через трансформатор и трехфазный выпрямительный мост на кремниевых вентилях. Номинальная мощность приводов серии ПКВ 6 – 25 кВт, обеспечиваемый диапазон бесступенчатого регулирования 2:1.

Регулирование скорости вращения двигателя постоянного тока изменением напряжения питания осуществляется при постоянном магнитном потоке двигателя. В этом случае к обмотке возбуждения двигателя подводится постоянное напряжение, а якорь двигателя подключают к источнику регулируемого напряжения, т. е. по существу используется двигатель с независимым возбуждением. Регулирование скорости изменением напряжения достаточно экономично, так как оно не связано с дополнительными потерями в двигателе. Однако для такого регулирования требуются специаль-

ные источники регулируемого напряжения, вследствие чего общий к. п. д. системы уменьшается.

Из выражения (9) следует, что регулирование изменением напряжения является регулированием с постоянным моментом, так как магнитный поток двигателя  $\Phi$  и предельно допустимый ток якоря  $I_{я}$  остаются неизменными. Согласно уравнению (11) линейные механические характеристики двигателя, соответствующие различным значениям напряжения питания  $U$ , расположены одна под другой и параллельны естественной. Диапазон регулирования скорости вращения двигателя изменением напряжения обычно не превышает 5:1. Регулирование скорости двигателей изменением напряжения широко используется в системах автоматического управления и регулирования.

Регулируемое напряжение для питания двигателя постоянного тока можно получить, например, с помощью электромашинного преобразователя. Такой преобразователь вместе с двигателем привода машины называют системой генератор – двигатель (сокращенно Г – Д).

Система Г – Д (рис. 12) состоит из первичного асинхронного (или любого другого) двигателя  $M1$ , генератора постоянного тока  $G$ , возбудителя  $ГВ$  и исполнительного двигателя постоянного тока  $M2$ ,

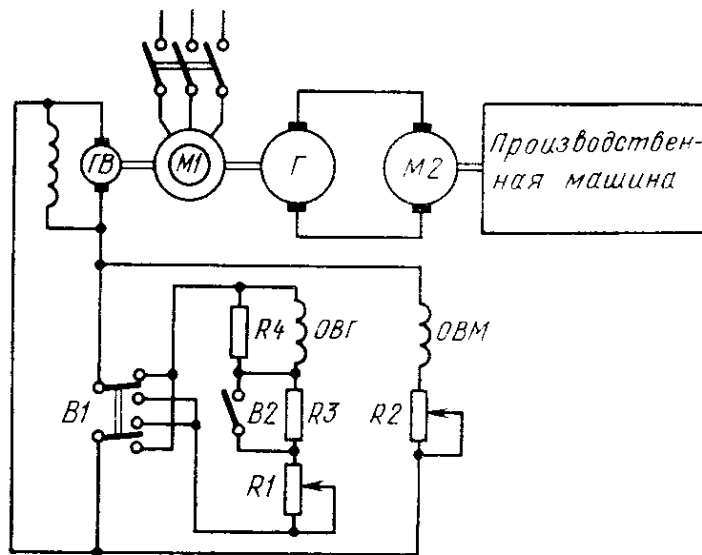


Рис. 12. Схема системы генератор – двигатель

используемого для непосредственного привода машины. Двигатель  $M1$  приводит во вращение генератор  $G$  с независимым возбуждением и возбудитель  $ГВ$  – небольшой генератор с самовозбуждением (параллельным или смешанным). От возбудителя  $ГВ$  питаются обмотки возбуждения генератора  $OBГ$  и двигателя

$OBМ$ . Цепь якоря двигателя  $M2$  подключена к генератору  $G$ .

Изменяя сопротивление реостата  $R1$  в цепи возбуждения генератора  $G$ , можно изменить напряжение на его зажимах и, следовательно, скорость вращения двигателя  $M2$ . С помощью реостата  $R2$  можно изменять магнитный поток двигателя  $M2$ . Таким образом,

система  $\Gamma - Д$  позволяет регулировать скорость вращения двигателя изменением как напряжения, так и магнитного потока. Общий диапазон регулирования равен произведению диапазонов регулирования обоими способами и обычно составляет (10: 1)...(15: 1), но может достигать (20: 1)...(30: 1).

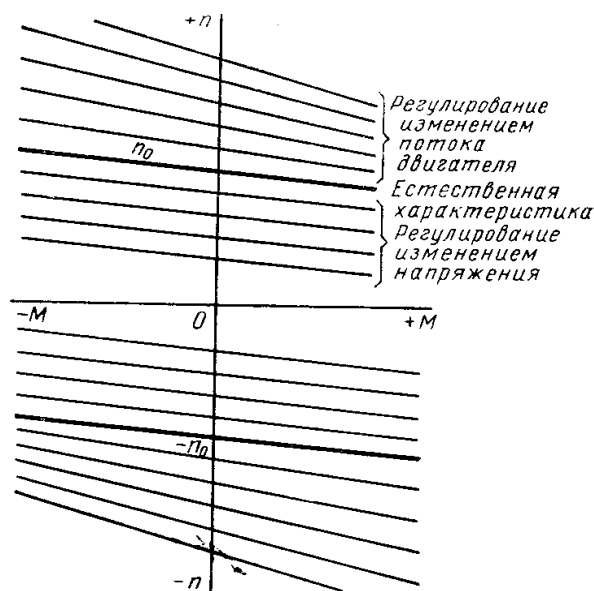


Рис.13. Механические характеристики двигателя в системе  $\Gamma - Д$

Механические характеристики двигателя в системе  $\Gamma - Д$  приведены на рис. 13. Пуск двигателя осуществляется при полном магнитном потоке подключением обмотки возбуждения генератора  $ОВГ$  переключателем  $В1$  (рис. 12)

Ввиду большого индуктивного сопротивления обмотки  $ОВГ$  ток в ней нарастает медленно, а напряжение, подводимое к двигателю, повышается постепенно. Пуск двигателя можно форсировать, зако-

рачивая на время пуска сопротивление  $R3$  выключателем  $В2$ .

Сопротивление  $R4$  является разрядным. Замедляя уменьшение магнитного потока и снижая тем самым э. д. с. самоиндукции, оно предохраняет изоляцию обмотки возбуждения от пробоя в случае обрыва или отключения цепи возбуждения.

Реверс электродвигателя  $М2$  осуществляется изменением направления тока в обмотке возбуждения генератора  $ОВГ$  с помощью переключателя  $В1$  (или другого аналогичного устройства). Основными недостатками системы  $\Gamma Д$  являются относительно низкий к. п. д. (0,6...0,7), высокая стоимость, превышающая стоимость асинхронного двигателя в 8...10 раз, и значительные размеры. Поэтому в современных литейных машинах система  $\Gamma - Д$  применяется редко (например, в центробежных машинах).

Иногда в качестве источника регулируемого напряжения для питания двигателей постоянного тока используются электромашинные усилители (ЭМУ) с поперечным магнитным потоком, например, в приводе электродов дуговой печи (рис. 14).

Экспериментально установлено, что наиболее экономичный режим плавки происходит при определенной мощности дуги. Сис-

тема управления автоматически стабилизирует эту мощность путем изменения дугового промежутка. Напряжение дуги  $U_d$  и ток  $I_d$  подаются через выпрямители  $Bn1$  и  $Bn2$  на сравнивающее устройство. Если мощность дуги соответствует заданному значению, то напряжение  $U_y$  на потенциометре  $R$  и на обмотке управления  $OY1$

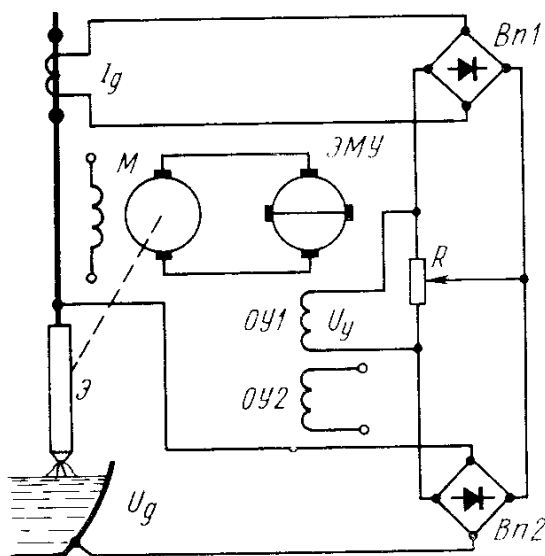


Рис 14 Схема привода электродов дуговой печи с ЭМУ.

равно нулю. ЭМУ не возбуждается, и якорь двигателя  $M$  находится в покое (не вращается).

При отклонении в режиме плавки изменяется соотношение напряжения и тока дуги, вследствие чего на обмотке  $OY1$  появляется управляющее напряжение  $U_y$ . ЭМУ возбуждается, на его выходных клеммах появляется напряжение, и двигатель  $M$  начинает перемещать электрод  $\mathcal{E}$ , устраняя появившееся отклонение от заданного режима, устанавливаемого потенциометром  $R$ . Для компенсации нерав-

номерности нагрузки при опускании и подъеме электрода на вторую обмотку управления  $OY2$  подается напряжение, компенсирующее вес электрода.

В последние годы все шире применяются **приводы с полупроводниковыми управляемыми вентилями – тиристорами** (рис.15). Тиристор имеет четырехслойную структуру типа  $p-n-p-n$ . Вывод от внутренней базовой области ( $p$ -области) служит управляющим электродом. При отсутствии сигнала на управляющем электроде тиристор остается в запертом состоянии при напряжении питания прямой полярности, меньшем определенного предела (напряжения включения).

При поступлении сигнала на управляющий электрод тиристор переходит в открытое состояние при напряжении питания, меньшем напряжения включения. После открывания тиристора управляющий электрод теряет свои управляющие свойства, а запираение тиристора возможно уменьшением силового тока до определенного предела, называемого током выключения. Падение напряжения на тиристоре в открытом состоянии не превышает  $1 В$ .

Тиристоры отличаются высокой экономичностью, надежностью в работе, безынерционностью, малыми размерами и массой.

При работе они не создают радиопомех и имеют практически неограниченный срок службы. Отечественной промышленностью серийно выпускаются кремниевые управляемые вентили серий ВКУ и ВКУВ, рассчитанные на номинальный ток до 100 а. Начато производство тиристоров на ток до 250 а.

При использовании тиристоров в выпрямителях становится возможным получить регулируемое напряжение для двигателей постоянного тока. Так, в схеме нереверсивного электропривода, разработанной для двигателя мощностью 15 кВт (рис. 15), регулируемое напряжение к якору двигателя М подводится от трехфазного несимметричного мостового выпрямителя на неуправляемых кремниевых вентилях Д1...Д3 и тиристорах ДУ1...ДУ3.

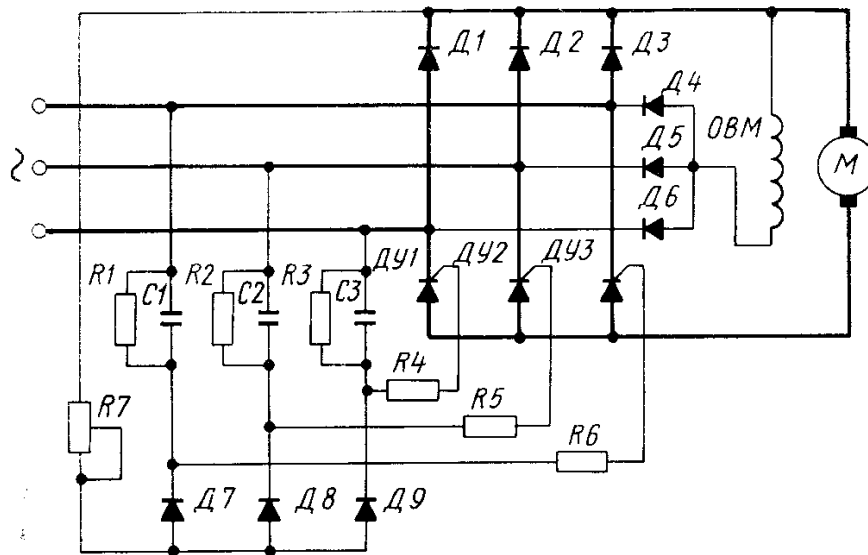


Рис. 15. Схема регулируемого привода с тиристорным преобразователем

Обмотка возбуждения *OBM* подключена к неуправляемому мостовому выпрямителю на вентилях Д...Д6.

Управление тиристорами осуществляется при помощи зарядных цепей *R – C*. Например, при положительной полуволне напряжения конденсатор *C2* заряжается через вентиль Д1 или Д3, сопротивление *R7* и диод Д8. С конденсаторов *C1...C3* напряжение подается на управляющие электроды тиристоров через токоограничивающие сопротивления *R4...R6*. При зарядке конденсатора открывается соответствующий ему тиристор. Время зарядки конденсатора и, следовательно, момент открывания (угол открывания) тиристора определяются постоянной времени  $\vartheta = RC$  зарядного контура и могут регулироваться сопротивлением *R7*. В зависимости от угла открывания тиристора изменяется длительность протекания тока

через него в течение положительной полуволны напряжения и, следовательно, среднее значение выпрямленного напряжения.

Сопротивления  $R...R3$  служат для разрядки конденсаторов  $C1...C3$  во время отрицательной полуволны напряжения.

Диапазон регулирования скорости двигателя в рассмотренной схеме равен  $1...10$ . Для управления тиристорами в более сложных схемах используются насыщенные дроссели или устройства на транзисторах и маломощных тиристорах. Примером такого привода может служить привод типа ПКВУ с обратной связью по скорости и промежуточным полупроводниковым усилителем. Мощность привода  $8\text{ кВт}$ . В диапазоне скоростей  $15...1500\text{ об/мин}$  колебание скорости вращения двигателя не превышает  $5\%$  при  $M = (0,25...1)M_H$ .

Основным недостатком приводов, в которых регулирование напряжения осуществляется изменением угла открывания тиристоров, является значительное снижение  $\cos\varphi$  при уменьшении скорости вращения двигателя. С целью повышения  $\cos\varphi$  используют схемы, в которых регулируемое напряжение тиристорного выпрямителя алгебраически суммируется (складывается или вычитается) с постоянным нерегулируемым напряжением.

### § 3. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ СИЛОВЫЕ УСТРОЙСТВА

#### Тяговые электромагниты

Тяговые электромагниты широко применяют для дистанционного управления вентилями, кранами и задвижками в пневмо-и гидроцепях, в зажимных и тормозных устройствах и в других случаях, когда требуется быстрое перемещение рабочих органов машин на небольшое, строго определенное расстояние.

Промышленность выпускает тяговые электромагниты постоянного и переменного тока. В литейном производстве применяются преимущественно однофазные электромагниты переменного тока с тяговым усилием  $15...250\text{ (1,5—25) кгс}$  с максимальным ходом якоря  $25...50\text{ мм}$ .

При протекании тока по катушке  $1$  (рис. 16, а) возникает магнитный поток, замыкающийся через сердечник  $2$  и якорь  $3$ , набранные из листовой электротехнической стали. Якорь при этом втягивается в катушку, так что в конце хода магнитный поток полностью замыкается через сталь сердечника и якоря. При изменении воздушного зазора  $x$  меняется магнитное сопротивление магнитопровода, что ведет к изменению индуктивности катушки, и, следовательно, тока в ней. Поэтому при втягивании якоря ток в катушке

уменьшается (рис. 16,б). Тяговое усилие  $P$  электромагнита по мере уменьшения зазора  $x$  увеличивается.

Магнитный поток и, следовательно, усилие, действующее на якорь, при однофазном токе пульсируют с двойной частотой, принимая через каждый полупериод нулевое значение, что приводит к

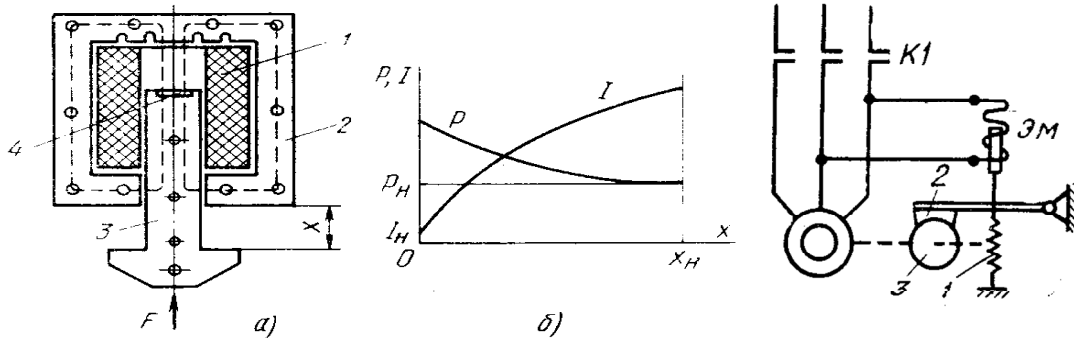


Рис. 16. Тяговый электромагнит (а) и его характеристики (б)

Рис. 17. Схема электро-механического торможения.

сильной вибрации и гудению якоря. Для устранения этого явления на торце якоря устанавливают демпферный виток 4, представляющий собой короткозамкнутый виток или медную рамку. Магнитный поток наводит в демпферном витке э. д. с., под действием которой в нем, как во вторичной обмотке трансформатора, возникает ток. Созданный им магнитный поток не совпадает по фазе с основным. Поэтому суммарный магнитный поток ни в один момент времени не равен нулю, что исключает вибрацию якоря.

Однофазные тяговые электромагниты допускают 1000...4000 включений в час. Время срабатывания около 0,01 с. В каталогах приводятся номинальный ход  $x_H$  и номинальное усилие  $P_H$ , соответствующее моменту трогания (рис. 16,б), по которым подбирается электромагнит для конкретного механизма.

Недостатком тяговых электромагнитов является непостоянство тягового усилия при перемещении якоря (рис. 16,б). Возрастание тягового усилия  $P$  в конце хода якоря приводит к увеличению скорости якоря и сильному удару, что ограничивает их применение в ряде машин.

Примером применения тяговых электромагнитов (тянущего, а чаще толкающего типа) могут служить электро-механические тормозные устройства (рис. 17). Обмотка электромагнита  $\mathcal{E}M$  включается параллельно двигателю. Когда двигатель подсоединяется к сети контактором  $K1$  (см. гл. IV, § 1), втягивается якорь электромагнита, растягивая пружину 1 и отводя колодку 2 от тормозного шкива 3. При выключении двигателя электромагнит отключается, его



якорь отпадает, а пружина прижимает колодку к тормозному шкиву, обеспечивая механическое торможение машины.

Своеобразной разновидностью тяговых электромагнитов переменного тока являются электромагнитные вибраторы, применяемые в литейном производстве для привода вибрационных транспортеров, питателей, дозаторов, сит и т. д. Сердечник 1 электромагнитного вибратора (рис. 18, а) демпферных витков не имеет. Поэтому при питании обмотки 2 вибратора переменным током на якорь 3 действует пульсирующая электромагнитная сила.

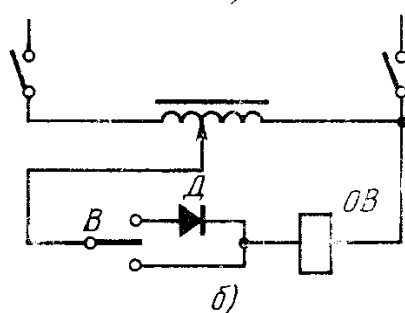
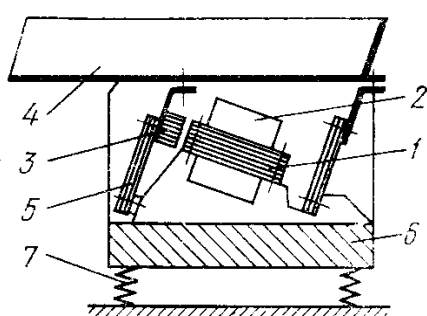


Рис. 18. Вибрационный питатель (а) и схема включения его вибратора (б)

Якорь вибратора закреплен на лотке 4 питателя, соединенном с основанием б через пластинчатые пружины (рессоры) 5, благодаря чему может вместе с лотком совершать вынужденные колебания. Сердечник вибратора вместе с обмоткой закреплен на основании б. Весь питатель монтируется на упругих амортизаторах 7. Для него не требуется массивный фундамент. Питатель можно подвешивать непосредственно к бункеру для сыпучих материалов. Питание обмотки вибратора осуществляется по схеме, приведенной на рис. 18, б. При нижнем по схеме положении переключателя В напряжение от автотрансформатора непосредственно подается к обмотке вибратора ОВ.

Частота электромагнитной силы, воздействующей на якорь вибратора, равна удвоенной частоте сети. При верхнем по схеме положении переключателя В обмотка вибратора питается пульсирующим напряжением через вентиль Д. Частота возмущающей силы равна частоте сети. Преимуществом рассмотренного вибратора является возможность плавного регулирования амплитуды колебаний, а, следовательно, и производительности машины путем изменения напряжения, подводимого к его обмотке.

## Электромагнитные прессовые формовочные машины

В последние годы все большее внимание уделяется использованию электромагнитного привода для уплотнения формовочной смеси в прессовых формовочных машинах.

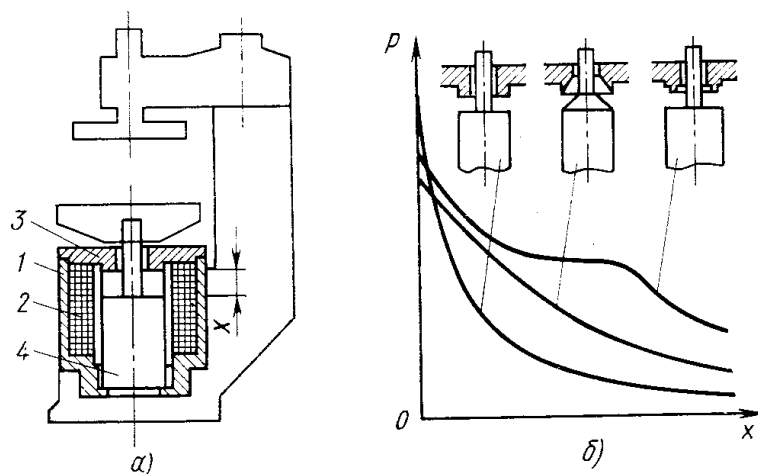


Рис. 19. Схема электромагнитной прессовой машины (а) и тяговые характеристики ее привода (б)

По сравнению с пневматическим и гидравлическим электромагнитный привод имеет ряд преимуществ: быстродействие, надежность, простота обслуживания, улучшение санитарно-гигиенических условий труда, экономичность.

Устройство электромагнитного привода прессовой формовочной машины (рис. 19, а) аналогично устройству тяговых электромагнитов.

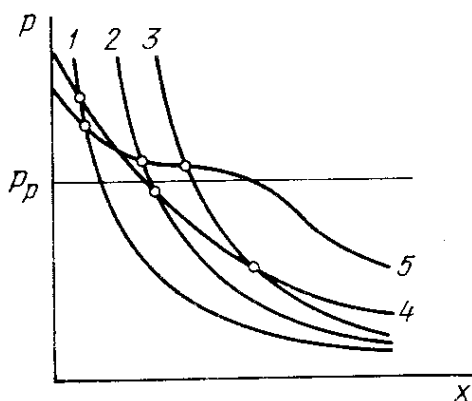


Рис. 20. Механические характеристики прессовой формовочной машины и тяговые характеристики электромагнитов

В корпусе 1 электромагнита размещена катушка 2. Магнитопроводом служит корпус 1, крышка 3 и якорь 4. Детали магнитопровода выполнены из мягкой стали, например, 15Л, 25Л. Катушка электромагнита питается постоянным током от полупроводникового выпрямителя.

Вид тяговой характеристики зависит от формы якоря и выступа сердечника, в который упирается якорь (рис. 19,б). При выборе тяговой характеристики электромагнита для прессовой формовочной машины необходимо учитывать, что на зависимость усилия прессования  $P$  от пути влия-

ют многие технологические факторы, например, количество, влажность и другие свойства формовочной смеси в опоке (кривые 1...3 на рис. 20).

Привод прессовой формовочной машины должен обеспечивать технологически необходимое усилие прессования  $P_p$  во всем диапазоне колебаний технологических параметров. Поэтому, например, электромагнит с тяговой характеристикой 4 (рис. 20) неприемлем, а электромагнит с тяговой характеристикой 5, имеющей «технологическую площадку», может быть использован в прессовой формовочной машине. Такую характеристику обеспечивают надлежащим выбором формы якоря и сердечника (рис. 19, б).

Для прессовых формовочных машин могут быть использованы электромагниты как постоянного, так и переменного однофазного и трехфазного тока. При одинаковых конструктивных размерах и одинаковом эффективном значении тока тяговые усилия, развиваемые электромагнитами постоянного, однофазного и трехфазного переменного тока, относятся как 2 : 1 : 1,5. С точки зрения уменьшения габаритных размеров машины следовало бы применять постоянный ток. Однако из-за наличия выпрямителей стоимость машины значительно возрастает. Поэтому чаще используются электромагниты трехфазного тока.

В современных прессовых формовочных машинах используется повышенное давление прессования  $1,0...1,5 \text{ МН/м}^2$  ( $10...15 \text{ кгс/см}^2$ ). Получить такие давления на электромагнитных прессовых машинах затруднительно. Повышение тягового усилия электромагнита связано с увеличением диаметра якоря и размеров машины. Поэтому электромагнитные прессовые машины широкого распространения не получили.

### **Электромагнитные насосы и желоба**

Движение металла в электромагнитных насосах и желобах основано на взаимодействии магнитного поля с проводником, по которому проходит электрический ток. Роль проводника в данном случае выполняет расплавленный металл. В результате взаимодействия магнитного поля и тока возникает электродинамическая сила, направление которой определяется правилом левой руки, а величина зависит от магнитной индукции поля, тока в расплавленном металле и угла между векторами тока и магнитного потока.

Различают два метода воздействия магнитного поля на расплавленный металл. Первый метод – кондукционный. Ток через специальные электроды подводится непосредственно к металлу. Этот метод не нашел в литейном производстве применения, так как

электроды сильно окисляются и быстро выходят из строя. Вторым методом – индукционный. Ток индуцируется в расплавленном металле. Этот метод более надежен. Он широко применяется в электромагнитных насосах, дозаторах, желобах.

**Однофазный электромагнитный насос** (рис. 21) представляет собой трансформатор с первичной обмоткой 1 и вторичной в виде короткозамкнутого витка жидкого металла 2.

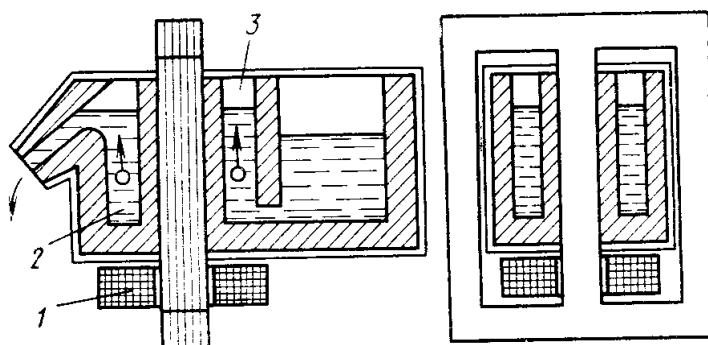


Рис. 21. Однофазный электромагнитный насос

При включении первичной обмотки в жидком металле индуцируются токи, взаимодействующие с магнитным полем первичной обмотки, в результате чего возникает электромагнитная сила, стремящаяся поднять металл относительно первичной обмотки. Уровень металла в полости 3 поднимается, и он сливается через трубопровод. Насос может работать в двух режимах: а) безнапорном, в данном случае насос работает при небольших токах в первичной обмотке и выполняет роль индукционного нагревателя; б) транспортном, рассмотренном выше.

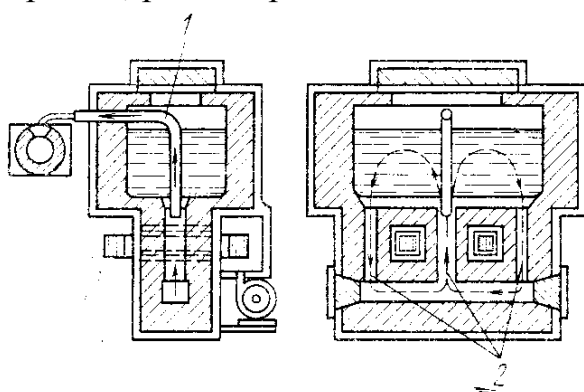


Рис.22. Электромагнитный дозатор.

**В электромагнитном дозаторе** для машин литья под давлением (рис. 22) под действием электромагнитного поля, создаваемого переменным током в обмотке дозатора, в каналах 2 начинает циркулировать расплавленный металл.

Направление движения металла показано стрелками. В центральном канале поток направлен вверх.

Образовавшегося напора достаточно, чтобы металл поднялся по трубе 1 выше основного уровня и сливался в металлоприемник или форму. Изменяя силу тока в обмотке, можно менять скоростной режим заливки.

Электромагнитный **желоб** – разновидность индукционного насоса. Отличие его состоит в том, что металл подвергается воздействию бегущего магнитного поля в открытом лотке, по которому он движется в виде безнапорного потока со свободной поверхностью. При этом индуктор расположен снизу, сверху или по сторонам лотка по всей его длине.

Электромагнитный привод имеет большие преимущества по сравнению с электрическими приводами других типов, так как позволяет непосредственно, без различных механических устройств действовать на перемещаемый объект, например, транспортировать и дозировать расплавленный металл.

В мелкосерийном производстве отливок широкое применение находят **электромагнитные подмодельные плиты** постоянного тока. На моделях (в том числе деревянных) в этом случае устанавливаются стальные пластины, которые, притягиваясь к плите, удерживают модели. Электромагнитные плиты позволяют быстро менять модели, что является одной из предпосылок изготовления небольших партий отливок на современных автоматических формовочных линиях.

### Глава III

## ДИНАМИКА ЭЛЕКТРОПРИВОДА И ВЫБОР МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

### § 1. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЭЛЕКТРОПРИВОДАХ

При работе литейных машин силами сопротивления, действующими на их рабочие органы, и силами трения в механизмах на валу электродвигателя создается момент сил сопротивления  $M_C$ . При вращении вала двигателя с постоянной скоростью крутящий момент  $M$ , развиваемый двигателем, равен и противоположно направлен моменту сил сопротивления  $M_C$ . При всяком изменении момента сил сопротивления  $M_C$  или крутящего момента двигателя  $M$  скорость вращения двигателя изменяется. Этот процесс можно описать уравнением, называемым уравнением движения

$$M = M_C + J \frac{d\omega}{dt} \quad (17)$$

где  $M$  и  $M_C$  в  $H \cdot m$ ;

$J$  – момент инерции подвижных масс машины, приведенный к валу двигателя, в  $кг \cdot m^2$ ;

$d\omega/dt$  – угловое ускорение вала двигателя.

Входящий в уравнение (17) момент сил сопротивления  $M_C$  называют также статическим, а момент  $M_j = J \frac{d\omega}{dt}$  – динамическим,

так как он обусловлен силами инерции движущихся масс машины. При установившемся движении скорость вращения постоянна ( $d\omega/dt = 0$ ) и динамический момент равен нулю. При  $d\omega/dt \neq 0$  в электроприводе имеет место переходный процесс, причем  $d\omega/dt > 0$  соответствует ускорению, а  $d\omega/dt < 0$  – замедлению движения привода машины.

В литейных машинах переходные процессы возникают при пуске и торможении, при всяком изменении момента сил сопротивления. Многие литейные машины и их электроприводы постоянно находятся в состоянии непрерывного переходного процесса. Это смесители периодического действия, гидростанции машин литья под давлением и гидрофицированных агрегатов автоматических линий, дробилки и т. д.

В зависимости от скорости вращения момент двигателя  $M$  изменяется в соответствии с его механической характеристикой. Момент сил сопротивления  $M_C$  в литейных машинах зависит от самых

разнообразных факторов, например, от количества и свойств формовочной смеси в смесителе, от профиля трассы скиповых подъемников, от скорости вращения в дробебетных головках и т. д. Таким образом, моменты  $M$  и  $M_C$  не постоянны во времени и могут выражаться весьма сложными функциями. Поэтому решение дифференциального уравнения (17) в некоторых случаях связано со значительными трудностями.

Обычно уравнение движения решается в предположении, что во время переходного процесса  $t$  момент двигателя  $M$  и момент сил сопротивления  $M_C$  постоянны. Тогда при изменении скорости от  $\omega_1$  до  $\omega_2$

$$t = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{Jd\omega}{M - M_C} = \frac{J(\omega_2 - \omega_1)}{M - M_C}. \quad (18)$$

Учитывая, что  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ , получим

$$t = \frac{J(n_2 - n_1)}{9,55(M - M_C)} \approx \frac{J(n_2 - n_1)}{10(M - M_C)}. \quad (19)$$

При  $n_1 = 0$  и  $n_2 = n$  из соотношения (19) определяем время  $t_n$  пуска машины

$$t_n \approx \frac{Jn}{10(M - M_C)}, \quad (20)$$

а при  $n_1 = n$  и  $n_2 = 0$  – время  $t_m$  самоторможения машины при отключенном двигателе

$$t_m \approx \frac{Jn}{10M_C}. \quad (21)$$

При электрических способах торможения момент  $M$  двигателя направлен против вращения и входит в уравнение движения со знаком минус. Время торможения в этом случае определяем из выражения

$$t_m \approx \frac{Jn}{10(M + M_C)}. \quad (22)$$

В действительности моменты  $M$  и  $M_C$  не постоянны. Поэтому для более точного определения времени переходного процесса весь интервал скоростей разбивают на достаточно малые отрезки и определяют время  $\Delta t$  переходного процесса на каждом участке, принимая  $M$  и  $M_C$  постоянными в течение этого времени:

$$\Delta t \approx \frac{Jn}{10(M - M_C)}. \quad (23)$$

На практике время переходных процессов вычисляют приближенно, считая моменты  $M_C$  и  $M$  постоянными. Например, при

пуске асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором средний момент двигателя за время пуска принимают равным

$$M_{CP} = \frac{M_{II} + M_K}{2}. \quad (24)$$

В ряде литейных машин, в основном транспортных, момент сил сопротивления обусловлен силами трения в механизмах. При трогании с места момент сил сопротивления у таких машин в 2...3 раза больше, чем при движении, так как коэффициент трения покоя значительно больше коэффициента трения движения. Несмотря на это момент сил сопротивления считают постоянным и следят лишь за тем, чтобы пусковой момент двигателя был больше момента сил сопротивления.

Статические моменты  $M_C$  отдельных механизмов машин приводят к валу двигателя через передаточное отношение и к. п. д. машины. Моменты инерции отдельных элементов машины, входящие в выражение для динамического момента, приводятся из условия сохранения кинетической энергии движущихся масс машины.

Для элемента машины, вращающегося со скоростью  $n_1$  и обладающего моментом инерции  $J_1$ , приведенный момент инерции  $J_1$ :

$$J_1 = J_1 \left(\frac{n_1}{n}\right)^2, \quad (25)$$

где  $n$  – скорость вращения двигателя.

Приведенный момент инерции  $J_2$  элемента машины массой  $m$ , совершающего поступательное движение со скоростью  $V$  м/сек:

$$J_2 = m \left(\frac{V}{\omega}\right)^2. \quad (26)$$

Общий момент инерции / системы, приведенный к валу двигателя:

$$J = J_0 + J_1 + J_2 + \dots, \quad (27)$$

где  $J_0$  – момент инерции ротора электродвигателя в  $кг \cdot м^2$ .

В каталогах указаны маховые моменты роторов двигателей. Момент инерции связан с маховым моментом  $GD^2$  соотношением

$$J_0 = \frac{GD^2}{4}, \quad (28)$$

где  $G$  – масса в кг.

## § 2. ПОТЕРИ В ДВИГАТЕЛЯХ. НАГРЕВ И ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

При работе электродвигателя в нем возникают потери энергии (и мощности), что вызывает его нагрев. Часть потребляемой двига-



телом мощности расходуется на нагрев его обмоток, на нагрев магнитопровода от гистерезиса и вихревых токов, на трение в подшипниках и о воздух. Потери на нагрев обмоток двигателя определяются их активным сопротивлением и током, протекающим в них, т. е. зависят от нагрузки двигателя и поэтому называются переменными дел  $\Delta N_{ПЕР}$ :

$$\Delta N_{ПЕР} = mI^2r, \quad (29)$$

где  $m$  – число фаз;

$I$  – фазовый ток;

$r$  – суммарное активное сопротивление фазовой обмотки статора и ротора в упрощенной схеме замещения.

Остальные потери в двигателе мало зависят от нагрузки двигателя и их условно называют постоянными  $\Delta T_{ПОСТ}$ .

Допустимый нагрев двигателей определяется материалом изоляции его обмоток. В большинстве двигателей изоляция хлопчатобумажная (класса А), пропитанная изолирующими составами. Такая изоляция допускает наибольшую температуру нагрева  $105^\circ\text{C}$ . В связи с трудностью измерения температуры нормы допускают наибольший нагрев до  $95^\circ\text{C}$  при измерении температуры термометром и до  $100^\circ\text{C}$  – по методу сопротивления. Кроме нагрузки, температура двигателя зависит от температуры окружающей среды. За расчетную температуру окружающей среды принимают  $35^\circ\text{C}$ . При этой температуре определяют номинальную мощность двигателя. Превышение температуры двигателя  $T$  над температурой окружающей среды  $T_c$  называется перегревом:

$$\Delta T = T - T_c. \quad (30)$$

При номинальной мощности перегрев составляет  $\Delta T_n = 60$  град. В настоящее время расширяется применение влагостойких синтетических изоляций, допускающих нагрев до  $180$  град. Однако при высокой температуре двигателя требуются специальные мероприятия по защите обслуживающего персонала от ожогов и уменьшается к. п. д. двигателя.

При аналитическом исследовании процесса нагрева двигателя принимают, что в тепловом отношении двигатель является однородным телом с равномерной температурой по всему сечению, а теплообмен с окружающей средой происходит по закону конвективного теплообмена Ньютона.

За время  $dt$  в двигателе выделится тепло  $dQ = qdt$ . Часть этого тепла  $dQ_1 = cdT$  расходуется на нагрев двигателя на температуру  $dT$ . Другая часть тепла, равная  $dQ_2 = \alpha\Delta Tdt$ , передается двигателем окружающей среде. Следовательно, можно записать уравнение теплового баланса двигателя

$$qdt = cdt + \alpha \Delta T dt, \tag{31}$$

где  $q$  – приток тепла в Дж/с, обусловленный потерями мощности в двигателе;

$c$  – теплоемкость двигателя в Дж/град;

$\alpha$  – коэффициент теплообмена двигателя с окружающей средой в Дж/с·град;

$\Delta T$  – перегрев двигателя в град.

При неизменной нагрузке двигателя потери мощности в нем, а, следовательно, приток тепла  $q$  постоянны. Тогда решение уравнения (31) примет вид

$$\Delta T = \Delta T_y (1 - e^{-\frac{t}{\theta}}) + \Delta T_0 e^{-\frac{t}{\theta}}, \tag{32}$$

где  $\Delta T_0$  – начальное значение перегрева двигателя в град;

$\Delta T_y = q/\alpha$  – установившееся значение перегрева двигателя при работе с заданной нагрузкой в град;

$\theta = c/\alpha$  – постоянная времени нагрева двигателя в с.

Согласно решению (32) при работе двигателя с постоянной нагрузкой его температура повышается по экспоненциальному закону. При  $t = \infty$  перегрев двигателя достигает установившегося значения (рис. 23). При изменении нагрузки двигателя изменяется и значение установившегося перегрева (кривые 1...3). Если  $\Delta T_y$  превышает  $\Delta T_H$ , то при такой нагрузке длительная работа двигателя недопустима. Практически прогрев двигателя можно считать законченным при  $t = 4\theta$ , когда фактический перегрев двигателя  $\Delta T$  отличается от установившегося значения  $\Delta T_y$  примерно на 2%.

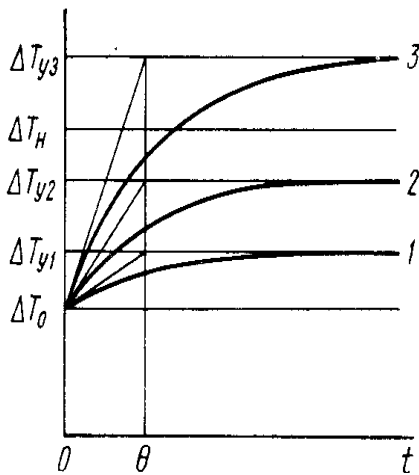


Рис. 23. Кривые нагрева двигателя

Постоянную времени  $\theta$  нагрева двигателя можно определить, как отрезок, отсекаемый касательной на асимптоте  $\Delta T = \Delta T_y$ . Охлаждение двигателя происходит также по экспоненциальному закону.

В случае отключения двигателя приток тепла отсутствует ( $q = 0$ ) и решение (32) принимает вид

$$\Delta T = \Delta T_0 e^{-\frac{t}{\theta}}. \tag{33}$$

Решения (32), (33) получены при грубых допущениях. Практические кривые нагрева – охлаждения несколько отличаются от расчетных. Постоянная времени  $\theta$  несколько увеличивается с нагревом двигателя. При остановке двигателя теплообмен с окру-

жающей средой ухудшается вследствие прекращения работы вентилятора, и постоянная времени значительно возрастает. Величина постоянной времени нагрева определяется размерами двигателя и формой его защиты. Для открытых и защищенных двигателей малой мощности  $\theta = 10 \dots 20$  мин, для закрытых двигателей большой мощности  $\theta = 2 \div 3$  ч.

### § 3. ПОТЕРИ В ДВИГАТЕЛЯХ ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Пусковые токи двигателя значительно превышают номинальные, а поэтому и переменные потери в двигателе при пуске значительно возрастают. Так как время пуска и торможения, как правило, невелико, то определяют только переменные потери при пуске и торможении, а постоянными потерями пренебрегают. Согласно выражению (29) потери энергии на нагрев обмоток ротора за время пуска  $t_{II}$  можно определить из уравнения

$$\Delta A_{2II} = \int_0^{t_{II}} m I_2^2 r_2 dt, \quad (34)$$

где  $I_2$  – ток ротора в  $A$ ;

$r_2$  – сопротивление фазовой обмотки ротора в  $Om$ ;

$m$  – число фаз.

С другой стороны, потери мощности на нагрев обмотки ротора составляют

$$m I_2^2 r_2 = M \omega_0 s. \quad (35)$$

Решая совместно уравнения (17), (34) и (35) с учетом формулы (2) и допуская в целях упрощения, что  $M_C = 0$ , а разгон происходит до скорости  $\omega_0$ , получим

$$\Delta A_{2II} = \frac{J \omega_0^2}{2}. \quad (36)$$

Формула (36) показывает, что потери энергии в цепи ротора двигателя при пуске вхолостую равны кинетической энергии, сообщаемой движущимся массам машины, и не зависят ни от времени пуска, ни от наличия реостата в цепи ротора.

Потери энергии в обмотках статора можно определить, зная величину активных сопротивлений обмоток статора и ротора. Так как мощность, теряемая на активных сопротивлениях, пропорциональна этим сопротивлениям, то

$$\Delta A_{1II} = \frac{J \omega_0^2}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2}, \quad (37)$$

где  $\Delta A_{1II}$  – потери энергии на нагрев обмоток статора в  $Дж$ ;

$r_1$  – сопротивление фазовой обмотки статора в  $Om$ ;

$r_2$  – сопротивление цепи фазовой обмотки ротора, приведенное к цепи статора, в Ом.

Общие потери энергии на нагрев обмоток двигателя при пуске вхолостую составляют

$$\Delta A_{II} = \frac{J\omega_0^2}{2} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right). \quad (38)$$

В тех случаях, когда требуется уменьшить пусковые потери, применяют двигатели с повышенным скольжением, имеющие повышенное активное сопротивление обмоток ротора, или двигатели с фазовым ротором с пусковым реостатом. В обоих случаях согласно формуле (37) увеличение сопротивления цепи обмоток ротора приводит к уменьшению потерь в обмотках статора, вследствие чего допустимое число включений двигателя возрастает. Кроме того, при применении пускового реостата уменьшаются потери энергии на нагрев обмоток ротора, так как общие потери энергии в цепи ротора распределяются на обмотках ротора и пускового реостата пропорционально их активным сопротивлениям.

С учетом момента сопротивления ( $M_C = const$ ) формула для пусковых потерь на нагрев ротора асинхронного двигателя принимает вид

$$\Delta A_{2II} = \frac{J\omega_0^2}{2} + M_C \frac{\omega_0}{2} t_{II}. \quad (39)$$

Полные пусковые потери в асинхронном двигателе определяются выражением

$$\Delta A_{II} = \left(\frac{J\omega_0^2}{2} + M_C \frac{\omega_0}{2} t_{II}\right) \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right). \quad (40)$$

Для асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором приближенно можно считать  $r_2 \approx r_1$ . Тогда выражение (40) примет вид

$$\Delta A_{II} \approx J\omega_0^2 + M_C \omega_0 t_{II}. \quad (41)$$

Потери энергии на нагрев обмоток двигателя при торможении противовключением можно найти аналогичным образом, учитывая, что в этом случае

$$s = \frac{\omega_0 - (-\omega)}{\omega_0} = \frac{\omega_0 + \omega}{\omega_0}. \quad (42)$$

Потери на нагрев цепей ротора при торможении противовключением составят

$$\Delta A_{2II} = 3\left(\frac{J\omega_0^2}{2} - M_C \frac{\omega_0}{2} t_M\right). \quad (43)$$

Полные потери на нагрев обмоток асинхронного двигателя при торможении противовключением определяются формулой

$$\Delta A_M \approx 3(J\omega_0^2 - M_C\omega_0 t_M). \quad (44)$$

Из формул (41) и (44) следует, что при торможении противовключением и  $M_C = 0$  потери на нагрев обмоток двигателя в 3 раза превышают потери при холостом его пуске.

Потери на нагрев обмоток двигателя при динамическом торможении в общем случае можно найти из соотношения

$$\Delta A_M = J\omega_0^2 - M_C\omega_0 t_M. \quad (45)$$

Исходное уравнение (35) справедливо как для асинхронных двигателей, так и для двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением. Поэтому при тех же предположениях потери в цепях якоря двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением можно определять по формулам (36), (39), (43), полученным для потерь в цепи ротора асинхронного двигателя. Потери в обмотке возбуждения двигателя входят в состав постоянных потерь.

#### § 4. ВЫБОР МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Надежная и экономичная работа электропривода возможна только при правильном выборе двигателя. Мощность двигателя следует выбирать в строгом соответствии с режимом работы машины или узла. Выбор мощности двигателя осложняется разнообразием условий работы литейных машин. Установка двигателя излишней мощности нецелесообразна ввиду того, что неоправданно возрастают его размеры и масса машины, а следовательно, и капитальные затраты. Недогрузка двигателя ведет к снижению к. п. д. привода, а для асинхронных двигателей и к снижению коэффициента мощности.

Установка двигателей недостаточной мощности не позволяет полностью использовать рабочую машину и осуществить намеченный технологический процесс с заданной производительностью. Возникающие при этом перегрузки двигателя могут привести к его перегреву и преждевременному выходу из строя.

Необходимая для выполнения намеченного технологического процесса мощность, а следовательно, и мощность, развиваемая двигателем, изменяется во время выполнения технологического процесса производственной машиной. Для правильного выбора мощности двигателя с учетом режима его работы и переходных процессов строят нагрузочные графики, представляющие собой зависимость момента, мощности или силы тока двигателя от времени (рис. 24). Мощность, необходимая для выполнения определенного технологического перехода или операции, рассчитывается по заданно-

му технологическому процессу методами, рассматриваемыми в теории литейных машин.

При работе привода с переменной нагрузкой каждому значению полезной мощности машины  $N_M$  соответствует определенная

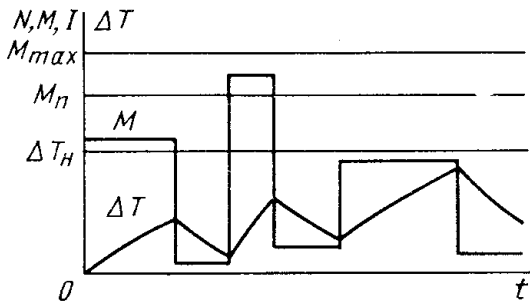


Рис. 24. Нагрузочный график двигателя

мощность  $N$  на валу двигателя, которую можно найти из соотношения

$$N = \frac{N_m}{\eta_m}. \quad (46)$$

К. п. д. производственной машины  $\eta_m$  — величина переменная, зависящая от загрузки машины. Поэтому для построения нагрузочного графика необходимо иметь зависимость  $\eta_m = f(N_m)$ .

Для вновь проектируемой машины получить эту зависимость трудно. Поэтому иногда приближенно считают, что потери в машине при всех нагрузках примерно одинаковы и равны потерям при наибольшей нагрузке. Часто к. п. д. проектируемой машины выбирают по опыту эксплуатации существующих машин аналогичного типа и класса.

Длительность работы производственной машины с каждой нагрузкой рассчитывают по циклограмме работы машины или берут по практическим данным.

Согласно уравнению движения (17) момент двигателя может быть равен моменту сопротивления только при постоянной скорости вращения или при моменте инерции, равном нулю. При работе двигателя с переменной нагрузкой по заданному нагрузочному графику оба условия не имеют места.

Однако при жесткой механической характеристике двигателя и отсутствии маховика условно считают, что графики момента сопротивления производственной машины и момента двигателя совпадают.

Для обеспечения нормальной работы по заданному нагрузочному графику необходимо выполнить три условия: 1) двигатель должен развивать наибольшую мощность (момент), требующуюся для работы машины; 2) перегрев двигателя не должен превышать допустимых норм и 3) двигатель должен развивать необходимый пусковой момент.

В зависимости от характера нагрузочного графика различают три основных режима работы двигателей: длительный, повторно-кратковременный и кратковременный.

### Выбор мощности двигателя при длительном режиме работы

Длительный режим работы двигателя характеризуется продолжительным включением двигателя с постоянной или переменной нагрузкой. В таких режимах работают двигатели вентиляторов

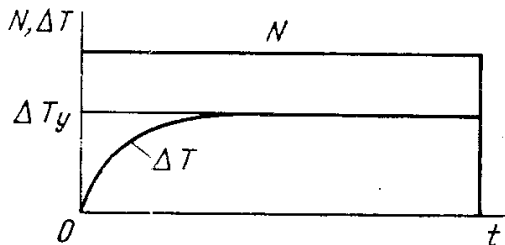


Рис. 25. График длительной работы двигателя с постоянной нагрузкой

и дымососов вагранок, компрессоров, конвейеров, очистных барабанов, дробеметных головок, пескометов и т. п. При длительном режиме работы ( $t > 4\theta$ ) с постоянной нагрузкой двигатель нагревается до установившейся температуры (рис. 25).

Определение мощности двигателя в этом случае достаточно просто. Согласно условию нагрева номинальная мощность двигателя должна равняться мощности, необходимой для работы машины.

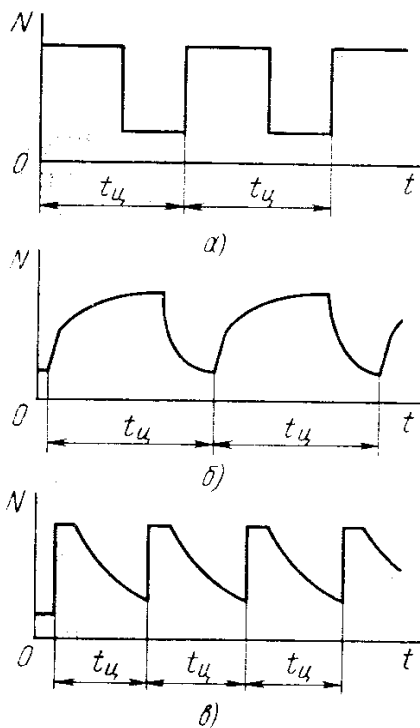


Рис. 26. Примеры нагрузочных графиков двигателей: а — станков для зачистки тракторных гусеничных трактов и катков; б — смесителей; в — выбивных решеток

Если в каталоге не оказывается двигателя с номинальной мощностью, равной расчетной, то выбирают двигатель ближайшей большей мощности. Потери при пуске и торможении двигателя превышают потери при номинальной нагрузке. Но в рассматриваемом режиме процессы пуска и торможения повторяются редко, и поэтому их не учитывают.

В длительном режиме с переменной нагрузкой двигатели работают во многих литейных машинах: смешивающих бегунах, выбивных решетках, станках для зачистки отливок и т. д. Нагрузочные графики двигателей литейных машин, работающих в автоматическом режиме, имеют обычно циклический характер (рис. 26).

Двигатели, применяемые для привода литейных машин, обычно нормированы по длительному режиму работы с постоянной нагрузкой. Поэтому для определения необходимой мощности двигателя следует найти такой режим его работы с

постоянной нагрузкой, который в отношении нагрева двигателя был бы эквивалентен данному режиму с переменной нагрузкой. Другими словами, определяют такую постоянную эквивалентную мощность  $N_{э\kappa\upsilon}$ , при которой за время цикла в двигателе выделится столько же тепла, сколько и при работе по фактическому нагрузочному графику, представленному, например, на рис. 27.

Таким образом, можно записать равенство

$$q_{э\kappa\upsilon} t_{ц} = q_1 t_1 + q_2 t_2 + \dots, \quad (47)$$

где  $q_{э\kappa\upsilon}$  – количество теплоты, выделяющееся в двигателе в секунду при работе с эквивалентной мощностью  $N_{э\kappa\upsilon}$

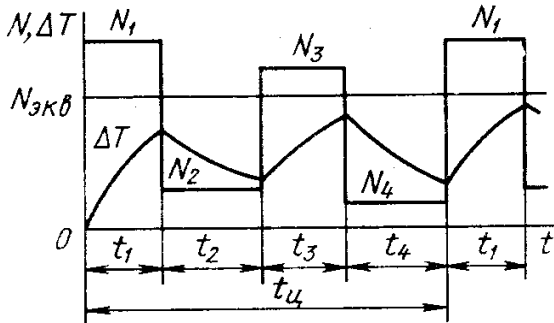


Рис. 27. График длительной работы двигателя с переменной нагрузкой

кунду при работе с эквивалентной мощностью  $N_{э\kappa\upsilon}$

$t_{ц}$  – время цикла;

$q_1, q_2, \dots$  – количество теплоты, выделяемое в двигателе при работе с нагрузками  $N_1, N_2, \dots$ ;

$t_1, t_2, \dots$  – время работы двигателя с нагрузками  $N_1, N_2, \dots$

Количество теплоты, выделяющейся в двигателе в секунду, пропорционально потерям мощности в нем  $\Delta N$ , поэтому равенство (47) можно записать в виде

$$\Delta N_{э\kappa\upsilon} t_{ц} = \Delta N_1 t_1 + \Delta N_2 t_2 + \dots, \quad (48)$$

откуда получим формулу средних потерь

$$\Delta N_{э\kappa\upsilon} = \frac{\Delta N_1 t_1 + \Delta N_2 t_2 + \dots}{t_{ц}}. \quad (49)$$

Для практического определения мощности двигателя при длительном режиме работы с переменной нагрузкой формулу (49) можно упростить. Разделив в формуле (49) потери на постоянные  $\Delta N_{\text{noc}}$  и переменные (пропорциональные квадрату тока  $bI^2$ ), получим

$$\Delta N_{\text{noc}} + bI_{э\kappa\upsilon}^2 = \frac{(\Delta N_{\text{noc}} + bI_1^2)t_1 + (\Delta N_{\text{noc}} + bI_2^2)t_2 + \dots}{t_{ц}}, \quad (50)$$

где  $b$  – величина, постоянная для данного двигателя.

Так как постоянные потери мало зависят от нагрузки, то, решая уравнение (50) относительно тока  $I_{э\kappa\upsilon}$  получим формулу эквивалентного тока

$$I_{э\kappa\upsilon} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \dots}{t_{ц}}}. \quad (51)$$



Если момент двигателя пропорционален току, что справедливо для двигателей постоянного тока с параллельным возбуждением, то из формулы (51) легко получить формулу эквивалентного момента

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots}{t_{\text{ц}}}}. \quad (52)$$

Для асинхронных двигателей, наиболее часто применяемых в литейных машинах, момент и потребляемый из сети ток не пропорциональны. Однако в пределах рабочей части механической характеристики момент можно считать пропорциональным току и пользоваться формулой эквивалентного момента (52).

Если скорость вращения двигателя во время работы изменяется незначительно, что имеет место для двигателей с жесткими механическими характеристиками, то мощность пропорциональна моменту, и тогда можно использовать формулу эквивалентной мощности

$$N_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{N_1^2 t_1 + N_2^2 t_2 + \dots}{t_{\text{ц}}}}. \quad (53)$$

Нагрузочные графики, например рис. 26, часто имеют криволинейные участки. Эти участки при расчете разбивают на ряд прямоугольных ступеней, или при неизвестном законе изменения нагрузки считают нарастание (уменьшение) нагрузки линейным, или пользуются выражениями

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\int M^2 dt}{t_{\text{ц}}}} \quad \text{и} \quad N_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\int N^2 dt}{t_{\text{ц}}}}. \quad (54)$$

После выбора двигателя по эквивалентному моменту или эквивалентной мощности его надо проверить по условию перегрузки

$$M_{\text{н}} \geq \frac{M_{\text{max}}}{\lambda}, \quad (55)$$

где  $M_{\text{н}}$  – номинальный момент двигателя;  $M_{\text{max}}$  – наибольший момент по нагрузочному графику;  $\lambda$  – коэффициент допустимой перегрузки двигателя.

### **Выбор мощности двигателя при повторно-кратковременном режиме работы**

Повторно-кратковременный режим работы двигателя характеризуется короткими периодами нагрузки, разделенными паузами, в течение которых двигатель отключен от сети. За период нагрузки двигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы – охладиться до температуры окружающей среды. В

повторно-кратковременном режиме (рис. 28) работают двигатели транспортных механизмов в автоматических линиях, двигатели скиповых подъемников и загрузчиков, двигатели периодически работающих питателей и т. д.

Мощность двигателя в этом случае определяется по формуле средних потерь (49), которую удобно записать в виде

$$\Delta N_{\text{экс}} = \frac{\sum \Delta A}{t_{\text{ц}}}, \quad (56)$$

где  $\Delta A$  - потери энергии при каждом значении нагрузки, включая пуск и торможение.

При уменьшении скорости вращения и особенно во время пауз ухудшаются условия охлаждения двигателя вследствие ослабления действия вентилятора. Это учитывают введением опытного

коэффициента  $\beta_0$ , на который умножают время паузы  $t_0$ .

Ухудшение условий охлаждения при пуске и торможении учитывается коэффициентом

$$\beta_1 = \frac{1 + \beta_0}{2}. \quad (57)$$

Коэффициент  $\beta_0$  уменьшается по мере увеличения но-

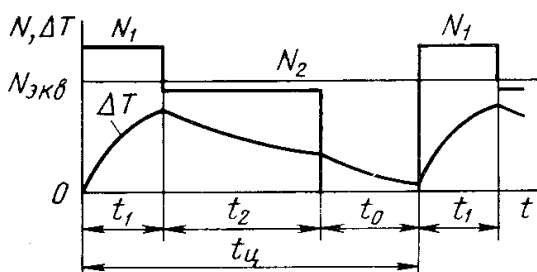


Рис. 28. Нагрузочный график при повторно-кратковременном режиме работы двигателя

минальной мощности двигателя. Для защищенных асинхронных двигателей серии А ( $n_0 = 1500$  об/мин, мощность 1...100 кВт) ( $\beta_0 = 0,5...0,17$ , для двигателей той же серии с обдувом  $\beta_0 = 0,4...0,3$ , для закрытых двигателей  $\beta_0 = 0,95...0,98$ ).

С учетом коэффициентов  $\beta_0$  и  $\beta_1$  формула средних потерь (56) примет вид

$$\Delta N_{\text{экс}} = \frac{\Delta A_n N_1 t_1 + \Delta A_2 t_2 + \dots + \Delta A_m}{\beta_1 t_n + t_1 + t_2 + \dots + \beta_1 t_m + \beta_0 t_0}, \quad (58)$$

где  $\Delta N_1, N_2, \dots$  - потери мощности в электродвигателях при различных нагрузках в кВт;

$t_1, t_2$  - время действия нагрузок в с;

$\Delta A_n, \Delta A_m$  - потери энергии при пуске и торможении в кДжс;

$t_n, t_m$  - время пуска и торможения в с.

Отечественной промышленностью выпускаются двигатели, предназначенные для работы в повторно-кратковременном режиме (крановые двигатели). Такие двигатели выбирают по относительной продолжительности включения

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_p + t_o}, \quad (59)$$

где  $t_p$  – время работы двигателя,  
 $t_o$  – время паузы.

При использовании одного и того же двигателя в двух различных режимах должно быть выполнено условие

$$N_2 = N_1 \sqrt{\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}}. \quad (60)$$

При  $\varepsilon > 0,6$  обычно используют двигатели, предназначенные для работы в длительном режиме.

Двигатель, выбранный по условиям нагрева, должен быть проверен по условию перегрузки (55) и часто по пусковому моменту.

Мощность двигателя, работающего в повторно-кратковременном режиме нагрузки, можно выбирать и по формуле эквивалентного момента, которая в данном случае имеет вид

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_n^2 t_n + M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_m^2 t_m}{\beta_1 t_n + t_1 + t_2 + \dots + \beta_1 t_m + \beta_0 t_o}}, \quad (61)$$

где  $M_n$  и  $M_m$  – соответственно пусковой и тормозной моменты по нагрузочному графику.

### Выбор мощности двигателя при кратковременном режиме работы

Кратковременный режим работы характеризуется нагрузкой в течение малого времени, за которое двигатель не успевает прогреться до установившейся температуры ( $t_1 < \theta$ ).

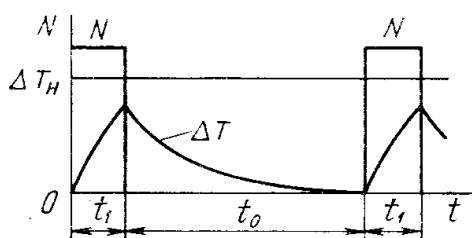


Рис. 29. Нагрузочный график двигателя при кратковременном режиме работы

За время паузы ( $t_o > 4 \theta$ )

двигатель полностью охлаждается до температуры окружающей среды (рис. 29).

В таком режиме работают различные вспомогательные механизмы литейных машин.

Для условий работы в кратковременном режиме мощность

двигателя выбирают по условию перегрузки (55) и проверяют по пусковому моменту.

## Глава IV

### УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ

#### § 1. РЕЛЕЙНО-КОНТАКТОРНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

Управление двигателями литейных машин, как правило, осуществляется с помощью релейно-контакторной аппаратуры. Аппараты ручного управления используются в качестве вводных (линейных) выключателей (рубильники, пакетные выключатели) для снятия напряжения со схемы машины при длительных ее остановках или для переключения цепей управления (пакетные, барабанные и кулачковые переключатели). Только двигатели малой мощности иногда включают с помощью ручных кнопочных пускателей. Релейно-контакторная аппаратура позволяет дистанционно управлять приводами любой мощности и полностью автоматизировать управление как отдельным электроприводом, так и целой группой приводов машин, на которых осуществляется единый технологический процесс.

Основным аппаратом релейно-контакторного управления является контактор. *Контактором* называется электрический выключатель дистанционного действия с электромагнитным приводом.

Основные элементы контактора – это главные или рабочие контакты *1* и электромагнит *2* (рис. 30). Главные контакты подключают и отключают основной потребитель электроэнергии. Поэтому цепь главных контактов называют *силовой* или *цепью рабочего тока*. Подвижные контакты контактора механически связаны с якорем электромагнита *2* и перемещаются им при включении электромагнита. Возвращение якоря в исходное положение при отключении обмотки электромагнита происходит под действием собственного веса или специальных возвратных пружин. Обмотка электромагнита имеет большое число витков, поэтому ток, протекающий в ней, мал по сравнению с рабочим током. Цепь обмотки электромагнита контактора называется *цепью управления*.

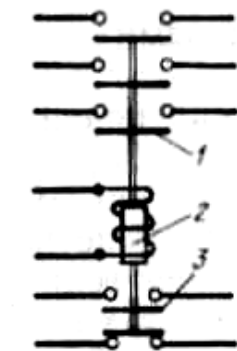


Рис. 30. Схема электромагнитного контактора

Кроме главных контактов, контакторы имеют несколько блокировочных контактов *3* малой мощности, используемых в цепях управления. Рабочие контакты контактора, разрывающие цепь ра-

бочего тока, часто имеют дугогасительные устройства. Блокировочные контакты таких устройств не имеют.

На электрических схемах контакторы и другие электрические аппараты изображают в нормальном положении, т. е. при отсутствии тока в его цепи управления (обмотке электромагнита). Согласно этому контакты контактора, замыкающиеся при включении и размыкающиеся при отключении, называются *нормально открытыми* или *замыкающими*, а контакты, размыкающиеся при включении, – *нормально закрытыми* или *размыкающими*. Обычно контакторы имеют нормально открытые рабочие контакты и блокировочные контакты обоих типов.

Контакторы допускают 150...1500 включений в час при общем числе включений до 30 миллионов. Время включения контакторов колеблется в пределах 0,02...0,3 с, а время отключения – 0,01...0,1 с.

Различают контакторы постоянного и переменного тока. Контакторы постоянного тока имеют контактную систему для постоянного тока и электромагнит постоянного тока и выполнены однополюсными. Контакторы переменного тока имеют электромагнит переменного тока и контактную систему для переменного тока. Для особо тяжелых условий работы выпускаются также контакторы переменного тока с электромагнитом постоянного тока. Контакторы переменного тока, как правило, выполнены многополюсными (обычно трехполюсными).

В качестве примера на рис. 31 показана конструкция контактора переменного тока клапанного типа. Сердечник 1 и якорь 2 электромагнита набраны из листов электротехнической стали. На полюсах сердечника 1 расположены демпферные витки 3, назначение и принцип действия которых рассмотрены ранее. При включении контактора якорь 2 втягивается в катушку 4, поворачивая квадратный валик 10 и тем самым прижимая подвижный контакт 6 к неподвижному 5. Рабочий ток отводится от подвижного контакта по гибкой шине 11. Износ контактов компенсируется пружиной 9.

Возникающая при разрыве электрической цепи дуга в контакторах переменного тока гасится в камере 7 с помощью стальной дугогасительной решетки 8. Дуга втягивается в решетку, разрывается на ряд малых дуг, охлаждается, деионизируется и благодаря этому быстро гасится.

Контакторы переменного тока клапанного типа изготавливают на рабочие токи 75...600 а. Широкое применение в литейных машинах и линиях нашли прямоходовые контакторы (серий ПМИ и ПМЕ), рассчитанные на включение двигателей мощностью 1,1...10

кет и тяговых электромагнитов. Дугогасительных устройств эти контакторы не имеют.

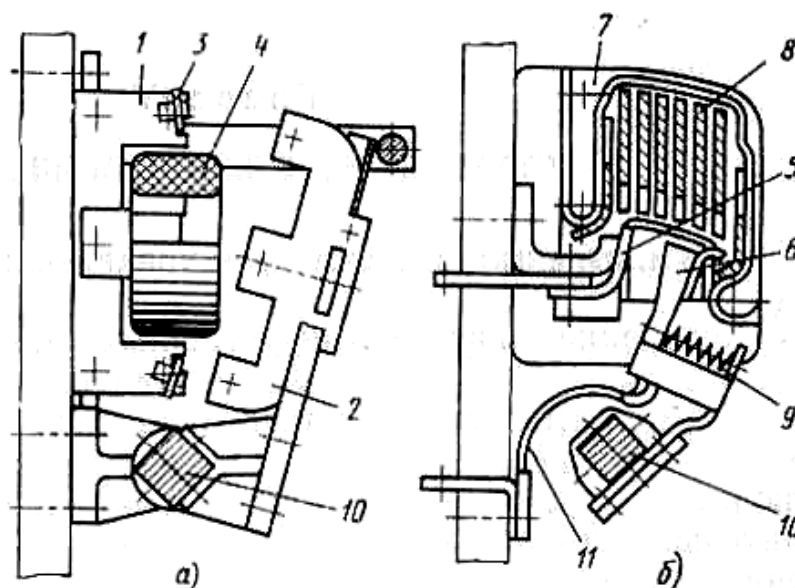


Рис. 31. Контактёр переменного тока:  
*a* - разрез по магнитной системе, *б* - разрез по контактной системе

Гашение дуги в контакторах постоянного тока обычно осуществляется с помощью так называемого магнитного дутья.

Для коммутации цепей управления электроприводами используются многоконтактные промежуточные реле (типа РП или МКУ-48), по устройству аналогичные контакторам. Они допускают до 2000 включений в час при сроке службы до 3 млн. включений и отключений.

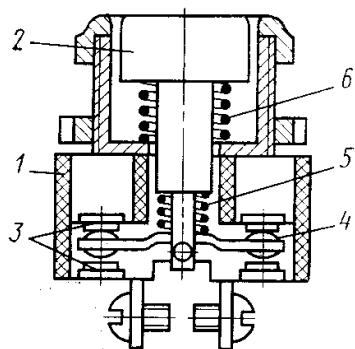


Рис. 32. Кнопочный элемент:  
 1 - корпус, 2 - кнопка, 3 - неподвижные контакты, 4 - контактный мостик, 5 - контактная пружина, 6 - возвратная пружина

В электрических схемах обмотки контакторов и реле включаются на параллельное питание. Однако однотипные реле могут включаться и на последовательное питание.

Управление электроприводами в релейно-контакторных схемах ведется с помощью кнопок, различающихся как по числу и типу контактов, так и по конструктивному исполнению. В литейных машинах наибольшее применение находят кнопки с одним нормально закрытым и одним нормально открытым контактами. Конструкция такого кнопочного элемента типа КУ-1 показана на рис. 32. В настоящее время все большее применение

находят кнопки с одним нормально закрытым и одним нормально открытым контактами. Конструкция такого кнопочного элемента типа КУ-1 показана на рис. 32. В настоящее время все большее применение

ние находят малогабаритные кнопки, герметизированные резиновым чехлом.

Из кнопочных элементов комплектуются кнопочные станции, монтируемые непосредственно на машинах или на пультах управления. Для пуска, реверса и остановки двигателей выпускаются комплектные кнопочные станции.

Электрические машины, аппараты, приборы и их соединения на электрических схемах изображают условно согласно ГОСТам с 2.721–68 по 2.748–68, 2.750–68 и 2.751–68 (приложение 1). Каждой машине, аппарату, прибору (и вообще элементу схемы) присваивается буквенно-цифровое позиционное обозначение (ГОСТ 2.702–69), состоящее из буквенного обозначения и порядкового номера и сохраняемое для всех элементов данного аппарата или прибора. Порядковый номер проставляется после буквенного обозначения. К позиционному обозначению допускается через дефис добавлять цифры, присваиваемые каждой части аппарата (см. рис. 39, 54, 61). Все контакты аппаратов изображаются в нормальном положении. Цепи рабочего тока обычно выделяются более толстыми линиями.

Существует несколько типов электрических схем. Схемы, построенные с соблюдением действительного расположения машин и аппаратов и их соединений, называются *совмещенными*. Такие схемы необходимы для монтажа и эксплуатации. По этой причине все *монтажные* схемы являются совмещенными. Однако из-за наличия большого числа пересекающихся проводов такие схемы неудобны для чтения и выяснения принципа их работы. Поэтому составляют *принципиальные* или *развернутые* схемы, в основу которых положен принцип наибольшей наглядности. Машины, аппараты, приборы и их элементы на таких схемах располагают в тех местах, где это удобно для чтения и выяснения принципа работы схемы. Цепи управления группируют по операциям и переходам, для выполнения которых они предназначены. Назначение цепей часто указывается в примечаниях.

**Построение простейших схем электропривода** и их работу рассмотрим на примере магнитного пускателя. *Магнитным пускателем* называется комплект аппаратуры, предназначенной для пуска, реверса и иногда защиты асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором без ограничения пусковых токов. Конструкции магнитных пускателей зависят от типа применяемых контакторов. Для управления двигателями литейных машин наибольшее применение находят магнитные пускатели с прямо-ходовыми контакторами (серии П).

На совмещенной схеме нереверсивного магнитного пускателя, приведенной на рис. 33, все элементы, заключенные в контуры (штриховая линия), принадлежат одному аппарату (в данном случае контактору или кнопочной станции) или имеют общий кожух или шкаф.

В исходном положении ток через обмотку контактора не течет, так как контакт пусковой кнопки  $K_{нП}$  и блокировочный контакт  $K1$  контактора разомкнуты. Двигатель отключен от сети. При нажатии кнопки  $K_{нП}$  цепь управления замыкается, контактор срабатывает, подключая двигатель к сети и блокируя своим нормально открытым контактом  $K1$  пусковую кнопку  $K_{нП}$ .

Отпускание кнопки  $K_{нП}$  не вызывает отключения двигателя, так как теперь в цепи управления ток течет через блокировочный контакт  $K1$ , который поэтому часто называют контактом *самопитания*.

Для отключения двигателя от сети и приведения схемы в исходное положение достаточно нажать кнопку  $K_{нС}$  («Стоп»), разрывающую цепь управления.

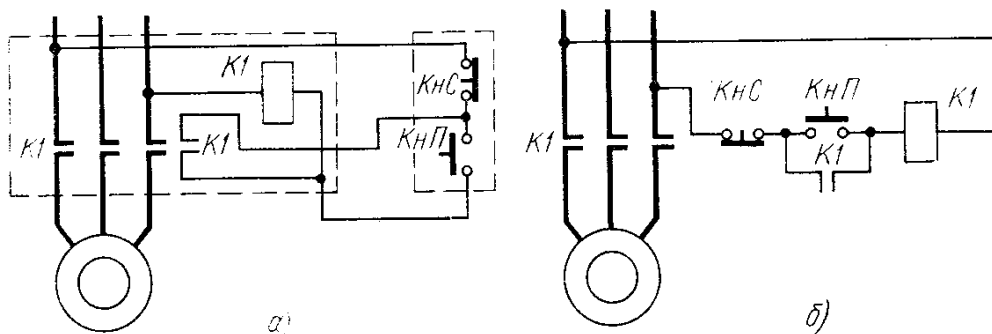


Рис. 33. Совмещенная (а) и развернутая (б) схемы магнитного пускателя

К системам управления электроприводом предъявляется целый ряд требований: а) простота и надежность управления; б) удобство управления, монтажа, эксплуатации и ремонта; в) четкость действия при нормальных и аварийных режимах работы; г) правильное применение машин, аппаратов и приборов; д) защита электродвигателей; е) минимальные размеры и стоимость и т. п.

Простота системы управления определяется минимальным количеством аппаратов и их элементов, простотой и однотипностью использованных аппаратов и минимальным количеством их соединений. Этому требованию, например, удовлетворяет схема магнитного пускателя, показанная на рис. 33, и не удовлетворяет схема цепи управления того же пускателя, приведенная на рис. 34. Для соединения кнопочной станции и контактора по схеме на рис. 34 тре-



буется лишний (четвертый) провод. Кроме того, схема не удовлетворяет требованию надежности. К кнопочной станции, имеющей близкое расположение контактов, подведены оба провода сети, что создает возможность коротких замыканий. Поэтому в схемах управления стремятся располагать все контакты аппаратов по одну

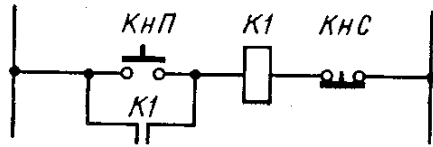


Рис. 34. Цепь управления, составленная нерационально

сторону от обмоток контакторов или реле.

Надежность системы управления зависит от надежности используемой аппаратуры, схемы управления и качества ее монтажа, наличия необходимых электрических и механических блокировок. Влияние

схемы и блокировок на надежность системы управления рассмотрим на примере *реверсивного магнитного пускателя*.

Реверс асинхронных двигателей осуществляется изменением направления вращения поля путем переключения фаз с помощью двух контакторов *K1* и *K2* (рис. 35). Случайное одновременное включение обоих контакторов в такой схеме приводит к короткому замыканию в цепи рабочего тока. Одновременного включения контакторов можно избежать, используя блокировку с помощью нормально закрытых контактов пусковых кнопок (рис. 35, а).

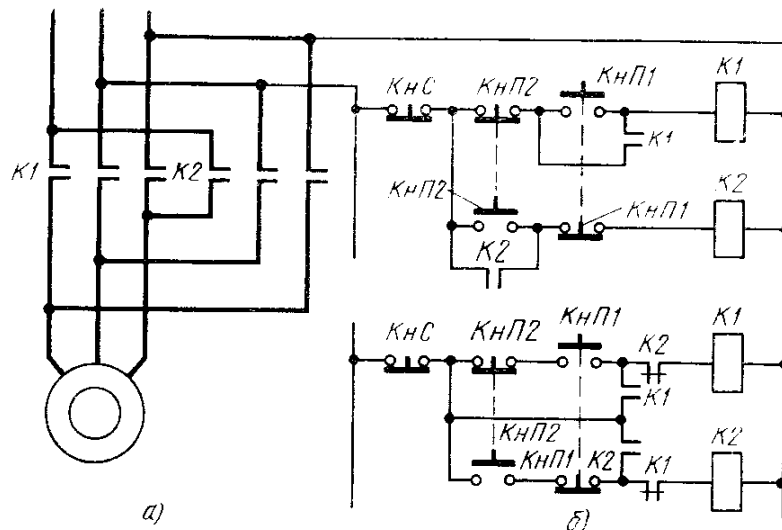


Рис. 35. Схемы реверса асинхронных двигателей

В исходном положении цепи управления обоих контакторов разомкнуты и, следовательно, двигатель отключен от сети. При нажатии кнопки *КНП1* включается обмотка контактора *K1*, который, срабатывая, включает двигатель на вращение вперед и своим кон-

тактом блокирует нормально открытый контакт кнопки  $K_{нП1}$ . При нажатии кнопки  $K_{нП2}$  ее нормально закрытый контакт сначала разрывает цепь питания обмотки контактора  $K1$ , который отключается, отсоединяя двигатель от сети. Затем нормально открытый контакт кнопки  $K_{нП2}$  замыкает цепь питания обмотки контактора  $K2$ , который включает двигатель на вращение назад и блокирует нормально открытые контакты пусковой кнопки  $K_{нП2}$ . При нажатии кнопки  $K_{нС}$  схема приходит в исходное положение, а двигатель отключается от сети.

Если одновременно нажать пусковые кнопки  $K_{нП1}$  и  $K_{нП2}$ , то ни один из контакторов не включится, так как цепи управления обоих контакторов разомкнуты нормально закрытыми контактами пусковых кнопок.

Однако блокировка с помощью нормально закрытых контактов пусковых кнопок не всегда предотвращает короткое замыкание в цепи рабочего тока. Последнее может возникнуть, если при изменении направления вращения двигателя подвижная система контактора, бывшего включенным, вследствие приваривания рабочих контактов или механического заедания не возвратится в исходное положение или возвратится с замедлением. Поэтому в реверсивных магнитных пускателях применяется механическая блокировка контакторов с помощью кулачков или рычагов, не допускающих включения одного контактора, пока другой полностью не возвратится в исходное положение.

Схему, приведенную на рис. 35, а, нельзя считать совершенной даже при наличии механической блокировки контакторов. При нажатии пусковой кнопки любого из контакторов к его обмотке подводится напряжение сети независимо от того, в каком положении находится второй контактор. Если последний не возвратился в исходное положение, то магнитопровод первого контактора остается незамкнутым и, следовательно, по его обмотке потечет пусковой ток, в несколько раз превышающий номинальный. При длительном нажатии на пусковую кнопку это может вывести из строя обмотку контактора.

Схема управления, не имеющая указанных недостатков и, следовательно, более надежная, приведена на рис. 35, б. Дополнительная блокировка контакторов с помощью их нормально закрытых контактов исключает возможность включения обмотки одного контактора, если другой не возвратился в исходное положение. Кроме того, блокировочные контакты  $K1$  и  $K2$  шунтируют нормально закрытые контакты пусковых кнопок, благодаря чему изме-

нение направления вращения двигателя становится возможным только после нажатия кнопки *КНС*.

При наладке литейных машин часто возникает необходимость в кратковременном пуске двигателя для получения малых (толковых) перемещений подвижных элементов машины. Рассмотренные выше схемы позволяют получить длительный режим работы. Наладочный режим работы в таких схемах наиболее просто получить, отключая цепь самопитания контактора, например, пакетным выключателем *B* (рис. 36, а).

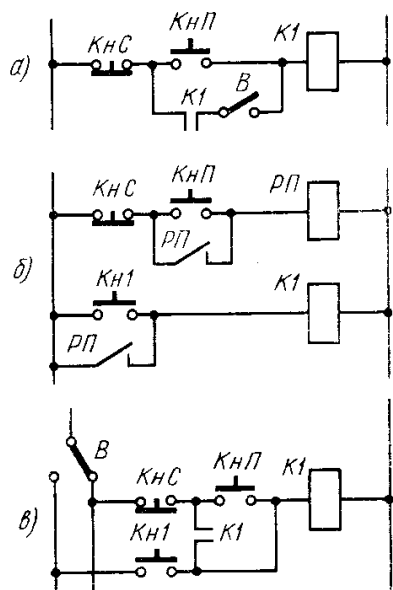


Рис. 36. Схемы установочных перемещений

Схема, приведенная на рис. 36, б, позволяет получить оба режима работы без всяких промежуточных переключений. При длительном режиме работы напряжение к обмотке контактора *K1* подводится через нормально открытый контакт промежуточного реле *PI* (пусковая кнопка *KNП* шунтируется нормально открытым контактом *PI*), а при наладочном режиме – через нормально открытый контакт кнопки установочных перемещений *KN1*.

В сложных системах управления, в том числе системах автоматического управления, переход от одного режима работы к другому наиболее часто осуществляется переключением напряжения питания на соответствующие цепи схемы, например, переключателем *B* на рис. 36, в.

Для многих литейных машин (литейный конвейер, системы подачи формовочных смесей и т. д.) схема должна обеспечивать

возможность управления с нескольких мест (рис. 37). Наиболее часто дублируется кнопка «Стоп», что дает возможность в аварийных случаях отключать машину или линию с различных мест.

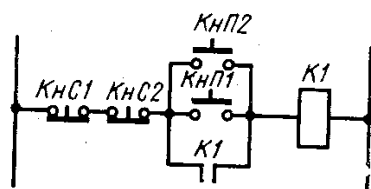


Рис. 37. Цепь управления с двумя кнопочными станциями

Система управления машины или линии должна обеспечивать строгую последовательность работы машин, аппаратов, приборов и устройств. Она не

должна вызывать аварийных режимов не только при нормальном функционировании, но и при неправильном воздействии оператора

на органы управления и при возможных повреждениях. В схемах управления не должны возникать так называемые ложные цепи даже при обрывах проводов, перегорании обмоток, приваривании контактов, аварийных заземлениях и т. д.

Ложные цепи могут возникнуть, например, в рассмотренной выше схеме магнитного пускателя. При случайном заземлении цепи управления (рис. 38, а) обмотка контактора оказывается под фазовым напряжением сети, вследствие чего отключение работающего двигателя с помощью кнопки *КНС* может стать невозможным. При одновременном аварийном заземлении цеховой сети возможен даже самопроизвольный пуск машины, так как в этом случае обмотка контактора оказывается включенной в сеть через ложную цепь (штриховая линия на рис. 38,а).

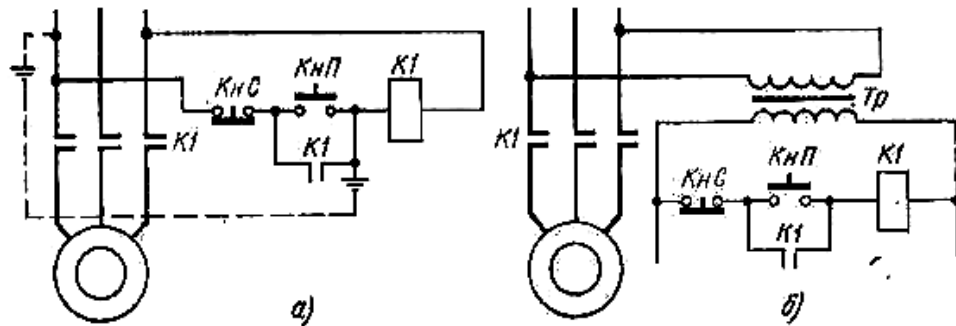


Рис.38. Подключение цепей управления

Поэтому цепи управления подключают к сети через трансформатор управления *Тр* (рис. 38, б), исключая их непосредственную электрическую связь с цепью рабочего тока. Непосредственно от сети питают только простейшие схемы управления, когда их заземление исключено. Применение понижающих трансформаторов управления, кроме того, уменьшает опасность поражения током.

Цепи управления приводами литейных машин часто питают постоянным током, так как релейно-контакторная аппаратура постоянного тока в условиях повышенной запыленности литейных цехов работает более надежно, чем аппаратура переменного тока. В схему управления в этом случае дополнительно вводят выпрямитель мостового типа.

Для удобства монтажа, эксплуатации и ремонта системы управления секционируются на отдельные по возможности однотипные блоки. Для контроля за состоянием и работой системы управления широко применяется световая сигнализация.

## § 2. ЗАЩИТА ДВИГАТЕЛЕЙ

При работе литейных машин в цеховой сети может произойти аварийное отключение напряжения. Если двигатели не отключить от сети, то после восстановления напряжения произойдет их самопроизвольный пуск, который может привести к серьезным авариям. При значительном снижении напряжения сети работающие асинхронные двигатели могут остановиться и перейти в режим короткого замыкания. По их обмоткам потекут токи короткого замыкания, опасные даже при пониженном напряжении сети. Восстановление напряжения сети приведет к самопроизвольному пуску двигателей или к выходу их из строя. Следовательно, в обоих случаях двигатель должен быть отключен от сети. Автоматическое отключение двигателя при аварийном снижении или отключении питающего напряжения называется *минимальной или нулевой защитой*.

Аппаратура ручного управления, реле, контакторы и другие аппараты свойством нулевой защиты не обладают. Нулевая защита является свойством схемы управления. Она достигается специальным включением электрических аппаратов.

Все рассмотренные ранее схемы управления обеспечивали нулевую защиту двигателей, что было достигнуто применением пусковых кнопок с самовозвратом и их шунтированием контактами самопитания.

При замене кнопок аппаратами ручного управления с фиксированным положением (например, пакетными переключателями, командоконтроллерами) схемы управления двигателями теряют свойство нулевой защиты. Для восстановления нулевой защиты в этом случае в схему управления вводят цепь подготовки пуска, состоящую из обмотки промежуточного реле, кнопки подготовки пуска и контакта реле (рис. 39, а).

Срабатывая после нажатия кнопки *КнП*, промежуточное реле своим нормально открытым контактом *РП* подает напряжение к цепям управления и включает обмотку *РП* на самопитание. О подаче напряжения на схему управления и ее готовности к работе сигнализирует лампа *ЛС*. Цепи управления в этом случае могут замыкаться командоконтроллерами (*В1-1*), переключателями управления (*В2-1*), путевыми переключателями и т. д.

При уменьшении питающего напряжения ниже определенного предела промежуточное реле возвращается в исходное положение, отключая цепи управления и разрывая цепь самопитания обмотки *РП*. При восстановлении напряжения сети для возобновления работы необходимо снова нажать кнопку подготовки пуска *КнП*.

Часто в цепь подготовки пуска включают контакты аппаратов управления, замкнутые в их исходном (нулевом) положении, что исключает начало работы машины непосредственно после подачи напряжения к цепи управления.

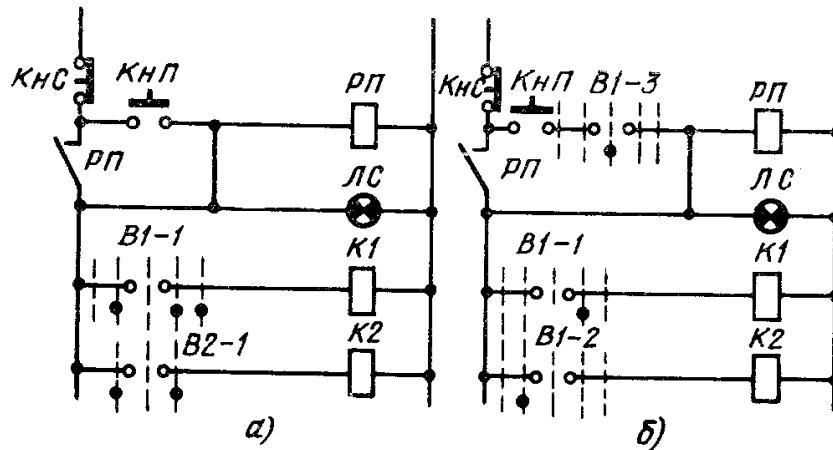


Рис. 39. Схемы нулевой защиты

Так, в схеме управления, приведенной на рис. 39, б, включить цепь подготовки пуска нажатием кнопки *КНП* можно только в том случае, если командоконтроллер находится в исходном (нулевом) положении (контакт *В1-3* в цепи подготовки пуска замкнут, а контакты *В1-1*, *В1-2* и т. д. в цепях управления разомкнуты). Отключение системы управления в обоих случаях осуществляется с помощью кнопки *КНС* («Общий стоп»).

При работе двигателя из-за перегрузок, однофазного включения или аварийных коротких замыканий в его обмотках могут возникнуть недопустимо большие токи. Во избежание выхода двигателя из строя он должен быть отключен. Автоматическое отключение двигателя при недопустимо больших токах в его обмотках называется *максимальной защитой*.

Все рассмотренные выше схемы свойством максимальной защиты не обладают. Максимальная защита двигателей обеспечивается применением специальных аппаратов.

Простейшим аппаратом максимальной защиты двигателей является плавкий предохранитель, чувствительным элементом которого (в термическом отношении) является плавкая вставка (тонкая проволока или пластина). Плавкая вставка, изготовленная из свинца или цинка, включается в цепь рабочего тока защищаемого объекта. При недопустимых токах вставка, расплавляясь и испаряясь, разрывает цепь.

Для защиты двигателей наибольшее применение находят закрытые предохранители пробкового (при токах до 20 а) и трубчатого

го (при токах  $15 \dots 1000 \text{ а}$ ) типов. Дуга в таких предохранителях гасится в закрытых объемах. Гашению дуги способствует повышение давления в указанных объемах в результате нагрева воздуха и испарения материала корпуса (обычно фибры) при расплавлении и испарении вставки. Применяются также предохранители с сухим заполнителем (кварцевым песком), ограничивающие токи короткого замыкания. Плавкие вставки предохранителей выбирают на номинальный ток двигателя, если предусмотрено ограничение его пусковых токов. Для асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором вставки выбирают на ток в  $2 \dots 2,5$  раза больше номинального тока двигателя. Пусковой ток двигателя в  $5 \dots 7$  раз превышает номинальный. Но так как время пуска мало, то вставки расплавиться не успевают.

Плавкие предохранители защищают асинхронный двигатель только от токов короткого замыкания и не могут защищать от длительных перегрузок. Для защиты двигателей от недопустимого перегрева при длительных перегрузках применяют тепловые реле с биметаллическими механизмами. В качестве чувствительного элемента в них используют биметаллические пластинки из металлов с различными коэффициентами линейного расширения.

Биметаллическая пластина 2 теплового реле (рис. 40) нагревается в результате теплообмена с нагревателем 1, включенным в цепь рабочего тока защищаемого объекта.

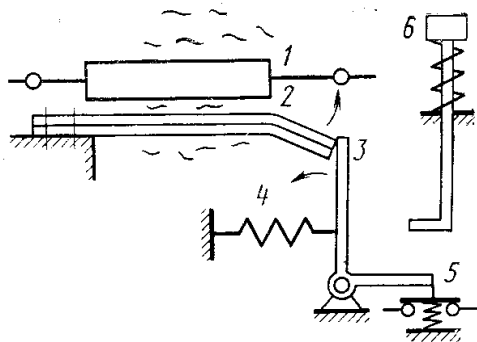


Рис. 40. Тепловое реле

При определенной температуре пластина 2 изгибается настолько, что освобождает рычаг 3, который, поворачиваясь под действием пружины 4, размыкает контакт 5.

Возвращение реле в исходное положение происходит при нажатии кнопки 6 после охлаждения биметаллической пластины.

Для защиты двигателей тепловые реле выбирают на номинальный ток двигателя. Обладая значительной тепловой инерцией, тепловые реле не предохраняют двигатель от значительных кратковременных перегрузок и токов короткого замыкания. Поэтому в цепь рабочего тока последовательно с нагревательным элементом теплового реле включают плавкие предохранители.

Для мощных двигателей тепловые реле часто подключают через трансформаторы тока.

Для защиты асинхронного двигателя необходимы два тепловых реле  $PT1$  и  $PT2$  (рис. 41), так как при применении одного теплового реле в случае перегорания предохранителя  $Пр$ , последова-

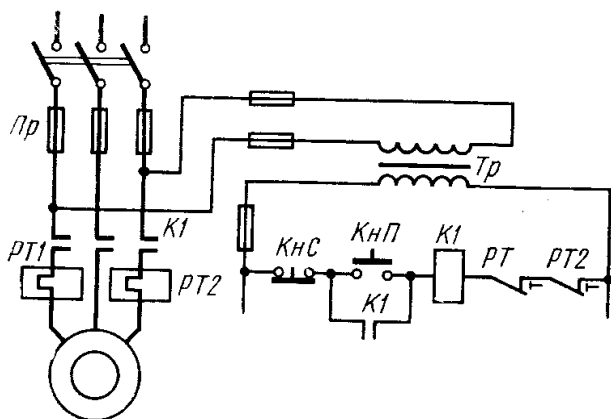


Рис. 41. Схема защиты двигателя

тельно с которым включен нагревательный элемент реле, двигатель оказался бы не защищенным от однофазного включения. Нормально закрытые контакты  $PT1$  и  $PT2$  обоих реле включают в цепь управления последовательно с обмоткой контактора  $K1$ . При размыкании любого из них двигатель отключается от сети.

Конструктивно тепловые реле выполняют в виде отдельных аппаратов или встроенными в магнитные пускатели и автоматические выключатели. В магнитных пускателях биметаллические пластины обоих реле через систему рычагов воздействуют на один контакт.

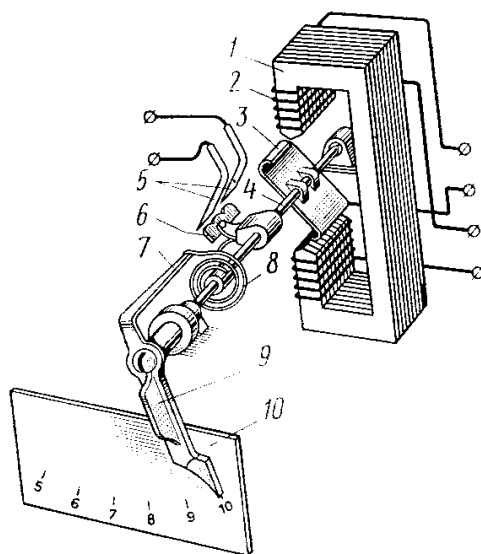


Рис. 42. Реле максимального тока

Для защиты двигателей от значительных перегрузок и токов короткого замыкания используются реле максимального тока. Они выпускаются для переменного и постоянного тока и имеют различное конструктивное исполнение. Например, в электромагнитном реле тока типа ЭТ (рис. 42) между полюсами сердечника  $1$  размещен легкий стальной якорь  $3$ , закрепленный на оси  $4$ . Во время протекания

тока по обмотке  $2$  якорь поворачивается, преодолевая сопротивление пружины  $8$ . При определенной величине тока якорь  $3$  повернется настолько, что контактный мостик  $6$ , закрепленный на оси  $4$ , замкнет контакты  $5$ . Величина тока срабатывания реле устанавливается по шкале  $10$  рычагом  $9$ , который поводком  $7$  изменяет натяжение пружины  $8$ . Регулировать ток срабатывания можно переключе-

тока по обмотке  $2$  якорь поворачивается, преодолевая сопротивление пружины  $8$ . При определенной величине тока якорь  $3$  повернется настолько, что контактный мостик  $6$ , закрепленный на оси  $4$ , замкнет контакты  $5$ . Величина тока срабатывания реле устанавливается по шкале  $10$  рычагом  $9$ , который поводком  $7$  изменяет натяжение пружины  $8$ . Регулировать ток срабатывания можно переключе-



нием секций обмотки 2 с последовательного на параллельное соединение. Ток срабатывания реле при этом удваивается, т. е. изменяется предел регулирования тока срабатывания.

Если в рассмотренном реле значительно увеличить число витков его обмотки, то оно превратится в реле напряжения, и его можно использовать в качестве защитного реле *максимального или минимального* напряжения. Обладая малым временем срабатывания (0,15—0,02 с), электромагнитные реле обеспечивают более надежную защиту двигателей, чем плавкие предохранители.

Наиболее распространенная схема защиты двигателя значительной мощности с помощью реле максимального тока, используемая, например, в центробежных бегунах модели 115 (мощность главного двигателя 75 кВт), приведена на рис. 43. Нормально закрытые контакты всех трех реле (*PM1, PM2, PM3*) включают последовательно в цепь обмотки контактора *K1*. Реле настроены на ток, несколько больший пускового тока двигателя, а поэтому не защищают его от длительных перегрузок. С этой целью в схеме используют два тепловых реле *PT1* и *PT2*, включенные через трансформаторы тока *TrT1* и *TrT2*. При значительных перегрузках реле максимального тока практически мгновенно отключают двигатель.

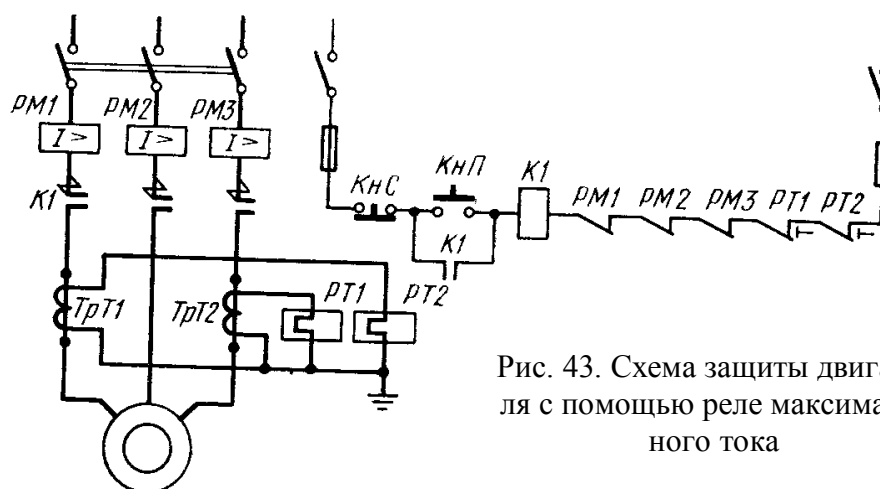


Рис. 43. Схема защиты двигателя с помощью реле максимального тока

В последние годы основным аппаратом защиты двигателей становятся *автоматические воздушные выключатели* (автоматы), объединяющие в себе вводной выключатель и различные элементы защиты.

Упрощенная принципиальная схема автомата максимального тока с тремя электромагнитными расцепителями (реле тока) приведена на рис. 44. В исходном положении рабочие контакты 1 автомата замкнуты, и через них проходит ток двигателя. Обмотки 2 электромагнитных расцепителей включены в цепь рабочего тока. Когда ток в любой из фаз превышает установленное значение, якорь 3 со-

ответствующего электромагнита притягивается, преодолевая сопротивление пружины 4 и воздействуя на механизм свободного расцепления 5. Подвижная контактная система освобождается и отбрасывается пружиной 6. Ток срабатывания автомата регулируется натяжением пружин 4.

Механизм свободного расцепления автоматических выключателей, показанный на рис. 44 условно, выполнен в виде шарнирного рычажного механизма с ломающимся рычагом или защелкой. С ним кинематически связаны устройства (кнопки или рычаги) для ручного включения и отключения автомата.

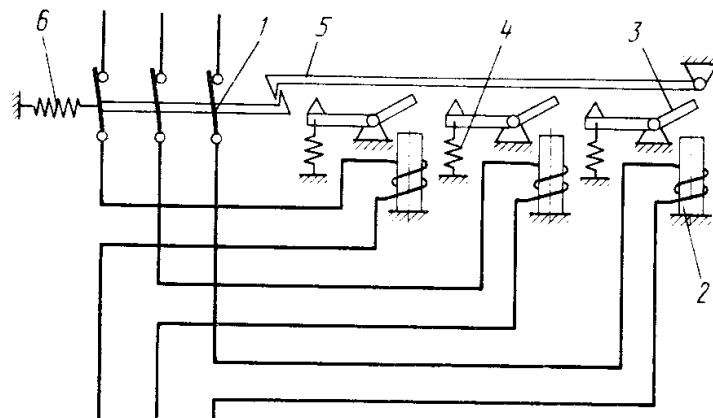


Рис. 44. Схема трехполюсного автомата максимального тока

Конструкции и исполнения автоматических выключателей весьма разнообразны. Наибольшее распространение получили автоматы максимального тока с электромагнитными и тепловыми расцепителями, обеспечивающие защиту электродвигателей от длительных перегрузок и токов короткого замыкания. Тепловые расцепители по устройству аналогичны тепловым реле. Их биметаллические механизмы воздействуют непосредственно на механизм свободного расцепления автомата.

Для осуществления нулевой защиты автоматы снабжают расцепителями минимального напряжения (автоматы максимально-минимальной защиты).

Выпускаемые отечественной промышленностью малогабаритные автоматические выключатели максимального тока с кнопочным включением и выключением (типов АП25-ЗМТ, АП50-ЗМТ) иногда применяют для ручного пуска асинхронных двигателей небольшой мощности при небольшой частоте включений.

### § 3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ В ФУНКЦИИ ПУТИ

Автоматическое управление в функции пути, часто называемое *путевой автоматикой*, – наиболее распространенная форма электрической автоматизации литейных машин, так как в большинстве случаев требуется управлять взаимными перемещениями механизмов машины или линии.

Основным элементом путевой автоматики является путевой переключатель, представляющий собой электрический аппарат, фиксирующий определенное положение движущегося элемента машины и вырабатывающий сигнал. Путевые переключатели, фиксирующие конечное положение механизмов, называются конечными выключателями. Часто это название распространяют на все путевые переключатели.

В простейшем случае путевым переключателем может служить кнопочный элемент (см. рис. 32), у которого пусковая кнопка заменена нажимным штоком. При перемещении подвижного элемента машины закрепленный на нем кулачок или упор нажимает на шток переключателя, осуществляя замыкание или размыкание его контактов.

Контактный путевой переключатель выдает сигнал о положении механизма машины в виде замыкания или размыкания своих контактов.

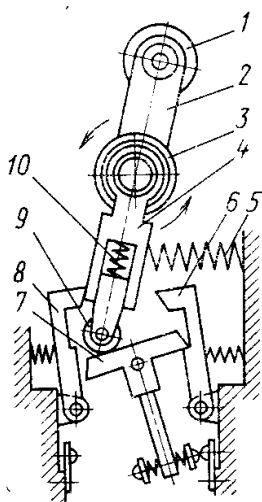


Рис. 45. Путевой переключатель

Скорость размыкания контактов путевого переключателя рассматриваемого типа определяется скоростью перемещения механизма и обычно невелика. Поэтому при работе переключателя, особенно в условиях повышенной запыленности литейных цехов, возникает значительное искрение между контактами, приводящее к быстрому их подгоранию. Вследствие этого такие путевые переключатели (типа ВК-Ш, ВК-143, ВК-411) для автоматизации литейных машин применяются крайне редко.

Для управления литейными машинами используют путевые переключатели с механизмами мгновенного действия (типа ВК-211, ВК-31А), скорость размыкания контактов которых не зависит от скорости перемещения механизмов машины. В таком переключателе рычаг 2 соединен с поводком 4 через пружину 3 (рис. 45). При нажиме кулачка на ролик 1 и определенном угле поворота по-

водка 4 защелка 6 освобождается, и планка 7 под действием пружины 10 ролика 9 быстро перебрасывается, переключая контакты. После освобождения ролика 1 переключатель возвращается в исходное положение под действием пружины 5. Если убрать пружину 5, то переключатель будет зафиксирован в другом положении защелкой 8. Пружина 3 позволяет повернуться рычагу 2 на угол, значительно больший, чем требуется для переключения контактов.

Довольно часто применяются также малогабаритные путевые переключатели (микрпереключатели) типа МП, имеющие механизм мгновенного действия. Переключатели МП-1 и МП-2 выпускаются в пластмассовом, а МП-3 в металлическом корпусе. Они отличаются малым перемещением нажимного штока и незначительным усилием, необходимым для их срабатывания, – всего  $5 \dots 7 \text{ Н}$  ( $0,5 \dots 0,7 \text{ кгс}$ ).

К путевым переключателям, используемым для автоматизации литейных машин и линий, предъявляются особенно высокие требования в отношении надежности и срока службы. Из-за износа механической части и контактных элементов в условиях повышенной запыленности литейных цехов при высокой частоте срабатывания все рассмотренные переключатели становятся недостаточно надежными. Поэтому для автоматизации литейных машин и линий все большее применение находят бесконтактные путевые переключатели: индуктивные, трансформаторные, генераторные и др.

Принцип действия индуктивного путевого переключателя основан на изменении величины магнитного сопротивления его магнитопровода при перемещении якоря относительно неподвижного сердечника. В дроссельном путевом переключателе (рис. 46,а), следовательно, ток в нагрузке  $R_n$  будет определяться положением якоря 1 относительно неподвижного сердечника 2. Перепад тока на выходе переключателя (в нагрузке  $R_n$ ) при замыкании и размыкании магнитопровода можно использовать как выходной сигнал для переключения цепей управления. Для увеличения перепада тока в нагрузке  $R_n$  (повышения релейности выходной характеристики) дроссельного путевого переключателя параллельно его обмотке подключают конденсатор  $C$ . Образующийся колебательный контур настраивают в резонанс при разомкнутом магнитопроводе переключателя.

В результате резонанса токов проводимость контура и ток в нагрузке становятся минимальными. При замыкании магнитопровода индуктивность дросселя резко возрастает, резонансная частота контура изменяется и ток в нагрузке переключателя резко возрастает.

Недостатком такого путевого переключателя является значительная зависимость выходного сигнала от напряжения питания.

Более стабильным является индуктивный мостовой переключатель (рис. 46, в), в котором два плеча моста образованы дросселями, а два – резисторами  $R1$  и  $R2$ . В исходном положении мост сбалансирован и ток в нагрузке  $R_H$  отсутствует. При изменении положения якоря  $1$  относительно неподвижных сердечников  $2$  изменится индуктивное сопротивление плеч моста, вследствие чего в нагрузке  $R_H$  потечет ток.

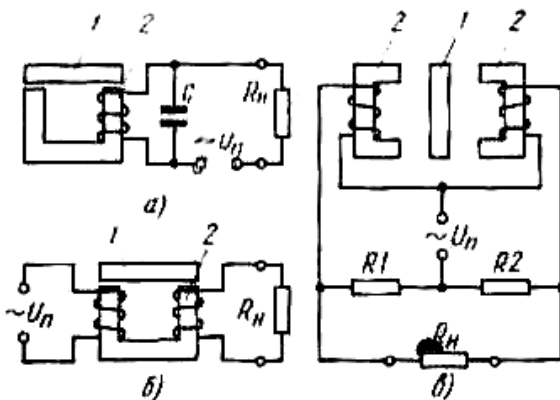


Рис. 46. Схемы индуктивных и трансформаторных путевых переключателей

В отличие от индуктивных трансформаторный переключатель имеет две обмотки на одном сердечнике (рис. 46, б).

При разомкнутом магнитопроводе магнитный поток, проходящий через вторичную обмотку, мал, а поэтому напряжение на выходе и ток в нагрузке  $R_H$  малы. При замыкании магнитопровода практически весь магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой, проходит через вторичную обмотку. Напряжение на выходе и ток в нагрузке резко возрастают.

Дроссельные и трансформаторные переключатели могут быть выполнены с неподвижным сердечником, смонтированным на станине машины, и якорем, установленным на подвижном элементе машины. Дроссельные и мостовые переключатели выполняются с расположением якоря и сердечника в общем корпусе (от обычных контактных выключателей). В таких переключателях (ВИ-1, ВИ-2, ВИ-5, ВИ-6, БИКВ-1, БИКВ-2) якорь перемещается с помощью кулачков или упоров, укрепленных на подвижных элементах машин и воздействующих на шток или рычажную систему переключателя.

В генераторных путевых переключателях используется скачкообразное изменение постоянной составляющей тока генератора при срыве колебаний. Один из переключателей БВК-24 представляет собой релаксационный генератор с трансформаторной обратной связью на транзисторе  $T1$  типа П4Д (рис. 47, а).

Колебательный контур  $L_k - C3$  включен в коллекторную цепь, а обмотки положительной  $L_{nc}$  и отрицательной  $L_{oc}$  обратной связи – в цепь базы транзистора. Обмотки  $L_k$ ,  $L_{nc}$  и  $L_{oc}$  расположены в двух броневого ферритовых сердечниках типа СБН-28 (рис. 47, б).

При такой магнитной системе рабочий поток, замыкающийся через обмотку отрицательной обратной связи  $L_{oc}$ , и потоки рассеивания сосредоточены главным образом в зазоре между сердечниками, что исключает влияние внешних магнитных полей. В зазор между сердечниками может входить алюминиевый экран (флажок) толщиной 3 мм. Результирующая связь между обмотками  $L_k$ ,  $L_{nc}$  и  $L_{oc}$  при отсутствии экрана в зазоре меньше критической, а потому самовозбуждение генератора невозможно. При введении в зазор экрана связь между контурной обмоткой  $L_k$  и обмоткой отрицательной обратной связи  $L_{oc}$  уменьшается, а результирующая связь коллекторной цепи с цепью базы становится выше критической и транзистор переходит в режим генерации. При этом ток базовой цепи открывает коллекторный переход, в результате чего постоянная составляющая коллекторного тока резко возрастает (примерно от 2 до 70 мА).

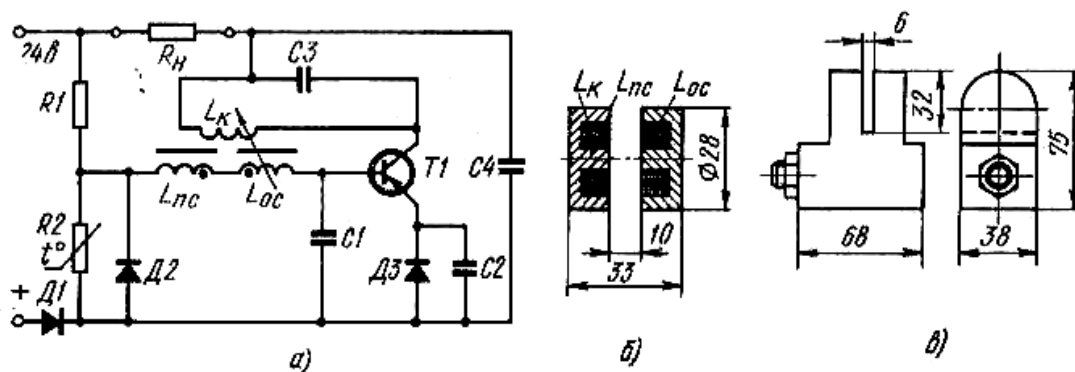


Рис. 47. Генераторный путевой переключатель

Момент самовозбуждения генератора при введении экрана в зазор между сердечниками определяется положением рабочей точки на характеристике триода при отсутствии генерации, т. е. режимом транзистора по постоянному току.

Для температурной стабилизации режима транзистора в цепь его эмиттера включен диод  $D3$ , создающий нелинейную обратную связь по току. Такая связь позволяет значительно уменьшить начальное и повысить установившееся (при генерации) значение коллекторного тока триода, а также уменьшить влияние разброса его параметров. Диод  $D3$  шунтирован конденсатором  $C2$ , исключая обратную связь по переменному току.

Благодаря применению нелинейного делителя напряжения, состоящего из резистора  $R1$  и термистора  $R2$ , шунтированного диодом  $D2$  (типа Д7Г), достигается почти полная стабилизация режима транзистора при температурах от  $-10$  до  $+45^{\circ}\text{C}$  и напряжении питания 22...36 в. Диод  $D2$ , рабочая точка которого лежит в области

прямой проводимости, выполняет функции стабилизатора напряжения при низких температурах. Термистор  $R2$  стабилизирует режим транзистора при повышенных температурах.

С помощью развязывающего конденсатора  $C4$  фильтруется переменная составляющая тока нагрузки. Диод  $D1$  защищает транзистор  $T1$  от пробоя при неправильной полярности питающего напряжения.

Рассмотренный путевой переключатель может питаться от двухполупериодного выпрямителя без сглаживающего фильтра и имеет точность срабатывания  $1,0 \dots 1,3$  мм. Переключатель выполняют в капроновом корпусе (рис. 47,в) и крепят на неподвижном элементе машины. Экран укрепляют на подвижном узле машины.

Бесконтактные путевые переключатели предназначены главным образом для работы в бесконтактных системах управления, где они включены через специальные согласующие устройства.

Однако их мож-

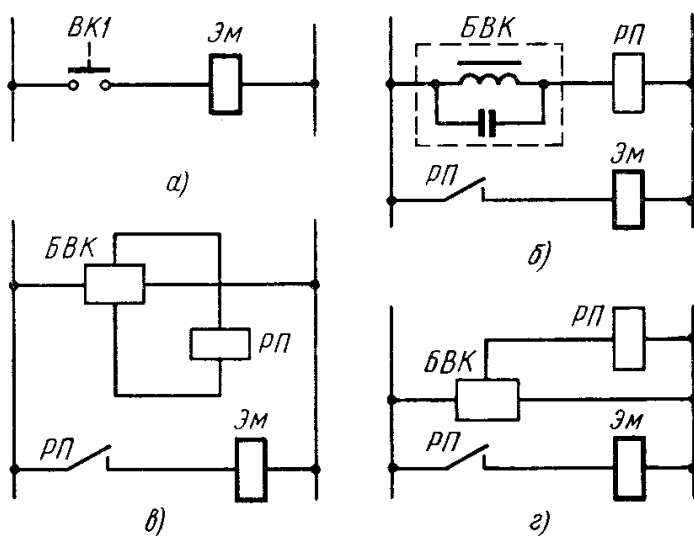


Рис. 48. Схемы включения путевых переключателей:

*а* – контактного, *б* – дроссельного, *в* – трансформаторного, *г* – генераторного

но использовать и в релейно-контакторных системах управления. Нагрузкой всех рассмотренных бесконтактных переключателей в этом случае являются промежуточные реле, которые подключают непосредственно к выходу рассмотренных устройств (вместо показанных на схемах сопротивлений нагрузки  $R_H$ ).

Простейшие схемы включения

электромагнита  $\mathcal{E}м$  (или любого другого электрического аппарата) в определенном положении механизма, выполненные на контактном  $ВК1$  и бесконтактных  $БВК$ . путевых переключателях, приведены на рис. 48. При использовании бесконтактных путевых переключателей количество релейно-контакторной аппаратуры возрастает. Кроме того, при замене контактных переключателей бесконтактными изменяется напряжение питания схемы управления, что требует замены всей аппаратуры или введения специального источника питания бесконтактных путевых переключателей и их реле.

Однако вследствие более высокой надежности бесконтактных путевых переключателей общая надежность системы управления повышается.

Кроме непосредственного включения электрических аппаратов путевые переключатели выполняют различные защитные функции (блокировки) по взаимному перемещению и расположению механизмов машины. Они выдают сигнал на разрешение или запрещение движения одного механизма машины в зависимости от положения других, т. е. осуществляют заданную последовательность движения механизмов.

Поясним сказанное выше на примере скипового подъемника полуавтоматического дробеметного барабана типа 323 (рис. 49, а). Двери 2 барабана 1 открываются двумя пневматическими цилиндрами 3 и 4. О готовности барабана к загрузке (двери подняты) подает сигнал конечный выключатель *ВК3*. Короб 6 скипового подъемника 5 приводится в движение электродвигателем 7 через редуктор, канатный барабан и трос. Нижнее положение короба фиксируется конечным выключателем *ВК.2*, а верхнее – конечным выключателем *ВК1*.

Электрическая схема управления подъемником (рис. 49, б), часть общей электросхемы барабана, обеспечивает наладочный и автоматический режим работы подъемника. В наладочном режиме работы (переключатель режимов *В* в положении *Н*) управление подъемником осуществляется с помощью кнопок *КнП1* («Подъем»), *КнП2* («Опускание») и *КнС* («Общий стоп»).

При открытых дверях барабана (нормально открытые контакты путевого переключателя *ВК3* замкнуты) нажатием кнопки *КнП1* включается на самопитание обмотка контактора *К1*.

Одновременно с двигателем включается обмотка *Эм* электро-механического тормоза, и короб начинает движение вверх.

В крайнем верхнем положении он действует на конечный выключатель *ВК1*, разрывая цепь питания обмотки контактора *К1*. Двигатель автоматически отключается от сети, а короб удерживается в верхнем положении электро-механическим тормозом. Опускается короб после нажатия кнопки *КнП2*.

В крайнем нижнем положении короба двигатель автоматически отключается конечным выключателем *ВК2*. С помощью кнопки *КнС* короб может быть остановлен в любом промежуточном положении как при ходе вверх, так и при ходе вниз.



При полуавтоматическом режиме работы барабана (переключатель *В* в положении *ПА*) команда на начало загрузки подается каким-либо другим аппаратом управления, замыкающим свой нормально открытый контакт *У-1*.

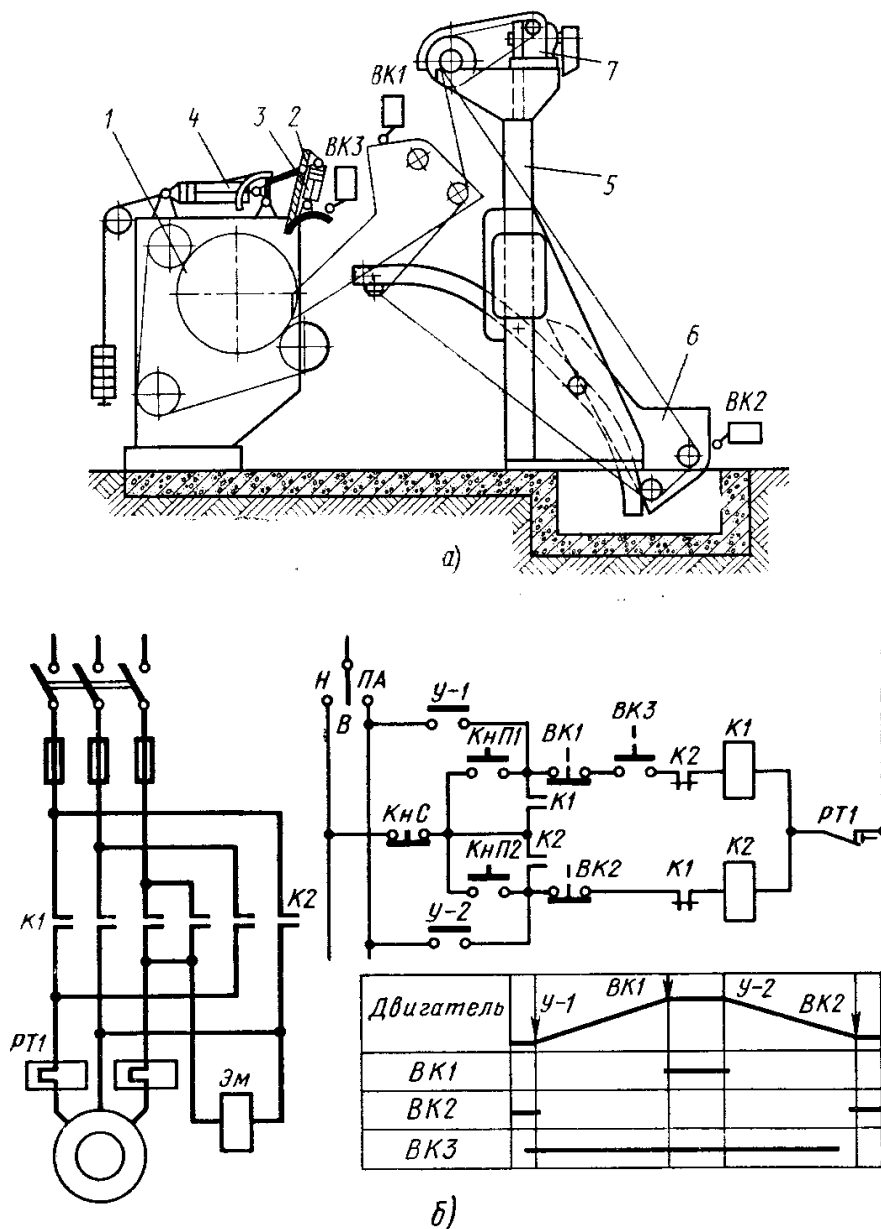


Рис. 49. Конструктивная (а) и электрическая (б) схемы скипового подъемника дробеметного барабана

После того как короб поднимется в верхнее положение, он должен задерживаться на некоторое время, с тем чтобы отливки успели высыпаться. Если бы это требование не ставилось, то второй управляющий контакт *У-2* в схеме можно было бы заменить нормально открытым контактом конечного выключателя *ВК1*, шунтировав его нормально открытым контактом контактора *К2*.

В верхнем положении короба двигатель этим контактом был бы автоматически переключен на реверс. Цикл работы подъемника закончился бы в нижнем положении короба отключением двигателя конечным выключателем *BK2*.

Задержку короба в верхнем положении можно осуществить, например, с помощью реле времени (см. гл. IV, § 4).

Управление рассмотренным дробеметным очистным барабанным типа 323 осуществляется с помощью командоэлектроаппарата (см. гл. IV, § 5), которому и принадлежат показанные на рис. 49, б контакты *У-1* и *У-2*. В системе управления скиповым подъемником используются обычные контактные конечные выключатели, которые можно заменить бесконтактными (например, типа БВК-24). В схеме управления (рис. 49, б) в этом случае контакты конечных выключателей следует заменить соответствующими контактами промежуточных реле и ввести дополнительно цепь питания бесконтактных конечных выключателей (см. рис. 48).

**Схемы путевой автоматики** (и вообще рефлексные схемы управления) составляют в следующем порядке. По кинематической схеме и циклограмме работы машины намечают аппараты, выдающие сигналы на начало, окончание, запрещение или разрешение движений ее механизмов. Расположение путевых переключателей наносят на кинематическую схему, а аппараты, выдающие сигналы на начало и окончание движения механизмов (или начало и окончание операций технологического процесса), отмечают на циклограмме или тактограмме работы машины. Дополнительно составляют таблицу или диаграмму состояний выбранных аппаратов (таблицу блокировок). Такие циклограммы и таблицы необходимы также для изучения работы схем управления. Для рассмотренного примера циклограмма работы подъемника и диаграмма состояний конечных выключателей приведены на рис. 49, б.

Далее по кинематической схеме, циклограмме и диаграмме работы аппаратов составляют цепи управления каждым движением механизма или операцией, которые затем объединяют. Полученную схему тщательно проверяют на наличие ложных цепей. В нее вводят необходимые дополнительные элементы защиты (например, элементы тепловой защиты и взаимную блокировку контакторов в рассмотренной схеме) и сигнализации.

Автоматическое управление в функции пути двигателями литейных машин применяется относительно не часто. Оно используется для управления приводами скиповых подъемников барабанов и вагранок, тележками заливочных желобов центробежных машин, длинноходовыми тележками формовочных линий, приводными

рольгангами, кантователями крупных форм (опок) и стержневых ящиков и некоторыми другими машинами. Однако электрическая путевая автоматика является наиболее распространенным видом автоматизации литейных машин и линий, имеющих пневматический и гидравлический привод. На современной автоматической формовочной линии устанавливается не менее 70...100 конечных выключателей. Как правило, почти в любой машине электрическая путевая автоматика сочетается с другими видами управления.

#### **§ 4. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ В ФУНКЦИИ ВРЕМЕНИ**

Непосредственный контроль окончания многих технологических процессов в литейном производстве связан с рядом затруднений. В предыдущем параграфе, например, переключение на опускание скипового подъемника необходимо было провести после опорожнения загрузочного короба. Но непосредственно проконтролировать окончание разгрузки короба (без участия оператора) затруднительно, поэтому приходится прибегать к косвенным методам контроля (например, по весу короба или по времени разгрузки). Практически не представляется возможным прямыми методами зафиксировать достаточную степень равномерности распределения составляющих формовочной смеси при ее приготовлении в смесителе, достижение заданной прочности оболочки, нанесенной на выпрямляемую модель, при сушке, окончание кристаллизации металла в изложнице центробежной машины, требуемое качество очистки отливок при дробеметной очистке и т. д. Поэтому такие технологические процессы и операции обычно контролируются по времени, а управление машинами, на которых они осуществляются, ведется в функции времени. Так как все операции протекают во времени, то в функции времени можно управлять любыми машинами и механизмами.

Основным аппаратом автоматического управления в функции времени является реле времени – аппарат, выдающий собственный сигнал через определенный, заранее установленный промежуток времени после поступления сигнала на его вход. Основным элементом реле является устройство для задержки прохождения сигнала. В зависимости от принципа задержки сигнала все реле времени можно разделить на следующие типы: электромагнитные постоянного тока, механические (маятниковые) с часовым механизмом, пневматические, электронные, моторные.

Принцип действия электромагнитного реле времени постоянного тока основан на замедлении нарастания магнитного потока при включении и увеличении времени спада тока при выключении. Обычно это достигается за счет короткозамкнутых витков на сердечнике реле (рис. 50).

Сердечник 1 реле, выполненный из круглой стали, залит в алюминиевом основании 7, которое поэтому является дополнительным короткозамкнутым витком. На круглых кернах сердечника размещены обмотка 3 и дополнительные витки 4 и 5 в виде медных гильз. Конструктивно гильзы выполнены из нескольких частей – несъемных, расположенных у основания сердечника, и съемных, установленных на кернах сердечника. При необходимости получения малых выдержек съемные части гильз можно не устанавливать. На поворачивающемся на призме якоря 2 закреплена контактная пластина, осуществляющая переключение контактов 6. Плавная регулировка времени выдержки обеспечивается изменением натяжения пружины 9 винтом с регулировочной гайкой 8. С помощью электромагнитных реле получают выдержки 0,25...5 с. В специальных реле возможно получение выдержек до 10 с.

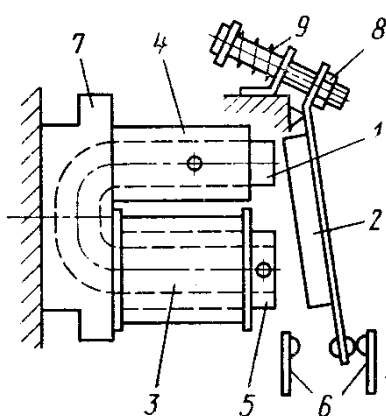


Рис. 50. Электромагнитное реле времени

В реле времени с механическим замедлением (маятниковых) выдержка времени осуществляется с помощью часового механизма. Реле такого типа обеспечивают выдержку до 1 мин (иногда даже более 1 мин). Маятниковые реле разового действия (без самовозврата) обеспечивают выдержку до нескольких суток.

Ввиду значительного износа в условиях повышенной запыленности маятниковые реле для управления литейными машинами применяются редко.

Принцип действия пневматических реле основан на фиксации времени заполнения емкости определенного объема через канал малого сечения. Время выдержки регулируется изменением проходного сечения канала и обычно не превышает 180 с.

Для задержки сигнала в электронных реле времени используется время зарядки или разрядки конденсатора. Электронные реле времени обеспечивают выдержки 15 с...10 мин, они могут быть контактными и бесконтактными. Реле не имеют механически изнашивающихся деталей, допускают большое число включений, а по-

этому довольно широко применяются для автоматизации литейных машин.

Моторные реле основаны на фиксировании угла поворота вала синхронным двигателем через промежуточный механизм с большим замедлением. Они могут обеспечивать выдержку времени до 24 ч.

Ранее указывалось, что задержку короба скипового подъемника для выгрузки отливок (см. рис. 49) можно осуществить с помощью реле времени. Два варианта цепей управления скиповым подъемником в полуавтоматическом режиме работы барабана приведены на рис. 51. В первом варианте (рис. 51, а) используется реле времени, имеющее нормально открытые контакты с выдержкой при закрытии. Включение двигателя на подъем осуществляется, как и в рассмотренной выше схеме.

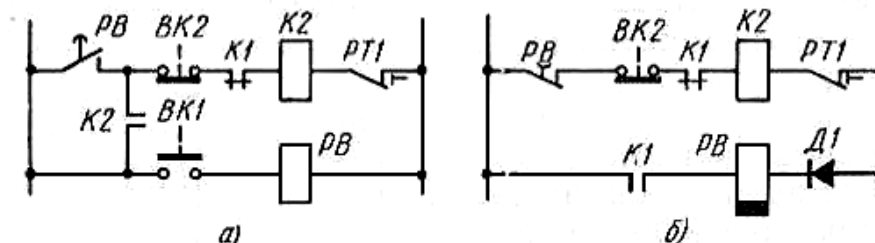


Рис. 51. Схемы управления скиповым подъемником

При достижении коробом крайнего верхнего положения конечный выключатель *BK1* разрывает цепь питания обмотки контактора *K1*, двигатель отключается от сети и тормозится электромеханическим тормозом. Одновременно конечный выключатель *BK1* своим нормально открытым контактом включает цепь питания обмотки *PВ* реле времени. По истечении заданного времени реле замыкает свой нормально открытый контакт *PВ* в цепи обмотки контактора *K2*. Двигатель переключается на реверс и в крайнем нижнем положении короба отключается конечным выключателем *BK.2*.

При ходе вниз освобождается конечный выключатель *BK1*, отключая реле времени и подготавливая его к новому циклу. Для предотвращения отключения цепи управления опусканием короба при отключении реле времени его контакт *PВ* шунтирован блокировочным контактом контактора *K2*.

В рассмотренной схеме могут быть использованы все приведенные выше реле времени, за исключением электромагнитных, которые обычно дают выдержку при отпуске якоря (отключении питания обмотки реле).

Схема тех же цепей управления с использованием электромагнитного реле времени постоянного тока приведена на рис. 51,б. При включении контактора *K1* он своим нормально открытым контактом замыкает цепь питания обмотки *PВ* реле времени, подготавливая его к работе. Контакт *PВ* реле времени в цепи управления опусканием короба оказывается разомкнутым. В крайнем верхнем положении короба разрывается цепь питания обмотки *PВ* реле времени (контакт *K1*), и оно начинает отсчитывать выдержку. По истечении заданного времени контакт реле *PВ* замыкается, включая двигатель на опускание короба. В нижнем положении двигатель отключается конечным выключателем *BK2*. В данной схеме шунтировать контакт реле *PВ* блокировочным контактом контактора *K2* нет необходимости, так как он закрыт до начала следующего цикла. Так как электромагнитные реле питаются постоянным током, то в цепь его обмотки включен выпрямительный диод *Д1*.

Управление в функции времени несколькими механизмами рассмотрим на примере трех вибрационных питателей (см. рис. 18). Пусть требуется включать питатели последовательно один за дру-

гим на работу в течение определенного времени. Для простоты будем считать, что обмотки вибраторов и цепи управления подключены к общему источнику тока.

Пуск осуществляется нажатием кнопки *КнП* (рис. 52). При этом срабатывает промежуточное реле *РП*, подавая напряжение к цепям управления. Включается обмотка вибратора *ОВ1*, а реле времени *PВ1* начинает отсчитывать время. По истечении заданного времени реле *PВ1* своим нормально закрытым контактом отключает обмотку вибратора *ОВ1*, а нормально открытым контактом включает обмотку второго вибратора *ОВ2* и реле времени *PВ2*.

Срабатывая, реле времени *PВ2* отключает обмотку вибратора *ОВ2* и включает обмотку вибратора *ОВ3* и реле времени *PВ3*. До конца цикла обмотки всех трех реле времени остаются под напряжением. По истечении заданного времени работы третьего питателя реле времени *PВ3* разрывает цепь обмотки промежуточного реле *РП*, вся схема отключается и приходит в исходное положение.

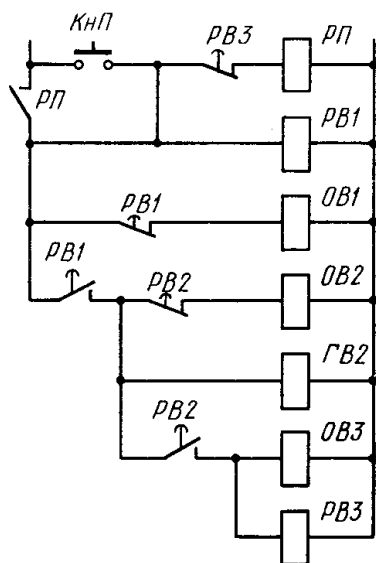


Рис. 52. Схема управления тремя вибрационными питателями

## § 5. ПРОГРАММНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЛИТЕЙНЫМИ МАШИНАМИ

В отличие от рефлексных систем управления (систем с гибкими связями) рассмотренное выше управление тремя вибрационными питателями было жестким, т. е. вибраторы включались и отключались в определенное, заранее заданное время или, другими словами, по заранее заданной программе.

Носителями информации о заданной последовательности и параметрах рабочего цикла машины (или программы) могут быть различные устройства (копиры и шаблоны, командоаппараты, штекерные панели, магнитные записи, перфокарты и т. д.). Наибольшее применение в литейном производстве нашли программные реле и командоаппараты.

Используемые в приведенном выше примере три реле можно объединить в одном аппарате. В многоцепном моторном реле времени имеется, например, несколько кулачков и контактных групп. Положение кулачков на барабане, вращаемом синхронным электродвигателем, можно регулировать. Характерной особенностью многоцепного реле времени является удержание им контактов в переключенном положении до конца цикла и автоматическое возвращение кулачкового вала в исходное положение.

Довольно просто программное реле можно получить последовательным включением электронных реле времени. Практически электронные программные реле (программаторы) состоят из нескольких ламповых каскадов с разрядными конденсаторами, включенных последовательно, так что после отсчета выдержки одним каскадом автоматически начинается отсчет выдержки другим каскадом.

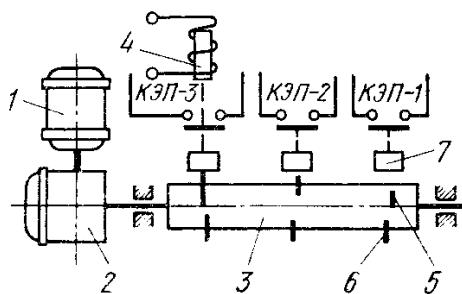


Рис. 53. Схема устройства кулачкового командоаппарата (КЭП)

Сходным по конструкции с многоцепным реле времени является кулачковый командоаппарат – устройство, вырабатывающее и выдающее через определенное время и в заданной последовательности сигналы на включение и отключение цепей управления (рис. 53). В кулачковом командоаппарате вал синхронного электродвигателя 1 через редуктор 2 с регулируемым переда-

точным отношением соединен с валом 3, на котором закреплены и могут переставляться кулачки 5 и 6, включающие и отключающие контакты командоэлектроаппарата КЭП-1, КЭП-2, КЭП-3 и т. д.

Контакты аппарата имеют механизмы мгновенного действия 7. Один контакт аппарата ( $KЭП-3$ ) имеет дополнительный привод от электромагнита 4 и используется для управления работой КЭП. Этот контакт включается в начале цикла электромагнитом и отключается в конце цикла кулачком, установленным на валу 3.

Время цикла, которым управляет КЭП, равно времени одного оборота кулачкового вала и регулируется изменением передаточного отношения редуктора 2. Начало и окончание операций внутри цикла регулируется перестановкой включающих и отключающих кулачков 5 и 6.

При составлении схем управления с командоаппаратами на циклограмме работы машины отмечают, какими операциями или движениями управляют контакты аппарата. Длительность замыкания контактов КЭП выбирают несколько большей длительности операций, чтобы иметь уверенность в завершении всех операций.

В качестве примера рассмотрим схему управления двумя электромагнитами по заданной циклограмме, приведенную на рис. 54.

В схеме предусмотрены три режима работы: наладочный (положение  $I$  переключателя режимов  $B1$ ), полуавтоматический (положение  $II$ ) и автоматический (положение  $III$ ).

В автоматическом режиме при нажатии кнопки  $KнП1$  в цепи подготовки пуска двигатель командоаппарата  $KЭП-М$  подключается к сети блокировочным контактом  $PП3$  промежуточного реле (рис. 54,  $a$ ). В соответствии с циклограммой (рис. 54,  $b$ ) замыкаются и размыкаются контакты  $KЭП-1$ ,  $KЭП-2$ , включая и отключая промежуточные реле  $PП1$  и  $PП2$ . Последние включают и отключают электромагниты  $Эм1$  и  $Эм2$ .

При работе в полуавтоматическом режиме после включения цепи подготовки пуска двигатель командоаппарата  $KЭП-М$  включиться не может, так как контакт  $KЭП-3$  разомкнут. При нажатии на кнопку пуска  $KнП2$  в полуавтоматическом режиме срабатывает электромагнит  $KЭП-Эм$ , подключая контактом  $KЭП-3$  двигатель  $KЭП-М$  к сети (отключение электромагнита  $KЭП-Эм$  при отпускании кнопки  $KнП2$  не вызывает размыкания контакта  $KЭП-3$ ). По окончании цикла контакт  $KЭП-3$  будет разомкнут и двигатель  $KЭП-М$  отключится от сети. Для начала следующего цикла необходимо снова нажать кнопку  $KнП2$ .

Такой режим часто необходим для остановки машины при завершении последней операции. Для этого при работе машины в автоматическом режиме достаточно переключатель режимов  $B1$  по-



ставить в положение, соответствующее полуавтоматическому режиму работы.

При наладочном режиме работы каждый электромагнит может быть включен нажатием кнопки *Кн1* или *Кн2*.

В рассматриваемой схеме электромагниты *Эм1* и *Эм2* подключаются к сети контактами промежуточных реле, а не непосредственно контактами *КЭП-1* и *КЭП-2*, хотя допустимый ток последних больше рабочего тока электромагнитов. Это необходимо для исключения одновременного аварийного срабатывания обоих электромагнитов при наладочном режиме работы в случае последовательности их срабатывания, заданной циклограммой на рис. 54, в.

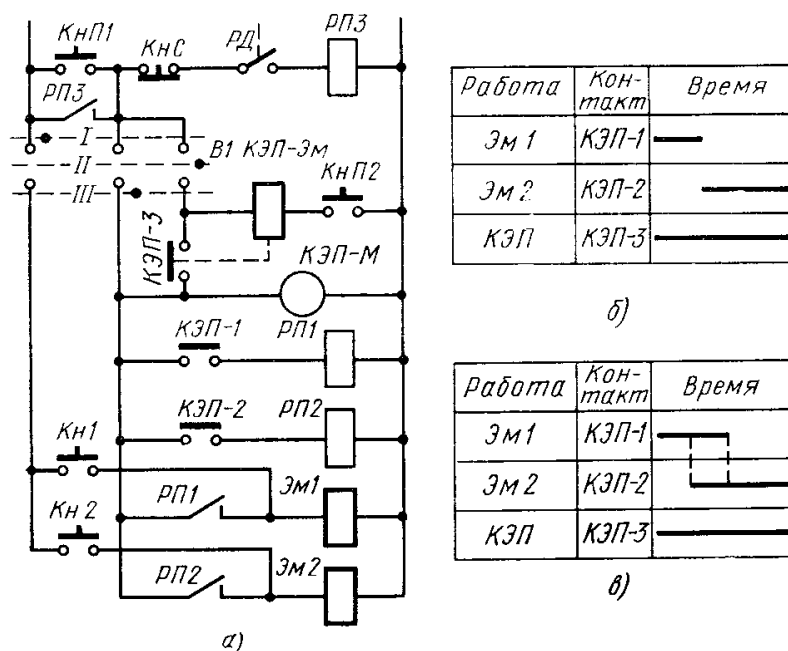


Рис. 54. Схемы управления двумя электромагнитами и циклограммы их работы

Если электромагниты *Эм1* и *Эм2* управляют пневматическими или гидравлическими распределителями, то введенный в цепь нулевой защиты (подготовки пуска) контакт *РД* реле давления защищает машину от включения при отсутствии давления в сети сжатого воздуха или гидросистеме.

Программные системы управления с КЭП (или многоцепным реле времени) отличаются простотой схем и коммутации. Однако им присущ и ряд недостатков: отсутствие контроля за исполнением команд и положением механизмов, трудность создания блокировок от рассинхронизации механизмов, а также сложность наладки и переналадки. Кроме того, длительность срабатывания механизмов

машин изменяется в зависимости от различных условий (напряжения, давления, температуры и т. д.), что вызывает необходимость настраивать КЭП на наибольшие длительности срабатывания механизмов машин. Это приводит к значительным потерям производительности машин из-за системы управления (до 11% на автоматических формовочных машинах).

## § 6. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ С ШАГОВЫМИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ

При рефлексном управлении сложным технологическим циклом количество аппаратуры в системе управления значительно увеличивается, а схемы управления усложняются. Рассмотрим в качестве примера рефлексную схему управления автоматической установкой для выбивки форм (рис. 55).

Залитые формы перемещаются пульсирующим конвейером 1. В паузе между перемещениями конвейера форма б пневматическим толкателем 2 подается на позицию выбивки 3. На штоке толкателя имеется П-образный кронштейн, в который заходит форма при движении конвейера. Этим же кронштейном при обратном ходе толкателя 2 пустые опоки возвращаются на конвейер. На позиции выбивки осуществляется прошивка (выдавливание) формы пневмоцилиндром 4, отделение отливок от смеси и удаление остатков смеси из опоки на вибрационной решетке 5. Для прохода плиты цилиндра 4 к форме в кронштейне толкателя 2 имеется окно. Подачей воздуха к пневмоцилиндрам управляют распределители с электромагнитным приводом, причем для переключения распределителей необходимо только кратковременное включение электромагнитов. Электромагниты распределителей осуществляют следующие функции (рис. 56):

$\mathcal{Э}м1$  – включение толкателя на подачу формы на позицию выбивки;  $\mathcal{Э}м2$  – включение толкателя на возврат опок;  $\mathcal{Э}м3$  – включение цилиндра прошивки на ход вниз;  $\mathcal{Э}м4$  – переключение цилиндра прошивки на ход вверх;  $\mathcal{Э}м5$  – включение и отключение вибрационной решетки.

Положения толкателя и цилиндра прошивки фиксируются конечными выключателями  $BK2$ ,  $BK3$ ,  $BK4$ ,  $BK5$ .

На конечный выключатель  $BK1$  воздействует кулачок механизма привода конвейера в конце хода (по окончании шага конвейера).

Циклограмма работы установки с указанием аппаратов, выдающих команды на начало операций, приведена на рис. 55, б, а схема управления установкой – на рис. 56.

При нажатии кнопки *КнП* включается цепь подготовки пуска. На цепи управления подается напряжение, схема готова к работе.

При подаче очередной формы конвейером замыкается контакт конечного выключателя *ВК1*. Включается электромагнит *Эм1*, форма подается толкателем на позицию выбивки, а электромагнит *Эм1* отключается. В конце хода толкателя кулачок на его штоке воздействует на конечный выключатель *ВК2*, включая электромагнит *Эм3*. Цилиндр прошивки выдавливает содержимое формы. В

нижнем положении цилиндра *4* (рис. 55, а) конечный выключатель *ВК4* отключает электромагнит *Эм3*, включает электромагнит *Эм4* и промежуточное реле *РП1*. Своим нормально открытым контактом *РП1* реле включает промежуточное реле *РП2*, которое ставится на самопитание, подготавливая к пуску нижние по схеме цепи управления.

После срабатывания электромагнита *Эм4* цилиндр прошивки идет вверх, замыкая в крайнем верхнем положении контакты конечного выключателя *ВК5*. Электромагнит *Эм5* включает выбивную решетку, а реле времени *РВ1* начинает отсчет выдержки времени. По истечении заданного времени реле *РВ1* отключает электромагнит *Эм5* и включает электромагнит *Эм2*. Решетка отключается, а толкатель транспортирует пустые

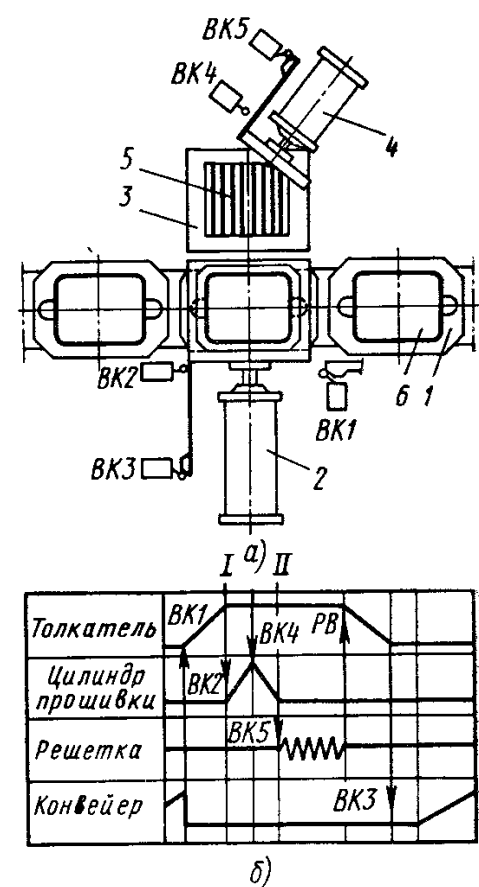


Рис. 55. Схема автоматической установки для выбивки форм (а) и циклограмма ее работы (б)

опоки на конвейер. Воздействуя в конце хода на конечный выключатель *ВК3*, толкатель тем самым отключает реле *РП2*, вследствие чего цепи электромагнитов *Эм2* и *Эм5* и обмотка реле времени *РВ1* обесточиваются. Нормально открытый контакт *ВК3* подает сигнал в схему управления конвейером о готовности установки принять следующую форму. При очередном шаге конвейера цикл повторяется.

Рассмотренная схема управления имеет одну особенность. Состояние управляющих аппаратов (конечных выключателей) в положениях механизмов (рис. 55, б), отмеченных на циклограмме I и II, одинаково, а включаться должны разные механизмы (в положении I – цилиндр прошивки, ход вниз, в положении II – выбивная решетка).

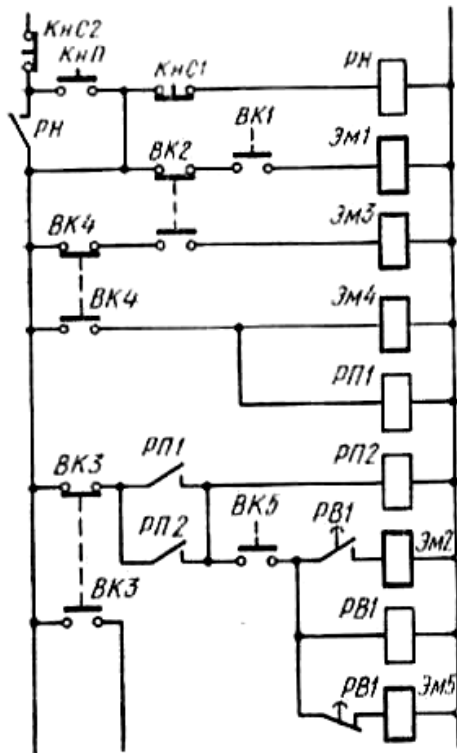


Рис. 56. Схема управления автоматической установкой для выбивки форм

Рефлексные системы управления, в которых любой комбинации состояний аппаратов соответствует только одна команда, называются *однотактными*. Если в системе управления каким-либо комбинациям состояний аппаратов должно соответствовать несколько команд, то такие системы называются *многотактными*.

Многотактные системы сложнее однотактных, и в них входит больше аппаратов. Выработка необходимой команды становится до некоторой степени затруднительной. Для получения нужной команды используют предыдущее положение аппаратов, т. е. вводят элемент «память».

В рассмотренном случае перед положением I толкатель совершал движение, а цилиндр прошивки

был неподвижным. Перед положением II, наоборот, толкатель был неподвижен, а цилиндр прошивки совершал движение. Следовательно, предыдущее положение механизмов и аппаратов было различным и его можно использовать для получения нужной команды (фактически к данной комбинации состояний аппаратов добавляется еще один элемент — предыдущее их состояние и новые комбинации становятся уже различными и однозначно определяют новую команду). В приведенном примере роль элемента «память» выполняло промежуточное реле РП2.

Из рассмотренного примера видно, что даже при управлении относительно простой установкой рефлексная система становится довольно сложной. Заданную на рис. 55, б циклограмму работы установки весьма просто осуществить с помощью программного реле или командоаппарата. Однако такая система не только не гаранти-

рует согласованную работу механизмов, но и вызывает непроизводительные простои механизмов в связи с настройкой аппаратов на наибольшие возможные длительности ходов механизмов.

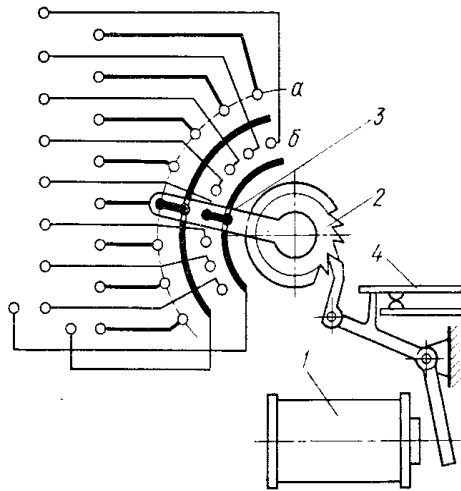


Рис. 57. Схема шагового распределителя

В связи с этим в последнее время для автоматизации литейных машин и линий стали применяться командоаппараты шагового типа – шаговые распределители. По конструкции (рис. 57) они аналогичны шаговым искателям телефонного типа, но имеют контакты большей мощности. Якорь электромагнита 1 шагового распределителя механически связан с храповым механизмом 2, несущим токосъемник 3. При каждом включении электромагнита храповое колесо поворачивается на определенный угол и токосъемник 3 перемещается на один шаг, поочередно замыкая контакты полей а и б.

Контактное поле а является силовым, поле б используется для цепей управления. Число позиций шагового распределителя может быть 5...24.

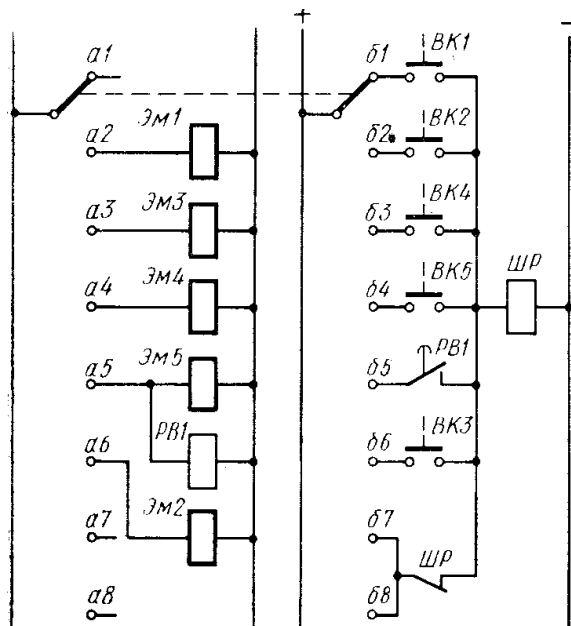


Рис. 58. Схема управления автоматической установкой для выбивки форм с помощью шагового распределителя

Кроме контактных полей а и б, шаговый распределитель имеет нормально закрытый контакт самопитания 4. При включении электромагнита шагового распределителя через этот контакт он будет периодически включаться и выключаться, перемещая токосъемник по контактному полю. В качестве примера использования шагового распределителя на рис. 58 приведена схема управления установкой для выбивки форм, показанной на рис. 55.

Кроме контактных полей а и б, шаговый распределитель имеет нормально закрытый контакт самопитания 4. При включении электромагнита шагового распределителя через этот контакт он будет периодически включаться и выключаться, перемещая токосъемник по контактному полю. В качестве примера использования шагового распределителя на рис. 58 приведена схема управления установкой для выбивки форм, показанной на рис. 55.

Замыкание каждого конечного выключателя вызывает поворот распределителя на один шаг и подключение электромагнитов в определенной последовательности непосредственно после окончания движения механизма или через некоторое время, заданное реле времени *PVI*. Свободные контакты поля управления подключаются последовательно с контактом самопитания шагового распределителя.

Применение командоаппарата шагового типа позволяет упростить системы управления машин со сложными циклами. По существу в этом случае объединяются рефлексная и программная системы управления. Переключение на следующую операцию происходит по сигналу о завершении предыдущей, порядок операций определяется подключением аппаратов к распределителю, т. е. заранее заданной программой. Это позволяет не только упростить схему управления, но и сократить (по отношению к жесткому программному управлению) непроизводительные простои механизмов из-за системы управления.

К недостаткам шаговых распределителей относятся сложность получения наладочных и полуавтоматических режимов и значительное время перехода с позиции на позицию (около 0,2 сек). Однако проведенные исследования показывают, что потери производительности автоматических машин и линий за счет времени срабатывания системы управления при применении шаговых распределителей значительно меньше, чем при применении жесткого программного управления, и приближаются к потерям производительности за счет времени срабатывания аппаратуры рефлексных релейно-контакторных систем.

## **§ 7. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССАМИ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Управление процессами разгона и торможения двигателей можно вести в функции времени, скорости и тока. Для управления в функции времени в литейных машинах обычно применяются электромагнитные реле времени, а иногда и программные многоцепные реле времени и командоаппараты. При управлении процессами разгона и торможения в функции скорости используют реле контроля скорости или косвенные методы контроля скорости.

При постоянном магнитном потоке э. д. с. якоря двигателя постоянного тока пропорциональна скорости его вращения, благодаря чему скорость двигателя можно контролировать по э. д. с. его

якоря. При включении обмотки реле или контактора параллельно якорю к ней будет приложено напряжение, отличающееся от э. д. с. якоря только на величину падения напряжения в нем.

В качестве примера рассмотрим схему разгона и торможения двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением, приведенную на рис. 59. Схема обеспечивает пуск двигателя с двумя пусковыми сопротивлениями  $R_n$  в цепи якоря. Управление пуском ведется в функции времени с помощью электромагнитных реле времени, называемых в этом случае реле ускорения.

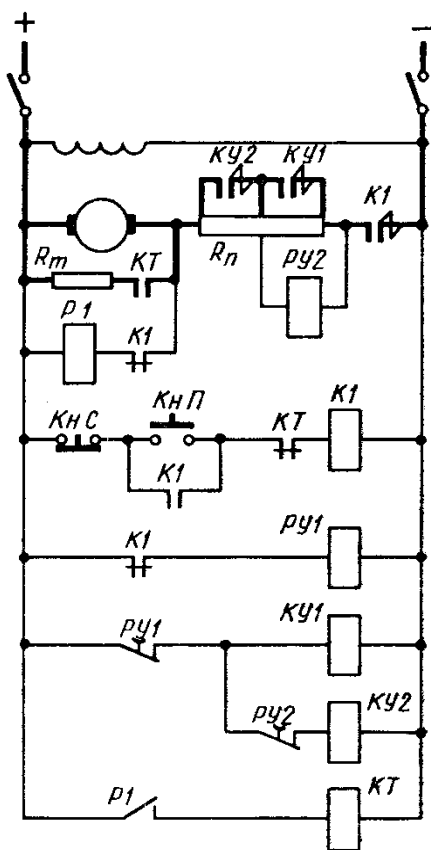


Рис. 59. Схема автоматического пуска и торможения двигателя постоянного тока с параллельным возбуждением

включив контактор  $KY1$ , шунтирующий первую ступень пускового реостата. Начинается разгон двигателя по второй искусственной механической характеристике и отсчет времени вторым реле ускорения  $PY2$ , обмотка которого оказывается шунтированной контактом  $KY1$ , т. е. обесточенной.

Отсчитав заданную выдержку времени, реле  $PY2$  замкнет свой контакт, включится второй контактор ускорения  $KY2$ , который

При подаче напряжения к цепям управления срабатывает реле ускорения  $PY1$ , которое открывает свой нормально закрытый контакт и тем самым не дает возможности преждевременно включиться контакторам  $KY1$  и  $KY2$ , замыкающим пусковые сопротивления и поэтому называемым контакторами ускорения.

Нажатием кнопки  $KHP$  включается контактор  $K1$ , который замыкает свой главный контакт  $K1$  в цепи якоря двигателя, шунтирует блок-контактом  $K1$  пусковую кнопку и вторым блок-контактом размыкает цепь питания обмотки  $PY1$ . Двигатель начинает разгоняться по первой искусственной механической характеристике, а реле  $PY1$  — отсчитывать время работы по ней. Реле времени  $PY2$  при этом сработает и разомкнет свой нормально закрытый контакт  $PY2$  в цепи контактора  $KY2$  (подготовка к отсчету времени). По истечении заданного времени реле ускорения  $PY1$  замкнет свой контакт  $PY1$ ,

шунтирует вторую ступень пускового сопротивления. Двигатель переходит на работу по естественной характеристике.

Рассматриваемая схема обеспечивает динамическое торможение двигателя. Управление процессом торможения ведется в функции скорости по напряжению на якоре двигателя.

При нажатии кнопки  $KHC$  отключается контактор  $KI$  подключая своим нормально закрытым контактом  $KI$  обмотку реле торможения  $PI$  к якору двигателя. Срабатывая, реле  $PI$  включает контактор торможения  $KT$ , который замыкает якорь двигателя на сопротивление торможения  $R_m$ . Начинается динамическое торможение.

При уменьшении скорости до определенного предела э. д. с. якоря становится равной напряжению отпущения реле торможения  $PI$ . Последнее, размыкая свой контакт  $PI$ , отключает контактор торможения  $KT$ . Дальнейшее торможение двигателя будет происходить под действием статического момента сопротивления.

При управлении процессами разгона и торможения асинхронных двигателей в функции скорости наиболее целесообразно использовать реле контроля скорости типа  $PKC$ , состоящее из постоянного магнита  $1$ , вращающегося вместе с валом электродвигателя, и короткозамкнутого ротора  $2$  в виде беличьей клетки (рис. 60, б). Ротор  $2$  несет рычаг, переключающий контактную группу  $3$ . Реле контроля скорости работает на принципе динамического торможения. Если вращать магнит  $1$ , то ротор будет испытывать момент, приводящий к замыканию контактов при определенной скорости. Скорость, при которой замыкаются контакты реле, регулируется изменением натяжения пружин  $4$ .

Применение реле контроля скорости рассмотрим на примере динамического торможения короткозамкнутого асинхронного двигателя дробеметной головки очистного барабана (рис. 60, а).

Пуск двигателя в рассматриваемой схеме производится без ограничения пусковых токов и никаких особенностей не имеет.

При нажатии кнопки  $KHC$  разрывается цепь питания обмотки контактора  $KI$ , он отключается и отсоединяет двигатель от сети. Одновременно его блокировочный контакт  $KI$  включает контактор торможения  $KT$  (контакт  $PKC$  реле контроля скорости при вращении двигателя замкнут). Контактор  $KT$  своими контактами подключает трансформатор  $Tr$  к сети и выпрямленное напряжение к двум фазовым выводам двигателя. Начинается процесс динамического торможения. При достаточном снижении скорости реле контроля скорости разрывает свой контакт и отключает контактор торможения  $KT$ . Последний отключает трансформатор  $Tr$  от сети и выпрямитель  $Vn$  от двигателя.



Реле контроля скорости является надежным и простым аппаратом, хорошо зарекомендовавшим себя на практике. В литейных машинах оно часто применяется при торможении противовключением двигателей дробеметных головок очистных камер и барабанов. Это реле с успехом может использоваться, например, для автоматической блокировки последовательно работающих конвейеров с целью предотвращения завалов при обрывах лент и других аварийных остановках какого-либо конвейера системы.

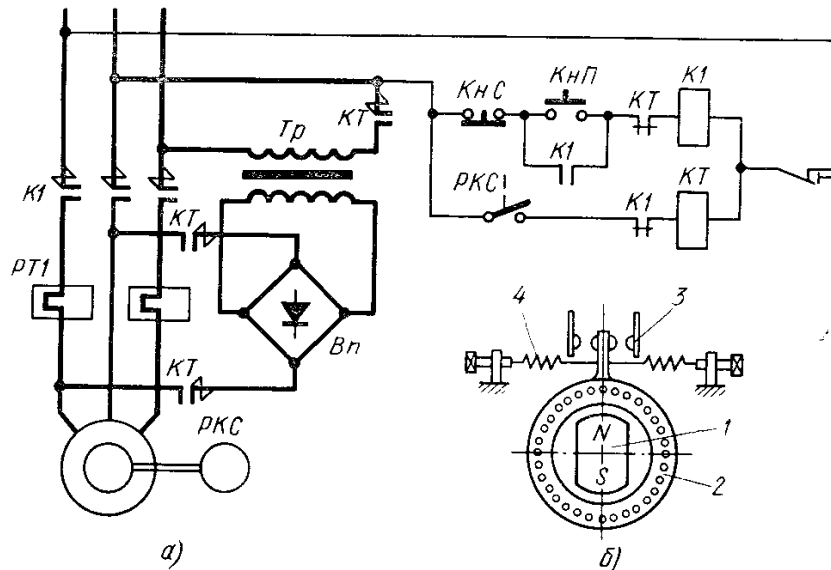


Рис. 60. Схема динамического торможения асинхронного двигателя (а) и устройство реле контроля скорости (б)

Процессы управления разгоном и торможением асинхронного двигателя с фазовым ротором в функции времени с дополнительным контролем по току рассмотрим на примере привода центробежной машины для отливки труб (мощность двигателя 215 кВт). Разгон и торможение двигателя (рис. 61) производится с ограничением пусковых токов введением сопротивлений в цепь ротора. Управление процессами разгона и торможения осуществляется с помощью командоэлектроаппарата.

Для начала работы необходимо нажатием кнопки *КнЗ* включить цепь подготовки управления. При этом срабатывает реле напряжения *РН*, блокируя своим контактом *РН* кнопку *КнЗ* и подключая двумя другими контактами напряжение к цепям управления. В цепь подготовки управления (нулевой защиты) включен контакт *КЭП-2*, замкнутый в исходном положении командоаппарата, что исключает возможность пуска двигателя без ограничения пусковых токов. В эту же цепь включены нормально закрытые контак-

ты реле максимального тока  $PM1$ ,  $PM2$ ,  $PM3$  (максимальной защиты двигателя),

Командоаппарат КЭП начинает работать после замыкания цепи его электромагнита  $КЭП-Эм$  кнопкой  $KnП$  (электромагнит  $КЭП-Эм$  включает контакт  $КЭП-1$  в цепи двигателя  $КЭП-М$ ). Если командоаппарат не был в исходном положении, например, после срабатывания нулевой или максимальной защиты, то цепь подготовки пуска не замкнется (контакт  $КЭП-2$  разомкнут), а КЭП начнет работать, переключая свои контакты согласно циклограмме. Закончив цикл и придя в исходное положение, двигатель  $КЭП-М$  отключится, так как разомкнется контакт  $КЭП-1$ . Замыкание и размыкание контактов КЭП в этом случае не приводит к срабатыванию других аппаратов, так как напряжение к ним не подводится.

После включения цепей подготовки пуска и начала работы КЭП замыкается контакт  $КЭП-5$ , включая обмотку промежуточного реле  $ПП2$ . Через контакт реле  $ПП2$  включаются обмотки контакторов  $K1$  и  $KT$ . Kontakтами контактора  $K1$  статор двигателя подключается к сети, а kontakтами контактора  $KT$  закорачиваются сопротивления противовключения в цепи ротора на все время включения двигателя. Начинается разгон двигателя по искусственной характеристике с полностью включенными в цепь ротора пусковыми сопротивлениями.

Затем замыкается контакт  $КЭП-6$ , включая промежуточное реле  $ПП3$ . Один его нормально открытый контакт включает контактор ускорения  $KУ1$ , шунтирующий первую ступень пускового реостата, а второй подготавливает цепь включения обмотки следующего промежуточного реле  $ПП4$ . Двигатель переходит на следующую искусственную механическую характеристику. Аналогично шунтируются остальные четыре ступени пусковых сопротивлений в цепи ротора после замыкания контактов  $КЭП-7... КЭП-10$  и включения контакторов ускорения  $KУ2... KУ5$ . Двигатель выходит на естественную механическую характеристику.

Для ограничения тока при шунтировании пусковых сопротивлений в схеме предусмотрено трехобмоточное реле контроля тока  $PKT$ , включенное через трансформаторы тока  $TrT1$  и  $TrT2$ . При недопустимой величине пускового тока реле  $PKT$  разорвет свой нормально закрытый контакт  $PKT$  в цепи питания двигателя  $КЭП-М$  и отключит его, т. е. прекратит шунтирование пусковых сопротивлений, пока ток не уменьшится до допустимой величины.

С помощью переключателя скоростей  $B1$  можно последовательно отключить промежуточные реле  $ПП4... ПП7$ . При этом разгон двигателя будет заканчиваться на соответствующей реостатной ха-

рактической, а двигатель будет работать с сопротивлениями в цепи ротора, т. е. с пониженной скоростью.

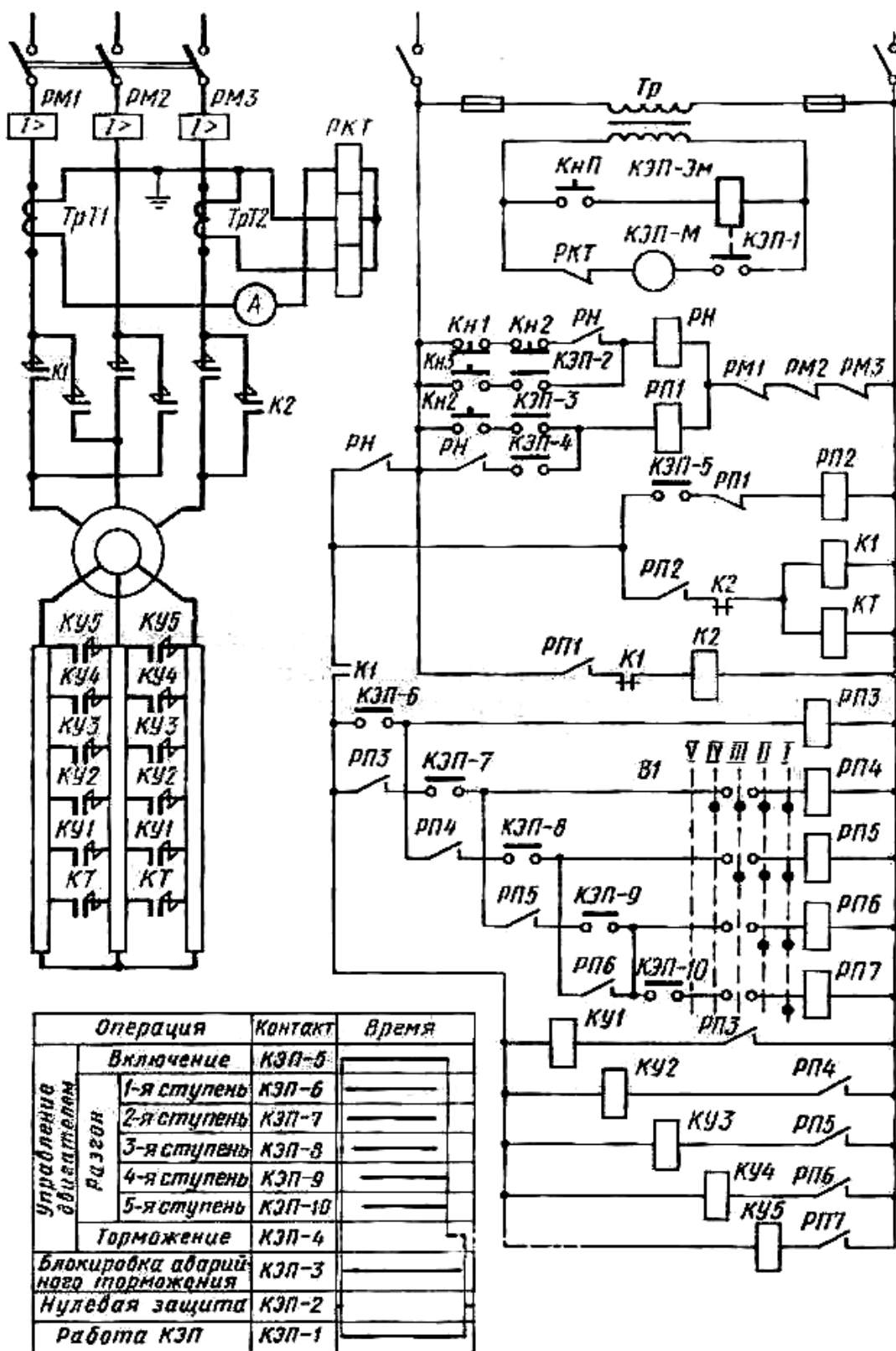


Рис. 61. Схема управления асинхронным двигателем с фазовым ротором

По истечении установленного времени работы двигателя контакты *КЭП-5...КЭП-10* размыкаются. Обмотки контакторов *К1* и *КТ* отключаются. Статор двигателя отключается от сети, а в цепь ротора вводятся все сопротивления, в том числе и сопротивления противовключения. Почти одновременно с размыканием контакта *КЭП-5* замыкается контакт *КЭП-4*, включающий промежуточное реле *РП1*. Своим нормально открытым контактом оно замыкает цепь питания контактора *К2*, благодаря чему двигатель подключается к сети на торможение противовключением. Длительность противовключения определяется временем замыкания контакта *КЭП-4* и должна быть отрегулирована при наладке. По окончании торможения размыкается контакт *КЭП-1* и двигатель *КЭП-М* отключается. Цикл работы закончен.

Для аварийной остановки машины используется кнопка *Кн2*. При ее нажатии обесточивается цепь подготовки пуска. Нормально открытый контакт реле напряжения *РН* отключает схему переключения пусковых сопротивлений, вследствие чего все сопротивления включаются в цепь ротора. Одновременно замыкается цепь питания реле *РП1*, которое включает контактор *К2*. Двигатель переключается на торможение противовключением. Торможение длится столько времени, сколько оператор воздействует на кнопку *Кн2*.

Отключение цепей управления осуществляется с помощью кнопки *Кн1*. Для наблюдения за нагрузкой двигателя во время работы используется амперметр *А*.

## Глава V

## ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Проектирование электропривода неотделимо от разработки конструкции литейной машины. Уже на ранних стадиях создания новой машины технолог, конструктор и электрик должны решать, какими средствами лучше осуществить намеченный технологический процесс, т. е. выбрать кинематическую схему машины, тип и структуру ее привода, которые в процессе разработки корректируются и уточняются. Исходными данными для проектирования электропривода являются параметры движения рабочих органов машины, выбранные на основе технологического процесса. Вопросы выбора структуры электропривода, типа и мощности двигателя, а также некоторые элементы проектирования систем управления рассмотрим на двух простейших примерах.

**Пример 1. Центробежный ваграночный вентилятор.** Пусть в вагранку производительностью  $2 \text{ м}^3/\text{ч}$  жидкого чугуна необходимо подавать  $1800 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ) воздуха под избыточным давлением  $7,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$  ( $750 \text{ мм вод. ст.}$ ). Выбранный центробежный вентилятор обеспечивает заданную подачу воздуха при скорости вращения  $n_g = 2900 \text{ об/мин}$ . Необходимо выбрать двигатель и схему привода вентилятора.

К приводу ваграночного вентилятора особых требований в отношении стабильности скорости вращения, пуска и торможения не предъявляется. Поэтому целесообразно использовать асинхронный двигатель нормального исполнения. Обычно ротор ваграночного вентилятора непосредственно соединяют с валом двигателя, так как заданная скорость вращения вентилятора ( $n_g = 2900 \text{ об/мин}$ ) близка к номинальной скорости вращения асинхронных двигателей нормального исполнения, как в данном случае. Если бы скорость вращения вентилятора отличалась от скорости вращения асинхронных двигателей, то пришлось бы вводить передаточный механизм (см. пример 2), например, в виде ременной передачи.

Двигатели ваграночных вентиляторов работают в длительном режиме с постоянной нагрузкой. Поэтому номинальную мощность двигателя следует выбрать равной или большей мощности  $N_g$  потребляемой вентилятором:

$$N_g = 10^{-3} \frac{Vh}{\eta_g \eta_m},$$

где  $V$  — производительность вентилятора в  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$h$  – напор, создаваемый вентилятором, в  $H/m^2$ ;

$\eta_6$  – к. п. д. вентилятора;

$\eta_m$  – к. п. д. механической передачи.

В данном случае  $V = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $h = 7,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$ . Принимая  $\eta_6 = 0,4$  и  $\eta_m = 0,98$ , получим:

$$N_6 = 10^{-3} \frac{0,5 \cdot 7,5 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,98} = 9,6 \text{ кВт}.$$

С учетом повышенной запыленности в плавильных отделениях литейных цехов по каталогу выбираем закрытый обдуваемый асинхронный двигатель АО2-51-2, для которого  $N_n = 10 \text{ кВт}$ ,  $n_n = 2900 \text{ об/мин}$ ,  $\frac{M_n}{M_n} = 1,5$ ,  $\frac{M_k}{M_n} = 2,2$ .

Момент, необходимый для пуска вентилятора, не превышает половины номинального, т. е. для выбранного двигателя условие пуска (см. условие 3 выбора двигателя, гл. III, § 4) выполняется.

Для включения и отключения вентилятора используем нереверсивный магнитный пускатель. Защиту двигателя и цепей управления от токов короткого замыкания осуществим с помощью плавких предохранителей. Электрическая схема привода приведена на рис. 41.

**Пример 2. Смешивающие бегуны с вертикальными катками.** Пусть необходимо спроектировать бегуны с вертикальными катками для работы в автоматическом режиме приготовления единой формовочной смеси. Объем замеса  $0,25 \text{ м}^3$ . При приготовлении формовочной смеси используются освежающие добавки двух типов; сухой кварцевый песок и водная глинисто-угольная эмульсия. Исходная отработанная формовочная смесь имеет прочность на сжатие  $a = 0,35 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $0,35 \text{ кгс/см}^2$ ) при влажности 3%. В процессе приготовления прочность формовочной смеси возрастает до  $0,65 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $0,65 \text{ кгс/см}^2$ ), а влажность – до 5%.

В процессе проектирования смесителя выбраны параметры его рабочих органов (чаши 1, катков и плужков) и скорость вращения вертикального вала  $n_6 = 30 \text{ об/мин}$  (рис. 62). Для дозирования отработанной формовочной смеси принят объемный дозатор 5 с челюстным затвором, установленный под цеховым бункером 6, а для сухого песка – объемный дозатор 7 с эластичным (резиновым) рукавом. Дозирование глинисто-угольной эмульсии из бака 10 над бегунами предполагается вести с помощью электромагнитного клапана 9 по времени истечения эмульсии. Дозирование небольшого количества воды для доведения влажности формовочной смеси до заданной обеспечивает электромагнитный клапан 8. Из опыта работы

заводов принят следующий режим приготовления формовочной смеси: загрузка отработанной формовочной смеси, загрузка сухих добавок, «сухое» перемешивание в течение  $t_3 = 60$  с (от начала загрузки), добавка эмульсии и воды в течение 20...–30 с, перемешивание в течение  $t_4 = 150$  с (от начала подачи эмульсии), выгрузка в течение  $t_2 = 60$  с.

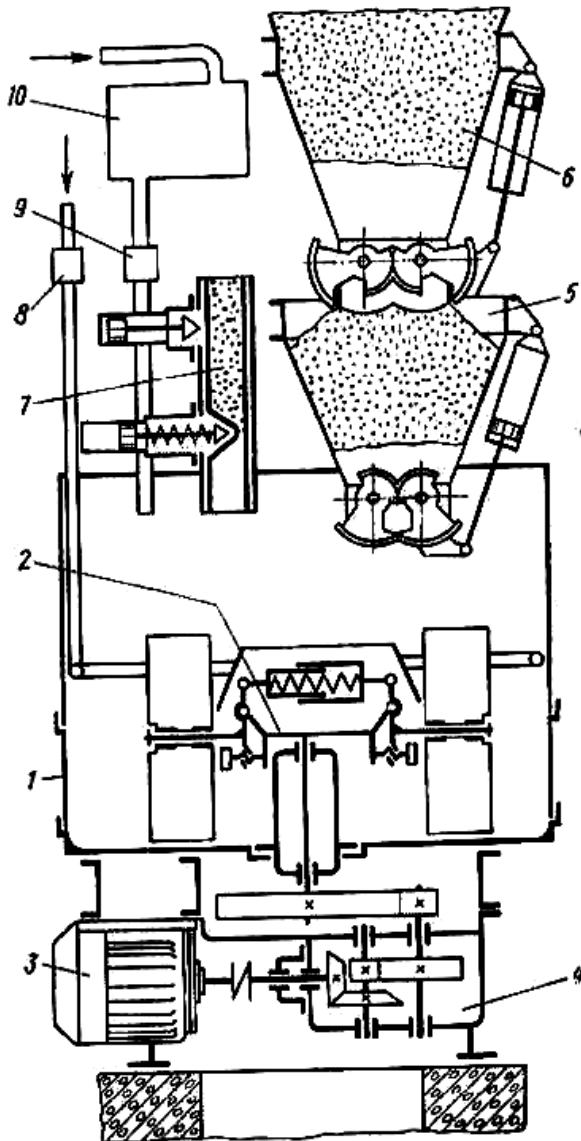


Рис. 62. Схема установки для приготовления единой формовочной смеси

двигатель 3 – промежуточный механизм (редуктор 4) – вертикальный вал 2 с рабочими органами (рис. 62).

Для выбора мощности двигателя главного привода смесителя составим нагрузочный график (рис. 63). Обычно бегуны загружают после пуска и полного разгона двигателя. Поэтому первый участок

Требуется выбрать тип привода, мощность двигателя и составить схему управления смесителем, в которой необходимо предусмотреть возможность автоматического и ручного управления.

**Главный привод бегунов.** Движение рабочих органов смесителя – непрерывное круговое с постоянной скоростью. Особых требований в отношении стабильности скорости вращения не ставится. Поэтому наиболее целесообразным является электрический привод с асинхронным двигателем. Вертикальный вал с рабочими органами смесителя имеет относительно невысокую скорость вращения ( $n_e = 30$  об/мин). Асинхронные двигатели на такие скорости вращения промышленность не выпускает. Поэтому принимаем следующую структуру силовой части привода смесителя: двига-

нагрузочного графика должен соответствовать пуску смесителя. Время этого периода до выбора двигателя определить нельзя. Однако при выборе мощности двигателя его можно не учитывать, так как двигатель бегунов работает в длительном режиме. Момент сил сопротивления при холостом пуске смесителя обусловлен только силами трения в его механизмах. Рассчитать момент сил сопротивления (мощность холостого хода  $N_{xx}$ ) можно методами деталей машин на стадии технического и рабочего проектирования, когда будет полностью определена вся конструкция смесителя. Однако мощность холостого хода  $N_{xx}$  смесителя также сильно зависит от тщательности изготовления, регулировки и смазки его механизмов, вследствие чего расчетное значение мощности  $N_{xx}$  может значительно отличаться от фактического. Поэтому мощность холостого хода смесителя  $N_{xx}$  выбирают по опыту эксплуатации существующих смесителей. По данным работы [6] можно принять  $N_{xx} = 2,5$  кВт.

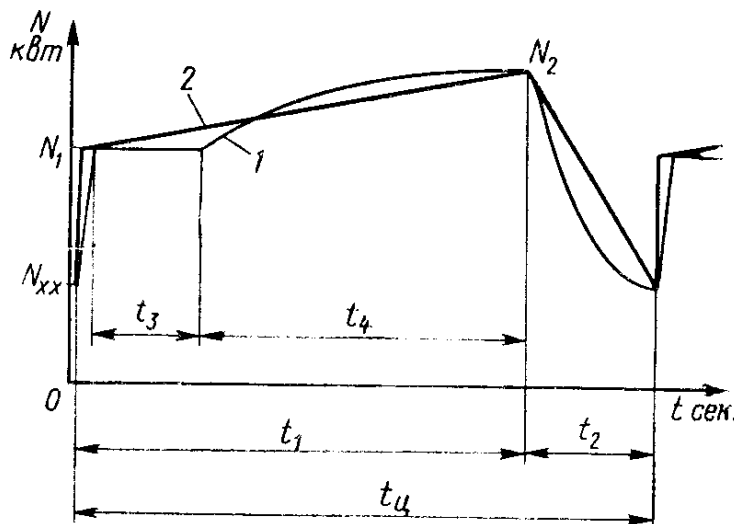


Рис. 63. Нагрузочные графики двигателя бегунов

Время загрузки отмеренных порций отработанной формовочной смеси и сухую песка не превышает 5 с. Приблизительно можно считать, что мощность, потребляемая смесителем, за это время возрастает линейно. Можно также принять, что за время «сухого» перемешивания (после загрузки материалов) мощность  $N_1$ , потребляемая смесителем, остается постоянной, так как количество смеси в смесителе и ее прочность и влажность остаются неизменными. С началом подачи эмульсии и воды в смеситель начинается увеличение прочности формовочной смеси. Мощность, потребляемая смесителем, за время перемешивания  $t_4$ , нарастает по закону, близкому к экспоненциальному до  $N_2$ .



За время выпуска готовой формовочной смеси  $t_2$  мощность, потребляемая смесителем, уменьшается от  $N_2$  до  $N_{xx}$ .

Повторная загрузка смесителя проводится сразу же по окончании выгрузки без его остановки, т. е. время на разгон двигателя не требуется. Далее цикл работы смесителя повторяется.

Для расчета эквивалентной мощности полученный нагрузочный график электродвигателя (линия 1. рис. 63) упростим. Так как точные математические зависимости мощности от времени на участках  $t_1$  и  $t_2$  неизвестны, а время загрузки сухих материалов мало по сравнению с временем цикла  $t_u$ , то условно будем считать, что за время перемешивания  $t_1$ , включая время загрузки, мощность, потребляемая смесителем, линейно возрастает от  $N_1$  до  $N_2$ , а за время разгрузки  $t_2$  уменьшается от  $N_2$  до  $N_{xx}$  (прямые 2, рис 63) т. е. при  $0 \leq t \leq t_1$

$$N = N_1 + \frac{N_2 - N_1}{t_1} t$$

и при  $t_1 \leq t \leq t_u$

$$N = N_2 - \frac{N_2 - N_{xx}}{t_2} (t - t_1).$$

Мощности  $N_1$  и  $N_2$  нагрузочного графика найдем из известного соотношения [6]

$$N = N_{xx} + [v_{ск} f + (\mu_{пл} k + \mu_{кач} \lambda) m] \frac{1}{1 - \beta_{ном}},$$

где

$$v_{ск} = \frac{1}{2} P_{\kappa} B \omega;$$

$$\mu_{пл} = \gamma \omega^2 g;$$

$$\eta_{кач} + \frac{P_{\kappa} (l_1 + l_2)}{r_{\kappa} F_{\delta}} \omega;$$

$f$  – коэффициент трения скольжения катка по смеси;

$k$  и  $\lambda$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств формовочной смеси;

$m$  – масса замеса в кг;

$P_{\kappa}$  – усилие прижима катка к смеси в Н;

$B$  – ширина катка в м;

$\omega$  – угловая скорость вертикального вала в 1/с;

$\gamma$  – геометрический коэффициент, характеризующий форму и расположение плужков, в  $m^4$ ;

$g$  – ускорение силы тяжести в  $m/c^2$ ;

$l_1, l_2$  – расстояния от оси вращения вертикального вала до центра катков в м;

$r_k$  – радиус катка в м;

$F_q$  – эффективная площадь чаши бегунов в  $m^2$ ;

$\delta$  – плотность смеси в бегунах в  $кг/м^3$ ;

$\beta_{nom}$  – эмпирический коэффициент, учитывающий дополнительные потери мощности в приводе смесителя при работе под нагрузкой.

Пусть при проектировании выбраны параметры смесителя (Взяты параметры бегунов модели 1A11 из работы [6]):  $P_k = 1960$  н (200 кгс);  $B = 0,2$  м;  $l_1 = 0.5$  м;  $l_2 = 0.4$  м;  $r_k = 0,35$  м;  $F_q = 1.96$   $m^2$  и при  $\delta = 1.2 \cdot 10^3$   $кг/м^3$  определены  $v_{ск} = 615$  Вт,  $\mu_{пл} = 1,64$   $м^5/с^4$ ,  $\eta_{кач} = 6.75$  Вт/кг. По данным работы [6] для отработанной формовочной смеси с влажностью 30% выбираем  $f_1 = 0.22$ , а для готовой формовочной смеси с влажностью 5%  $f_2 = 0.35$ . Коэффициент  $\beta_{nom}$  принимаем равным 0,05. Коэффициенты  $k$  и  $\lambda$  определяем из эмпирических формул

$$k = 0.7 + 3 \cdot 10^{-5} \sigma,$$

$$\lambda = 0.8 + 3.2 \cdot 10^{-5} \sigma,$$

Для отработанной формовочной смеси ( $\sigma = 0.35 \cdot 10^5$  н/м<sup>2</sup>)

$$k_1 = 0.7 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot 0.35 \cdot 10^5 = 1.75$$
  $с/м^3$ ;

$$\lambda_1 = 0.8 + 3.2 \cdot 10^{-5} \cdot 0.35 \cdot 10^5 = 1.92.$$

Для готовой формовочной смеси ( $\sigma = 0.65 \cdot 10^5$  н/м<sup>2</sup>)

$$k_2 = 0.7 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot 0.65 \cdot 10^5 = 2.65$$
  $с/м^3$ ;

$$\lambda_2 = 0.8 + 3.2 \cdot 10^{-5} \cdot 0.65 \cdot 10^5 = 2.88.$$

Массу замеса вычисляем через объем замеса и плотность смеси

$$m = 0.25 \cdot 1.2 \cdot 10^3 = 300$$
 кг.

Таким образом, мощность  $N_1$ , потребляемая смесителем при «сухом» перемешивании, составит

$$N_1 = 2500 + [615 \cdot 0.22 + (1.64 \cdot 1.75 + 6.75 \cdot 1.92) \cdot 300] \frac{1}{1 - 0.05} = 7650$$
 Вт = 7,65 кВт,

а при перемешивании готовой формовочной смеси

$$N_2 = 2500 + [615 \cdot 0.35 + (1.64 \cdot 2.65 + 6.75 \cdot 2.88) \cdot 300] \frac{1}{1 - 0.05} = 10250$$
 Вт = 10,25 кВт.

Для выбора мощности двигателя по условию нагрева определим эквивалентную мощность  $N_{экв}$ . Так как мощность на участках нагрузочного графика не постоянна, то будем исходить из формулы (54), которая при принятом линейном законе изменения мощности на участках  $t_1$  и  $t_2$  примет вид

$$N_{\text{экс}} = \sqrt{\frac{\int_0^{t_1} (N_1 + \frac{N_2 - N_1}{t_1} t)^2 dt + \int_{t_1}^{t_u} [N_2 - \frac{N_2 - N_{\text{xx}}}{t_2} (t - t_1)]^2 dt}{t_u}}$$

и после интегрирования и преобразований

$$N_{\text{экс}} = \sqrt{\frac{(N_1^2 + N_1 N_2 + N_2^2) t_1 + (N_2^2 + N_2 N_{\text{xx}} + N_{\text{xx}}^2) t_2}{3 t_u}}$$

При  $t_1 = 210$  с,  $t_2 = 60$  с,  $t_u = t_1 + t_2 = 270$  с и  $N_{\text{xx}} = 2,5$  кВт,  $N_I = 7,65$  кВт,  $N_1 = 10,25$  кВт,  $N_2 = 10,25$  кВт получим

$$N_{\text{экс}} = \sqrt{\frac{(7,65^2 + 7,65 \cdot 10,25 + 10,25^2) \cdot 210 + (10,25^2 + 10,25 \cdot 2,5 + 2,5^2) \cdot 60}{3 \cdot 270}} = 8,65 \text{ кВт}.$$

По каталогу подбираем ближайший больший по мощности закрытый обдуваемый асинхронный двигатель нормального исполнения АО2-52-4, для которого  $N_n = 10$  кВт,  $n_n = 1450$  об/мин,  $\frac{M_n}{M_n} = 1,4$  и  $\frac{M_{\text{к}}}{M_n} = 2$ .

Проверяем двигатель по условию перегрузки и пусковому моменту. Так как механическая характеристика двигателя в пределах рабочей части достаточно жесткая, то максимальный момент сил сопротивления по нагрузочному графику  $M_{\text{max}}^n$  приближенно можно считать равным

$$M_{\text{max}}^n = 10^4 \frac{N_2}{n_n},$$

$$\frac{M_{\text{max}}^n}{M_n} = \frac{N_2}{N_n} = \frac{10,25}{10} = 1,025.$$

Следовательно, перегрузка двигателя меньше допустимой ( $\frac{M_{\text{к}}}{M_n} > 1,025$ ).

Как уже упоминалось, пуск бегунов с вертикальными катками обычно производят до их загрузки. Начальный момент сил сопротивления  $M_n^n$  при пуске в 1,5...2 раза превышает момент сил сопротивления при холостом ходе, т. е.

$$\frac{M_n^n}{M_n} = \frac{(1,5 \div 2,0) N_{\text{xx}}}{N_n} = \frac{(1,5 \div 2,0) \cdot 2,5}{10} = 0,375 \div 0,5.$$

Таким образом, при пуске незагруженного смесителя двигатель А02-52-4 подходит и по пусковому моменту ( $\frac{M_n''}{M_n} < 1,4$ ).

Однако при работе бегунов возможна их аварийная остановка, например, при срабатывании защиты двигателя. Повторный пуск бегунов в этом случае приходится производить при полной загрузке, так как ручная выгрузка смеси из бегунов в автоматизированных смесеприготовительных отделениях недопустима. Начальный момент сил сопротивления  $M_n''$  может превышать момент сил сопротивления работающего смесителя в 1,5...2 раза. Если смеситель был отключен незадолго до выпуска готовой смеси, то при повторном пуске имеем

$$\frac{M_n''}{M_n} = \frac{(1,5...2,0)N_2}{N_n} = \frac{(1,5...2,0) \cdot 10,25}{10} = 1,53...2,05.$$

Следовательно, при использовании двигателя А02-52-4 пуск загруженных бегунов становится невозможным

$$\left(\frac{M_n''}{M_n} > 1,4\right).$$

Условие пуска загруженного смесителя ( $\frac{M_n''}{M_n} > \frac{M_n''}{M_n}$ ) может оказаться невыполненным и при выборе двигателя большей мощности. Например, для двигателя А02-61-4 ( $N_n = 13 \text{ кВт}$ ,  $n_n = 1450 \text{ об/мин}$ ,  $\frac{M_n}{M_n} = 1,3$ )

$$\frac{M_n''}{M_n} = \frac{(1,5 \div 2,0) \cdot 10,25}{10} = 1,2...1,58.$$

т. е. условие пуска будет выполнено не всегда. Дальнейшее увеличение мощности двигателя вряд ли целесообразно, так как даже двигатель А02-61-4 при работе смесителя в заданном режиме оказывается недогруженным. Поэтому выбираем закрытый обдуваемый асинхронный двигатель с повышенным пусковым моментом А0П2-61-4, для которого  $N_n = 13 \text{ кВт}$ ,  $n_n = 1440 \text{ об/мин}$ ,  $\frac{M_n}{M_n} = 1,8$  и

$\frac{M_k}{M_n} = 2,2$ ,  $\frac{M_{\min}}{M_n} = 1,5$ ,  $I_n = 26,7 \text{ А}$  при  $U_n = 380 \text{ В}$ ,  $\frac{I_n}{I_n} = 7,5$ , маховой момент ротора  $GD^2 = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Условие пуска загруженного смесителя в данном случае выполняется ( $\frac{M_n''}{M_n} < 1,8$ ).

После выбора двигателя можно приступить к расчету редуктора.

В современных бегунах (рис. 62) двигатель 3 и редуктор 4 обычно располагают снизу днища бегунов. При компоновке смесителя размеры двигателя или редуктора могут оказаться неприемлемыми. При выбранной мощности размеры двигателя зависят от скорости вращения, а редуктора – от передаточного отношения. Поэтому вопрос о выборе скорости вращения двигателя окончательно решается при конструктивном оформлении смесителя.

Несмотря на то, что выбранный двигатель в исключительных случаях позволяет производить пуск загруженного смесителя, при нормальной работе загрузку смесителя необходимо производить после полного разгона двигателя. Время пуска незагруженного смесителя  $t_n$ , по истечении которого можно осуществлять загрузку, определим по формуле (20). Приведенный момент инерции подвижных масс найдем из соотношения (27), которое запишем в виде

$$J = \alpha [J_0 + J_1 + m_k (l_1^2 + l_2^2) \left(\frac{n_6}{n_n}\right)^2],$$

где  $J_0$  – момент инерции ротора двигателя в кг  $\cdot$  м<sup>2</sup>;

$J_1$  – момент инерции соединительной муфты и вала редуктора в кг  $\cdot$  м<sup>2</sup>;

$m_k$  – масса катка в кг;

$l_1, l_2$  – расстояние от оси вращения до центра катков в м;

$\alpha$  – поправочный коэффициент на неучтенные моменты инерции движущихся масс смесителя.

Принимая  $J_1 = 0,2$  кг  $\cdot$  м<sup>2</sup>,  $\alpha = 1,2$ ,  $m_k = 200$  кг и учитывая, что  $J_0 = 0,1$  кг  $\cdot$  м<sup>2</sup>,  $l_1 = 0,5$  м,  $l_2 = 0,4$  м, получим

$$J = 1,2 [0,1 + 0,2 + 200(0,5^2 + 0,4^2) \left(\frac{30}{1440}\right)^2] = 0,402 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент сил сопротивления  $M_c$ , приведенный к валу электродвигателя, считаем постоянным:

$$M_c = 10^4 \frac{N_{xx}}{n_n} = 10^4 \frac{2,5}{1440} = 17,3 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Средний момент двигателя  $M_{cp}$  за время пуска также условно принимаем постоянным:

$$M_{cp} = \frac{M_{\min} + M_k}{2} = \frac{(1,5 + 2,2) \cdot 10^4 \cdot \frac{13}{1440}}{2} = 167 \text{ н} \cdot \text{м};$$

тогда

$$t_n = \frac{J n_n}{10(M_{cp} - M_c)} = \frac{0,402 \cdot 1440}{10(167 - 17,3)} = 0,39 \text{ сек}.$$

Кроме главного привода, в установке имеются еще приводы люка для выгрузки готовой формовочной смеси (на рис. 62 не показан), челюстных затворов дозатора 5 и бункера 6, шибера дозатора 7. Для всех этих механизмов обычно используют пневмопривод (пневмоцилиндры) как наиболее простой и надежный.

**Электрическая схема установки.** Напряжение питания к цепям рабочего тока (рис. 64) подводим через вводной выключатель (рубильник) В1. Для подключения двигателя используем неревер-

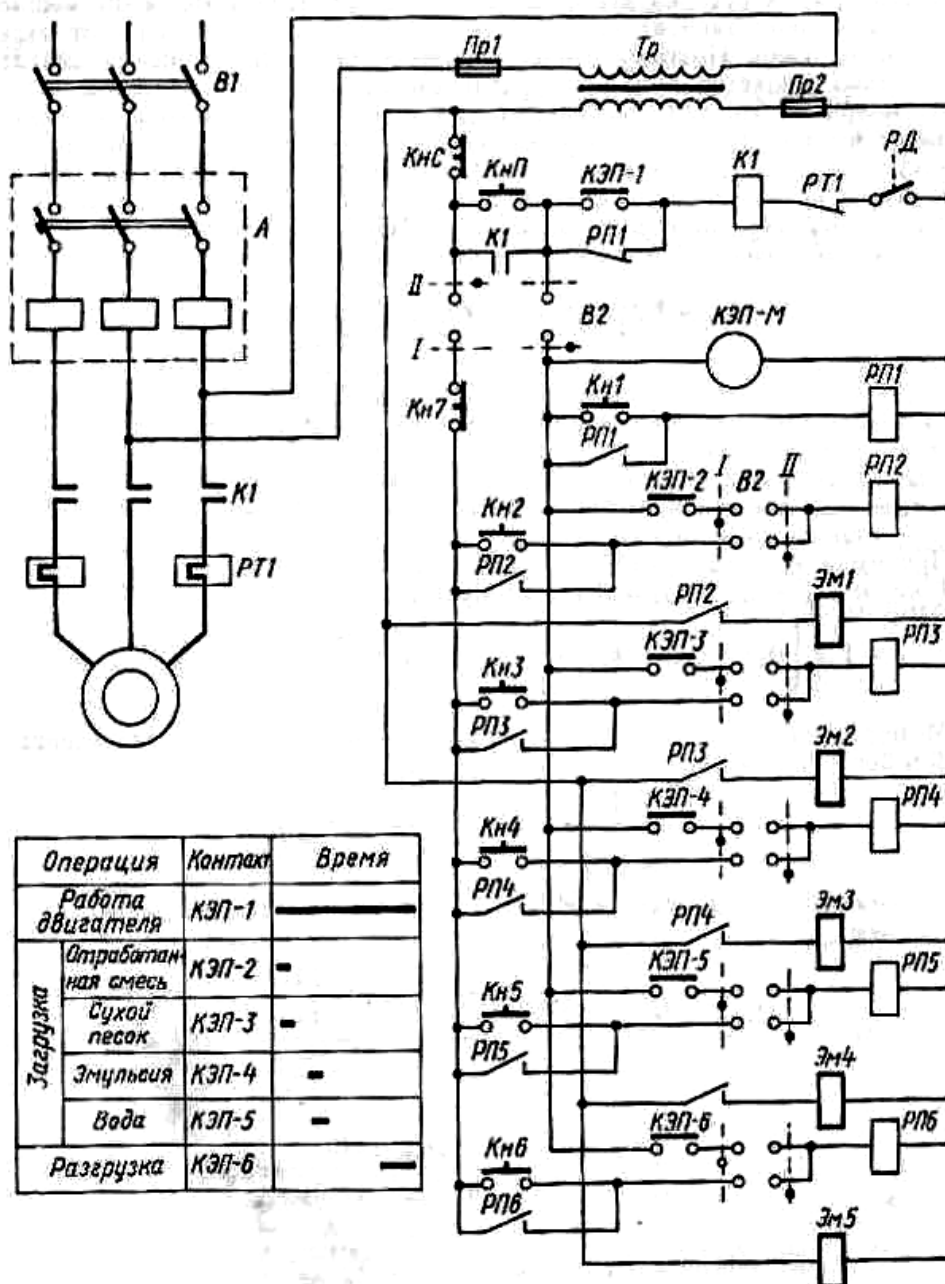


Рис. 64. Электрическая схема установки для приготовления единой формовочной смеси

сивный магнитный пускатель. Нагревательные элементы тепловых реле *PTI* пускателя выбираем из условия

$$I = (1,1 \div 1,3)I_n,$$

где  $I_n$  – номинальный ток двигателя.

Для двигателя АОП2-61-4  $I_n = 26,7$  А. Поэтому выбираем нагревательные элементы на ток  $I = 30$  А. Защиту двигателя от значительных перегрузок и токов короткого замыкания целесообразно осуществить с помощью автоматического воздушного выключателя А максимального тока. Так как для принятого двигателя  $I_n = 26,7$  А,  $7,5I_n = 200$  А, то можно использовать, например, автомат типа А311 на номинальный ток 25 а и ток срабатывания электромагнитных расцепителей 250 а.

Цепи управления установкой подключаем к цепям рабочего тока через трансформатор управления *Tr* и плавкие предохранители *Pr1* и *Pr2*.

Для включения пневмоцилиндров дозаторов 5 и 7, бункера 6 (рис. 62) и люка выгрузки используем распределители с односторонним электромагнитным управлением. При этом необходимо учесть особенность работы используемых дозаторов. Если, например, челюстной затвор дозатора 5 открыт, то затвор бункера должен быть закрыт. Эту блокировку обычно осуществляют, управляя двумя пневмоцилиндрами (дозатора – или бункера 6 и дозатора 5) с помощью одного распределителя. При этом сжатый воздух через распределитель подводят в штоковую полость пневмоцилиндра дозатора 5 и нештоковую полость пневмоцилиндра бункера 6, а другие полости пневмоцилиндров через тот же распределитель соединяют с атмосферой и наоборот. Пусть электромагнит *Эм1* управляет распределителем пневмоцилиндров дозатора 5 и бункера 6 для отработанной формовочной смеси, *Эм2* – распределителем пневмоцилиндров дозатора 7 сухого песка, *Эм3* – клапаном 9 подачи эмульсии, *Эм4* – клапаном 8 подачи воды, *Эм5* – распределителем пневмоцилиндра люка для выгрузки готовой формовочной смеси.

В соответствии с заданным технологическим процессом система управления установки должна осуществлять включение и выключение электромагнитов *Эм1*–*Эм5* в установленное время, что наиболее просто выполнить с помощью программного устройства. Обычно для этого используют командоэлектроаппарат.

Схема управления должна обеспечивать два режима работы: автоматический и ручной. В обоих режимах двигатель смесителя работает непрерывно. Поэтому цепь управления магнитного пуска-

теля (кнопки  $K_{нС}$  и  $K_{нП}$ , обмотка контактора  $K1$  и контакт тепловых реле  $PT1$ ) подключаем непосредственно к трансформатору  $Tr$ .

В автоматическом режиме работы напряжение питания к двигателю  $KЭП-М$  и цепям управления электромагнитами  $Эм1...Эм5$  необходимо подводить одновременно с включением двигателя  $M$  смесителя. Поэтому эти цепи подключаем к трансформатору  $Tr$  через блокировочный контакт  $K1$  контактора и контакт переключателя режимов работы  $B2$ , замкнутый в положении  $I$ .

При ручном управлении напряжение к цепям управления электромагнитами  $Эм1...Эм5$  можно подвести непосредственно от трансформатора  $Tr$  через контакт переключателя  $B2$ , замкнутый в положении  $II$ .

Обмотки электромагнитов  $Эм1...Эм5$  включать непосредственно контактами КЭП нельзя (см. гл. IV, § 5). Поэтому вводим промежуточные реле  $РП2...РП6$ , цепи обмоток которых в автоматическом режиме будут замыкаться контактами командоаппарата  $КЭП-2...КЭП-6$ .

В отличие от схемы, приведенной на рис. 54, кнопки ручного управления ( $K_{н2}...K_{н6}$ ) подключить к цепям обмоток электромагнитов  $Эм1...Эм5$  нельзя, так как отпускание кнопки вызвало бы возвращение механизма в исходное положение (например, закрывание люка для выгрузки готовой формовочной смеси). Поэтому кнопки  $K_{н2}...K_{н6}$  подсоединяем к цепям обмоток  $РП2...РП6$ , шунтировав их контактами самопитания реле, а для отключения реле  $РП2...РП6$  (и электромагнитов  $Эм1...Эм5$ ) вводим кнопку  $K_{н7}$  с нормально закрытыми контактами.

Однако, чтобы в схеме не появились ложные цепи, при ручном управлении оказывается необходимым отсоединить обмотки  $РП2...РП6$  от контактов  $КЭП-2...КЭП-6$ . для чего в цепи обмоток  $РП2...РП6$  вводим контакты переключателя режимов работы  $B2$ . Контакты переключателя  $B2$ , разомкнутые в автоматическом режиме, необходимо ввести и в цепи кнопок  $K_{н2}...K_{н6}$ , так как иначе при срабатывании одного из реле  $РП2...РП6$  через его блокировочный контакт напряжение оказалось бы подведенным к общей цепи кнопок  $K_{н2}...K_{н6}$  и случайное нажатие одной из кнопок привело бы к включению соответствующего механизма. Например, при дозировании воды в автоматическом режиме нажатие на кнопку  $K_{н2}$  привело бы к подаче в загруженный смеситель новой порции отработанной формовочной смеси, что недопустимо.

Цепи обмоток электромагнитов  $Эм1...Эм5$  подключаем непосредственно к трансформатору  $Tr$ .



Для окончания цикла при выключении установки, работающей в автоматическом режиме, введем дополнительную цепь, состоящую из промежуточного реле *РП1* и кнопки *Кн1*, шунтированной контактом самопитания этого реле, а в цепь управления контактора – соединенные параллельно контакт *КЭП-1* и нормально закрытый контакт *РП1*. При нажатии кнопки *Кн1* включится промежуточное реле *РП1*, которое разомкнет свой контакт в цепи обмотки *К1*. По окончании цикла разомкнется и контакт *КЭП-1*. Контакт *К1* выключится, отсоединяя двигатель *М* от сети и снимая напряжение с цепей управления. Кнопка *КнС* теперь необходима для аварийной остановки машины и выключения двигателя *М* бегунов при ручном управлении.

Чтобы исключить возможность пуска установки при отсутствии или значительном снижении давления в пневмосети, в цепь обмотки *К1* вводим контакт реле давления *РД*.

Для настройки КЭП составляем диаграмму работы его контактов (рис. 64). Замыкание контакта *КЭП-2* должно происходить после разгона двигателя (через  $t_n = 0,39$  с, практически через 2...3 с после начала цикла), *КЭП-4* через 60 с, а *КЭП-6* через 270 с от начала цикла. Контакт *КЭП-6* должен размыкаться за несколько секунд до окончания цикла. Необходимая длительность замыкания контактов *КЭП-2...КЭП-5* определяется экспериментально при наладке.

Проведенные расчеты и выбор элементов электропривода в рассмотренных примерах позволяют перейти к дальнейшим этапам проектирования привода

**РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. А к с е н о в П. Н. Оборудование литейных цехов. М., «Машиностроение», 1968.
2. Б а б и к о в И. А. Электрические аппараты. М.—Л., Госэнергоиздат. 1956.
3. В е ш е н е в с к и й С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М., «Энергия», 1967.
4. В о л к о м и ч А. И., Л а к ш и н А. П., Х а з и н Д. Л. Литейные машины М., Машгиз. 1959.
5. Г е й л е р Л. Б., Х а р и з о м е н о в И. В. Электрооборудование и электроавтоматика кузнечно-прессовых машин. М., Машгиз. 1958
6. Г о р с к и й А. И., Г е л л е р Р. Л., Л и о к у м о в и ч Л. Ф. Расчеты машин литейного производства. М., «Машиностроение». 1966.
7. Г и н з б у р г С. А., Л е х т м а н И. Я., М а л о в В. С. Основы автоматики и телемеханики. М., «Энергия», 1968.
8. И в е н с к и й Ю. Н., Т у л л е р А. Г. Электроавтоматика станочных линий М.. «Машиностроение». 1964.
9. С и р о т и н А. А. Автоматическое управление электроприводами. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.
10. Х а р и з о м е н о в И. В. Электрооборудование и электроавтоматика металлорежущих станков. М., «Машиностроение». 1964.
11. Ч и л и к и н М. Г. Общий курс электропривода. М., «Энергия», 1965.

## Раздел второй

# ПНЕВМОПРИВОД

### Глава VI

## ХАРАКТЕРИСТИКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Основные достоинства пневмопривода – простота конструкции, удобство эксплуатации, быстрое действие, пожаробезопасность и высокая надежность – способствовали широкому распространению его при механизации и автоматизации литейного производства.

Многие характеристики пневмопривода обусловлены принципом его действия и устройством основных элементов. Общая схема пневмопривода приведена на рис. 65.

Компрессор 1, приводимый в действие электродвигателем 3, засасывает из атмосферы воздух через фильтр 2 и нагнетает его в пневмосистему при определенном давлении. Сжатый воздух накапливается в сборнике 4, который сглаживает пульсацию давления от компрессора и уменьшает влияние потребителей 5 сжатого воздуха при их работе. По трубе 10 воздух подается через распределитель 6 к исполнительному устройству 7, например, пневмоцилиндру. Поршень цилиндра начинает двигаться и перемещать полуформу 8 кокильной машины. Включение и выключение распределителя 6 осуществляется системой управления 9.

Пневмопривод имеет несколько преобразователей энергии. Электродвигатель преобразует электрическую энергию в механическую, которая в компрессоре переходит в энергию сжатого воздуха.

В пневмоцилиндре энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию. Вследствие многократного преобразования энергии, неизбежно сопровождающегося потерями ее в каждом преобразователе, пневмопривод менее экономичен, чем, например, электропривод.

Приведенная на рис. 65 схема пневмопривода является его общей схемой. Компрессоры, воздухосборники и магистральные

трубопроводы, как правило, не входят в пневмопривод литейных машин. Сжатый воздух подводится к ним от центральных компрессорных станций, расположенных даже вне цеха.

Пневмопривод литейной машины представляет собой совокупность следующих основных устройств: исполнительного, распределительного и управляющего.

Исполнительное устройство или пневмодвигатель преобразует энергию сжатого воздуха в механическую энергию движения рабочих органов машины, выполняющих заданную технологическую операцию.

Распределительные устройства соединяют рабочие полости пневматических исполнительных устройств с сетью, а полость выхлопа – с атмосферой.

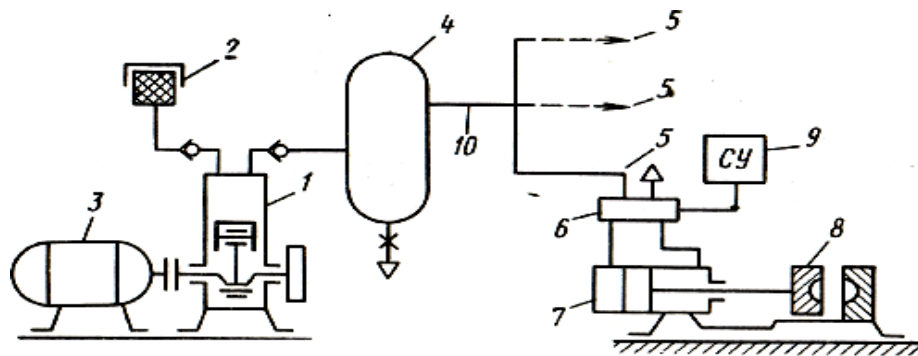


Рис. 65. Схема работы пневмопривода

Управляющие устройства предназначены для обеспечения заданной последовательности перемещения рабочих органов машины в соответствии с требуемым законом их движения. Они переключают распределители, регулируют расход воздуха, контролируют работу пневмопривода.

Пневматические исполнительные устройства составляют основу пневмопривода. По виду движения исполнительные устройства делятся на две группы: с возвратно-поступательным и вращательным движением. К исполнительным устройствам с прямолинейным возвратно-поступательным движением относятся пневмоцилиндры и диафрагменные камеры, к устройствам с вращательным движением – моментные цилиндры и пневмо-моторы.

В пневмоцилиндры одностороннего действия (рис. 66, а) сжатый воздух подается только в одну полость, перемещение поршня осуществляется под давлением сжатого воздуха. Разновидностью пневмоцилиндра одностороннего действия является встряхивающий механизм (рис. 66, б) формовочной машины.

При впуске сжатого воздуха под поршень стол машины поднимается, а при выпуске падает практически свободно, преобразуя накопленную энергию подвижных частей в энергию удара. Исполнительные устройства одностороннего действия приводят в движение рабочие органы только в одном направлении, в исходное положение они возвращаются под действием внешних сил.

В пневмоцилиндры двустороннего действия (рис. 66, в) сжатый воздух поочередно подается в обе полости цилиндра, разделенные поршнем. Рабочие органы машин перемещаются в обоих направлениях. Этот тип двигателя используется практически во всех литейных машинах с пневмоприводом. Разновидностью пневмоцилиндра двустороннего действия является пневмовибратор (рис. 66, з), применяемый в формовочных машинах и в приводах вибрационных устройств для перемещения сыпучих материалов.

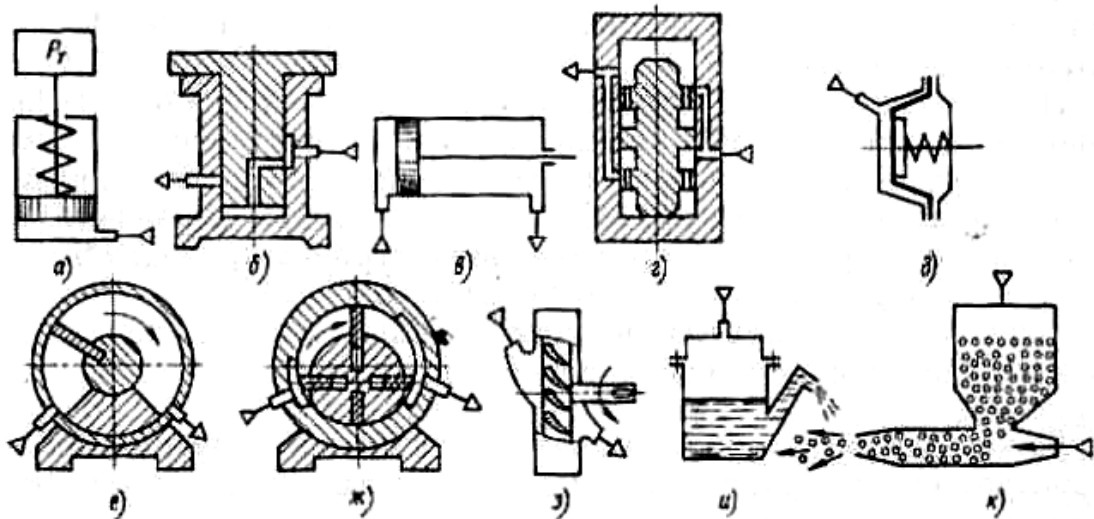


Рис. 66 Схемы пневмодвигателей

В диафрагменных силовых устройствах (рис. 66, д) диафрагма под давлением сжатого воздуха прогибается и приводит в движение рабочие органы. В формовочных машинах диафрагма непосредственно уплотняет смесь в опоке.

В моментном цилиндре (рис. 66, е) сжатый воздух, поступающий в одну из полостей, давит на лопасть и поворачивает вал, на котором она закреплена. При подаче воздуха в противоположную полость вал поворачивается в обратную сторону. Моментные цилиндры применяют для поворота различных механизмов в пределах  $300^\circ$ .

Непрерывное вращение рабочим органам сообщают пневмомоторы. В лопастном моторе (рис. 66, ж) сжатый воздух давит на выступающие части лопасти и заставляет ротор вращаться. Ротор пневмотурбины (рис. 66, з) вращается под действием динами-

ческого давления потока сжатого воздуха. Пневмомоторы широко используются в ручном инструменте, вибраторах и транспортных механизмах.

В некоторых литейных машинах обрабатываемый материал или рабочие органы перемещаются непосредственно за счет давления сжатого воздуха или аэродинамического эффекта. Например, в пневматических дозирующих заливочных установках (рис. 66, и) сжатый воздух давит на поверхность металла в тигле и вытесняет его по трубе в форму.

Аэродинамический эффект используется в пескоструйных агрегатах (рис. 66, к) и в системах пневмотранспорта, где кварцевый песок или формовочная смесь перемещаются непосредственно потоком воздуха.

В литейных машинах с пневмоприводом могут одновременно использоваться различные исполнительные устройства. Примером комплексного использования таких устройств является стержневая пескодувная машина. В ней пневмоцилиндры двустороннего действия подают стержневые ящики на позицию надува и возвращают их в исходное положение, перемещают шибер пескодувного резервуара.

Пневмодвигатели одностороннего действия закрепляют стержневой ящик на столе машины и прижимают его к пескодувному резервуару. Диафрагменные камеры используются в приводах стола и в клапанах надува. Моментные цилиндры поворачивают кантователи стержневых ящиков. Пневмотурбина приводит в действие эксцентриковый вибратор бункера. Сжатый воздух доставляет смесь по трубопроводу в бункер машины и выполняет основную технологическую операцию – надув смеси в стержневой ящик.

**Режимы работы** приводимых механизмов обуславливают структуру пневмопривода и требования к нему. Скоростной и силовой режимы работы механизма определяются характером изменения скорости и нагрузки по ходу.

*Движение со скоростью до 0,5 м/с без изменения скорости по ходу.* В этом режиме работает подавляющее большинство механизмов, осуществляющих транспортные и вспомогательные операции. Данный режим не вызывает особых требований к пневмоприводу. Важно только переместить рабочий орган за время, отведенное по циклограмме. Пневмоцилиндры для подобных случаев используются в обычном исполнении с простейшей системой управления.

*Движение со скоростью до 1 м/с с плавным торможением в конце хода.* Для повышения производительности необходимы вы-

сокие скорости. Возможность развить такие высокие скорости пневмоприводу дает свойство сжатого воздуха перемещаться по трубам с большими скоростями (до 17 м/сек) без существенных потерь. Однако значительные ускорения в начале хода и особенно удар о жесткий упор в конце хода, разрушающий формы или оснастку, не позволяют без плавного торможения в конце хода использовать высокие скоростные способности пневмопривода. Торможение осуществляется специальными устройствами, управляющими скоростью только на конечном участке хода механизма. Реализация этих режимов резко повышает производительность автоматического оборудования, чем и объясняется их применение в высокопроизводительном формовочном оборудовании, кокильных машинах и выбивных установках.

*Движение со скоростями 2...5 м/с.* Такой скоростной режим имеют механизмы ударного действия, работа которых основана на использовании кинетической энергии (например, при отбивке литников или при динамическом прессовании форм). Для получения высоких скоростей применяют специальные устройства подвода и отвода воздуха, а также пневмоцилиндры особой конструкции.

*Равномерное движение с невысокими скоростями при изменяющейся нагрузке.* Этот режим работы необходим для кантователей, механизмов поворота формовочных столов и сборщиков форм.

Обеспечить равномерное движение только пневматическими средствами практически невозможно из-за сжимаемости воздуха, поэтому пневмопривод дополняют гидравлическими устройствами. В пневмогидравлических приводах сочетаются положительные свойства пневмопривода (простота конструкции) и гидропривода (хорошая регулируемость).

Для получения усилий более 50 кН (5 тс) при длине хода более одного диаметра цилиндра пневмодвигатели практически не применяются и заменяются гидравлическими. Исключение составляют отдельные встряхивающие с допрессовкой формовочные машины для крупногабаритных опок.

Ряд литейных машин требует высоких усилий на небольших участках хода или при упоре. Например, при прессовании форм нагрузка возрастает в конце процесса; в первый момент раскрытия кокиля требуется значительное усилие для отрыва отливки от кокиля, а прижим стержневого ящика к пескодувному резервуару должен обеспечиваться высоким усилием при неподвижном механизме. В указанных случаях для уменьшения диаметров пневмо-

цилиндров используют различного рода механические и гидравлические усилители, которые, как правило, действуют на небольших участках хода.

Различные механические и гидравлические устройства расширяют возможности пневмопривода, но в то же время и усложняют его. Поэтому при разработке пневмопривода с подобного рода промежуточными устройствами необходимо параллельно решать вопрос и о целесообразности применения гидропривода, который может обеспечить практически любой режим (силовой и скоростной).

**Системы управления** в приводах литейных машин в основном выполняют функции управления последовательностью включения и выключения исполнительных устройств. Первые автоматические литейные машины оснащали двумя-тремя исполнительными устройствами. Автоматическая работа такой системы была проста и обеспечивалась «самодельными» средствами управления, так как нормализованные пневматические управляющие устройства ранее не изготавливали. По мере развития автоматизации появилась необходимость создания сложных литейных машин, включающих до 20 исполнительных устройств, а также автоматических линий, где число их доходит до 100. Системы управления таких сложных комплексов можно создавать только на основе нормализованной аппаратуры. Сначала системы управления составлялись на основе электрических элементов, но затем пневматические элементы стали заменять электрические, которые менее надежно работают в условиях литейного цеха. В настоящее время автоматические линии, например литья в оболочковые формы, управляются чисто пневматическими системами, появляются первые автоматы с системами управления на логических элементах.

В машинах литья под низким давлением используют комплекс регулирующих устройств, учитывающих малейшие изменения в системе и управляющих давлением в тигле, что обеспечивает наиболее оптимальный скоростной режим заполнения сложных тонкостенных отливок.

**Область применения** пневмопривода определяется принципом действия и конструкцией исполнительного устройства, свойствами и параметрами сжатого воздуха как рабочего тела.

Воздух сжимаем. Поэтому в пневмоприводах работа производится не только за счет энергии потока сжатого воздуха, но и за счет его расширения.



Способность воздуха сжиматься и расширяться является одной из основных причин трудностей в регулировании скорости движения приводимого в действие механизма.

Усилие, развиваемое пневмоприводом, зависит от давления воздуха в рабочих полостях. В литейных машинах используется воздух при невысоких давлениях до  $0,6 \text{ МН/м}^2$  ( $6 \text{ кгс/см}^2$ ). Для создания значительных усилий пневмопривод должен иметь большие габариты, что вызывает соответствующие трудности в изготовлении пневмоцилиндров. Машины становятся громоздкими и неудобными в эксплуатации.

Пневмопривод широко применяется для приведения в действие рабочих органов машин, совершающих возвратно-поступательное движение с ходом в пределах  $3 \text{ м}$  и работающих при сравнительно небольших усилиях – до  $30 \text{ кН}$  ( $3 \text{ тс}$ ). В этих условиях не требуется соблюдения особого закона движения, необходимо только перемещать органы машины на определенную величину хода за заданное время.

Для литейных машин важна пожаробезопасность пневмопривода. Пневматические исполнительные устройства и трубопроводы можно располагать в непосредственной близости от нагретых элементов и открытого пламени, которые имеются в машинах для изготовления оболочковых форм и стержней, в камерах для модифицирования металла, в различных заливочных установках.

Вследствие малой чувствительности воздуха к изменению температуры характеристики пневмопривода в широком интервале температур более стабильны, чем у гидропривода. Эти положительные качества пневмопривода способствовали более широкому применению его в литейном производстве, чем гидропривода.

Пневмопривод используется в универсальных формовочных машинах, формовочных автоматах и автоматических формовочных линиях, в автоматах и автоматических линиях литья в оболочковые формы, в кокильных машинах и машинах литья под давлением с запирающим усилием до  $0,5 \text{ МН}$  ( $5,0 \text{ тс}$ ), оборудовании для приготовления модельных составов, дозаторах сыпучих, кусковых и жидких материалов, заливочных установках, машинах литья под низким давлением и т. д. Пневмопривод используется также во многих устройствах «малой механизации» и в различном транспортном оборудовании литейного цеха, в механизмах, осуществляющих основные технологические, транспортные и вспомогательные операции. Например, в формовочном автомате пневмопривод применяется для выполнения основных технологических операций: уплотнения формы встряхиванием и

прессованием, дозирования и подачи смеси в опоку, вытяжки моделей, а также для транспортировки опок, полуформ, перемещения модельной оснастки, прессовых плит, дозаторов и поворота карусельных столов. Пневмопривод широко используется во вспомогательных механизмах: кантователях нижних полуформ, устройствах для установки и фиксации опок на модельных плитах, различных устройствах для удаления излишков смеси с полуформ и для нанесения разделительной жидкости на модельные плиты.

Несмотря на широкое применение пневмопривода в литейных машинах, он еще мало изучен и мало разработано специальных методов расчета и проектирования. Исключение составляет привод механизма встряхивания формовочных машин. Проектирование пневмопривода многих механизмов в основном носит эмпирический характер, что не всегда способствует полному использованию его возможностей.

Простота конструкции пневмопривода сыграла существенную роль на первых стадиях развития механизации и автоматизации литейных процессов. В настоящее время простые пневмоприводы уступают более совершенному гидроприводу.

Современная тенденция развития пневмопривода литейных машин это непрерывное совершенствование конструкции пневматических устройств, повышение качества их изготовления и надежности в работе, повышение скоростей пневмопривода, улучшение методов и средств управления ими, применение высокоэффективных тормозных устройств.

При проектировании пневмопривода литейной машины решают следующий комплекс задач:

1. Анализ рабочего процесса машины и требований к приводу.
2. Определение структуры привода и выбор его основных параметров.
3. Расчет времени срабатывания пневмопривода на отдельных этапах его работы.
4. Выбор метода и системы управления скоростным режимом.
5. Выбор методов и системы управления последовательностью включения пневмоприводов.
6. Выбор мероприятий по повышению надежности и улучшению условий обслуживания.

## Глава VII

### ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМОПРИВОДА

#### § 1. СЖАТЫЙ ВОЗДУХ

**В** пневмоприводах в качестве рабочего тела используется сжатый воздух, от параметров которого, его состояния и количества во многом зависит работа пневмопривода и его показатели.

**Требования к сжатому воздуху.** Воздух должен быть очищен от механических включений и содержать как можно меньше влаги, что имеет большое значение для повышения надежности и срока службы пневмопривода, а также для обеспечения устойчивой его работы.

До внедрения в литейных цехах автоматических машин и линий основными потребителями сжатого воздуха были формовочные встряхивающие и пескодувные машины. Простота их конструкции, жесткие уплотнения, большие сечения каналов и возможность работы при значительных износах подвижных соединений позволяли не предъявлять особых требований к поступающему воздуху. С внедрением автоматических устройств воздух плохого качества стал причиной частого выхода их из строя. Кроме того, конструкции встряхивающих формовочных машин значительно усложнились в результате непрерывного совершенствования их с целью повышения эффективности процесса уплотнения форм. Поэтому требования к качеству воздуха резко повысились.

Основной причиной выхода из строя пневматических устройств являются механические включения в сжатом воздухе. Попадающие в рабочие полости пневмодвигателей твердые частицы способствуют быстрому износу уплотнений подвижных соединений и поверхностей цилиндров и штоков, что вызывает утечку воздуха через уплотнения, а также нарушение силового и скоростного режимов работы механизма. Твердые включения, перемещающиеся вместе с воздухом через каналы аппаратов регулирования, распределения и управления, попадают в зазоры между подвижными элементами, заклинивают их и засоряют каналы малого сечения.

Воздух всегда содержит влагу. При сжатии температура воздуха повышается и относительная его влажность уменьшается,

а при расширении – температура снижается и относительная влажность увеличивается, последнее приводит к выделению воды из воздуха. Появившаяся в пневмосистеме вода забивает каналы, смывает смазку в пневматических исполнительных устройствах, ускоряя их износ вследствие коррозии.

Для нормальной работы пневмоцилиндров и контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры имеет большое значение содержание в воздухе распыленной смазки, которая, оседая на трущихся поверхностях, уменьшает трение и предохраняет их от коррозии. Требование по содержанию смазки в сжатом воздухе не является общим для пневмопривода литейных машин. В ряде машин сжатый воздух непосредственно взаимодействует с приводимым в движение материалом, что требует его очистки от масла. Например, в пескодувных формовочных машинах, работающих на воздухе с повышенным содержанием масла, в результате многократного использования смесь может постепенно перенасытиться маслом и изменить свои свойства. Наличие масла в воздухе недопустимо в пневматических заливочных установках.

Для надежной и долговечной работы пневмоцилиндров, двигателей вращения, а также аппаратуры управления и распределения воздух не должен содержать кислот и щелочей. Концентрация капельной влаги должна не превышать  $0,6 \text{ г}$ , а механических включений с размерами менее  $0,0005 \text{ м}$  ( $50 \text{ мкм}$ ) – не более  $20 \text{ мг}$  в  $1 \text{ м}^3$  свободного воздуха при температуре окружающей среды от  $278^\circ \text{ К}$  ( $5^\circ \text{ С}$ ) до  $323^\circ \text{ К}$  ( $50^\circ \text{ С}$ ). Насыщение воздуха распыленным маслом должно составлять  $2 \dots 4$  капли на  $1 \text{ м}^3$ .

Очистка воздуха от механических включений и влаги, а также насыщение его маслом осуществляются соответственно специальными фильтрами и распылителями.

**Требование к источникам питания.** Сжатый воздух должен поступать к пневматическим устройствам при определенном постоянном давлении, необходимом для обеспечения работы пневмопривода в заданных режимах.

Для питания пневмоприводов в литейных цехах используется воздух при избыточном давлении  $6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $6 \text{ кгс/м}^2$ ). Применение такого сравнительно низкого давления объясняется рядом обстоятельств. Во-первых, для создания высоких давлений требуется более сложное компрессорное оборудование и, кроме того, воздух будет сильно нагреваться, что при использовании специальных методов охлаждения снижает экономический эффект использования этого привода. Во-вторых, при резком снижении давления в моменты выхлопа воздух охлаждается с выделением влаги. В-

третьих, при повышенном давлении смесь воздуха с маслом становится взрывоопасной.

Различные типы пневмоприводов имеют оптимальные режимы при разных давлениях. Подключение к единой системе отличных по характеру работы потребителей приводит к неоправданным потерям. Например, для машин литья под низким давлением, заливочно-дозировочных установок и струйных аппаратов в большинстве случаев необходимо применять давление  $2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $2 \text{ кгс/см}^2$ ), для систем управления  $4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $4 \text{ кгс/см}^2$ ), для большинства силовых цилиндров  $6 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$  ( $6 \text{ кгс/см}^2$ ) и для формовочных и пескодувно-пескострельных машин  $(7,5 \div 8) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $7,5 \dots 8,0 \text{ кгс/см}^2$ ). Поэтому многие предприятия имеют в цехах несколько самостоятельных сетей сжатого воздуха с различными давлениями. Использование нескольких самостоятельных сетей позволяет существенно уменьшить утечку его, снизить затраты электроэнергии на выработку сжатого воздуха и расходы на эксплуатацию. Понижение давления непосредственно в машине при помощи регуляторов всегда происходит с термодинамическими потерями. Поэтому регуляторы для понижения давления можно применять только в установках небольшой мощности.

Потребность крупных заводов в сжатом воздухе составляет от 20000 до 100000  $\text{м}^3/\text{ч}$ . В центральных компрессорных станциях используют мощные поршневые компрессоры и турбокомпрессоры. Однако при модернизации литейных цехов, несмотря на мощные компрессорные станции, отдельные автоматы с пневмоприводом не получают сжатый воздух в необходимом количестве. В большинстве случаев это происходит вследствие ограниченной пропускной способности старых трубопроводов, к которым подключают новую машину. Если машина требует большого расхода воздуха за короткий интервал времени, то можно использовать промежуточные емкости – ресиверы для накопления сжатого воздуха подобно тому, как это делают в пескодувных машинах.

## § 2. ПНЕВМОДВИГАТЕЛИ

В литейных машинах и линиях применяют пневмодвигатели различных конструкций. Многообразие конструктивных решений обусловлено выполняемыми функциями машин, конкретными условиями и требованиями. Дать характеристику каждому решению невозможно из-за большого их количества. Однако все пневмодвига-

тели можно разделить по принципам действия, особенностями конструкции, методам монтажа. Это позволит дать каждой группе характеристику и методы расчета, установить рациональную область применения. По характеру движения выходного звена пневмодвигатели подразделяют на пневмодвигатели с возвратно-поступательным движением (пневмоцилиндры и диафрагменные камеры) и вращательным движением (моментные цилиндры и пневмомоторы).

### Пневмоцилиндры

Наибольшее распространение в приводах литейных машин нашли пневмоцилиндры, совершающие возвратно-поступательные движения с длиной хода до 3 м, а в некоторых машинах, например центробежных машинах, устанавливаются пневмоцилиндры с ходом до 6 м.

Пневмоцилиндры по принципу действия можно разделить на односторонние и двусторонние. В односторонних цилиндрах сжатый воздух подается только в одну сторону от поршня.

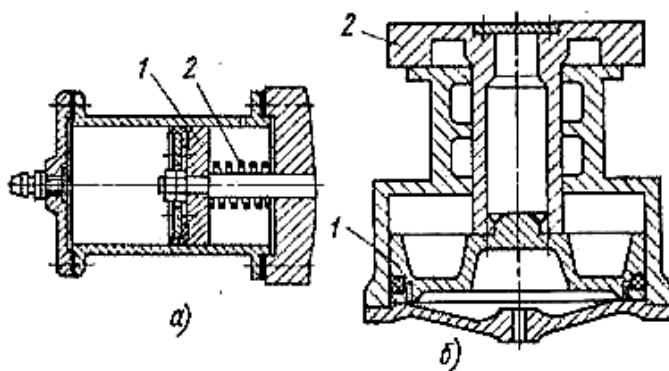


Рис. 67. Пневмоцилиндры одностороннего действия

Обратный ход поршень 1 осуществляет под действием пружины 2 (рис. 67, а) или веса поднятых частей, например прессового формовочного стола 2 (рис. 67, б).

В ряде случаев поршень возвращается в исходное положение

вспомогательными цилиндрами или другими подвижными частями машин.

Односторонние цилиндры применяют в случаях, когда необходимо преодолеть нагрузку при движении в одну сторону, а возврат в исходное положение – без нагрузки, но при условии, что возврат в исходное положение осуществляется внешними силами, преимущественно, от веса поднятых частей. Наибольшее применение односторонние пневмоцилиндры получили в прессовых механизмах формовочных машин, в механизмах прижимных столов пескодувных машин, в подъемных механизмах автоматических формовочных линий. Возврат пружиной возможен только при небольших ходах. Поэтому односторонние цилиндры с пружи-

нами применяются в механизмах фиксации, захвата, прижима и других механизмах с малыми перемещениями. Односторонние цилиндры, как правило, представляют собой оригинальную конструкцию. В ряде случаев корпус цилиндра является одновременно и станиной машины, например в формовочных и стержневых машинах.

В цилиндры двустороннего действия воздух подается поочередно в обе полости, и поршень перемещается в обоих направлениях под нагрузкой. Эти пневмоцилиндры наиболее распространены в приводах литейных машин, и особенно автоматических линий. Они приводят в движение рабочие органы, которые перемещаются в любых направлениях, когда требуется преодолеть сопротивление при прямом и обратном ходе. Пневмоцилиндры применяются в механизмах прессования формовочных машин при верхнем прессовании, в механизмах выдавливания форм выбивных установок, в кокильных, стержневых и других машинах. Пневмоцилиндры двустороннего действия в автоматических линиях выполняют большинство транспортных операций по перемещению опок, форм, модельных плит и другой оснастки.

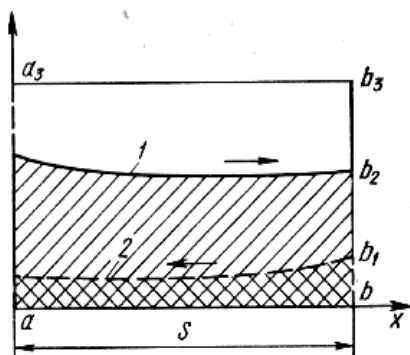


Рис. 68. Диаграмма  $p=f(x)$  пневмопривода толкателя

При выборе типа пневмоцилиндра необходимо учитывать силовой режим механизма, который определяет затраты воздуха на выполнение операции. Это особенно наглядно видно на примере работы пневмотолкателя, который сталкивает залитые формы на выбивную решетку. Кривая 1 на рис. 68 показывает изменение давления в рабочей полости при перемещении формы на пути  $s$ .

В конце рабочего хода поршень останавливается. Хотя операция перемещения формы уже выполнена, но ввиду того, что в цилиндре при движении давление было ниже  $p_m$  (давления в сети), воздух продолжает поступать в рабочую полость цилиндра, пока в ней давление не станет равным  $p_m$ . Потери энергии при рабочем ходе будут пропорциональны площади  $a_2 a_3 b_3 b_2$ . Еще большие потери энергии будут при обратном ходе, когда поршень возвращается в исходное положение практически без нагрузки (кривая 2), потери при этом соответствуют площади  $a_1 a_3 b_3 b_1$ .

Полезные затраты в первом случае пропорциональны площади  $a_2 b_2 b$ , во втором – площади  $a a_1 b_1 b$ . Потери энергии подобного рода

специфичны для пневмопривода, и они являются одной из основных причин его низкого к. п. д. С целью уменьшения потерь энергии в случае, когда обратный ход совершается при нагрузках во много раз меньших, чем рабочий, увеличивают диаметр штока. Это уменьшает объем штоковой полости. Если в цехе имеется сеть пониженного давления, то ее можно использовать для осуществления обратного хода. Последнее рационально использовать в длинноходовых цилиндрах большого диаметра.

Пневмоцилиндры являются двухпозиционными силовыми устройствами. Они могут останавливаться только в двух крайних положениях. Эти положения фиксируются упорами, которые ограничивают движение ведомого механизма. Поршень не должен упираться при работе в крышки цилиндра. Остановить поршень обычного пневмоцилиндра в заданном промежуточном положении практически невозможно из-за сжимаемости воздуха.

В пневмоприводах большинства автоматических литейных машин и особенно линий используют нормализованные цилиндры двустороннего действия. Иногда на автоматических формовочных линиях устанавливают до 50 цилиндров. Цилиндры оригинальной конструкции применяют, если по конструктивным соображениям невозможна установка нормализованных цилиндров.

Нормализованные пневмоцилиндры двустороннего действия отличаются способами соединения штока с ведомыми частями машины, а также способами крепления самого цилиндра.

Пневмоцилиндры выполняют с внешним или с внутренним резьбовым соединением на конце штока (рис. 69, а). Удлиненные стяжки позволяют монтировать на них дополнительные элементы и применять различные способы крепления цилиндров.

Цилиндры можно крепить непосредственно к корпусу машины (рис. 69, б) или с помощью специально установленных на стяжках угольников – лапок (рис. 69, в). Эти крепления цилиндра являются жесткими. При небольшом перекосе в движении штока или ведомого механизма возникает изгибающий момент в системе цилиндр – шток, что приводит к заклиниванию штока или быстрому износу уплотняющих элементов. Для разгрузки штока от изгибающих моментов применяют подвижные крепления цилиндров с помощью шарниров (рис. 69, г и д). В этом случае цилиндр во время работы может поворачиваться вокруг оси на некоторый угол, что особенно важно для механизмов, имеющих непрямолинейное движение. Подвижное крепление пневмоцилиндра позволяет упростить конструкцию механизма и повысить его на-



дежность. Поэтому в литейных машинах эта форма крепления находит наибольшее распространение.

На практике иногда используют цилиндры с фасонными крышками, позволяющими монтировать их на лапках, фланцах и шарнирах. Установка цилиндров с фасонными крышками оправдывается только в случае массового производства машин, оснащенных такими цилиндрами, так как для изготовления крышек требуется специальная литейная оснастка.

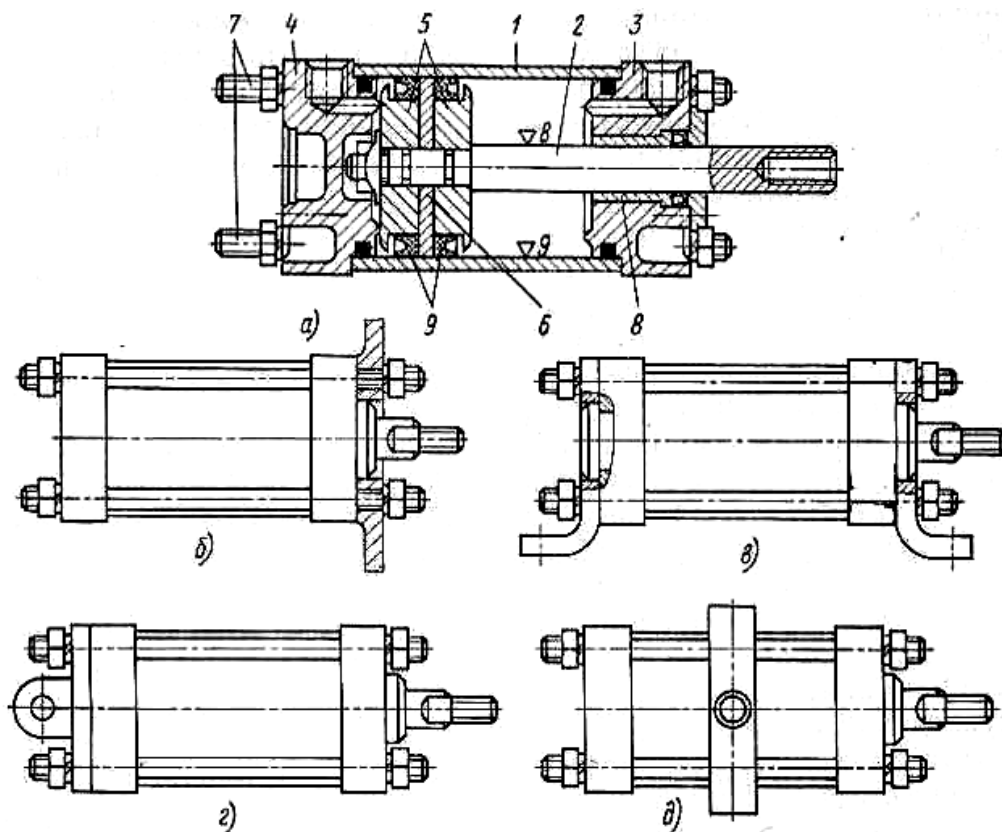


Рис. 69. Пневмоцилиндры с креплением удлиненными стяжками

Элементы пневмоцилиндров изготавливают из высококачественных материалов: гильзу 1 цилиндра (рис. 69, а) – из трубы (сталь 35 или 45); шток 2 – из стали 45; переднюю 3 и заднюю 4 крышки, диски 5 поршня и кольцо 6 – из чугуна СЧ21-40 или СЧ 18-36. Гильзу и шток хромируют, чугунные детали фосфатируют. Направляющую втулку 8 выполняют из бронзы Бр.АЖ 9-4Л, стяжки 7 – из стали 40Х с последующим воронением, манжетное уплотнение 9 поршня – по ГОСТу 6969-54 или по ГОСТу 9833-61. Вместо кольца 6 на поршень в некоторых конструкциях делают наплавку из капрона.

Во время монтажа цилиндров необходимо тщательно соблюдать параллельность оси цилиндра направляющим движе-

ния рабочего органа. Если уплотнение быстро изнашивается, то следует найти и устранить причины, вызывающие его износ.

**Уплотнения в пневмоцилиндрах.** Уплотнения служат для предотвращения утечки воздуха из полостей с высокими давлениями в полости с низкими давлениями через зазоры в сопрягаемых деталях. В пневмоцилиндрах уплотнение является важнейшим элементом, определяющим силовой режим работы, надежность и экономичность. От типа уплотнения и его состояния зависит сила трения, расход воздуха и работа без заклинивания. Для обеспечения нормальной работы на автоматических линиях изношенные уплотнения меняют через 2...4 месяца. Процесс замены уплотнений в пневмоцилиндрах трудоемок, поэтому при конструировании и изготовлении цилиндров необходимо обращать максимальное внимание на повышение их надежности.

По характеру работы уплотнения подразделяют на уплотнения неподвижных и подвижных соединений.

**Уплотнения неподвижных соединений.** В резьбовых соединениях используют для уплотнения краски и замазки. В качестве смазок применяют резину, синтетические смолы, асфальт. Разборные соединения уплотняют прокладками из деформируемого материала. Наиболее широко используют для уплотнения разборных соединений кольца (рис. 70) из маслостойкой резины (ГОСТ 9833 – 61). Герметизация достигается за счет деформации кольца при его установке.

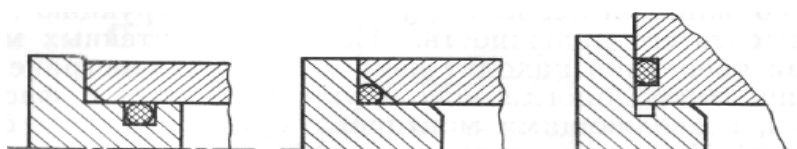


Рис. 70. Варианты уплотнения неподвижных соединений резиновыми кольцами

**Уплотнение подвижных соединений.** Герметичность подвижных соединений пневмоцилиндров обеспечивается во многих случаях резиновыми уплотнениями. Иногда для уплотнения встряхивающих и прессовых цилиндров формовочных машин, особенно при больших диаметрах, применяют чугунные поршневые кольца.

В пневмоцилиндрах используют резиновые манжеты: уголкового (ГОСТ 6678 – 53), U-образные (ГОСТ 6969 – 54) и кольца круглого сечения (ГОСТ 9833 – 61).

Уголкового манжеты (рис. 71, а) уплотняют в результате прижима манжеты к поверхности цилиндра или штока давлением воздуха. Конструкция манжеты позволяет уплотнять только в од-

ном направлении, поэтому для герметизации поршня цилиндра двустороннего действия необходимо ставить две таких манжеты. Эти манжеты требуют специального прижимного устройства, от правильной затяжки которого зависит герметичность и потери на трение при движении. Уголкового манжеты вследствие сложности и трудности регулирования применяют редко, преимущественно, в машинах старой конструкции.

Наиболее широко распространены U-образные манжеты (рис. 71, б). Они обеспечивают хорошую герметичность, автоматически компенсируют износ, сравнительно нетребовательны к смазке и не вызывают больших потерь на трение. Под давлением воздуха кромки U-образной манжеты плотно прижимаются к сопрягаемым поверхностям. Конструкция манжеты проста, однако она уплотняет только в одном направлении и свободно пропускает сжатый воздух в противоположном, что требует установки двух манжет. Для уменьшения износа уплотнений поверхность цилиндра или штока обрабатывают по 7-8-му классу чистоты.

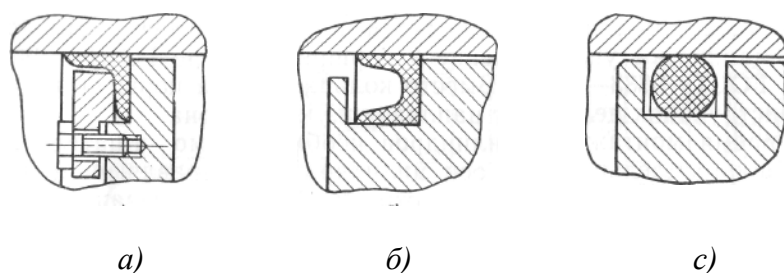


Рис. 71. Виды уплотнений подвижных соединений

Кольца (рис. 71, с) уплотняют в обоих направлениях вследствие предварительного натяга между кольцом и контактирующими поверхностями, позволяют уменьшить осевые размеры поршня и упростить его конструкцию. Однако постоянный значительный натяг вызывает большие потери на трение и быстрый износ кольца.

По нормам МН 2936-62 ÷ МН 2952-62, стойкость U-образной манжеты составляет 400 000 двойных ходов поршня при длине хода, равной двум диаметрам цилиндра, а стойкость колец круглого сечения – соответственно 150 000 двойных ходов.

В литейных машинах на выдвинутые штоки оседает абразивная пыль и попадают частицы формовочной смеси, которые при его обратном ходе затягиваются под уплотнения. Для уменьшения износа уплотнений штока перед ними устанавливают грязесъемные кольца из маслостойкой резины или защищают шток только от попадания крупных частиц. Мелкие частицы при растяжении гофри-

рованной трубки вследствие разрежения затягиваются внутрь и оседают на штоке.

**Расчет пневмоцилиндров.** При расчете определяют следующие параметры: диаметр цилиндра  $D$ , диаметр штока  $D_{ш}$ , величину хода  $s$ , количество воздуха, потребляемого за один цикл работы, и время срабатывания.

При выполнении расчета должны быть учтены следующие величины:  $P_p$  – полезная нагрузка в  $H$  ( $кгс$ );  $P_m$  – вес поднимаемых частей в  $H$  ( $кгс$ );  $P_{тр}$  – сила трения в пневмоцилиндре в  $H$  ( $кгс$ );  $p_m$  – избыточное давление в сети в  $H/м^2$  ( $кгс/см^2$ ).

Эффективную площадь поршня  $F_э$ , на которую должен действовать сжатый воздух, определяют по формуле

$$F_э = \frac{P_p + P_{тр} \pm P_m}{p_m}.$$

Так как

$$P_{тр} = f_{тр} p_m F_э,$$

где  $f_{тр}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение,  $f_{тр} = 0,15 \dots 0,25$  (меньшее значение берется для цилиндров больших размеров), то

$$F_э = \frac{P_p \pm P_T}{(1 - f_{тр}) p_m}. \quad (63)$$

При упрощенных расчетах пневмоцилиндров, особенно транспортных устройств, эффективную площадь поршня определяют по формуле

$$F_э = \frac{P_p + P_T}{p_m \eta} \quad (64)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий трение, необходимый запас по нагрузке, условия быстрого преодоления инерционных сил ( $\eta = 0,6 \dots 0,7$ ).

Диаметр цилиндра рассчитывают по следующим формулам: при подаче сжатого воздуха в нештоковую полость

$$D = \sqrt{\frac{4F_э}{\pi}} \quad (65)$$

и при подаче сжатого воздуха в штоковую полость

$$D = \sqrt{\frac{4F_э - \pi D_{ш}^2}{\pi}}. \quad (66)$$

У нормализованных цилиндров отношение  $\frac{D_{ш}}{D} = 0,2 \div 0,25$ .

По полученным значениям диаметра выбирают нормализованный пневмоцилиндр. Если не окажется цилиндра с расчетным

значением диаметра, то выбирают цилиндр с ближайшим большим диаметром. При проектировании цилиндра оригинальной конструкции необходимо выбирать диаметры цилиндра и штока в соответствии с нормалью МН 1250. – 60, которая устанавливает следующий ряд диаметров в мм: 0,020; 0,025; 0,030; 0,040; 0,050; 0,060; 0,075; 0,100; 0,125; 0,150; 0,200; 0,250; 0,300; 0,400; 0,500; 0,600. Величину хода цилиндров находят по величине хода приводимого механизма, а диаметр пропускного сечения подводных труб  $d_в$  из отношения

$$\frac{d_в}{D} = 0,005 \div 0,01.$$

Объемный расход свободного воздуха определяют по формуле

$$W = \left( \frac{p_m + p_a}{p_a} \right) \cdot (V + V_в + V_0), \quad (67)$$

где  $V$  и  $V_в$  – соответственно объем нештоковой и штоковой полостей в м<sup>3</sup>;

$V_0$  – объем вредного пространства обеих полостей, составляющий около 15% от  $(V + V_в)$ , в м<sup>3</sup>;

$p_a$  – атмосферное давление в Н/м<sup>2</sup>.

### Диафрагменные камеры

Диафрагменные камеры применяют в приводах машин, когда необходимо получить большое усилие при малом перемещении, например в приводах прижимных столов пескоструйных и пескострельных машин. Диафрагменные камеры приводят в действие механизмы, выполняющие при автоматизации процесса операции прижима, фиксации, подвода упоров; они используются в кокильных машинах для удаления стержней и раскрытия кокиля, а также для уплотнения формовочной смеси.

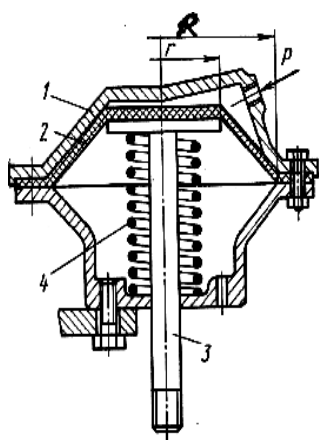


Рис. 72. Пневматическая диафрагменная камера

Конструкция диафрагменной камеры показана на рис. 72. Сжатый воздух подается в отверстие крышки 1 и давит на диафрагму 2 из прорезиненной ткани. Усилие на диафрагме передается через шайбу штоку 3, который выдвигается, преодолевая сопротивление пружины

4 и полезной нагрузки. При снятии давления диафрагма возвращается в исходное положение под действием пружины.

Усилие на штоке диафрагменной камеры приблизительно рассчитывают по формуле

$$P = \frac{\pi}{3} p_m (R^2 + Rr + r^2), \quad (68)$$

где  $R$  – радиус заземления периметра диафрагмы;

$r$  – радиус жесткой шайбы;

$p_m$  – давление воздуха в сети.

Отношение  $\frac{r}{R}$  берут в пределах 0,6...0,8. Вследствие сжатия пружины и деформации диафрагмы по мере выдвижения штока усилие на штоке уменьшается на 15...20%, что необходимо учитывать при расчете.

Диафрагменные камеры просты по конструкции и в эксплуатации, не имеют утечек и более надежны, чем поршневые двигатели. Диафрагма выдерживает свыше 1 000 000 включений. К недостатку диафрагменных камер следует отнести малую величину рабочего хода  $s = (0,4 \div 0,5)R$ .

### Двигатели вращения

**Пневмомоторы.** Распространенным типом двигателей вращения являются лопастные пневмомоторы (рис. 73, а). Сжатый воздух, поступая через отверстие  $A$  в корпусе  $1$ , действует на выступающую часть лопатки  $2$  и заставляет вращаться ротор  $3$ . При

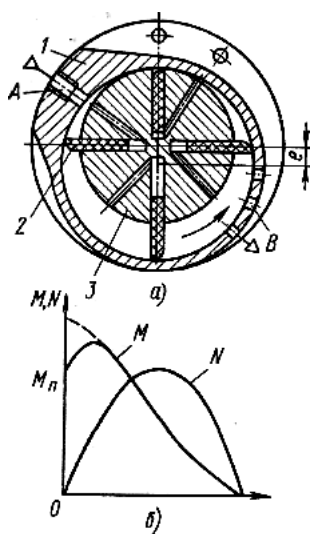


Рис. 73. Лопастной пневмомотор (а) и его характеристики

вращении объем полости между двумя лопатками увеличивается за счет эксцентриситета между корпусом и ротором. При выходе полости из зоны действия отверстия  $A$  вращение происходит за счет расширения воздуха. Далее объем полости начинает уменьшаться, и при подходе к отверстию  $B$  воздух удаляется в атмосферу. Для выдвижения лопаток из ротора под лопатку через специальные отверстия подается сжатый воздух.

По мере увеличения скорости вращения  $n$ , момент  $M$ , развиваемый пневмомотором, снижается (рис. 73, б). Лопастные пневмомоторы не боятся перегрузок. При полной остановке ротора они развивают

момент, равный пусковому моменту  $M_n$ .

Лопастные пневмомоторы быстро разгоняются и тормозятся. Число оборотов их регулируют дросселем, а величину момента – изменением давления.

Пневмомоторы широко применяют в ручном инструменте для зачистки отливок, в приводах самоходных тележек, в механизмах высверливания литниковой системы при автоматической формовке.

Для привода эксцентриковых вибраторов используют пневматические турбины, скорость которых может достигать нескольких десятков тысяч оборотов в минуту.

**Моментные пневмоцилиндры** (рис. 74) осуществляют поворот рабочих органов машин в пределах  $300^\circ$ . Расположенный внутри цилиндра 1 вал 2 с лопастью 3 поворачивается при подаче воздуха в одну из полостей между лопастью и неподвижной перегородкой 4. В этот момент противоположная полость соединяется с атмосферой.

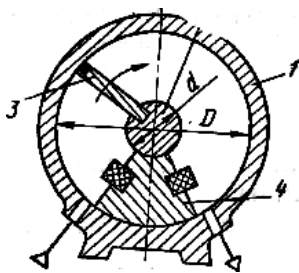


Рис. 74. Моментный пневмоцилиндр

Без учета сил трения момент на валу рассчитывают по формуле

$$M = \frac{B(D^2 - d^2)}{8} p_m, \quad (69)$$

где  $B$  – ширина лопасти;

$D$  – диаметр цилиндра;

$d$  – диаметр вала внутри цилиндра.

Моментные пневмоцилиндры применяют для поворота на  $180^\circ$  формовочных столов, кантователей в автоматических формовочных линиях. Трудность получения хорошего уплотнения лопасти ограничивает применение этого устройства.

### § 3. УСИЛИТЕЛИ И ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

Небольшие давления в пневмоприводах не позволяют создать на базе только пневмоцилиндров малогабаритные приводы для развития значительных рабочих усилий, так как эффективные площади поршней увеличиваются пропорционально усилиям. Кроме того, вследствие прямолинейного движения поршня пневмоцилиндры нельзя непосредственно использовать для привода механизмов, осуществляющих вращательное и другое сложное движение.

Усилители и преобразователи в пневмоприводах дают возможность при помощи различного рода промежуточных механизмов

мов развивать значительные усилия и преобразовать прямолинейное движение в другие виды движения и, тем самым расширить область применения пневмопривода.

**Усилители** предназначены для повышения усилия  $P$ , развиваемого пневмоцилиндром, до заданного  $P_y$ .

В литейных машинах в качестве усилителей применяют сдвоенные пневмодвигатели, клиновые, рычажные и гидравлические механизмы.

В приводах прессовых формовочных машин, машин литья под давлением используют **сдвоенные цилиндры** (рис. 75, а), расположенные на одной оси и имеющие один общий шток.

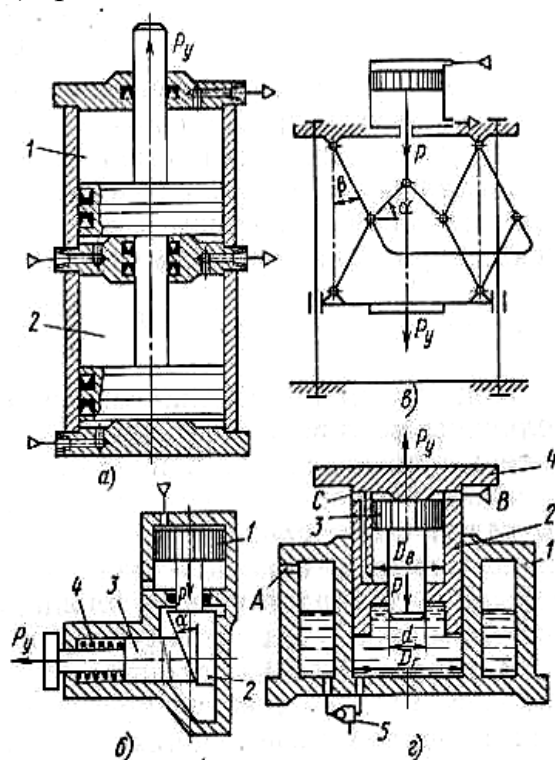


Рис. 75 Усилители в пневмоприводах

При подаче воздуха поршни поднимаются, развивая усилие на общем штоке

$$P_y = 1,8(P_1 + P_2),$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – усилия, развиваемые цилиндрами 1 и 2.

В некоторых кокильных машинах штоки цилиндров разделены и цилиндры могут работать вместе или отдельно.

В приводах прижимных устройств пескодувных машин и в машинах литья под давлением устанавливают **клиновые усилители** (рис. 75, б). При подаче сжатого воздуха поршень 1 перемещает клин 2, передающий усилие на ползун 3. При обратном ходе поршня ползун возвращается в исходное положение под действием пружины 4.

Усилие на ползуне определяют по формуле

Усилие на ползуне определяют по формуле

$$P_y = P \frac{1 - \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1},$$

где  $P$  – усилие, развиваемое пневмоцилиндром;

$\varphi, \varphi_1, \varphi_2$  – углы трения соответственно на поверхности и направляющей клина, а также на направляющей ползуна.

**Рычажные усилители** (Рис.75, в) успешно работают в машинах литья под давлением и в прессовых формовочных машинах. Усилия, развиваемые этими механизмами, находят по формуле



$$P_y = P \frac{\cos \beta \cos(\alpha - \beta)}{\sin \alpha \sin 2\beta}. \quad (70)$$

Недостаток приведенного усилителя - жесткая зависимость величины усилия от хода поршня цилиндра, что особенно отрицательно сказывается в прессовых формовочных машинах при колебаниях свойств смеси. Для устранения этого недостатка используют более сложные рычажные системы, уменьшающие эту зависимость на конечной фазе прессования путем создания небольшой «технологической площадки». С помощью рычажных систем можно увеличить усилие в несколько десятков раз.

В гидравлических усилителях – **мультипликаторах** давление рабочего тела (и усилие) повышается вследствие разных активных площадей дифференциального поршня. Гидравлические усилители устанавливают в приводах прижимных столов пескоструйных и пескострельных машин, прессовых формовочных и других литейных машинах.

На рис. 75, з приведен прижимной стол пескоструйной машины с пневмоприводом и гидравлическим усилителем. При подаче сжатого воздуха через отверстие  $A$  в корпусе  $1$  жидкость вытесняется через обратный клапан  $5$  в полость поршня  $2$ . При этом поршень  $2$  и стол  $4$  поднимаются до полного прижима стержневого ящика к неподвижной головке. Для создания в момент надува большого усилия прижима сжатый воздух подается через отверстие  $B$ . Поршень  $3$  начинает опускаться, а его шток входит в жидкость под поршнем  $2$ . Поскольку на торцовую поверхность штока передается усилие  $P$ , создаваемое сжатым воздухом на площади поршня  $3$ , то давление, передаваемое на эту поверхность, возрастает в  $m$  раз, так как выходу жидкости из-под поршня  $2$  препятствует обратный клапан  $5$ . Коэффициент усиления  $m$ , или, как его еще называют, коэффициент мультипликации, рассчитывают по формуле

$$m = \left( \frac{D_6}{d} \right)^2, \quad (71)$$

где  $D_6$  и  $d$  – соответственно диаметры поршня и штока пневмоцилиндра.

Прижимное усилие для этого случая

$$P_y = \frac{\pi D_2^2 p_m m}{4}, \quad (72)$$

где  $D_2$  – диаметр поршня  $2$  прижимного стола  $4$ ;  
 $p_m$  – давление в системе.

Для возвращения всех механизмов в исходное положение отверстия *A* и *B* соединяют с атмосферой. Под действием силы тяжести стол с поршнем *2* опускаются, вытесняя жидкость через специально открытый в этот момент клапан *5* в полость корпуса *1*. Сжатый воздух, поступающий через отверстие *C* в штоковую полость цилиндра, возвращает поршень *3* в верхнее исходное положение.

Обычно гидравлические мультипликаторы повышают давление в 2...4 раза. Мультипликаторы могут быть встроенными внутрь цилиндров, расположенными отдельно и даже вынесенными за пределы машины.

**Пневмомеханические преобразователи** предназначены для преобразования прямолинейного движения штока во вращательное, удлинения хода поршня и обеспечения промежуточных фиксированных положений пневмопривода.

**Преобразователи прямолинейного движения во вращательное.** Наиболее простым по конструкции является поворотный механизм, состоящий из качающегося цилиндра *1* и рычага *2* (рис. 76, *a*). При выдвигении штока рычаг *2* поворачивается на некоторый угол  $\alpha$ . Конструкция кинематических пар позволяет при

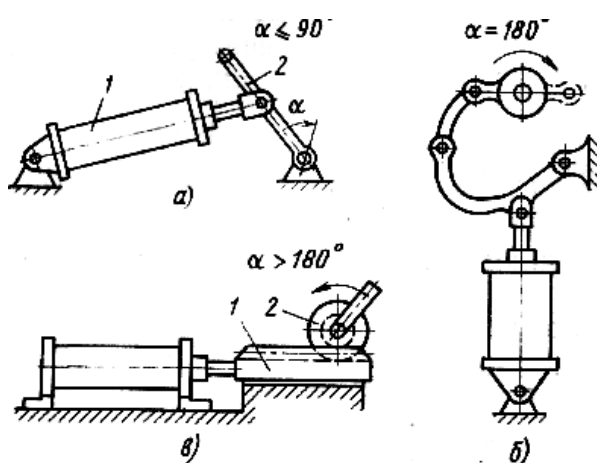


Рис. 76. Пневматические поворотные механизмы

повороте передавать большие моменты, однако очень трудно осуществить поворот более чем на  $90^\circ$ .

Четырехзвенный рычажный механизм (рис. 76, *б*), допускающий поворот выходного звена без заклинивания на  $180^\circ$ , широко применяется в приводах поворотных столов формовочных машин и кантователях.

Поворот механизма на угол больше  $180^\circ$  обеспечивают устройства с рейкой и шестерней (рис. 76, *в*). При выдвигении штока с рейкой *1* шестерня *2* (или сектор) поворачивается вокруг неподвижной оси.

**Удлинитель хода пневмоцилиндров.** Изготовление цилиндров с отношением длины хода к диаметру более 10 связано с определенными технологическими трудностями. Значительные по величине перемещения получают с помощью телескопических систем,

состоящих из нескольких коротких вставленных друг в друга цилиндров (рис. 77, а).

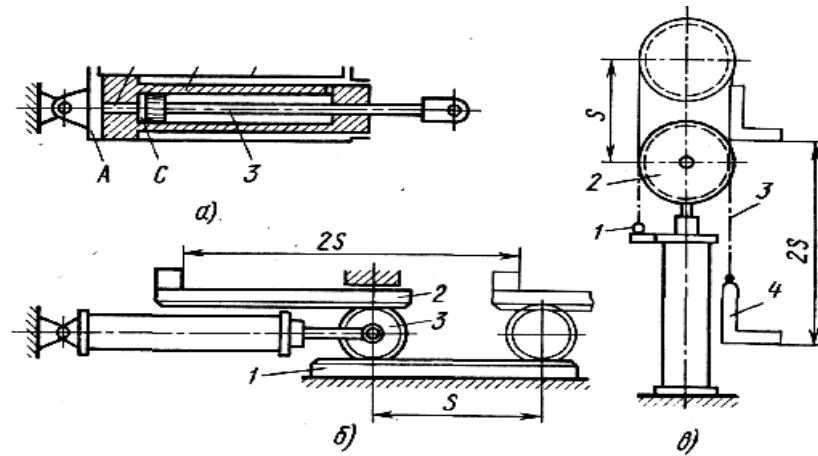


Рис. 77. Удлинитель хода пневмоцилиндра

При подаче сжатого воздуха в полость *A* наружного цилиндра *1* и в полость *C* цилиндра, расположенного внутри поршня *2*, последний начинает движение одновременно с выдвигающимся из него поршнем *3*. Полный ход поршня *3* будет равен сумме ходов поршней *2* и *3*. Устойчивость цилиндра с выдвинутым штоком при увеличении хода снижается.

Поэтому на практике применяют механические удлинители хода. Удлинитель хода (рис. 77, б) с неподвижной *1* и подвижной *2* рейками и шестерней *3* на конце позволяет увеличить ход подвижной рейки в 2 раза. Удлинитель подобного типа применяют на автоматических формовочных линиях для транспортировки полуформ, в печах отжига для перемещения контейнеров с отливками.

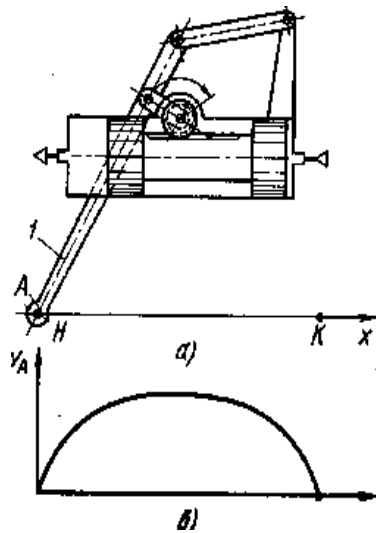


Рис. 78. Пневмомеханический толкатель

Цепной удлинитель хода, приведенный на рис. 77, в, также увеличивает ход в 2 раза. Цепь *3*, на которой подвешен стол *4* подъемника, закреплена на корпусе цилиндра в точке *1*. При

подъеме штока с блоком *2* на высоту *s* цепь *3* перемещает стол *4* на высоту *2s*.

На типовых автоматических линиях для транспортировки форм применяют **пневмомеханические толкатели**. Поршень обычного пневмотолкателя при подаче сжатого воздуха в рабочую

полость быстро набирает скорость и практически с ударом начинает перемещение форм или полуформ, а в конце хода, дойдя до жесткого упора, мгновенно останавливается. Удар в начале и в

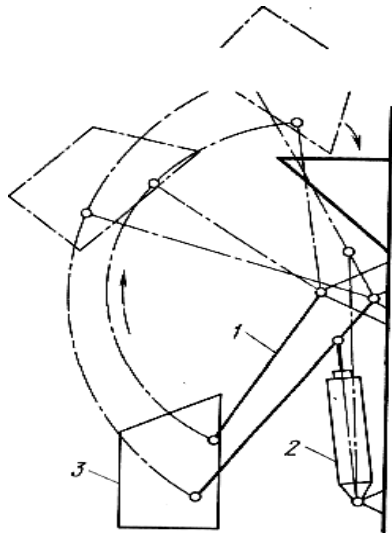


Рис. 79. Скиповый подъемник с пневмоприводом

конце хода вызывает разрушение формы. При движении поршня пневмомеханического толкателя (рис. 78, а) реечно-рычажная система обеспечивает практически прямолинейное движение точки А рычага 1 толкателя от начальной точки Н до конечной точки К. График скорости  $V_A$  движения точки А (рис. 78, б) показывает, что толкатель плавно набирает скорость в начале хода и также плавно уменьшает скорость в конце. Этот скоростной режим является наиболее благоприятным для толкателей на автоматических формовочных линиях.

Существенными преимуществами данного толкателя являются полная герметизация штока пневмоцилиндра, что повышает долговечность механизма, а также удобство его расположения над перемещаемыми формами.

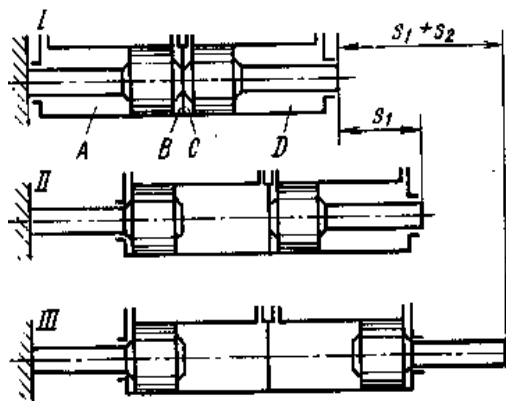


Рис. 80. Трехпозиционный пневмоцилиндр

Часто механические промежуточные устройства преобразуют прямолинейное движение штока в сложное движение исполнительного органа. Например, с помощью простого промежуточного рычажного механизма 1 (рис. 79) и только одного пневмоцилиндра 2 осуществляются подъем и опрокидывание ковша 3 скипового подъемника. Механические преобразователи рычажного и копирного типов позволяют упростить кинематику пневмопривода, систему управления и повысить их надежность.

Для обеспечения промежуточных фиксированных положений пневмопривода используют **многопозиционные пневмоцилиндры**. Трехпозиционный пневмоцилиндр, приведенный на рис. 80, имеет

три фиксированных положения: I.  $s = 0$  – исходное положение; II.  $s = s_1$  – сжатый воздух подан в полость  $B$ ; III.  $s = s_1 + s_2$  – сжатый воздух подан в полости  $C$  и  $B$ . Поршень возвращается в исходное положение при соединении полостей  $B$  и  $C$  с атмосферой, а полостей  $A$  и  $D$  – с сетью. При  $s_1 \neq s_2$  можно получить четыре фиксированных положения чередованием подачи воздуха в полости  $B$  и  $C$ .

#### § 4. ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДА

Отдельные элементы пневмопривода соединяют жесткими и гибкими трубами, неподвижные элементы – оцинкованными стальными газовыми трубами (ГОСТ 3262 – 62). При небольших сечениях трубопровода употребляют медные и латунные трубы, допускающие сложные изгибы. В последнее время начинают использовать трубы из искусственных материалов.

Для соединения подвижных элементов пневмопривода используют резиновые шланги с многослойным кордовым плетением. На рис. 81 показан пример присоединения гибкого шланга. На ниппель  $4$  надевают резиновый шланг  $6$ , стягиваемый хомутиком  $5$ . На конце ниппеля находится свободно вращающаяся накидная гайка  $2$ . Ниппель стягивается через прокладку  $3$  со штуцером  $1$  (угольником или тройником) гайкой  $2$ . Резиновые шланги не рекомендуется применять в литейных машинах в случаях, когда возможно попадание на них брызг металла.

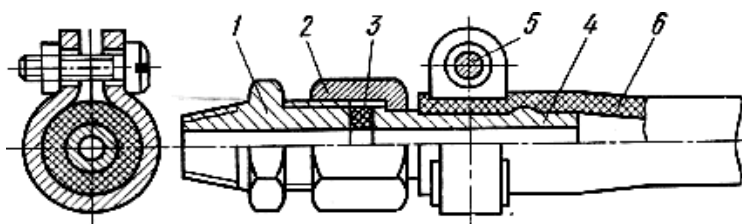


Рис. 81. Соединение гибкого шланга

Стальные трубы соединяют при помощи газовой арматуры. Неразъемные соединения выполняют сваркой.

Основной характеристикой трубопровода является его условный проход  $D_y$ , т. е. номинальный внутренний диаметр. В табл. 1 приведены значения внутреннего диаметра условных проходов с соответствующими присоединительными резьбами и рекомендуемыми расходами воздуха.

Рекомендуемые расходы получены при скорости движения воздуха в трубах и пневмоаппаратуре  $17 \text{ м/сек}$ . При такой скорости движения воздуха не возникает значительных потерь давления.

Разводку трубопроводов выполняют внутри станин машины и выводят наружу только в местах, удобных для присоединения к исполнительным устройствам. Такое расположение труб не угрожает машине и снижает вероятность их повреждений при эксплуатации.

Таблица.1. Характеристики трубопроводов

Условный диаметр в мм	Наружный диаметр	Расход воздуха при $p=4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ в $\text{м}^3/\text{с}$	Условный диаметр в мм	Наружный диаметр	Расход воздуха при $p=4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ в $\text{м}^3/\text{с}$
4	1/8"	0,0006	25	1"	0,042
8	1/4"	0,004	40	1 <sup>1/2</sup> "	0,107
10	3/8"	0,007	50	2"	0,167
15	1/2"	0,015	70	2 <sup>1/2</sup> "	0,325
20	3/4"	0,027			

В современных пневмоприводах отработанный воздух непосредственно из пневмоцилиндров не выпускается в атмосферу цеха, так как выходящий воздух создает шум и поднимает пыль, которая, смешиваясь с маслом, образует грязь и ускоряет износ машин. Отработанный воздух собирается специальной системой трубопроводов, по ней отводится за пределы цеха и выпускается и атмосферу через глушители

## § 5. АППАРАТУРА ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА

К устройствам для подготовки воздуха относят холодильники, влагоотделители и маслораспылители. Эти устройства очищают воздух от влаги и твердых частиц, насыщают его маслом.

С целью обезвоживания воздуха перед ресивером устанавливают холодильник, который охлаждает поступающий от компрессора нагретый воздух. **Холодильник** состоит из двух, вставленных друг в друга труб. По внутренней трубе проходит воздух, а между ними (в противоположном направлении) холодная вода. При охлаждении из воздуха выделяется вода. Холодильник должен иметь небольшой наклон по направлению движения воздуха, чтобы выделившаяся вода могла стекать в ресивер, откуда ее периодически удаляют через донный дренаж.

Холодильник не полностью удаляет воду из воздуха. Поэтому для последующего удаления ее из разводящей сети необходимо предусмотреть наклон трубопроводов по движению воздуха

и установку дренажей в низших точках. Отводы к потребителям следует присоединять к основному трубопроводу сверху. Перед исполнительным механизмом необходимо устанавливать **фильтр – влагоотделитель** (рис. 82, *а*). Воздух с механическими включениями и влагой проходит через отверстие *П* и расположенные наклонно к потоку лопасти *1*, которые приводят поток во вращение. Под действием центробежных сил крупные твердые частицы и влага отбрасываются к стенкам корпуса *2* и по ним спускаются в сборник. Затем воздух проходит через керамический фильтр *4*, который задерживает мелкие твердые частицы. Сборник отделен от остальной части фильтра – влагоотделителя перегородкой *3*. Вода периодически сливается через дренажное устройство *5*. При непрерывной автоматической работе оборудования целесообразно применять влагоотделители с автоматическим конденсатоотводчиком, у которых дренажная система открывается при помощи поплавка по мере накопления воды в сборнике.

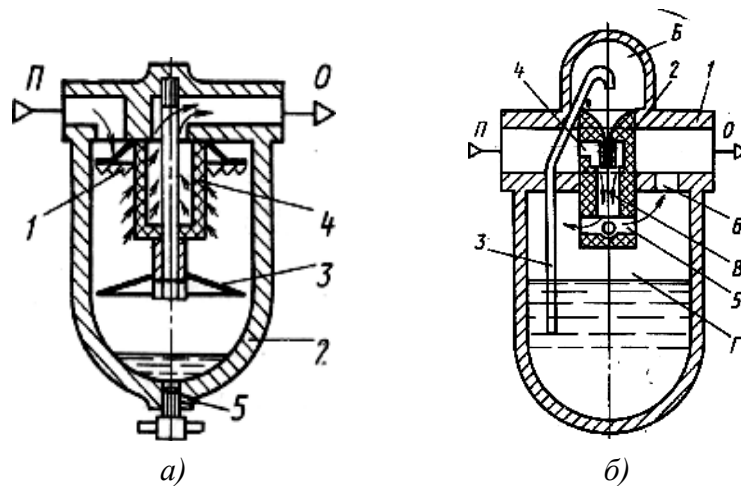


Рис. 82 Аппаратура для подготовки воздуха

**Маслораспылители** предназначены для распыления масла в потоке воздуха, что необходимо для автоматической смазки подвижных элементов привода. В распылителе (рис. 82, *б*) воздушный поток раздваивается. Основная часть потока направляется к выходному отверстию *О* через боковые каналы в корпусе *1* вокруг распылительного устройства *2* и небольшая часть – через каналы *4*, *5* и *6*. При прохождении потока в полости *В* создается местное понижение давления и воздух подсасывается в нее из полости *Б* через отверстие малого сечения. Давление в полости *Б* также снижается, масло по трубке *3* поднимается в полость *Б*, оттуда по узкому каналу распылительного устройства *2* поступает в поток и распыляется в нем. Попадая через каналы *5* и *6* в основной по-

ток, масло подвергается вторичному распылению. Расход масла, подаваемого в воздух, можно регулировать изменением сечения дополнительного канала, соединяющего полости *Б* и *Г*, который на схеме не показан.

Для смазки пневмосистемы распылением рекомендуется применять отфильтрованное и предварительно выпаренное масло индустриальное 20 (ГОСТ 1707—51).

### § 6. КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА

В группу контрольно-регулирующей аппаратуры входят регуляторы давления, реле давления и другие устройства, обеспечивающие необходимое давление в пневмосистеме и защиту пневмопривода от падения давления.

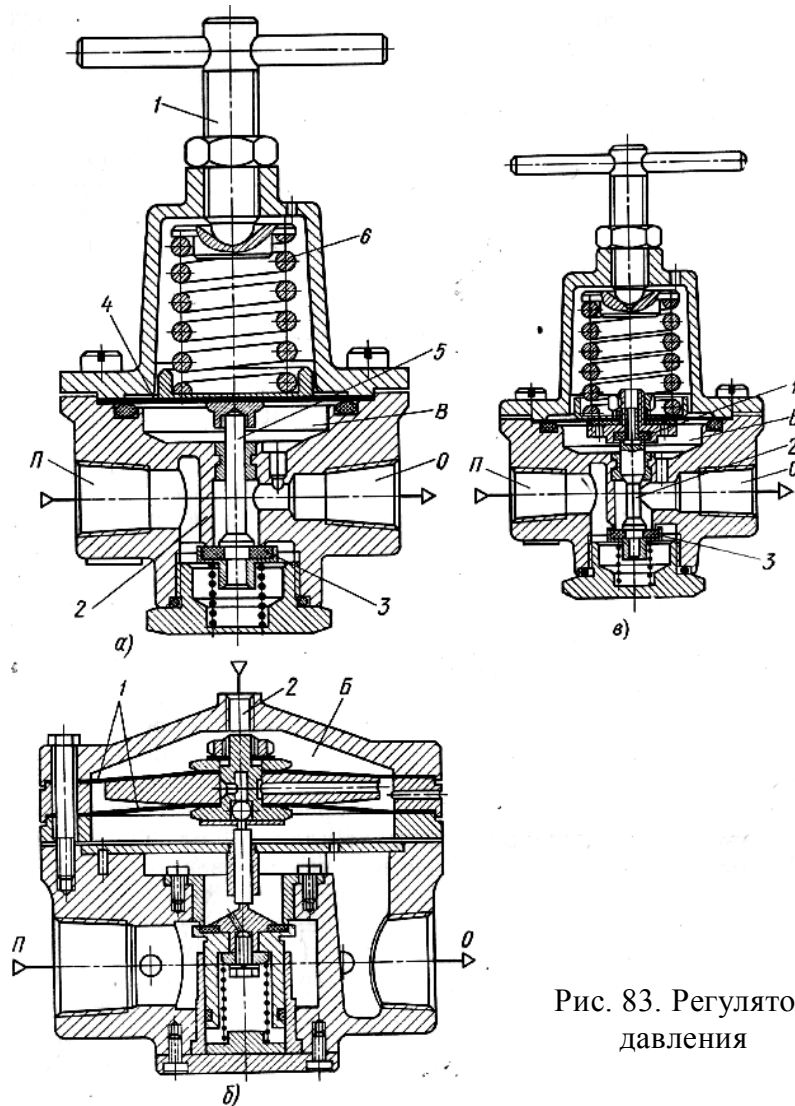


Рис. 83. Регулятор давления

Регуляторы давления предназначены для регулирования и поддержания заданного давления в пневмоустройствах. На



рис. 83, *а* приведена конструкция регулятора давления без сброса воздуха.

Этот регулятор иногда называют редуционным клапаном. Сжатый воздух подводится к отверстию *П*. Пружина *б* через диафрагму *4* и толкатель *5* отжимает клапан *3* от седла *2*, образуя кольцевую щель для прохода воздуха в отверстие *О*. Усилие пружины *б* уравнивается давлением воздуха, поступающего в полость *В* через небольшое отверстие. Если давление в сети, присоединенной к отверстию *О*, понизится, то уменьшится давление и в полости *В* под диафрагмой. При этом нарушается равновесие, пружина прогибает диафрагму и через толкатель *5* отжимает клапан от седла *2*, в результате чего давление на выходе регулятора повышается до заданного. Регулятор настраивают на необходимое давление затяжкой пружины *б* винтом *1*.

У регулятора давления для больших расходов воздуха пружина должна иметь значительные размеры, поэтому в таких регуляторах пружину заменяют диафрагмой *1* (рис. 83, *б*). Через отверстие *2* в полость *Б* подается воздух под давлением, на которое необходимо настроить основной регулятор. Это давление может быть получено от вспомогательного регулятора, например от такого, как на рис. 83, *в*. Вспомогательный регулятор соединяют с основным регулятором трубопроводом небольшого сечения и устанавливают на пульте, что обеспечивает дистанционное управление работой основного регулятора.

Защита пневмосистем от падения давления имеет большое значение для безопасности обслуживающего персонала. Кроме этого, при понижении давления в сети резко изменяются скорости движения механизмов, приводимых в действие пневмоцилиндрами, что может вызвать нарушение заданного режима работы механизмов и серьезные аварии. К падению давления в сети наиболее чувствительны автоматические формовочные линии.

Величину давления в системе контролируют с помощью реле давления (рис. 84, *а*). Сжатый воздух из системы подается через отверстие *П* в полость *В*. При этом диафрагма *5* прогибается, сжимая пружину *2*, и через шток *4* замыкает контакты микропереключателя *1*. В случае падения контролируемого давления ниже допустимого диафрагма под действием сжатой пружины выпрямляется, шток, опускаясь, размыкает контакты переключателя; подается сигнал об опасности или выключается машина. Величину давления срабатывания реле регулируют гайкой *3*.

Если в сети, вследствие аварии или разрыва трубы, резко снизится давление, то все поднятые пневмоцилиндрами узлы и

грузы начнут быстро опускаться, что может привести к травмам или поломкам. Поэтому на подводящем трубопроводе до воздухораспределителя устанавливают обратные клапаны (рис. 84, б), которые свободно пропускают воздух в одном направлении и не пропускают в противоположном.

Воздух при движении от отверстия *П* к отверстию *О* легко отодвигает клапан *2* от седла *1* и проходит через образовавшуюся кольцевую щель; при обратном движении воздуха клапан плотно прижимается к седлу и не пропускает воздух. В исходном положении клапан прижат к седлу слабой пружиной *3*.

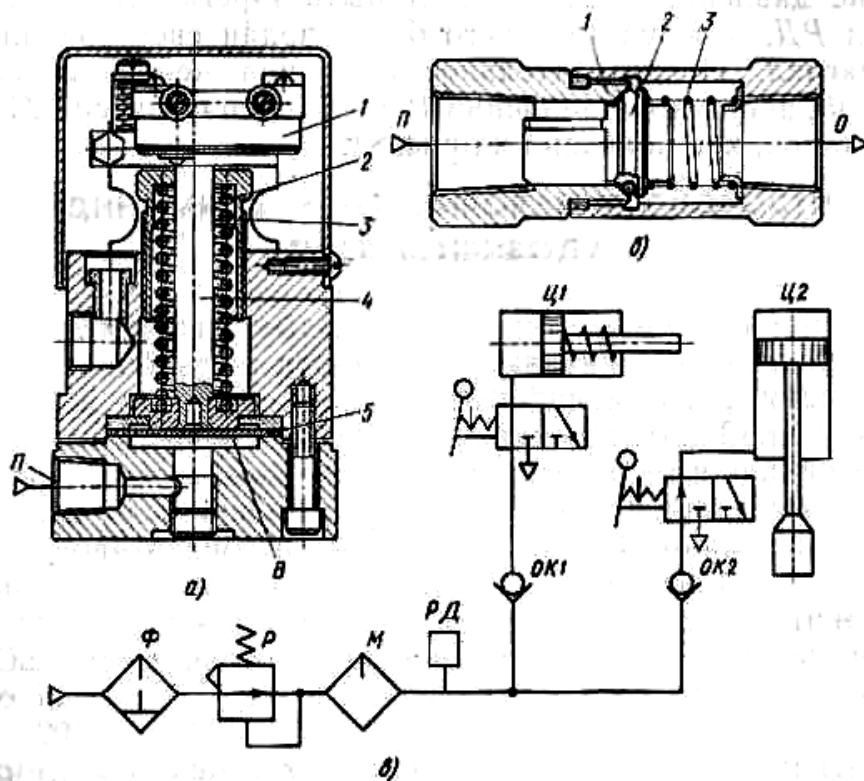


Рис. 84. Устройство для защиты пневмосистем от падения давления

Для защиты пневмосистемы от падения давления устанавливают обратные клапаны на всех подводящих трубопроводах (рис. 84, б). Например, при разрыве трубопровода на участке цилиндра *Ц1* в подводящем трубопроводе цилиндра *Ц2* резкого понижения давления не произойдет. Поднятый цилиндром *Ц2* груз не опустится сразу, так как выходу воздуха из штоковой полости цилиндра будет препятствовать обратный клапан *ОК2*. Снижение давления в сети может быть зарегистрировано реле давления *РД*, в результате чего будет подан световой или звуковой сигнал. Последовательность расположения в системе фильтра *Ф*, регулятора давления *Р* и маслораспылителя *М* должна быть такой, как показана на рис. 84, в.

---

---

## Глава VIII

### ДИНАМИКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ПНЕВМОПРИВОДА

В современных высокопроизводительных машинах особое значение приобретает время срабатывания исполнительных механизмов. Все механизмы должны выполнить свои функции в интервалы времени, определенные по циклограмме. Если какой-либо механизм не укладывается при срабатывании в заданный интервал, то это увеличивает цикл машины и, следовательно, снижает ее производительность. Точный расчет времени срабатывания механизмов особенно важен в настоящее время, когда в литейных цехах внедряются высокопроизводительные автоматические линии. Ошибки в расчете времени срабатывания пневмоприводов только на десятые доли секунды снижают производительность на 10...20%.

Сжимаемость воздуха осложняет расчет времени срабатывания пневмодвигателей, так как необходимо учитывать не только процессы в механической части привода, но и термодинамические и газодинамические процессы в полостях двигателей, в подводящих и отводящих трубопроводах. Динамический расчет требует анализа всех этих процессов с целью определения не только полной продолжительности работы пневмопривода, но и характера протекания процессов на отдельных этапах, знание которых необходимо для правильного проектирования литейных машин с пневмоприводом, а также управления скоростью его движения.

#### § 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

При анализе работы пневмопривода сжатый воздух рассматривается как идеальный газ, у которого отсутствуют силы притяжения между молекулами, а сами молекулы представляют собой материальные точки, не имеющие объема.

Состояние газа определяется тремя основными параметрами: давлением  $p$ , объемом  $V$  и температурой  $T$ .

Давление газа  $p$  характеризует его напряженное состояние. Следует отметить, что параметром состояния газа является абсолютное давление.

Объем газа  $V$  характеризует емкость, в которой протекают термодинамические процессы, удельный объем  $\nu$  – объем, занимаемый единицей массы газа

$$\nu = \frac{V}{M}, \tag{73}$$

где  $M$  – масса газа в объеме  $V$ .

Температура воздуха  $T$  является параметром его теплового состояния и измеряется градусами по абсолютной шкале Кельвина. К нормальным условиям состояния газа относят температуру  $273^\circ \text{K}$ .

Параметры идеального газа связаны между собой соотношением

$$p\nu = RT, \tag{74}$$

называемым уравнением состояния, которое с учетом формулы (73) имеет вид

$$pV = MRT, \tag{75}$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная.

В пневмоприводах практически все процессы протекают с изменением количества воздуха при наполнении или опорожнении полости постоянного или переменного объема.

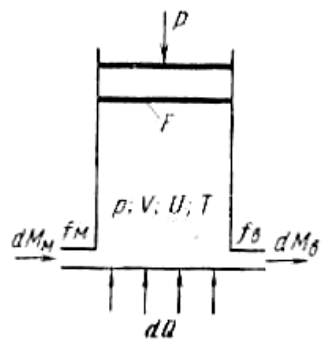


Рис. 85. К составлению уравнения энергетического баланса при переменном количестве воздуха

Рассмотрим общую схему работы пневмопривода (рис. 85).

В некоторой полости переменного объема  $V$  находится газ массой  $M$ . Одновременно газ поступает в эту полость через отверстие  $f_m$  и вытекает через отверстие  $f_b$ . Если обозначить через  $\Pi_m$  энергию одной единицы массы газа, поступающего в полость, и через  $\Pi_b$  – энергию одной единицы

массы газа, вытекающего из полости, и соответственно количество газа, поступающего через  $dM_m$  и вытекающего  $dM_b$ , то согласно первому закону термодинамики, по которому вся теплота, подведенная к рассматриваемой полости, расходуется на изменение

внутренней энергии  $dU$  и на работу расширения газа  $dL$ , получим уравнение баланса энергии

$$dQ + \Pi_m dM_m = dU + AdL + \Pi_e dM_e, \quad (76)$$

где  $A$  – тепловой эквивалент работы.

Физический смысл полученного уравнения можно объяснить следующим образом. Подведенная к газу теплота  $dQ$  за счет теплообмена через стенки цилиндра, а также энергия, поступающая с новыми порциями газа  $\Pi_m dM_m$ , расходуются на изменение внутренней энергии газа  $dU$ , совершение внешней работы  $AdL$ , а также частично уходит с вытекающим газом  $\Pi_e dM_e$ .

Энергия выходящего из полости газа состоит из его внутренней энергии и работы, затраченной на выталкивание газа из полости:

$$\Pi_e = u + Apv. \quad (77)$$

Для преобразования выражения (77) используем соотношение между  $c_p$  – теплоемкостью газа при постоянном давлении и  $c_v$ , – теплоемкостью газа при постоянном объеме

$$c_p - c_v = AR, \quad (78)$$

а также выражение для определения изменения внутренней энергии идеального газа для любых процессов при бесконечно малом изменении состояния  $1$  кг массы газа

$$du = c_v dT. \quad (79)$$

С учетом выражений (78) и (79) и уравнения состояния (74) формула (77) примет вид

$$\Pi_e = c_v T + T(c_p - c_v) = c_p T, \quad (80)$$

где  $T$  – температура воздуха в рассматриваемой полости.

Энергию воздуха, поступающего в полость из сети, соответственно, можно определить по формуле

$$\Pi_m = c_p T_m, \quad (81)$$

где  $T_m$  – температура воздуха в подводящем трубопроводе.

Как уже отмечалось выше, процессы в пневмоприводах протекают относительно быстро и заметного теплообмена не происходит, т. е. можно с достаточной степенью точности принять  $dQ = 0$ .

Тогда с учетом формул (76), (80) и (81), а также  $dU = d(Mu)$  можно написать

$$c_p T_m dM_m = c_v M dT + c_v T dM + Ap dV + c_p T dM_e. \quad (82)$$

Если в это уравнение подставить

$$MdT = \frac{1}{R}(Vdp + pdV) - TdM ,$$

полученное при дифференцировании уравнение состояния (75), а

из выражения (78) и соотношение  $\frac{C_p}{C_v} = k$ , где  $k$  – показатель адиа-

баты, то получим

$$kRT_m dM_m - kRTdM_g = Vdp + kpdV . \quad (83)$$

Это уравнение описывает наиболее общий случай протекания процесса при одновременном поступлении в рабочую полость и истечении из нее воздуха. Оно дает возможность описать термодинамические процессы, происходящие во многих пневматических исполнительных устройствах.

Ниже приведены некоторые частные случаи применения уравнения баланса энергий.

1. Процесс поступления и истечения при переменном объеме  $M_m \neq 0, dM_g \neq 0, dV \neq 0$ . Этот процесс характерен для встряхивающих механизмов без отсечки и расширения, для пневмовибраторов, когда одна из рабочих полостей постоянно соединена небольшим каналом с сетью для смягчения удара в одном из двух направлений или когда движение поршня сопровождается большими утечками воздуха. Для этого процесса уравнение энергетического баланса имеет следующий вид:

$$kRT_m dM_m - kRTdM_g = kpdV + Vdp .$$

2. Процесс наполнения рабочей полости при постоянном объеме  $dV = 0, dM_g = 0$ . Этот процесс характерен для большинства приводов от момента подачи воздуха в рабочую полость до начала движения поршня, а также после остановки поршня, дошедшего до упора, когда происходит наполнение рабочей полости воздухом до давления, равного давлению сети. Уравнение баланса энергий имеет следующий вид:

$$kRT_m dM_m = Vdp , \quad (84)$$

3. Процесс наполнения полости переменного объема  $dV \neq 0, dM_g = 0$  осуществляется при движении поршня под действием сжатого воздуха, подаваемого в рабочую полость. Для этого процесса уравнение баланса энергий имеет вид

$$kRT_m dM_m = kpdV + Vdp . \quad (85)$$

4. Процесс опорожнения полости постоянного объема  $dM_m = 0, dV = 0$ . Процесс имеет место, когда рабочая полость соединяется

с атмосферой, а поршень остается неподвижным, пока внешние силы не превысят давления со стороны сжатого воздуха.

В этом случае уравнение баланса энергий запишется так:

$$-kRTdM_g = Vdp, \quad (86)$$

5. Процесс опорожнения при переменном объеме полости  $dM_m=0, dV \neq 0$ .

Этот процесс совершается в полости, когда она соединена с атмосферой, а поршень двигается под действием внешних сил, например, процессы, происходящие в полости противодействия цилиндра двустороннего действия, в полости цилиндра встряхивающего механизма с отсечкой воздуха при выхлопе.

Уравнение баланса энергий имеет вид

$$-kRTdM_g = kpdV + Vdp. \quad (87)$$

6. Процесс сжатия или расширения воздуха в полости цилиндра без доступа и отвода воздуха  $dM_m = 0, dM_g = 0$ .

Процесс сжатия ( $dV < 0$ ) воздуха имеет место в пневмоприводе с торможением противодействием и во встряхивающем механизме с отсечкой и расширением воздуха на участке хода поршня вниз, когда впускные и выхлопные окна закрыты.

Процесс расширения ( $dV > 0$ ) при отсутствии подвода и отвода воздуха характерен для встряхивающих механизмов с отсечкой и расширением воздуха, когда после прекращения подвода воздуха до начала выхлопа поршень поднимается за счет кинетической энергии и уменьшающегося давления воздуха.

Для этого случая уравнение баланса энергий имеет вид

$$kpdV + Vdp = 0. \quad (88)$$

В уравнение баланса энергий и в большинство частных случаев его, помимо параметров состояния воздуха, входит и масса поступающего и вытекающего воздуха  $dM$  за промежуток времени  $dt$ . Количество воздуха, поступающего или вытекающего из полости, можно выразить через соответствующие массовые расходы в интервале  $dt$ :

$$dM_m = G_m dt \quad (89)$$

и

$$dM_g = G_g dt, \quad (90)$$

где  $G_m$  и  $G_g$  – соответственно расходы поступающего и вытекающего воздуха.

Из уравнений (89) и (90) следует, что термодинамические процессы в полости пневматического устройства развиваются во времени и во многом определяются расходными характеристиками подводящего и отводящего трубопроводов. Расход воздуха при истечении из неограниченного объема рассчитывают по формуле

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_0} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (91)$$

где  $f$  – площадь сечения отверстия, через которое происходит истечение воздуха;

$p_0, T_0$  – давление и температура воздуха в полости, из которой происходит истечение;

$p$  – давление в полости, в которую происходит истечение;

$\mu$  – коэффициент расхода, учитывающий отклонение действительного процесса истечения от адиабатического, потери на трение, изменение поперечного сечения струи и другие факторы.

Обозначим отношение  $\frac{p}{p_0}$  через  $Y$ , тогда формула (91) примет

вид

$$G = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_0} \left( Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (92)$$

Выражение

$$\sqrt{Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{k+1}{k}}} = \varphi(Y) \quad (93)$$

называют функцией расхода. Если обозначить через

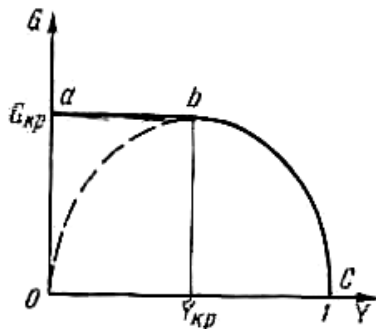


Рис. 86. Изменение расхода воздуха при истечении

$$B = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{R}},$$

то формула (92) примет вид

$$G = \mu f B \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \varphi(Y). \quad (94)$$

Для сухого воздуха  $R = 287$   $\text{Нм}/(\text{кгс} \cdot \text{град})$ ,  $k = 1,41$  и величина  $B = 0,156$ .

Изменение расхода  $G$  в зависимости от  $Y$ , согласно формуле (92), должно

было бы описываться кривой  $Obc$  (рис. 86), имеющей максимум в точке  $b$  при



$$Y_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Значение  $Y_{кр}$  получено из условия равенства нулю первой производной выражения (93). Для воздуха при  $k = 1,41$   $Y_{кр} = 0,528$ . Максимальный расход при  $Y_{кр}$ , который называют критическим, составит

$$G_{кр} = \mu f p_0 \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{RT_0} \cdot \frac{k}{k+1}} \quad (95)$$

В действительности при  $Y = 0$  расход не может равняться нулю. Экспериментально установлено, что при  $0 < Y < Y_{кр}$  расход остается постоянным и равен максимальному (критическому) значению  $G_{кр}$ .

Таким образом, действительный график истечения воздуха из объема с постоянным давлением описывается кривой  $abc$ , Участок  $ab$  с постоянным расходом при  $Y \leq Y_{кр}$  соответствует надкритическому режиму истечения. Участок  $bc$  при  $Y > Y_{кр}$  соответствует подкритическому режиму истечения. В надкритическом режиме при  $Y_{кр} = 0,528$  и  $k = 1,41$  функция  $\varphi(Y_{кр}) = 0,259$  и формула (94) примет вид

$$G_{кр} = 0,259 \mu f \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} B \quad (96)$$

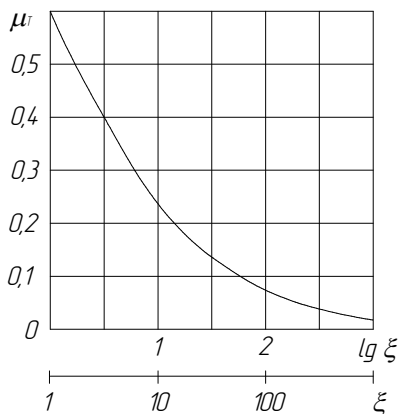


Рис. 87. Зависимость коэффициента расхода  $\mu_T$  от коэффициента сопротивления  $\zeta$

Наличие двух режимов истечения необходимо учитывать при анализе работы пневмоприводов. Как правило, процесс заполнения рабочей полости цилиндра начинается в надкритическом режиме и при достижении  $Y = Y_{кр}$  переходит в подкритический. Но возможны случаи, когда весь процесс заполнения проходит только в подкритическом режиме истечения.

Для определения расходов воздуха по формуле (94) необходимо установить значения коэффициентов расхода  $\mu$ .

В пневмосистемах воздух от сети к исполнительному устройству проходит через трубопроводы, аппараты управления и регулирования, которые представляют собой различные сопротивления

движению воздуха. В расчетах сопротивления учитывают коэффициенты сопротивления  $\xi$ .

Для трубопровода длиной  $l_m$  и внутренним диаметром  $d_m$

$$\xi = \frac{1}{2} \lambda \frac{l_T}{d_T}, \quad (97)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения воздуха в трубе;  $\lambda=0,02 \div 0,03$ .

Для более сложных сопротивлений, какими являются различные аппараты и сложные участки трубопровода, коэффициент сопротивления  $\xi$  определяется экспериментально. При расчете можно пользоваться зависимостью между коэффициентом сопротивления  $\xi$  и коэффициентом расхода трубопровода  $\mu_T$ , приведенной на рис. 87.

Коэффициент расхода аппарата  $\mu_a$  может быть найден также из формулы (94)

$$\mu_a = \frac{G_a \sqrt{T_0}}{f B p_a \varphi(Y_a)}, \quad (98)$$

где  $p_a$  – давление на входе в аппарат;

$G_a$  – номинальный расход воздуха через аппарат;

$$Y_a = \frac{p_a - \Delta p}{p_a};$$

$\Delta p$  – потери давления воздуха при прохождении через аппарат.

Значения  $\Delta p$ ,  $p_a$ ,  $G_a$  приводятся в каталогах.

Для расчета  $\mu_m$  сложного трубопровода используют распространенный в гидравлике метод, который состоит в определении длин труб, эквивалентных отдельным местным сопротивлениям. Длину трубы  $l_s$ , эквивалентной местному сопротивлению  $\xi$  трубопровода внутренним диаметром  $d_m$ , можно определить из формулы (97):

$$l_s = \frac{2d_T \xi}{\lambda}.$$

После расчета для каждого местного сопротивления соответствующей ему длины  $l_s$  трубопровода находят общую длину  $\Sigma l_s$  трубопровода, эквивалентную местным сопротивлениям. Затем определяют коэффициент сопротивления  $\xi_s$ , сложной системы с учетом общей длины трубопровода  $\Sigma l_T$ :

$$\xi_s = \frac{1}{2} \lambda \frac{\Sigma l_s + \Sigma l_T}{d_T} \quad (99)$$

и далее по графику, приведенному на рис. 87, – коэффициент  $\mu_m$  всей системы.

Данная методика упрощается, если в расчетах использовать экспериментальные данные ЭНИМСа по замене местных сопротивлений эквивалентными им участками трубопровода (табл. 2). Участки эквивалентного трубопровода для различных аппаратов устанавливаются с учетом их пропускного сечения.

Рассмотренные выше уравнения термо- и газодинамики позволяют описать процессы наполнения и опорожнения полости постоянного объема во времени и, тем самым, определить полное время заполнения или опорожнения этой полости, а также время отдельных этапов этих процессов.

Таблица 2

Диаметр трубы $d_T$	Длина эквивалентной трубы $l_э$ в м			
	для воздухорас- пределителя	для влажготдели- теля	для маслорас- пылителя	Для регулятора давления
1/4"	4-5	2-3	4-5	6-8
3/8"	5-6	3-4	5-6	8-10
1/2"	7-9	5-6	7-9	12-14
3/4"	10-12	6-7	10-12	17-19
1"	12-14	8-9	12-14	21-23

Характерной особенностью процессов наполнения и опорожнения полости постоянного объема является то, что они протекают независимо от состояния механической системы привода, т.е. при неподвижном поршне. В этих случаях давление воздуха не может преодолеть внешних механических сил или, наоборот, внешние силы не могут преодолеть давление воздуха.

Наполнение полости постоянного объема. Процесс наполнения полости постоянного объема  $V$  при подключении ее к сети с постоянным давлением описывается уравнением (84) баланса энергий и уравнениями (94) и (89):

$$\left. \begin{aligned} kRT_m dM_m &= Vdp; \\ dM_m &= \mu f B \frac{p_m}{\sqrt{T_m}} \varphi(Y) dt \end{aligned} \right\} \quad (100)$$

где  $p_m, T_m$  – соответственно давление и температура воздуха в сети;

$p$  – давление воздуха в рабочей полости;  
 $f$  – площадь отверстия для ввода воздуха;

$Y = \frac{p}{p_m}$  – относительное давление в полости наполнения.

В результате решения системы уравнений (100) получаем время заполнения полости постоянного объема в надкритическом режиме

$$t = \frac{V}{0,259k\mu fBR\sqrt{T_m}}(Y_2 - Y_1) \quad (101)$$

и в подкритическом режиме

$$t = \frac{2V}{\mu(k-1)fRB\sqrt{T_m}} \left( \sqrt{1 - Y_1^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - Y_2^{\frac{k-1}{k}}} \right). \quad (102)$$

В этих формулах значения  $Y_1 = \frac{p_1}{p_m}$  и  $Y_2 = \frac{p_2}{p_m}$  соответствуют начальному  $p_1$  и конечному  $p_2$  величинам давления в полости наполнения.

Если наполнение постоянного объема начинается при относительном давлении, меньшем, чем критическое ( $Y_1 < 0,528$ ), а заканчивается при относительном давлении, большем, чем критическое ( $Y_2 > 0,528$ ), то период наполнения разделяется на два этапа.

Первый этап от  $Y_1$  до  $Y_{кр}$  рассчитывают по формуле (101) а второй этап от  $Y_{кр}$ , до  $Y_2$  по (формуле (102). Общую продолжительность периода наполнения определяют по сумме времен двух этапов.

**Опорожнение полости постоянного объема.** Процесс опорожнения полости постоянного объема  $Y_6$  с начальным давлением  $p_m$  при соединении ее с атмосферой описывается системой, состоящей из уравнений баланса энергий (86) и расхода (94):

$$\left. \begin{aligned} -kRTdM_6 &= V_6 dp_6; \\ dM_6 &= \mu_6 f_6 B \frac{p_6}{\sqrt{T}} \varphi(Z) dt, \end{aligned} \right\} \quad (103)$$

где  $p_6$ ,  $T$  – соответственно давление и температура воздуха в полости, из которой происходит истечение;

$f_6$  – площадь отверстия для выхода воздуха;

$Z = \frac{p_a}{p_6}$  – отношение атмосферного давления к давлению в

полости опорожнения.

Решение полученной системы дает для надкритического режима истечения

$$t = \frac{2V_6}{0,259(k-1)\mu_6 f B R Y_a^{2k} \sqrt{T_M}} \left( Z_2^{\frac{k-1}{2k}} - Z_1^{\frac{k-1}{2k}} \right) \quad (104)$$

и для подкритического режима истечения

$$t = \frac{V_6}{k\mu_6 f B R Y_a^{2k} \sqrt{T_M}} \int_{Z_1}^{Z_2} \frac{dZ}{Z^{\frac{k+1}{2k}} \varphi(Z)}, \quad (105)$$

где  $Y_a = \frac{p_a}{p_m}$  – отношение атмосферного давления к давлению воздуха в сети;

$$Z_1 = \frac{p_a}{p_{e1}} \text{ и } Z_2 = \frac{p_a}{p_{e2}}.$$

Как и при наполнении полости постоянного объема, если  $Z_1$  и  $Z_2$ , соответствующие начальному и конечному соотношению давлений, меньше критического отношения, то расчет ведут по формуле (104), и если больше, то по формуле (105). Когда процесс начинается при отношении давлений меньше критического, а заканчивается при соотношении давлений больше критического, то используют последовательно обе формулы.

## § 2. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОДНОСТОРОННЕГО И ДВУСТОРОННЕГО ПНЕВМОПРИВОДОВ

### Односторонний пневмопривод

Примером одностороннего пневмопривода является пневмоподъемник, расчетная схема которого представлена на рис. 88.

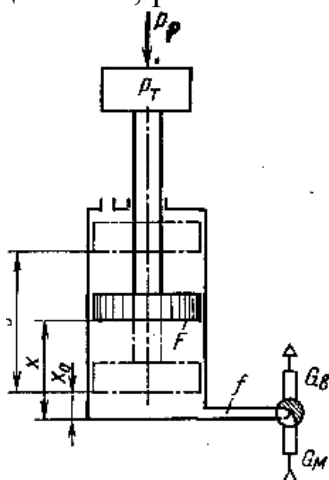


Рис. 88. К расчету одностороннего пневмопривода

Сжатый воздух, поступающий в нештоковую полость пневмоцилиндра через трубопровод сечением  $f$ , перемещает вверх поршень, преодолевая вес поднимаемых частей  $P_T$  полезную нагрузку  $P_p$  и силу трения поршня о цилиндр  $P_{Tp}$ . Штоковая полость цилиндра соединена постоянно с атмосферой. Если нештоковую полость цилиндра в некоторый момент времени соединить через распределитель с атмосферой, то сжатый воздух начнет уходить из нее.

Давление под поршнем будет уменьшаться, и под действием веса поднятых частей поршень опустится в крайнее нижнее положение.

Прямой ход пневмоцилиндра (рис. 89) включает три периода.

Первый период  $t_I$  длится от момента включения распределителя до начала движения поршня.

Некоторое время необходимо на срабатывание самого распределителя и распространение волны давления по трубопроводу, соединяющему распределитель с пневмоцилиндром. Далее давление в полости пневмоцилиндра повышается, но силы сопротивления еще удерживают его в исходном положении.

Второй период  $t_{II}$  длится от начала движения поршня до момента его остановки. Движение начинается при давлении, необходимом для преодоления нагрузки, сил трения и веса поднимаемых частей. При движении поршня объем рабочей полости увеличивается и интенсивность роста давления снижается.

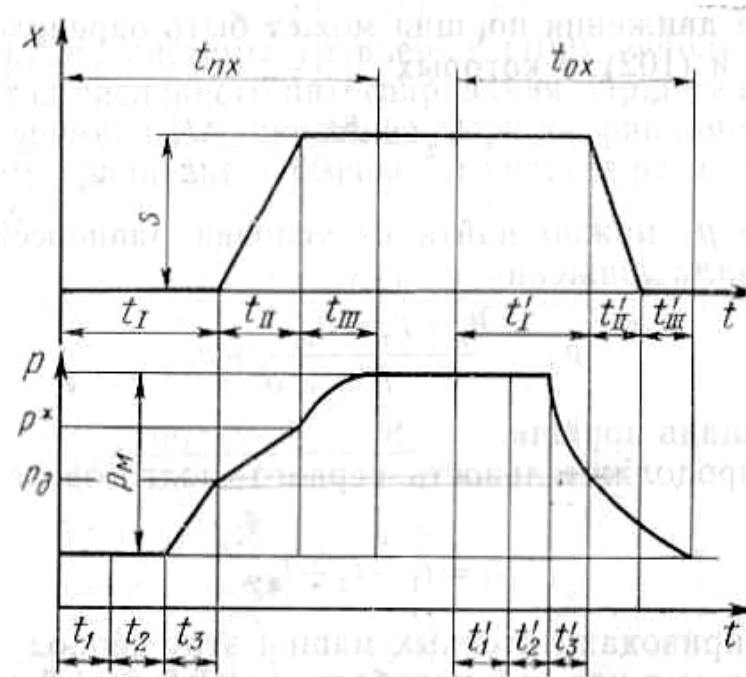


Рис. 89 Циклограмма одностороннего пневмопривода

Третий период  $t_{III}$  длится от момента остановки поршня до момента, когда давление в рабочей полости достигнет необходимой величины. Обычно этой величиной является давление сети  $p_M$ .

Первый период работы привода состоит из трех интервалов. Первый интервал – время срабатывания распределителя. В пневмоприводах литейных машин используют распределители с электромагнитным, пневматическим и электропневматическим управлением. Продолжительность срабатывания данных устройств не превышает десятой доли секунды. На рис. 89 это время обозначено через

$t_1$  Волна давления распространяется от распределителя до рабочего цилиндра за время  $t_2$ :

$$t_2 = \frac{l_T}{a}, \quad (106)$$

где  $l_T$  - длина трубопровода в м;  
 $a$  — скорость распространения звука в воздухе, при  $T = 290^\circ\text{К}$ ,  $a = 341 \text{ м/с}$ .

Время  $t_3$  повышения давления в рабочей полости до величины  $p_\delta$  начала движения поршня может быть определено по формулам (101) и (102), в которых

$$Y_2 = \frac{P_\delta}{P_m}.$$

Давление  $p_\delta$  можно найти из условия равновесия поршня в момент начала движения

$$p_\delta = \frac{P_P + P_T + P_{PT}}{F} + p_a, \quad (107)$$

где  $F$  – площадь поршня.

Полная продолжительность первого подготовительного периода

$$t_I = t_1 + t_2 + t_3.$$

В пневмоприводах литейных машин этот период в зависимости от конкретных условий колеблется от 0,2 до 1,5 с.

Второй период  $t_{II}$  соответствует движению поршня вверх под давлением воздуха (рабочий ход). При движении поршня увеличивается объем рабочей полости. В этом случае поведение системы будет зависеть от параметров механического движения, состояния воздуха в рабочей полости и условий его поступления в нее.

Закон движения поршня может быть описан следующим уравнением:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = (p - p_a)F - P_P - P_T - P_{PT}, \quad (108)$$

где  $m$  – масса поступательно движущихся частей;

$x$  – текущая координата положения поршня;

$p$  – текущее значение давления в нештоковой полости;

$p_a$  – атмосферное давление.

Рабочий процесс пневмоцилиндра во втором периоде описывается уравнениями (85), (89) после подстановки в него значения  $G$  по формуле (94) и (108):

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2x}{dt^2} &= (p - p_a)F - P; \\ kRT_m dM_m &= kp dV + V dp; \\ dM_m &= \mu f B \frac{p_m}{\sqrt{T_m}} \varphi(Y) dt, \end{aligned} \right\} \quad (109)$$

где

$$P = P_p + P_T + P_{PT};$$

$$Y = \frac{p}{p_m};$$

$$V = Fx, dV = Fdx.$$

Для решения системы уравнений (109) используют приближенный метод численного интегрирования. Принимая для малого интервала времени  $\Delta t_i$  движение поршня равномерно ускоренным, систему уравнений (109) на  $i$ -м участке расчета можно привести к виду

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_i &= \frac{k}{x_{i-1}} \left[ \frac{G_m RT_m}{F} - p_{i-1} v_{i-1} \right] \Delta t_i; \\ p_i &= p_{i-1} + \Delta p_i; \\ a_i &= \frac{(p_i - p_a)F}{m} - \frac{P}{m}; \\ \Delta v_i &= a_i \Delta t_i; \\ v_i &= v_{i-1} + \Delta v_i; \\ x_i &= x_{i-1} + v_i \Delta t_i + \frac{a_i \Delta t_i^2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (110)$$

где  $a$  – ускорение поршня;

$v$  – скорость поршня.

Величину интервала  $\Delta t_i$  выбирают в зависимости от требуемой точности. Чем меньше  $\Delta t$ , тем точнее расчет. Начальным параметром расчета является величина  $p_0$ , определяемая по формуле (107). При этом давлении заканчивается подготовительный период и начинается период движения поршня. Расход  $G_m$  рассчитывают по формуле (96) для надкритического режима и по формуле (94) для подкритического режима. В первом случае он остается постоянным, а во втором – определяется для каждого интервала расчета в зависимости от значения  $p_{i-1}$ .

На первом участке расчета  $\Delta t_1$  принимают  $x = x_0$ , где  $x_0$  – начальная координата поршня (см. рис. 88), которая учитывает мерт-



вый объем нештоковой полости. Приращение  $\Delta p_1$  находят из первого уравнения системы (110) с учетом, что поршень на этом участке остается в покое  $v = v_0 = 0$ . Приняв  $\Delta p_1$  постоянным, определяют из третьего уравнения системы значения ускорения  $a_1$ , которое также считают постоянным на всем участке. Затем находят скорость  $v_1$  и перемещение  $x_1$  поршня на первом участке. Далее для второго участка расчета  $\Delta t_2$  определяют приращение  $\Delta p_2$  и величину  $x_2$ . Этот процесс продолжают до тех пор, пока значение  $x_i - x_0$  не станет равно рабочему ходу  $s$ . Сумма интервалов расчета составит время рабочего хода поршня  $t_{II}$ .

Третий период. Движение поршня (рис. 89) заканчивается при давлении  $p^*$ , несколько меньшем, чем давление в сети  $p_m$ . Следовательно, после остановки поршня давление в течение некоторого времени  $t_{III}$  будет подниматься до  $p_m$ . Этот период называют заключительным. Продолжительность его можно определить по формулам (101) и (102), в которых

$$Y_1 = \frac{p^*}{p_m} \quad \text{и} \quad Y_2 = 1.$$

Продолжительность прямого хода пневмопривода одностороннего действия

$$t_{nx} = t_I + t_{II} + t_{III}.$$

Обратный ход подъемника совершается под действием веса поднятых частей. Воздух из нештоковой полости вытесняется через трубопровод в атмосферу, препятствуя быстрому опусканию поршня. Рабочая полость становится полостью противодействия. В дальнейшем все параметры, связанные с этой полостью, будут иметь индекс  $v$  (выхлоп).

Обратный ход начинается с момента включения распределителя на «выхлоп» (рис. 89). Продолжительность  $t_1$  срабатывания распределителя и продолжительность движения волны давления  $t_2'$  по трубопроводу определяют так же, как и для рабочего хода подъемника. По мере истечения воздуха из полости противодействия в атмосферу давление в ней уменьшается, но поршень начнет опускаться только, когда сила противодействия на него станет меньше сил, действующих на поршень сверху.

Процесс опорожнения полости постоянного объема описывается уравнениями (103). Продолжительность этого периода  $t_3'$  можно определить по формулам (104) и (105), приняв  $Z_2 = \frac{p_a^3}{p_\partial}$ ,

где  $p_\partial$  – давление, при котором начинает опускаться поршень, определяется по формуле (107) при отрицательном значении  $P_{mp}$ .

Продолжительность подготовительного периода в полости противодавления

$$t'_I = t'_1 + t'_2 + t'_3.$$

Обратный ход подъемника описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2x}{dt^2} &= P_P + P_T - P_{PT} - (p_\epsilon - p_a)F; \\ -kRTdM_\epsilon &= kp_\epsilon dV_\epsilon + V_\epsilon dp_\epsilon; \\ dM_\epsilon &= \mu_\epsilon f_\epsilon B \frac{p_\epsilon}{\sqrt{T}} \varphi(Z) dt, \end{aligned} \right\} \quad (111)$$

где

$$V_\epsilon = Fx \quad \text{и} \quad dV_\epsilon = Fdx.$$

Продолжительность второго периода обратного хода подъемника  $t'_{II}$  можно определить, решив эту систему методом численного интегрирования.

Процессы в пневмоприводе не заканчиваются после возврата поршня в исходное положение. Воздух из-под поршня при избыточном давлении продолжает выходить в атмосферу до тех пор, пока давление не станет равным атмосферному. Продолжительность заключительного периода в полости противодавления  $t'_{III}$  можно рассчитать по формулам (104), (105).

Таким образом, полная продолжительность обратного хода пневмоцилиндра одностороннего действия

$$t_{ox} = t'_I + t'_{II} + t'_{III}.$$

### Двусторонний пневмопривод

Прямой ход двухстороннего пневмопривода (рис. 90, а) начинается с момента включения распределителя, соединяющего нештоковую полость с сетью, а штоковую, до этого подключенную к сети, – с атмосферой. Давление повышается в нештоковой полости и снижается в штоковой. В данном случае полость, которая соединена с сетью, называется рабочей, а полость, соединенная с атмосферой – полостью противодавления. Процессы, протекающие в рабочей полости, аналогичны процессам прямого хода одностороннего пневмопривода и складываются из трех периодов (рис. 90, б).

Первый период  $t_I$  длится от момента включения распределителя до начала движения поршня. Второй период  $t_{II}$  – перемещение поршня. В начале периода из-за уменьшения сил трения и противодавления скорость поршня возрастает, что приводит к

снижению давления в рабочей полости. Третий период  $t_{III}$  начинается от момента остановки поршня и заканчивается моментом повышения давления в рабочей полости до  $p_m$ , а в полости противо-

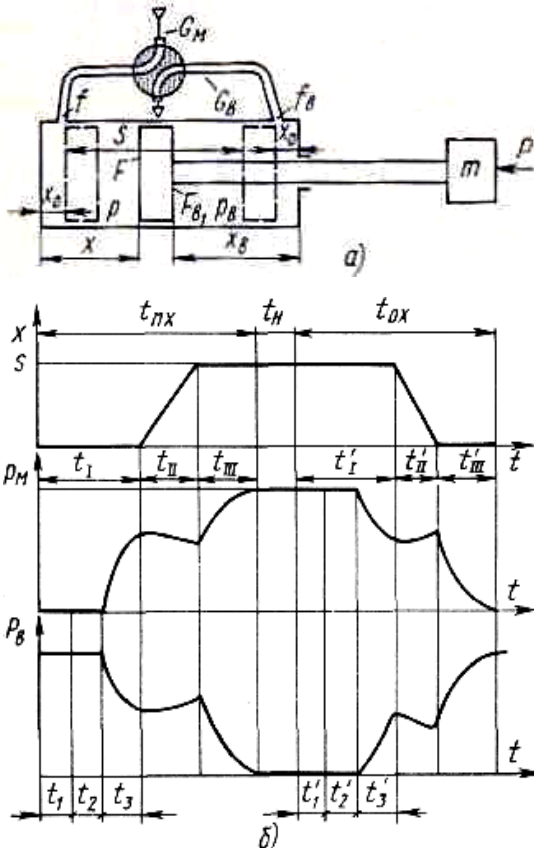


Рис. 90 Двусторонний пневмопривод (а) и циклограмма его работы (б)

водавления снижением его до  $p_a$ . Характер протекания процессов в первом подготовительном периоде и в третьем заключительном для рабочей полости аналогичен соответствующим периодам прямого хода привода одностороннего действия, а в полости противодействия – обратного хода. Сумма всех трех периодов определяет продолжительность прямого хода  $t_{nx}$  двустороннего пневмопривода.

Продолжительность обратного хода складывается из аналогичных периодов.

Непрерывное изменение давления  $p$  в рабочей полости и  $p_6$  в полости противодействия усложняет расчеты. Поэтому рабочий процесс пневмопривода двустороннего действия одновременно должен учитывать состояние механической системы, термо- и

газодинамические процессы в обеих полостях пневмоцилиндра. Рабочий процесс второго периода хода пневмоцилиндра двустороннего действия (рис.90) описывается системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 x}{dt^2} &= pF - p_6 F_6 - p_6 F_{u6} - P; \\ kRT_M dM_M &= kpdV + Vdp; \\ -kRT dM_6 &= kp_6 dV_6 + V_6 dp_6; \\ dM_M &= \mu f B \frac{p_M}{\sqrt{T_M}} \varphi \left( \frac{p}{p_M} \right) dt; \\ dM_6 &= \mu_6 f_6 B \frac{p_6}{\sqrt{T}} \varphi \left( \frac{p_a}{p_6} \right) dt; \\ dV_6 &= F_6 dx, \end{aligned} \right\} \quad (112)$$

где  $F_{ш}$  – площадь штока;

$V_в = F_в x_в$  – объем полости противодействия;

Координата  $x_в = s + 2x_0 - x$  определяет положение поршня со стороны полости противодействия. Остальные обозначения в системе уравнений (112) те же, что и в системах (109) и (111). Параметры, относящиеся к полости противодействия, имеют индекс  $в$ . При определении  $P$  вес перемещаемых частей  $P_m$  при вертикальном расположении пневмоцилиндра берут со знаком в зависимости от направления движения (–) вверх и (+) вниз. Если пневмоцилиндр имеет горизонтальное расположение, то  $P_m = 0$ .

Для решения полученной системы, так же как и в случае одностороннего привода, можно использовать метод численного интегрирования. Необходимо учитывать, что в первом подготовительном периоде процессы в обеих полостях протекают независимо. Движение поршня начинается при давлении в рабочей полости

$$p_0 = \frac{p_в F_в + P + p_a F_{ш}}{F} . \quad (113)$$

Во втором периоде движения все процессы взаимосвязаны и в третьем, заключительном, они протекают независимо.

Приведенными методами динамического расчета можно определить полную продолжительность прямого или обратного хода пневмопривода, имеющего конкретные конструктивные параметры и известную нагрузку. Если расчетное время срабатывания пневмопривода оказывается больше заданного, то необходимо увеличивать сечения трубопроводов  $f$  и  $f_в$  и вновь сделать проверочные расчеты до тех пор, пока время срабатывания не будет удовлетворять поставленной задаче.

Если расчетное время для нормализованного пневмоцилиндра будет меньше заданного, то его можно увеличить до необходимой величины путем установки дополнительных сопротивлений в трубопроводах. Такими регулируемыми сопротивлениями являются дроссели.

При выборе пневмопривода и, особенно, при составлении циклограммы работы литейной машины необходимо учитывать продолжительность отдельных периодов работы привода. Для одного и того же привода продолжительность периодов и полное время срабатывания могут меняться в зависимости от нагрузки и сечений трубопроводов. Например, для двустороннего пневмоцилиндра подъемника диаметром 0,1 м, ходом  $s = 0,34$  м и диаметрами подводящего трубопровода  $d = 0,003$  м и отводящего  $d_в = 0,01$  м

при давлении в сети  $p_m = 4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  ( $4 \text{ кгс/см}^2$ ), изменение нагрузки в пределах  $0 \dots 2400 \text{ Н}$  ( $0 \dots 240 \text{ кгс}$ ) продолжительность первого периода  $t_I$  (рис. 91) мала и изменяется незначительно.

С увеличением нагрузки продолжительность второго пе-

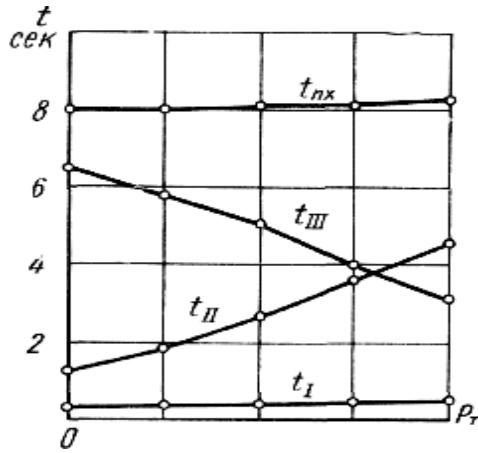


Рис. 91. Влияние нагрузки на продолжительность этапов работы пневмоцилиндра

риода  $t_{II}$  увеличивается, так как для подъема большего груза требуется большее давление и, следовательно, поступление большего количества воздуха в рабочую полость. В тоже время продолжительность третьего периода  $t_{III}$  уменьшается, так как в одном и том же конечном объеме необходимо поднимать давление до сетевого от все возрастающей величины.

Следует отметить, что при увеличении нагрузки во многих пневмоприводах литейных машин, работающих при скоростях менее

$0,5 \text{ м/с}$ , продолжительность полного цикла  $t_{nx}$  работы пневмоцилиндра изменяется незначительно.

В зависимости от назначения привода, те или иные периоды его работы являются решающими.

Для механизмов отрыва стержней в кокильных машинах основным является первый период работы, так как движение поршня свидетельствует о том, что операция отрыва уже осуществилась. Для транспортных механизмов определяющим является второй период – перемещение. Если перемещаемый механизм дошел до упора, то операция закончена и можно подавать команды на последующие операции или на возврат механизма в исходное положение, не дожидаясь окончания третьего периода. Если учесть, что для большинства различного рода толкателей на автоматических формовочных линиях третий период работы пневмопривода составляет  $20 \dots 30\%$  от полного времени срабатывания, то исключение этого периода при расчете циклограммы дает значительное повышение проектной производительности.

Третий период является решающим для прижимных столов пескодувных машин, запирающих механизмов пневматических машин литья под давлением. В этих машинах подъем стола и сближение полуформ осуществляются с малой нагрузкой и, следовательно, с малыми давлениями в рабочей полости пневмоцилиндров. В момент, например, подъема стержневого ящика или

опоки до упора в пескодуювную плиту привод развивает усилие, на-много меньшее расчетного. Если командой для надува будет слу-жить именно этот момент, который может быть проконтролирован путевым переключателем, то при надуве стол с опоккой опустится под действием превосходящего усилия и в образовавшийся зазор между опоккой и пескодуювной плитой прорвется смесь.

Для предупреждения образования зазора в момент надува необходимо, чтобы команда на надув последовала только в конце третьего периода работы пневмоцилиндра прижима, когда давле-ние в цилиндре повысится до заданного значения. В этом случае сигнал на надув может быть подан реле давления, контролирующим давление в рабочей полости, или реле времени, которое на-страивают на выдержку, большую продолжительности прямого хо-да цилиндра прижима.

### § 3. ПНЕВМОПРИВОД УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Выполнение ряда технологических операций требует больш-ой скорости рабочих органов, например, при больших скоростях прессования обеспечивается доброкачественное уплотнение фор-мы; при ударном действии литники легко отделяются от отливок.

Пневмоцилиндры обычного исполнения не могут развить ско-рости более  $1 \text{ м/с}$ , что объясняется малыми сечениями подводящих и отводящих труб, ограничивающими поступление сжатого воздуха к цилиндру и отвод его из полости противодействия.

Получение высоких скоростей движения поршня за счет увеличения площади сечения подводящей и отводящей труб вызывает загромождение машины трубами большого сечения и требует ус-тановки специальных распределителей на большие расходы. Дру-гой метод повышения скоростей – это использование ударного пневмопривода со встроенным клапаном мгновенного действия с пропускным сечением по площади, близкой к площади сечения цилиндра, и специальным воздухосборником.

Одни из типов ударного поршневого пневмопривода пред-ставлен на рис. 92, а.

В исходном положении давление в полости  $b$  и в воздухос-борнике  $l$  равно сетевому. Для осуществления рабочего хода по-лость  $b$  соединяют с атмосферой, и давление в ней начинает сни-жаться. Поскольку площадь поршня  $5$  со стороны полости  $b$  значи-тельно превышает площадь клапана  $4$ , то некоторое время поршень остается прижатым к клапану и быстро отходит от него только, когда давление в полости  $b$  уменьшится почти до атмосферного. При мгновенном открытии клапана воздух из воздухосборника  $l$

по каналу 2 поступает в рабочую полость 3 цилиндра, обеспечивая быстрое перемещение поршня. При большой скорости поршня воздух не успевает выйти из полости 6, в результате в ней увеличивается давление.

Интенсивность роста противодействия определяется проходным сечением выхлопного трубопровода. Скорость поршня меняется по ходу в зависимости от проходного сечения  $f_6$ . Кривая 1 (рис. 92, б) построена для  $f_{61}$  и кривая 2 - для  $f_{62}$ , причем  $f_{61} > f_{62}$ . Скорость в начале движения увеличивается, но к концу хода уменьшается вследствие повышения противодействия. При небольшом сечении выхлопного канала к концу хода в результате роста противодействия скорость может упасть до нуля. Этот режим привода является предпочтительным, так как в случае отсутствия объекта обработки не происходит сильного удара о крышку цилиндра.

Работу ударного механизма можно регулировать изменением площади выхлопного отверстия. При увеличении площади сечения выхлопного отверстия  $f_6$  противодействие уменьшается, и поршень движется с повышенной скоростью (кривая 1). В конце хода поршень развивает скорость  $v_k$ .

Исследования работы ударного пневмопривода показали, что кинетическая энергия подвижных частей зависит от отношения диаметра штока  $d_{ш}$  к диаметру поршня  $D$ . Оптимальное значение отношения составляет примерно 0,7. Для этого привода кинетическая энергия в конце хода может быть определена по приближенной формуле

$$A_k = 0,42 p_m F_{ш} s .$$

где  $F_{ш}$  – площадь штока.

Рассмотренный пневмопривод ударного действия позволяет развить в конце хода скорость поршня до 5...8 м/с при давлении в сети  $6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  (6 кгс/см<sup>2</sup>).

Пневмопривод ударного действия не только расширяет область применения пневмопривода, но и улучшает показатели его

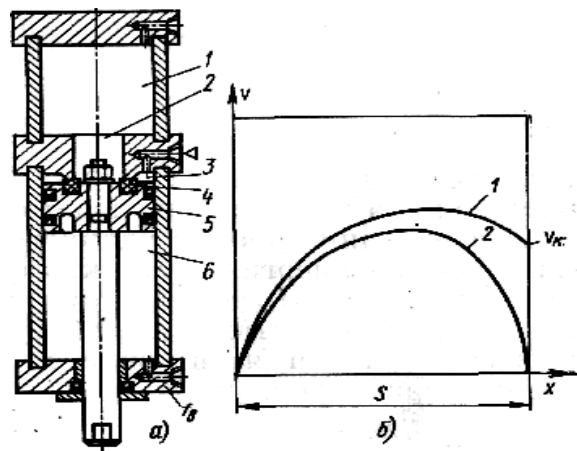


Рис. 92. Пневмопривод ударного действия (а) график скорости поршня при различных сечениях трубопровода

работы. Накопленная при движении поршня энергия отдается в момент удара обрабатываемому изделию.

В пневмоприводах с повышенными скоростями поршня необходимо делать более прочные крепления крышек, так как возможные удары о них могут разорвать стяжки или нарушить герметизацию цилиндра.

#### § 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

Привод любой машины должен обеспечивать заданный скоростной режим работы исполнительных органов. При использовании в качестве двигателя пневмоцилиндра трудно получить необходимый закон движения поршня вследствие сжимаемости воздуха. Даже при небольших изменениях нагрузки или сил сопротивления скорость поршня существенно колеблется. Поэтому пневмопривод используют преимущественно, когда изменению скорости не придают особого значения, а лишь обеспечивают заданное время перемещения поршня на определенную величину хода.

В данном случае под регулированием скорости понимается изменение средней скорости поршня за счет изменения расхода воздуха, подводимого или отводимого от пневмоцилиндра. Движение рабочих органов с постоянной скоростью или плавное торможение их в конце хода обеспечивают специальные устройства, улучшающие скоростные характеристики пневмопривода.

#### Дроссельное регулирование

При дроссельном регулировании скорости поршня используют специальные устройства, изменяющие пропускные сечения отводящего или подводимого трубопроводов. Такие устройства называют дросселями.

На практике применяют игольчатые и щелевые дроссели. В игольчатом дросселе сжатый воздух от отверстия *A* (рис.93,*a*) проходит через кольцевой зазор между иглой *1* и седлом корпуса *2* к отверстию *B*.

Сечение кольцевого зазора изменяют опусканием или подъемом иглы *1* при ее вращении в винтовой паре.

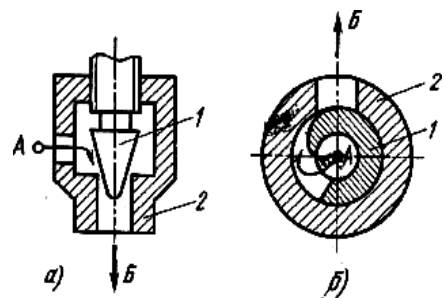


Рис. 93 Схемы дросселей



Щелевой дроссель (рис. 93, б) состоит из втулки 1 и обоймы 2. Если подать сжатый воздух в отверстие А втулки 1, то он через профильную проточку (щель) пройдет к отверстию Б обоймы. При повороте втулки изменяется площадь сечения проточки, соединяющей полости А и Б.

Для дроссельного регулирования чаще используют щелевые дроссели, так как по сравнению с игольчатыми дросселями, при одинаковой площади пропускного сечения они имеют большую ширину щели и, следовательно, меньшую опасность засорения. Кроме того, площадь сечения щелевого дросселя точно определяется взаимным расположением втулки и обоймы в пределах одного оборота. Угол поворота и, следовательно, площадь щели можно фиксировать специальными указателями. У игольчатых дросселей перемещение иглы осуществляется за несколько оборотов, поэтому по углу поворота иглы трудно судить о площади пропускного сечения, так как неизвестно, сколько оборотов было сделано до этого.

Для регулирования расхода воздуха в одном направлении и свободного пропуска его в другом применяют дроссели с обратным клапаном (рис. 94). При подводе сжатого воздуха к от-

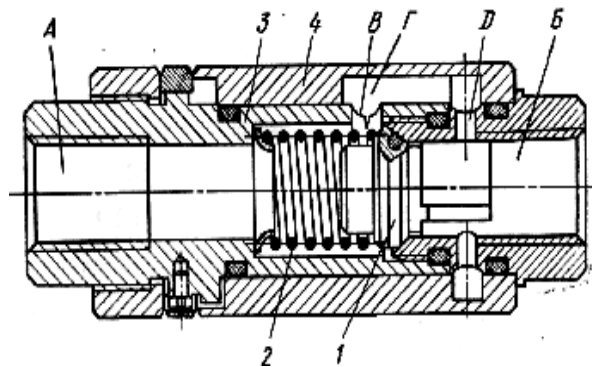


Рис. 94. Дроссель с обратным клапаном

верстию Б клапан 1 отодвигается, преодолевая небольшое сопротивление пружины 2. Через образовавшуюся кольцевую щель воздух практически свободно проходит к отверстию А. При изменении направления потока воздуха, т. е. когда он поступает к отверстию А, клапан 1 плотно прижимается к седлу, и воздух через проточку В в корпусе втулки 3 проходит в эксцентричную проточку Г обоймы 4 и, далее, через отверстие Д – к отверстию Б. Расход воздуха регулируют поворотом обоймы 4 относительно втулки 3, при котором изменяется проходное сечение эксцентричной проточки.

Способы установки дросселей выбирают в зависимости с конструкции цилиндров и требований к качеству регулирования скорости.

Схема регулирования скорости поршня одностороннего цилиндра подъемного механизма приведена на рис. 95, а. Сжатый воздух от распределителя проходит через обратный клапан *OK2* и далее через дроссель *D1* в рабочую полость цилиндра *Ц* подъемного механизма. Таким образом, при подъеме поршня его скорость регулируется дросселем *D1*. При опускании поршня под действием веса воздух из нештоковой полости выходит через обратный клапан *OK1*, а его расход регулируется дросселем *D2*.

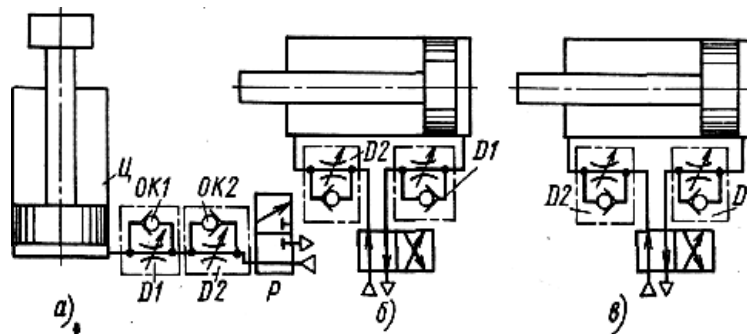


Рис. 95. Схемы дроссельного регулирования

Если бы в схеме был установлен только один дроссель без обратного клапана, то пропускное сечение трубы было бы одинаковым для прямого и обратного ходов. Два дросселя с обратными клапанами позволяют осуществлять независимое регулирование скорости поршня в обоих направлениях.

Работа пневмоцилиндра двустороннего действия осуществляется при одновременном впуске воздуха в рабочую полость и выпуске его из противоположной. При подаче сжатого воздуха распределителем в нештоковую полость (рис. 95, б) расход воздуха и скорость поршня регулируются дросселем *D1*, а воздух из штоковой полости свободно выходит в атмосферу через обратный клапан дросселя *D2*. В случае изменения направления движения воздуха подача его в штоковую полость регулируется дросселем *D2*, установленным на входе.

При установке дросселей на выходе (рис. 95, в) воздух свободно проходит через обратный клапан дросселя *D2* в штоковую полость, а из нештоковой будет вытесняться через дроссель *D1*. Скорость поршня определяется расходом воздуха через дроссель *D1*.

В пневмоприводах литейных машин наиболее распространен метод регулирования скорости поршня с установкой дросселя на

выходе. Этот метод обеспечивает большую плавность движения поршня, так как высокое давление в полости опорожнения не позволяет, например при скачкообразном уменьшении нагрузки, резко повысить скорость. При регулировании скорости с дросселем на входе полость опорожнения свободно соединена с атмосферой и пониженное давление в ней не может существенно влиять на изменение скорости поршня.

### Пневмогидравлические регуляторы

Большая чувствительность пневмопривода к изменению нагрузки ограничивает его применение в машинах, в которых необходимо поддерживать постоянную или мало изменяющуюся скорость движения рабочего органа. Для стабилизации скорости поршня в пневмоприводах используют различные дополнительные гидравлические механизмы. Такой пневмогидравлический привод обладает преимуществами пневмопривода (простотой, быстродействием, надежностью, отсутствием насосной установки) и высокой стабильностью скорости поршня, присущей гидравлическим системам. Пневмогидравлические регуляторы скорости значительно расширяют область применения пневмопривода в литейных машинах.

Привод с пневмогидравлическими баками включает два бака *Б1* и *Б2* и цилиндр *Ц*, приводящий в действие, например, кантователь полуформ (рис. 96, *а*). Обе нештоковые полости и частично баки, а также соединяющие их трубопроводы заполнены маслом.

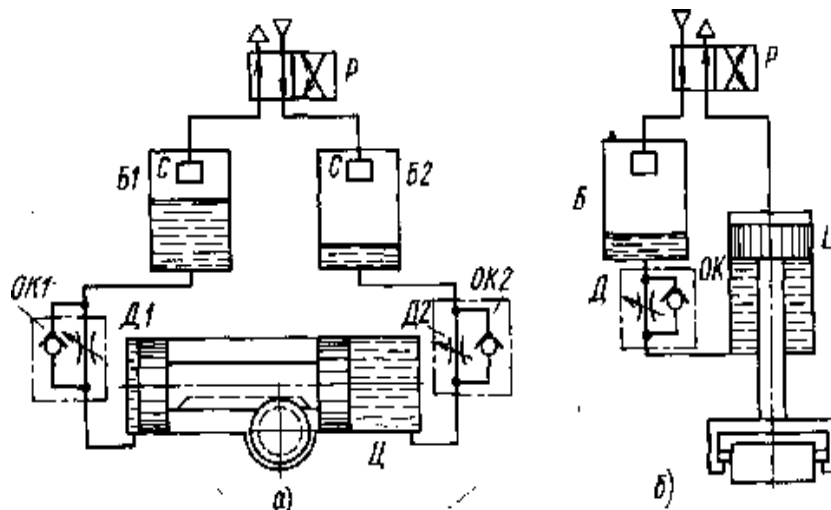


Рис. 96. Цилиндры с пневмогидравлическими баками

При подаче распределителем *P* сжатого воздуха в бак *Б1* и соединении второго бака *Б2* с атмосферой, масло из бака *Б1* поступает

в левую полость цилиндра  $\mathcal{C}$ . Поршень начинает перемещаться, вытесняя масло из правой полости цилиндра в бак  $\mathcal{B}2$ . Скорость поршня регулируется дросселем  $\mathcal{D}2$  с обратным клапаном  $\mathcal{OK}2$  на выходе, что уменьшает влияние изменений нагрузки на валу шестерни. Обратные клапаны  $\mathcal{OK}1$  и  $\mathcal{OK}2$ , включенные параллельно дросселям  $\mathcal{D}1$  и  $\mathcal{D}2$ , позволяют осуществить отдельное регулирование скоростей в обоих направлениях.

Чтобы устранить вспенивание масла при впуске сжатого воздуха в бак и отделить частицы масла от воздуха, выпускаемого в атмосферу, применяют специальные сепараторы  $\mathcal{C}$ , принцип действия которых основан на многократном изменении направления движения воздуха и уменьшении его скорости. В результате этого кинетическая энергия воздуха уменьшается и частицы масла под действием центробежных сил отделяются от него. От нормальной работы сепаратора зависит качество процесса регулирования.

Поскольку давление жидкости в цилиндре не превышает давления сжатого воздуха, то в этих системах можно использовать обычные пневмоцилиндры. Для компенсации утечек объем масла в баках должен в 1,5 раза превышать объем масла, потребляемый цилиндром при максимальном ходе.

Если необходимо плавно регулировать скорость поршня в одном направлении, что требуется при автоматической сборке форм, то можно использовать системы с одним пневмогидравлическим баком (рис. 96, б). При подаче воздуха распределителем  $\mathcal{P}$  в нештоковую полость цилиндра  $\mathcal{C}$  поршень начнет перемещаться, вытесняя жидкость из штоковой полости через дроссель  $\mathcal{D}$  в пневмогидравлический бак  $\mathcal{B}$ . Скорость поршня регулируется дросселем. Для быстрого возврата поршня в исходное положение воздух под давлением подается в бак, и масло из него вытесняется через обратный клапан  $\mathcal{OK}$  в штоковую полость цилиндра.

Непосредственный контакт воздуха с маслом является причиной растворения воздуха в масле, что снижает качество регулирования скорости. Поэтому стремятся изолировать масло от воздуха непроницаемой диафрагмой или герметичным поршнем.

В пневмогидравлических приводах с двумя цилиндрами воздушная и жидкостная среды полностью разделены. По конструкции различают пневмогидравлические системы с осевым, параллельным и отдельным расположением пневмо- и гидроцилиндров.

При осевом расположении пневмо- и гидроцилиндров (рис. 97, а) шток пневмоцилиндра  $\mathcal{ПЦ}$  связан с поршнем гидроци-

линдра *ГЦ*, обе полости которого полностью залиты маслом и соединены через систему дросселей и обратных клапанов. При подаче сжатого воздуха в нештоковую полость цилиндра *ПЦ* его шток выдвигается, и масло из левой полости цилиндра *ГЦ* через регулируемый дроссель *Д1* и обратный клапан *ОК2* вытесняется в правую полость. Когда шток пневмоцилиндра перемещается в противоположном направлении, масло из правой полости гидроцилиндра проходит в левую через дроссель *Д2* и обратный клапан *ОК1*.

Таким образом, обеспечивается раздельное регулирование скорости в обоих направлениях.

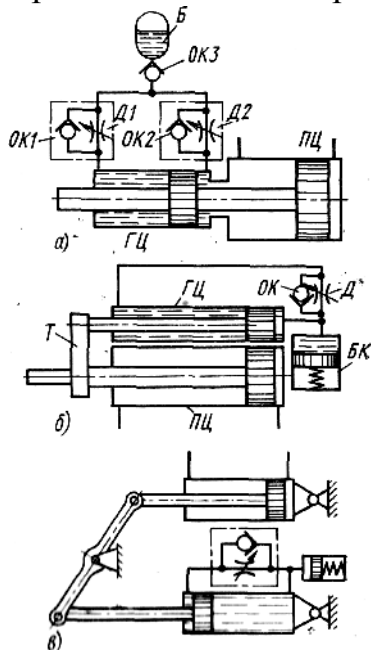


Рис. 97. Пневмогидравлические приводы с двумя цилиндрами

Для компенсации возможных утечек масла через уплотнения предусмотрен небольшой аккумулятор *Б*, в котором на поверхность масла постоянно действует сжатый воздух,

Обратный клапан *ОК3* не выпускает масло из замкнутой системы гидроцилиндра, и в то же время через него проходит масло в систему, если имеются утечки.

Для уменьшения осевых размеров пневмо-гидропривода оба цилиндра располагают параллельно (рис. 97, б). При выдвигении штока цилиндра *ПЦ* выдвигается и шток цилиндра *ГЦ*, соединенный жестко с первым траверсой *Т*. Скорость штоков регулируется дросселем *Д*, через который жидкость из штоковой полости цилиндра *ГЦ* перетекает в нештоковую. Штоки возвращаются в исходное положение быстро, так как жидкость из нештоковой полости перетекает в штоковую свободно через обратный клапан *ОК*.

При перемещении поршня цилиндра *ГЦ* вправо он вытесняет из нештоковой полости больше масла, чем может принять штоковая, в которой часть объема занимает шток. Избыток масла поступает в небольшой пружинный аккумулятор *БК*. При движении поршня цилиндра *ГЦ* влево масло из аккумулятора возвращается в нештоковую полость.

В приводах поворотных механизмов различных каруселей часто используют раздельное исполнение обоих цилиндров (рис. 97, в). Кинематическая связь пневмо- и гидроцилиндров осуществляется через промежуточные звенья поворотного механизма.

Расчет пневмогидравлических приводов заключается в определении скорости поршня и конструктивных параметров. Взаимосвязь этих параметров описывается формулой, полученной из общего уравнения движения при установившемся режиме

$$v = \frac{f_T}{F_z} \sqrt{\frac{2(p_m F_n - P_{mp} - P_p \pm P_T)}{F_z \rho \left[ \lambda \frac{l_T}{d_T} + \xi \left( \frac{f_T}{f_d} \right)^2 \right]}}, \quad (114)$$

где  $P_p$  – полезная нагрузка;  
 $P_{mp}$  – сила трения в уплотнениях пневмо- и гидроцилиндров;  
 $P_m$  – вес поднимаемых частей;  
 $F_n, F_T$  – эффективные площади соответственно пневмо- и гидроцилиндров;  
 $f_d$  – площадь пропускного сечения дросселя;  
 $l_T, d_T, f_T$  – суммарная длина, диаметр и площадь сечения трубопровода, соединяющего полости гидроцилиндра;  
 $\rho$  – плотность масла;  
 $\xi, \lambda$  – соответственно коэффициенты сопротивления и трения в трубе.

В рассмотренных системах скорость перемещения поршней пневмо- и гидроцилиндров зависит от нагрузки. Влияние нагрузки на скорость можно исключить, заменяя обычные дроссели специальными дросселями с регуляторами давления.

Вследствие отсутствия насосных станций масло в пневмогидравлической системе не испытывает существенных температурных колебаний, что повышает стабильность работы привода по сравнению с гидравлическим.

Пневмогидравлические механизмы широко применяют в приводах поворотных столов формовочных машин, кантователях полуформ и форм, сборочных установках, в приводах поворота карусельных столов и в машинах, где необходимо плавное движение рабочего органа.

## Тормозные устройства

На современной автоматической формовочной линии десятки механизмов работают от пневмоприводов. Производительность литейной машины и линии зависит от времени срабатывания пневмопривода. Поэтому при проектировании высокопроизводительных машин и линий необходимо обращать особое внимание на сокращение продолжительности срабатывания пневмопривода.

Пневмопривод обладает высоким быстродействием. Однако увеличение скорости перемещения рабочих органов вызывает удары в конце хода, что снижает надежность машины в результате механических повреждений конструкции, элементов привода, нарушает технологический процесс вследствие разрушения перемещаемых технологических объектов, изменения их относительного расположения, например сдвига стержней в форме.

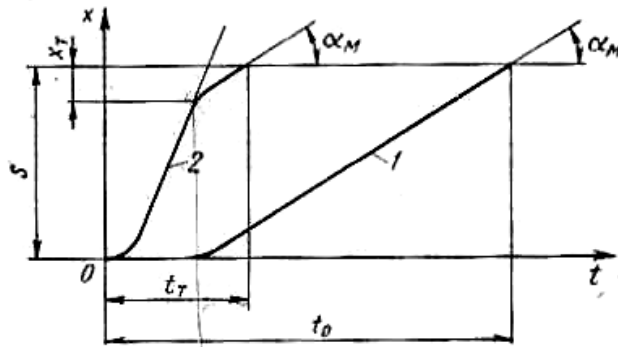


Рис. 98. График движения поршня пневмопривода при торможении в конце хода

Одним из основных средств увеличения надежности и долговечности пневмоприводов и литейных машин, а также повышения производительности является плавное торможение пневмопривода в конце хода. Тормозные и регулирующие устройства позволяют перемещать узлы и объекты обработки на

большой части пути с максимальными скоростями, а на оставшейся части пути осуществлять интенсивное торможение, при котором возникающие отрицательные ускорения не нарушают процесса.

Опасные для элементов машин и технологического объекта обработки ускорения могут возникнуть при ударе в конце хода. Чем меньше скорость и, следовательно, кинетическая энергия подвижных частей в конце хода, тем слабее удар и тем меньше отрицательные ускорения. На графике движения (рис. 98) скорость в любой точке будет пропорциональна  $\operatorname{tg} \alpha$ . Если максимально допустимая скорость  $v_{max}$  в конце хода для конкретного случая характеризуется углом  $\alpha_m$ , то движение привода без тормозных устройств со скоростью  $v_{max}$  будет характеризоваться кривой 1. Минимальная продолжительность перемещения рабочих органов на величину хода  $s$  для этого привода будет  $t_0$ .

Если дать возможность пневмоприводу на большей части пути  $s$  перемещать рабочие органы с более высокими скоростями, чем  $v_{max}$ , и в конце хода на пути  $x_T$  (кривая 2) плавно ее снизить до  $v_{max}$ , то время срабатывания пневмопривода уменьшится до  $t_T$ , а удар в конце хода будет в пределах допустимого. Тормозные устройства снижают скорость перед упором.

Приводы с тормозным устройством позволяют повысить скорость механизмов на автоматических формовочных линиях до 0,4...0,6 м/с, т. е. примерно в 1,5...2,0 раза без повреждения фор-

мы. Таким образом, тормозные устройства в пневмоприводах машин способствуют повышению их производительности.

Торможение пневмопривода осуществляется двумя методами – созданием высокого противодействия в полости опорожнения и с помощью внешних тормозных устройств.

**Торможение противодействием.** В крышке пневмоцилиндра (рис. 99) со встроенными тормозными устройствами имеются расточки 7 и 10 и дроссели 2 и 11. На штоке 4 поршня 5 располагаются тормозные поршни 8 и 9 с мягким уплотнением. При поступлении сжатого воздуха в нештоковую полость через отверстие 12 и обратный клапан 13, поршень начинает двигаться влево, вытесняя воздух из штоковой полости через расточку 7 и канал 3 с дросселем 2 в выходное отверстие 1 цилиндра. В конце хода тормозной поршень 8 входит в расточку 7, вытеснение воздуха через нее в отверстие 1 прекращается. Канал 3 с дросселем 2 не успевает пропустить весь воздух, вытесняемый поршнем 5. Вследствие этого повышается давление  $p_6$  в штоковой полости и создается сила сопротивления движению.

Г  
ра  
фи  
ки  
из  
ме  
не  
ни  
я  
да  
вл  
ен

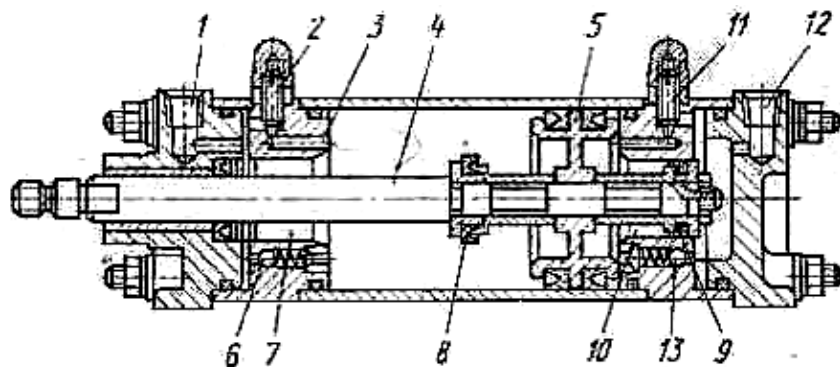


Рис. 99. Пневмопривод со встроенными тормозными устройствами

ия в рабочей полости  $p$ , в полости противодействия  $p_6$  и движения поршня  $x$  по времени приведены на рис. 100. Воздух в полости противодействия сжимается постепенно. Степень сжатия регулируют дросселем 2, через который часть воздуха выходит в атмосферу. При большой кинетической энергии подвижных частей и малом пропускном сечении дросселя давление  $p_6$  в тормозной полости может достигнуть  $1,2 \dots 1,5 \text{ МН/м}^2$  ( $12 \dots 15 \text{ кгс/см}^2$ ). После остановки поршня оно снижается постепенно.

Высокие давления в полости противодействия требуют повышения прочности пневмоцилиндров, а постепенное снижение давления, не позволяющее сразу получить расчетное усилие на штоке, необходимо учитывать при конструировании привода.



При обратном ходе поршня воздух подается в отверстие *1* (рис. 99) и через обратный клапан *б* поступает в штоковую полость цилиндра. В конце хода торможение поршня *5* осуществляется поршнем *9* и дросселем *11*.

Несмотря на простоту конструкции пневмоцилиндра со встроенными тормозными устройствами, регулировать режим торможения поршня очень сложно. Если пропускное сечение дросселя будет малым, то поршень может остановиться, не дойдя до упора, и постепенно «дотягивать» до упора за счет небольшого расхода воздуха через дроссель и возможных утечек. Такой режим работы обычно сопровождается колебаниями поршня, пока он не дойдет до упора. Период «дотягивания» может быть настолько длительным, что никакого выигрыша в производительности получено не будет. Если пропускное сечение дросселя будет большим, то в тормозной полости нельзя создать необходимого противодействия, и скорость не уменьшится до максимально допустимой величины. В этом случае произойдет сильный удар. Поскольку давление в тормозной полости может быть выше, чем сетевое, то поршень отскочит немного назад и вновь в упор, не с меньшей силой. Ограниченность и постоянство тормозного пути  $x_T$  затрудняет регулирование и лимитирует возможности торможения, особенно при больших кинетических энергиях подвижных частей.

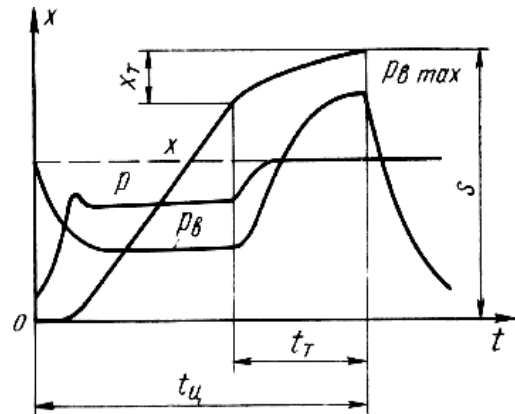


Рис. 100. Циклограмма работы пневмоцилиндра со встроенными тормозными устройствами

Недостатки описанного выше метода торможения в определенной степени устраняются при установке на выходе из полости противодействия тормозного золотника с управлением по пути, который позволяет изменять режим и длину участка торможения.

Тормозной золотник *ТЗ* (рис.101) состоит из подпружиненного конического плунжера *1* с роликом *2*, регулируемого дросселя *Д* и обратного клапана *ОК*. При движении поршня цилиндра *Ц* копир *3* действует через ролик *2* на плунжер *1* золотника, вследствие чего плунжер перекрывает свободный проход воздуха из полости противодействия через распределитель *Р* в атмосферу. Воздух будет проходить только через дроссель *Д*, от настройки которого и будет зависеть режим торможения.

В этой системе режим торможения можно регулировать изменением длины копира. Однако при постоянном проходном сечении дросселя остается без изменения характер торможения на участке  $x_m$ .

Недостаток торможения при постоянном сечении дросселя хорошо виден из анализа изменения давления  $p_v$ , скорости движения  $v$  и ускорения  $a$  поршня по ходу торможения (рис. 102, а).

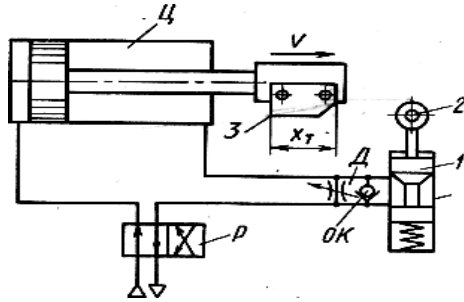


Рис. 101 Схема пневмопривода с тормозным золотником

С момента полного перекрытия сечения  $f_x$  тормозного золотника копиром ( $f_x=0$ ) начинается постепенное сжатие воздуха в полости противодавления. В конце хода интенсивность сжатия возрастает, и торможение протекает с большими отрицательными ускорениями.

Снизить противодавление в конце хода можно постепенным изменением пропускных сечений в тормозном золотнике копирами

со специальными профилем.

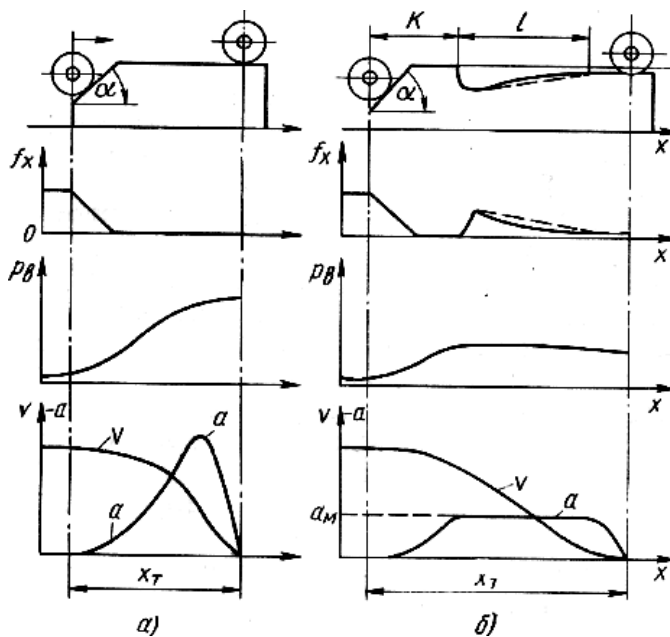


Рис. 102. Графики тормозных режимов пневмопривода с тормозным золотником и с копиром: а – простого профиля; б – сложного профиля

Оптимальным будет такой режим торможения, при котором торможение протекает с постоянным, близким к максимально допустимому отрицательным ускорением, и в конце хода скорость снижается до нуля. При таком режиме торможение осуществляется за минимальный промежуток времени.

Максимально допустимое отрица-

тельное ускорение выбирают в зависимости от назначения механизма. Например, для механизмов, осуществляющих перемещение полуфом и форм, это ускорение не должно превышать  $5...7 \text{ м/с}^2$ .

Чтобы ускорение при торможении было постоянным, необходимо поддерживать постоянным давление в полости противодействия.

Для оптимального режима торможения профиль копира строят следующим образом. В начальный момент на пути  $K$  (рис. 102, б) копир должен полностью перекрыть золотник для того, чтобы быстро повысить давление в полости противодействия до величины, соответствующей максимально допустимым отрицательным ускорениям  $a_M$ . Далее необходимо резко открыть золотник и затем постепенно его закрывать, поддерживая давление  $p_в$  в полости противодействия и, следовательно, ускорение  $a_M$  постоянными. Профиль копира для этого необходимо выполнить по параболе.

При сравнении режимов торможения с применением копира оптимального профиля (рис. 102, б) и обычного копира (рис. 102, а) видно, что в первом случае торможение протекает равномерно и к упору подвижные части подходят с меньшими скоростями. А это значит, что при имеющихся всегда колебаниях давления в сети и нагрузке изменения в силе удара будут небольшими. Процесс торможения, как и при обычном кулачке, можно регулировать дросселем в тормозном золотнике.

Если в системе, не имеющей тормозных устройств, недопустимы удары, а тормозную систему установить невозможно, то на практике применяют следующий прием. На выходе из полости (рис. 103), в которой надо создать противодействие, после распределителя устанавливают дополнительную емкость  $E$  и дроссель  $D$ . До момента подачи воздуха в рабочую полость цилиндра давление в емкости  $E$  равно атмосферному. Если рабочую полость цилиндра подключить к сети, а полость противодействия – к дополнительной емкости  $E$ , то воздух из полости противодействия быстро перейдет в эту емкость. При движении поршня объем полости противодействия уменьшается, и в ней начинает повышаться давление, так как воздух через дроссель  $D$  не успевает за это время выйти в атмосферу. Интенсивность торможения зависит от размера емкости и настройки дросселя. Объем дополнительной емкости выбирают равным половине объема цилиндра.

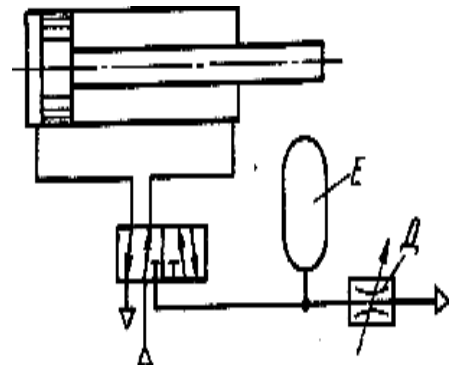


Рис. 103. Схема торможения пневмопривода с дополнительной емкостью на выходе

**Торможение внешними устройствами.** Для этой цели применяют различные амортизаторы и демпферы.

В амортизаторе (рис. 104, *а*) шток, выдвинутый пружиной, при действии перемещаемых пневмоприводом частей машины начинает перемещаться вправо, сжимая пружину. В ходе торможения сопротивление  $P_a$  увеличивается линейно. Пружинный амортизатор прост по конструкции, но обладает существенным недостатком

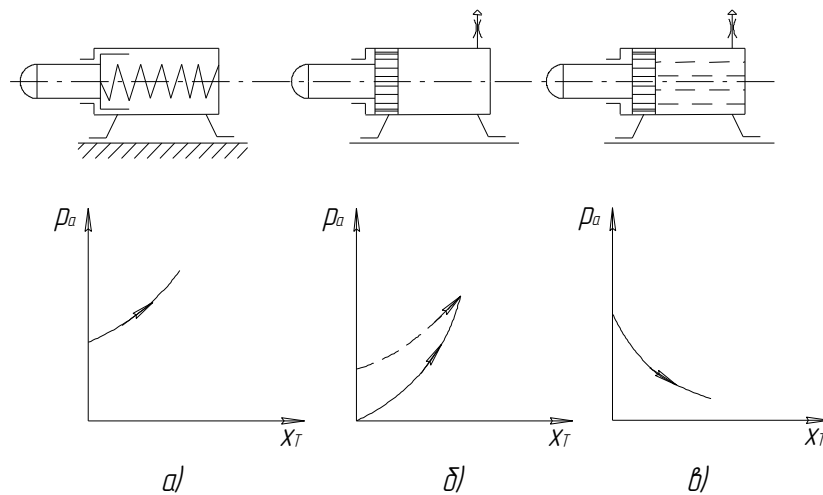


Рис. 104. Типы амортизаторов

Кинетическая энергия подвижных частей переходит в потенциальную энергию сжатой пружины. При полной остановке пружина стремится оттолкнуть подвижные части, что в большинстве случаев недопустимо.

В пневматическом амортизаторе (рис. 104, *б*) роль пружины выполняет воздух, сжимаемый поршнем в полости амортизатора. Сжатие резко увеличивается к концу хода (кривая 1) и, следовательно, торможение происходит только в конце пути на небольшом участке, что затрудняет настройку. Для интенсификации торможения в начале тормозного пути в полость амортизатора подают избыточное давление (кривая 2). Пневматический амортизатор так же, как и пружинный, обладает отдачей, что необходимо учитывать при его выборе. Дроссель  $D$ , соединяющий полость амортизатора с атмосферой или с сетью пониженного давления, уменьшает отдачу за счет выхода части воздуха из полости амортизатора, а также позволяет регулировать скорость торможения.

В гидравлическом амортизаторе (рис. 104, *в*) кинетическая энергия подвижных частей вследствие несжимаемости жидкости в процессе дросселирования полностью переходит в тепловую энер-

гию. При постоянном сечении дросселя  $D$  сопротивление  $P_a$ , зависящее от квадрата скорости поршня, будет интенсивно уменьшаться из-за снижения скорости поршня в процессе торможения. Гидравлические амортизаторы не имеют отдачи, легко регулируются и настраиваются на необходимый режим.

Шток амортизатора возвращается в исходное положение под действием слабой пружины или небольшого давления жидкости, как это показано на рис. 105,а. Полости нескольких гидравлических амортизаторов  $ГА$  подключают к одному пневмогидравлическому баку  $Б$ , в котором на масло действует небольшое  $[0,15 \text{ МН/м}^2 (1,5 \text{ кгс/см}^2)]$  давление  $p_p$  воздуха, регулируемое редукционным клапаном  $РК$ . Для быстрого возврата штока масло свободно проходит через обратный клапан  $ОК$ , минуя дроссель  $D$ . Подобная система торможения позволяет перемещать формы толкателями со скоростью до  $0,5 \text{ м/сек}$ .

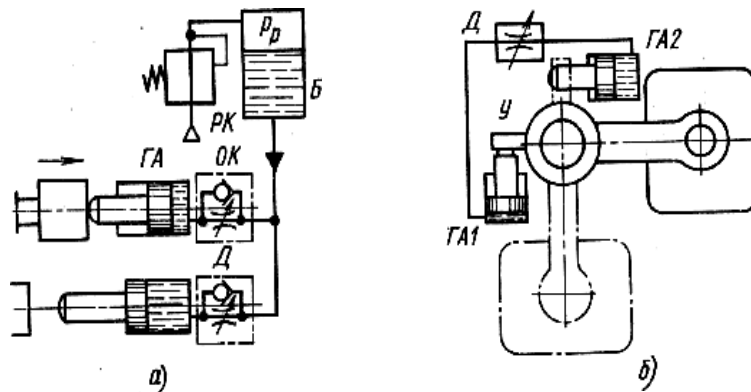


Рис. 105. Системы возврата гидравлических амортизаторов в исходное положение

При торможении пневмопривода в обоих направлениях гидравлическими амортизаторами их рабочие полости можно соединить трубопроводом, как это сделано в приводе механизма перемещения прессовой плиты формовочной машины (рис. 105,б). В этом случае не устанавливают специальных средств для возврата поршней амортизаторов в исходное положение. При действии упора  $У$  прессовой плиты на амортизатор  $ГА1$  жидкость из его полости через дроссель  $D$  перетекает в полость амортизатора  $ГА2$ , и его поршень приходит в исходное положение.

Качество процесса торможения зависит от правильного выбора параметров гидравлического амортизатора. Основным параметром является площадь сечения трубопровода или площадь пропускного сечения дросселя, через которое жидкость в процессе торможения выходит из рабочей полости амортизатора.

Определим площадь сечения  $f$  дросселя (рис. 106).

Сила торможения

$$P_a = p_a F, \quad (115)$$

где  $F$  – площадь тормозного поршня;  
 $p_a$  – давление в полости амортизатора.

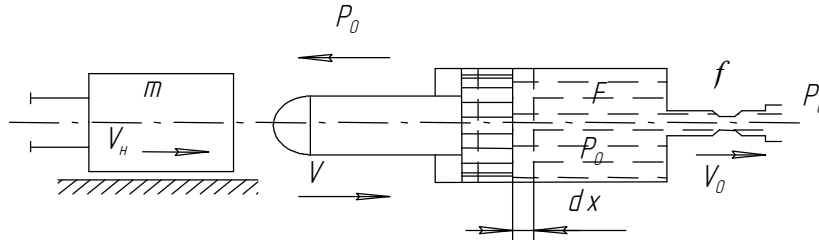


Рис. 106. Схема к расчету гидравлического амортизатора

При торможении кинетическая энергия движущихся частей на пути  $dx$  переходит в работу трения жидкости в дросселе, поэтому

$$\frac{m}{2}(v_n^2 - v^2) = \int_0^x P_a dx = \int_0^x p_a F dx, \quad (116)$$

где  $m$  – масса подвижных частей, приведенная к оси поршня амортизатора;

$V_n, v$  – начальная и текущая скорости поршня амортизатора.

Перепад давления на дросселе определяют по формуле

$$p_a - p_0 = \xi \frac{v_d^2 \rho}{2}, \quad (117)$$

где  $p_0$  – давление после дросселя ( $p_0 = 0$ , так как дроссель соединен со сливом);

$v_d$  – скорость потока жидкости в дросселе площадью  $f$ ;

$\rho$  – плотность жидкости;

$\xi$  – коэффициент местного сопротивления дросселя.

С учетом условия неразрывности потока  $vF = v_d f$  и  $p_0 = 0$

$$p_a = \xi \frac{\rho}{2} \cdot \frac{F^2}{f^2} v^2. \quad (118)$$

Подставляем значение давления  $p_a$  из формулы (118) в уравнение (116) и после дифференцирования его получаем

$$-m \frac{dv}{v} = \xi \frac{\rho}{2} \cdot \frac{F^3}{f^2} dx. \quad (119)$$

Интегрируем левую часть выражения (119) от  $v_n$  до  $v$  и соответственно правую от 0 до  $x$ , тогда

$$\ln \frac{v_n}{v} = \frac{\xi \rho F^3}{2 m f^2} x. \quad (120)$$

Из формулы (120) можно определить площадь сечения дросселя  $f$ , при которой скорость подвижных частей на пути  $x$  уменьшится от  $v_n$  до заданного конечного  $v_k$ :

$$f = \sqrt{\frac{\xi \frac{\rho}{2} F^3 x}{m \ln \frac{v_n}{v}}}, \quad (121)$$

изменение скорости по пути

$$v = v_n e^{-\xi \frac{\rho}{2} \frac{F^3}{mf^2} x} \quad (122)$$

или изменение давления

$$p_a = \frac{\xi \rho F^2}{2 f^2} v_n^2 e^{-\xi \rho \frac{F^3}{mf^2} x}. \quad (123)$$

Из формул (122) и (123) и рис. 107 следует, что торможение начинается при высоком сопротивлении. Это вызывает резкое уменьшение скорости, т. е. появление больших отрицательных ускорений, которые являются причиной разрушения таких малопрочных объектов, как формы и стержни.

Для того чтобы начать торможение с меньшей силой и, следовательно, с меньшими отрицательными ускорениями необходимо, чтобы пропускное сечение дросселя вначале было большим, а затем постепенно уменьшалось.

Этим методом можно достигнуть оптимального режима торможения, при котором сила торможения и отрицательное ускорение будут постоянными и минимальными на всем пути торможения. В оптимальном режиме торможения скорость уменьшается линейно, а время торможения будет наименьшим, что важно для повышения производительности литейных машин с пневмоприводом.

На практике используют различные конструкции гидравлических амортизаторов, обеспечивающих режим торможения пневмопривода, близкий к оптимальному.

В амортизаторе с небольшим ходом торможения (рис. 108,а) ширина поршня  $l$  больше хода торможения. В поршне профрезерована канавка 2. При движении поршня вправо жидкость из рабочей полости амортизатора через постепенно уменьшающееся сечение  $f$  проходит в канал 3.

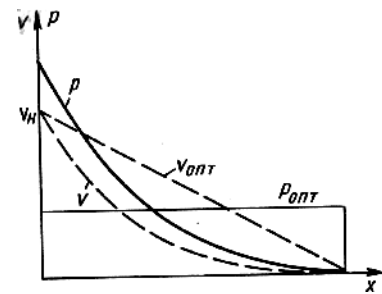


Рис. 107. Изменение силы сопротивления  $P$  и скорости  $v$  в процессе торможения

В длинноходовых амортизаторах (рис. 108, б) при движении поршня  $1$  вправо уменьшается площадь кольцевого зазора  $f$  между отверстием поршня  $1$  и веретеном  $2$ . При возвращении поршня в исходное положение жидкость свободно проходит через обратный клапан  $3$ .

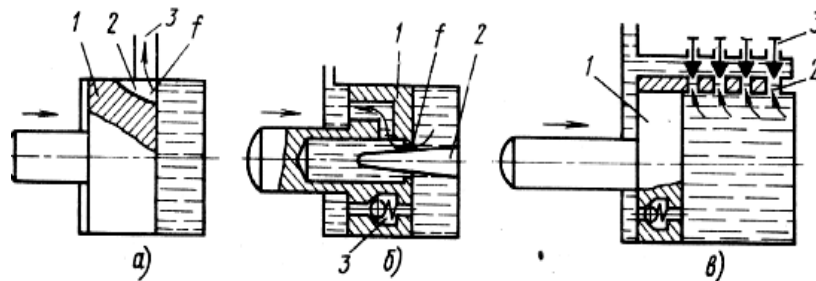


Рис. 108. Схемы гидравлических амортизаторов с оптимальным режимом торможения

Недостаток конструкций гидравлических амортизаторов, приведенных на рис. 108, а и б, является постоянство закона изменения площади сечения  $f$  по ходу торможения. В гидравлическом амортизаторе (рис. 108, в) этот закон можно изменять в зависимости от конкретных условий эксплуатации. При движении поршня  $1$  вправо, он постепенно перекрывает отверстия  $2$ , через которые жидкость выходит из полости амортизатора, и суммарное сечение оставшихся отверстий постепенно уменьшается. Суммарную площадь сечения можно изменять игольчатыми дросселями  $3$ . Этот тип амортизатора наиболее удобен в эксплуатации, и поэтому он широко применяется в пневмоприводах высокопроизводительных литейных машин и линий.



## Глава IX

### УПРАВЛЕНИЕ ПНЕВМОПРИВОДОМ

Пневмопривод литейной машины состоит из ряда пневмоцилиндров или других исполнительных устройств, которые должны включаться в заданной технологическим процессом последовательности. Управление приводом заключается в воздействии специальных устройств на распределители в таком порядке, чтобы включаемые ими пневмоцилиндры срабатывали в требуемой последовательности.

Управление может быть ручным или автоматическим. При автоматическом управлении очередная операция, выполняемая пневмоприводом, начинается после получения соответствующего сигнала о завершении перемещения механизма, совершающего предыдущую операцию (управление в функции пути), или после получения сигнала о достижении заданного давления в контролируемых полостях (управление в функции давления).

В ряде случаев последующая операция начинается через заранее установленный промежуток времени после начала работы предыдущей (управление в функции времени).

Управление осуществляется системами, составленными из нормализованных элементов, или командоаппаратами.

#### § 1. РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ И СХЕМЫ ИХ ВКЛЮЧЕНИЯ

Распределители соединяют рабочую полость пневматического исполнительного устройства с сетью, а полость опорожнения – с атмосферой. Распределитель состоит из трех основных частей: корпуса с системой каналов, по которым проходит воздух, рабочего органа, осуществляющего переключение каналов, и механизма управления рабочим органом, т. е. устройства, перемещающего рабочий орган, в результате чего переключаются каналы в распределителе.

В пневмоприводах литейных машин используют распределители, отличающиеся конструкцией рабочего органа. Этот элемент распределителя является основным. Он определяет конструк-

цию распределителя, область его применения, надежность работы.

В качестве рабочего органа используют плоские и цилиндрические золотники, мягкие и твердые клапаны, диафрагмы.

Наиболее широко распространены распределители с плоским золотником. Внутри корпуса *1* (рис. 109, *а*) находится плоский золотник *2*, который плотно притерт и постоянно поджат пружиной *3* к плите *4*.

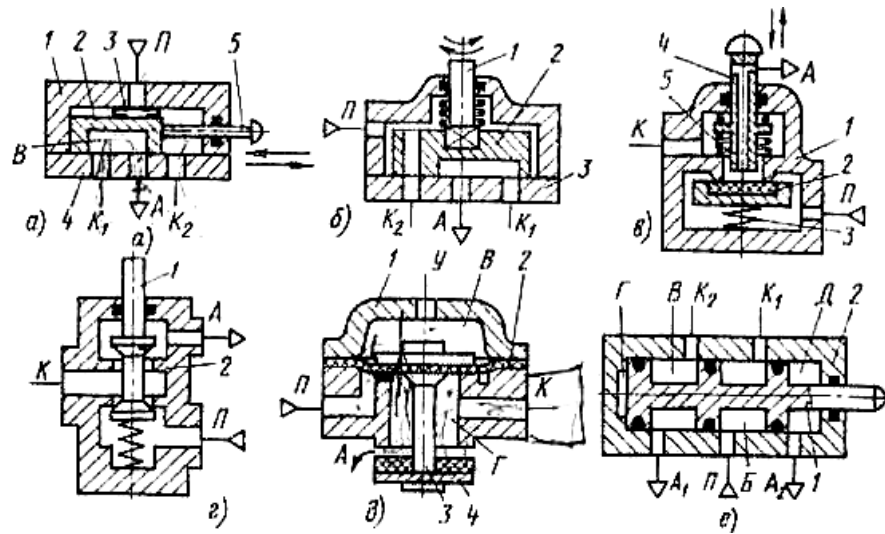


Рис. 109. Распределители с различным исполнением распределительного органа

Если отверстие *П* соединить с сетью, то сжатый воздух войдет внутрь корпуса распределителя и через канал *K<sub>2</sub>* устремится к исполнительному устройству. Поскольку отверстие *A* постоянно соединено с атмосферой, то воздух от исполнительного устройства по каналу *K<sub>1</sub>* может свободно выходить через внутреннюю полость *B* золотника в атмосферу. Для переключения распределителя достаточно штоком *5* передвинуть золотник *2* вправо. В этом случае канал *K<sub>1</sub>* будет соединен с сетью, а канал *K<sub>2</sub>* – с атмосферой. Полость *B* золотника постоянно соединена с атмосферой, поэтому золотник плотно прижимается к распределительной плите *4* сжатым воздухом.

В распределителе, приведенном на рис. 109,б, переключение каналов происходит при повороте валом *1* плоского золотника *2*, притертого к плите *3*.

Преимущества распределителей с плоским золотником – простота конструкции, большие пропускные сечения; золотник при снятии внешнего воздействия остается неподвижным, т. е. он

«запоминает» положение до следующего воздействия на него. К недостаткам этих распределителей следует отнести большие усилия, необходимые для перемещения золотника.

В распределителях клапанного типа потоком воздуха управляет клапан с мягким уплотнением (рис. 109, в) или жестким (рис. 109, з). Пружиной 3 (рис. 109, в) и сжатым воздухом, попавшим из сети через отверстие *П*, клапан 2 с мягкой прокладкой плотно прижимается к седлу корпуса 1 и не пропускает сжатый воздух к исполнительному устройству через канал *К*. В свою очередь, сжатый воздух от исполнительного устройства может через канал *А* в штоке 4 свободно выходить в атмосферу, поскольку шток отодвинут от клапана 2 пружиной 5. При нажатии на шток 4 он перемещается вниз; сначала он доходит до мягкой прокладки клапана и перекрывает сообщение канала *А* с атмосферой, а затем, при дальнейшем движении, отодвигает клапан 2 от седла и сжатый воздух проходит через кольцевой зазор к каналу *К*.

При движении вниз штока 1 с двумя коническими клапанами (рис. 109, з) до упора в седло в корпусе 2 перекрывается сообщение канала *К* с атмосферой через отверстие *А* и открывается проход сжатому воздуху через канал *П* в канал *К* и далее к исполнительному устройству.

Несмотря на простоту конструкции распределителей клапанного типа, они обладают существенными недостатками. Во-первых, для открытия клапана требуется приложить большое усилие, чтобы преодолеть давление воздуха на клапан. Поэтому распределители с проходными сечениями более  $1\frac{1}{2}$ " должны иметь сервопривод для открытия клапана. Во-вторых, распределитель имеет только один канал *К*, связывающий его с исполнительным механизмом. Поэтому для управления цилиндром двустороннего действия необходимо устанавливать два таких распределителя. Распределители подобного типа широко применяют для управления встряхивающими и прессовыми цилиндрами одностороннего действия формовочных машин большой мощности, пескодувными механизмами.

Распределитель диафрагменного типа (рис. 109, д) в основе содержит сервопривод. Воздух через отверстие *У* в корпусе 1 давит на эластичную диафрагму 2, прижимает ее к седлу клапана и препятствует прохождению сжатого воздуха из сети через отверстие *П* к каналу *К*. Так как снизу воздух давит только на кольцевую поверхность диафрагмы, то он не может открыть кла-

пан, преодолев давление воздуха со стороны полости  $B$  на всю поверхность диафрагмы.

При соединении полости  $B$  через отверстие  $У$  с атмосферой давление в ней уменьшается, и диафрагма под действием воздуха из сети поднимается, перекрывая одновременно клапаном  $4$ , соединенным с диафрагмой штоком  $3$ , связь канала  $K$  с атмосферой и соединяя его через полость  $Г$  с сетью. Данный распределитель обладает высоким быстродействием и значительными пропускными сечениями. Однако стойкость диафрагмы мала. Распределитель требует пневматического сигнала управления и, следовательно, дополнительного распределителя, который должен управлять давлением в полости  $B$ .

Рабочим органом распределителя, показанного на рис. 109,  $e$ , является цилиндрический золотник  $I$ . Полости цилиндрического золотника  $Б, В, Г, Д$  изолированы друг от друга поршеньками золотника  $I$  с резиновыми уплотнениями. В зависимости от положения золотника в корпусе  $2$  соединяются соответствующие отверстия. Например, в положении, показанном на рис. 109,  $e$ , сжатый воздух через канал  $П$  и полость  $Б$  проходит в канал  $K_1$ . Канал  $K_2$  через полость  $В$  и отверстие  $A_1$  соединен с атмосферой. При перемещении золотника вправо канал  $K_1$  соединяется с каналом  $A_2$ , а канал  $K_2$  – с каналом  $П$ .

Большим преимуществом этого распределителя является его коммутационная способность. Если в описанных выше распределителях с сетью сжатого воздуха и с атмосферой могут соединяться только определенные отверстия, то у распределителя с цилиндрическим золотником это требование можно не соблюдать. Это особенно важно при составлении сложных пневмосистем управления. Цилиндрические золотники обычно разгружены, т. е. сжатый воздух в любой из полостей не препятствует его перемещению, но мягкие уплотнения увеличивают силу трения при перемещении. Для уменьшения силы трения применяют так называемые «плавающие» кольца круглого сечения. Внешний диаметр колец несколько больше внутреннего диаметра цилиндра, а внутренний диаметр колец несколько больше, чем диаметр проточки в золотнике, т. е. всегда имеется натяг между поверхностью цилиндра и кольцом и зазор между кольцом и золотником. При разности давления в полостях, которые разделяет кольцо, последнее прижимается к вертикальной стенке канавки и к поверхности цилиндра, действуя подобно обратному клапану.

Существенный недостаток распределителей с цилиндрическим золотником – это повышенный износ уплотняющих элемен-

тов вследствие пересечения каналов в процессе движения. Для уменьшения износа каналы делают небольшими, около 1 мм по диаметру, и в большом числе, что ограничивает применение распределителей подобного типа для значительных расходов воздуха.

По числу каналов, с помощью которых распределитель сообщается с сетью сжатого воздуха, атмосферой и исполнительными органами, распределители подразделяют на двухканальные (рис. 109, *в* если отсутствует канал *А*); трехканальные (рис. 109, *в, з, д*), четырехканальные (рис. 109, *а*), пятиканальные (рис. 109, *е*). Распределители с вращающимся плоским золотником (рис. 109, *б*), как правило, являются многоканальными. Число каналов в них в ряде случаев доходит до 24.

По числу фиксированных положений распределительного органа различают двухпозиционные (рис. 109, *а...е*), трех- и многопозиционные (рис. 109, *б*) распределители. Наиболее распространены распределители в двухпозиционном исполнении.

По способу управления рабочим органом, т. е. по типу привода, перемещающего рабочий орган, различают распределители с ручным, механическим, пневматическим и электромагнитным управлением.

**Распределители с ручным управлением.** При ручном управлении распределитель (рис. 109, *в*) имеет рукоятку, соединенную, например, с валом *1*. При повороте рукоятки поворачивается и плоский золотник *2*.

Для управления формовочными машинами применяют многопозиционные распределители (краны), изменением положения рукоятки которых осуществляют операции подъема и опускания прессового стола, а также подъема и опускания вытяжного механизма. Распределители подобного типа предназначены для переключений в сетях с проходными сечениями до 1". Применять распределители с ручным управлением для сечений больше 1" не рекомендуется из-за больших усилий, необходимых для перемещения золотника.

Для переключений в пневматических системах управления используют трехканальные нормально закрытые распределители с кнопкой (рис. 110, *а*). В исходном положении отверстие *К*, соединенное с исполнительным органом, сообщается с атмосферой *А* через внутренний канал толкателя *2*. Доступ сжатого воздуха из отверстия *П* перекрыт клапаном *3*. При нажатии на кнопку *1* рычаг *4* действует на толкатель *2*. Толкатель при движении вниз упирается в клапан *3*, перекрывает канал *А* и,

отодвигая клапан от его седла, пропускает сжатый воздух от отверстия *П* к отверстию *К*. При освобождении кнопки клапан возвращается в исходное положение пружиной. Распределители с кнопкой предназначены для подачи импульсов давления в схемах управления.

В распределителе, приведенном на рис. 110, б, толкатель 2 перемещается рукояткой 1. Рукоятка может занимать два фиксированных положения. В исходном положении клапан закрыт. При переводе рукоятки влево ползун 3 и толкатель перемещаются и клапан открывается. Он остается открытым, пока рукоятка не будет переведена в исходное, правое положение. Этот распределитель в схемах обычно используется как пусковой клапан, подключающий пневматическую схему управления к сети.

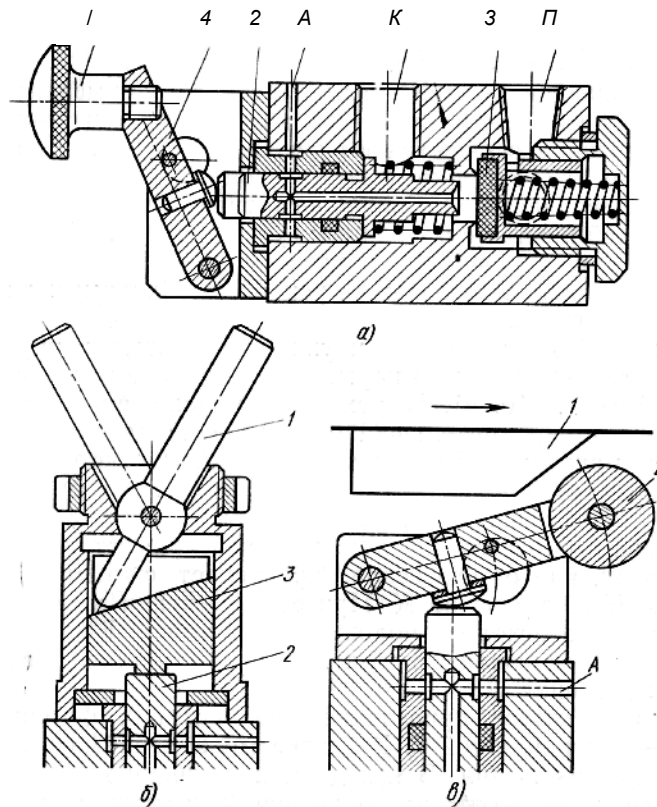


Рис. 110. Трехканальные клапаны с ручным и путевым управлением

В распределителе с механическим управлением (рис. 110, в) клапан открывается при действии на ролик 2 копира 1, установленного на подвижных частях машины.

Распределители, приведенные на рис. 110, имеют небольшое пропускное сечение (1/8") и предназначены только для переключений в пневматических схемах управления.

**Распределители с пневматическим управлением.** В этих распределителях перемещение рабочего органа осуществляется под действием сжатого воздуха.

В распределителе (рис. 111, *а*) воздух из сети через отверстие *П* в основании *1* поступает во внутреннюю полость и через канал *К<sub>1</sub>* проходит к исполнительному устройству. Канал *К<sub>2</sub>*, также связан с исполнительным устройством, соединен с атмосферой через внутреннюю полость плоского золотника *5*. Плоский золотник прижат к основанию пружиной *4* и давлением воздуха. Для переключения золотника воздух подается через канал *У<sub>1</sub>* в крышке *2* при соединении канала *У<sub>2</sub>* с атмосферой. При этом золотник *3* перемещается влево вместе со связанным с ним золотником *5*. В результате перемещения золотника *5* отверстие *П* соединяется с каналом *К<sub>2</sub>*, а канал *К<sub>1</sub>* – через внутреннюю полость золотника с атмосферой. При соединении каналов *У<sub>1</sub>* и *У<sub>2</sub>* с атмосферой золотник *3* удерживается силами трения в ранее занятом положении. Поэтому для переключения золотника *3* достаточно кратковременной подачи воздуха к одному из двух управляющих каналов *У<sub>1</sub>* или *У<sub>2</sub>*, что важно для упрощения систем автоматического управления.

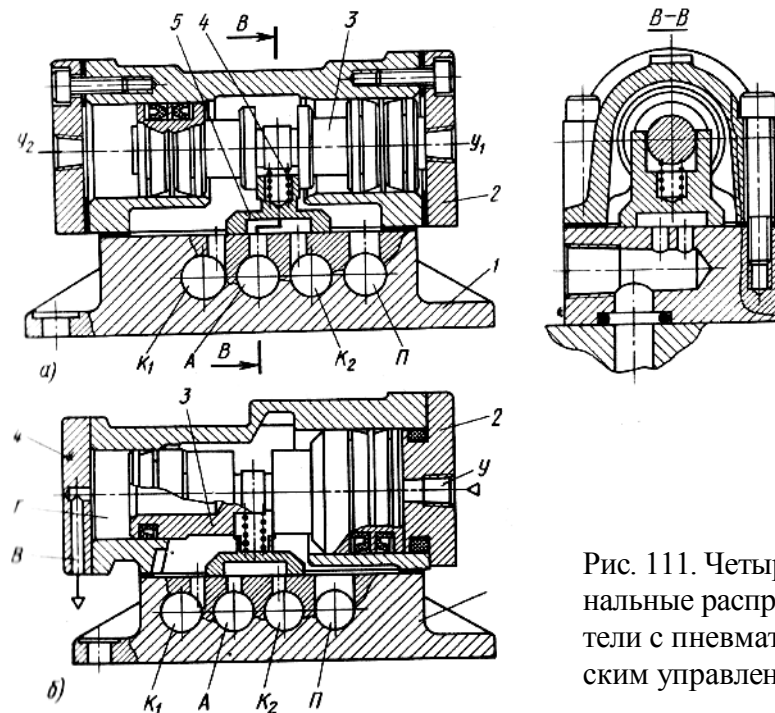


Рис. 111. Четырехканальные распределители с пневматическим управлением

В распределителе с односторонним управлением (рис. 111, *б*) диаметр правого поршня цилиндрического золотника *3* больше, чем диаметр левого поршня. Поскольку внутренняя полость между поршнями постоянно соединена с сетью, а полость *Г* через отверстие *В* в крышке *4* – с атмосферой, то вследствие давле-

ния воздуха на разные по диаметру поршни золотника, последний в исходном положении всегда прижат к крышке 2. Переключение золотника происходит при подаче воздуха через отверстие *У* в крышке 2. При этом равновесие сил нарушается, и золотник 3 перемещается влево. Золотник 3 возвращается в исходное положение при соединении отверстия *У* с атмосферой.

Использование пневмопривода для перемещения распределительного органа позволяет преодолевать значительные силы трения и, следовательно, применять подобную конструкцию для управления большими потоками сжатого воздуха. Распределитель переключается из одного положения в другое за  $0,1 \dots 0,01$  с.

Клапан – распределитель пескострельной машины (рис. 112) с пневматическим управлением состоит из основного клапана 7 и клапана 5 управления. В исходном положении полость ресивера 3 постоянно соединена с сетью через канал *П*, а канал *У* – с атмосферой. Поэтому клапан 7 прижат к седлу 8 рабочим давлением и пружиной 4.

При подключении канала *У* к сети воздух поступает под клапан 5 и перемещает его влево до упора в шток основного клапана 7. При этом полость резервуара пескострельной головки, ранее соединенная через внутренний канал 6 основного

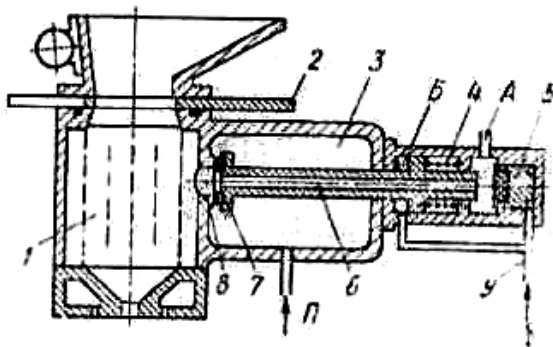


Рис. 112. Клапан пескострельной стержневой машины

клапана 7 с атмосферой, отключается от канала *А*, а клапан 7 под давлением воздуха в полости *В* перемещается вправо. Сжатый воздух из ресивера 3 через открывшийся канал большого сечения быстро проходит в пескострельный резервуар 1. Для осуществления выхлопа не-

обходимо соединить канал *У* управления с атмосферой, что снизит давление в полости *В*. Основной клапан 7 под действием пружины и сжатого воздуха переместится влево, в результате пескострельный резервуар 1 отключается от ресивера 3 и соединяется через внутренний канал 6 клапана 7 с атмосферой. В момент выстрела шибер 2 пескострельной головки должен быть закрыт.

**Распределители с электромагнитным управлением.** Рабочий орган распределителя может перемещаться под действием электромагнита. Например, если на выступающий шток 2 распределителя, приведенного на рис. 110, *а*, действовать якорем электромагнита, то он откроется. Для этого потребуется электромаг-



нит с усилием 100 Н, а для распределителей с большими пропускными сечениями это усилие возрастает во много раз. Габаритные размеры электромагнита увеличиваются, что исключает использование их для непосредственного перемещения рабочего органа. Поэтому применяют метод электропневматического управления. В этом случае электромагнит перемещает рабочий орган небольшого вспомогательного пневмораспределителя, направляющего воздух в полость управления цилиндрического золотника, связанного с рабочим органом главного распределителя. Электропневматическое управление можно применять для распределителей с практически неограниченными по величине пропускными сечениями.

На рис. 113 приведен четырехканальный распределитель с односторонним электропневматическим управлением. Вспомогательный электропневматический распределитель вмонтирован в крышку б основного распределителя 1.

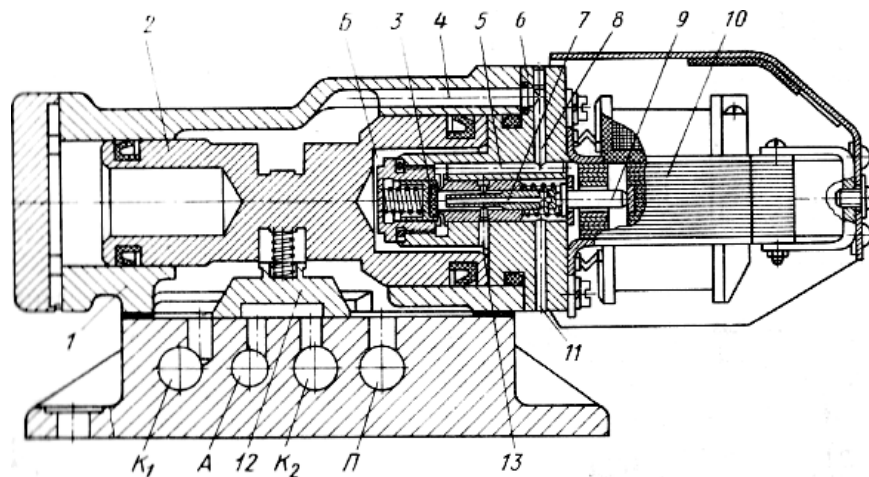


Рис. 113. Четырехканальный распределитель с односторонним электропневматическим управлением

Полость *Б* в поршне золотника 2 в исходном положении соединена с атмосферой через каналы 13, 7 и 11. Цилиндрический золотник 2 занимает правое крайнее положение, отверстие *П* соединено с *К<sub>1</sub>*, а *К<sub>2</sub>* – с *А*. При подаче напряжения на катушку электромагнита его якорь 10 перемещает толкатель 9 влево. Толкатель, упираясь в клапан 3, перекрывает канал 7, отключая полость *Б* от атмосферы, и открывает клапан 3. Сжатый воздух через каналы 4, 8, 5 и 13 проходит в полость *Б*. Поршень 2 вместе с рабочим органом 12 перемещается влево. Отверстие *П* соединяется с *К<sub>2</sub>*, а *А* – с *К<sub>1</sub>*. При отключении электромагнита распределитель приходит в исходное положение.

У распределителя с двусторонним управлением вспомогательные электропневматические распределители вмонтированы в обе крышки. Перемещение цилиндрического золотника при включении одного магнита возможно только при отключенном втором магните. Подобно распределителю с двусторонним пневматическим управлением распределитель с электропневматическим управлением обладает также свойством «запоминать» положение.

Распределители с односторонним управлением упрощают систему управления. Однако при падении напряжения в системе управления этот распределитель возвращается в исходное положение и происходит самопроизвольное переключение пневмоцилиндра, что может привести к аварии или несчастному случаю. Кроме того, может произойти и «разваливание» системы управления. Приведение в исходное положение сложной системы управления автоматической линии занимает много времени и требует высокой квалификации наладчика.

Схема включения распределителя определяется принципом управления им. Существует два основных принципа управления распределителями: непосредственное и дистанционное. При непосредственном управлении рабочий орган перемещается оператором или подвижными частями машины. Это требует расположения распределителя в месте, удобном для оператора или вблизи от частей машины, которые производят переключение при помощи различных упоров и кулачков.

На рис. 114, *а* приведена схема включения четырехканального распределителя  $P$  с плоским вращающимся золотником для управления цилиндром  $Ц$ . При повороте вручную золотника на  $90^\circ$  его каналы изменяют положение относительно отверстий  $K_1$  и  $K_2$ , и направление движения воздуха в трубопроводах пневмоцилиндра изменится. Поршень начнет перемещаться влево.

При дистанционном управлении устройство, включающее распределитель, располагают на значительном расстоянии от него.

Связь между ними осуществляется с помощью трубопроводов. Например, распределитель  $P$  (рис. 114, *б*) имеет одностороннее пневматическое управление. Сжатый воздух подается в полость управления по каналу  $У$  от вспомогательного распределителя  $BP$  (см. рис. 110, *б*), имеющего непосредственное управление. Вспомогательный распределитель можно установить в любом, удобном для эксплуатации месте, например на пульте управления или в шкафу управления. В данном случае распределитель  $BP$  является управляющим устройством.

Деление распределителей на главные и вспомогательные привело и к делению трубопроводов на основные, по которым проходит воздух, поступающий в рабочие полости исполнительных механизмов (на рис. 114, б они показаны толстыми линиями), и вспомогательные, по которым проходит воздух, поступающий в полости управления главных и вспомогательных распределителей и других аппаратов управления (тонкие линии).

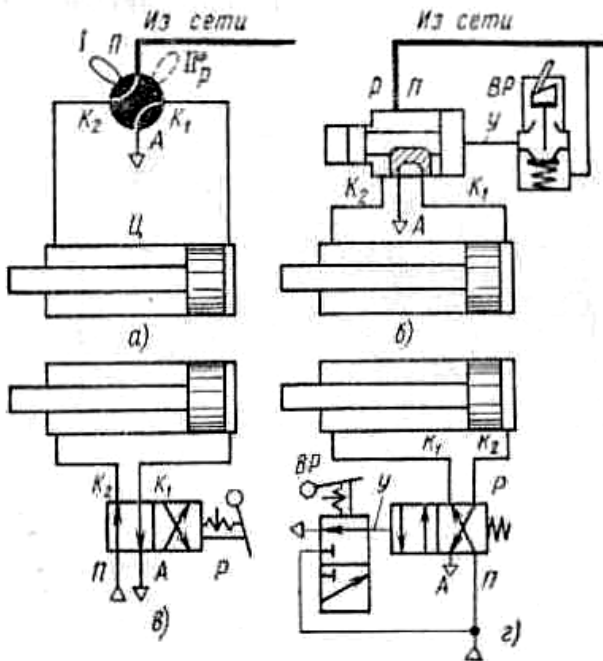


Рис. 114. Схемы управления пневмоприводом

Для переключения распределителей и других аппаратов не требуется больших расходов воздуха. Поэтому сечение вспомогательного трубопровода не более 1/8". Однако следует заметить, что с увеличением длины трубы такого сечения резко возрастает время между срабатыванием вспомогательного и главного распределителей. При длине трубы 20...30 м (например, на автоматических формовочных линиях) запаздывание может достигать 1 с. В подобных случаях применяют электрические системы управления, обладающие высоким быстродействием даже при значительных по длине каналах связи.

Схемы пневмопривода представляют собой графическое изображение исполнительных устройств, распределителей, аппаратуры контроля и управления, а также трубопроводов, соединяющих эти элементы.

До недавнего времени в схемах пневмоприводов использовали чаще всего полуконструктивное изображение исполнительных устройств, распределителей и аппаратов контроля и управления. С 1971 г. введены стандарты на условные графические обозначения для пневматических и гидравлических схем.

На рис. 114, а и б распределители были изображены полуконструктивно. Те же схемы, выполненные в соответствии со стандартами, приведены на рис. 114, в и г. Согласно стандартам распределители одного и того же функционального назначения вычерчивают в виде нескольких смежных квадратов (прямоугольни-

ков), число которых соответствует числу позиций рабочего органа. В данном случае распределитель имеет два фиксированных положения и, следовательно, два квадрата. В каждом квадрате стрелками указаны направления потоков воздуха. Распределители изображают на схеме в исходной позиции. На этой позиции к каналам распределителя  $П$ ,  $A$ ,  $K_1$  и  $K_2$  подводят линии связи.

Для того чтобы представить действие распределителя в другой позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя каналы связи в прежнем положении.

Условные обозначения наиболее распространенных аппаратов приведены в приложении 2. Условное изображение распределителей полностью заменяет их полуконструктивное изображение, но отличается простотой и наглядностью. В двухпозиционных распределителях, кроме аппаратов с фиксированными положениями, линию связи, по которой подается управляющий сигнал к распределителю, подводят к той позиции (торцу квадрата), на которую распределитель должен переключиться при подаче управляющего сигнала. При отсутствии управляющего сигнала распределитель с односторонним управлением находится в исходном положении. Механизм возврата распределителя в исходное положение условно изображают пружиной у торца соответствующего квадрата. Например, на рис. 114,  $z$  линия связи  $У$ , по которой подается сигнал, подведена к левому торцу условного обозначения распределителя. Если подать к управляющему каналу сжатый воздух переключением вспомогательного распределителя  $ВР$ , то это приведет к смене позиций, и направление движения воздуха к пневмоцилиндру изменится на обратное.

ГОСТы 2780 – 68 ÷ 2782 – 68 устанавливают условные обозначения элементов пневматических, а также гидравлических сетей.

## § 2. РУЧНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Цикл работы большинства литейных машин с пневмоприводом состоит из нескольких операций, которые выполняются механизмами, приводимыми пневматическими исполнительными устройствами. Число таких операций во многих формовочных, стержневых, кокильных и других машинах достигает десяти и более. Поэтому выполнение этих операций, или точнее включение и выключение пневматических исполнительных уст-

роиств в заданной последовательности составляет одну из задач управления машинами со сложным циклом.

При ручном управлении оператор выполняет две основные функции. Во-первых, он, следя за выполнением очередной операции, определяет момент ее завершения и выключает соответствующий механизм. Во-вторых, после выполнения очередной операции он определяет, какая операция должна быть следующей, и включает соответствующий механизм.

На пульте многоэлементных систем управления имеется несколько специальных устройств, с помощью которых оператор включает или выключает отдельные механизмы. При этом оператор следит как за выполнением каждой операции, так и за их последовательностью.

В одноэлементных системах управления имеется только одно управляющее устройство, с помощью которого оператор включает следующую по циклограмме операцию. При этом оператор следит только за выполнением операций. Последовательность выполнения их устанавливается заранее специальным устройством.

#### **Многоэлементная система управления сложным циклом.**

Работу такой системы управления рассмотрим на примере формовочной машины (рис. 115, *a*). Рольганг *1* для приема опок приводится в действие пневмоцилиндром *Ц1*, а прессовая плита *4* – цилиндром *Ц4*. Циклограмма работы механизмов за один цикл приведена на рис. 115, *б*. Все рабочие цилиндры машины управляются соответствующими главными распределителями *P1*, *P2*, *P3* и *P4*, которые, в свою очередь, управляются от соответствующих вспомогательных распределителей *PВ1*, *PВ2*, *PВ3* и *PВ4*. Оператор определяет моменты включения механизмов, включает их с помощью вспомогательных распределителей, имеющих ручное управление.

Цикл работы начинается с опускания рольганга *1* с пустой опокой и установки ее на модельную плиту. Для этого оператор переводит рукоятку распределителя *PВ1* в положение *II*, и воздух, поступая в полость управления распределителя *P1*, переключает его. Последний направляет сжатый воздух в штоковые полости цилиндров *Ц1*, и рольганг *1* с опокой опускается. После заполнения опоки смесью оператор переводит распределитель *PВ2* в положение *II*, который подает воздух в управляющую полость главного распределителя *P2*. Поток сжатого воздуха направляется в цилиндр *Ц2* встряхивающего стола *2*. Для прекращения встряхивания необходимо перевести вспомогательный

распределитель  $PB2$  в исходное положение  $I$ . При этом подача сжатого воздуха в управляющую полость распределителя  $P2$  прекращается, и он, возвращаясь в исходное положение, перекрывает подачу воздуха во встряхивающий механизм.

Для подпрессовки необходимо перевести распределитель  $PB3$  в положение  $II$ . Воздух поступит в управляющую полость

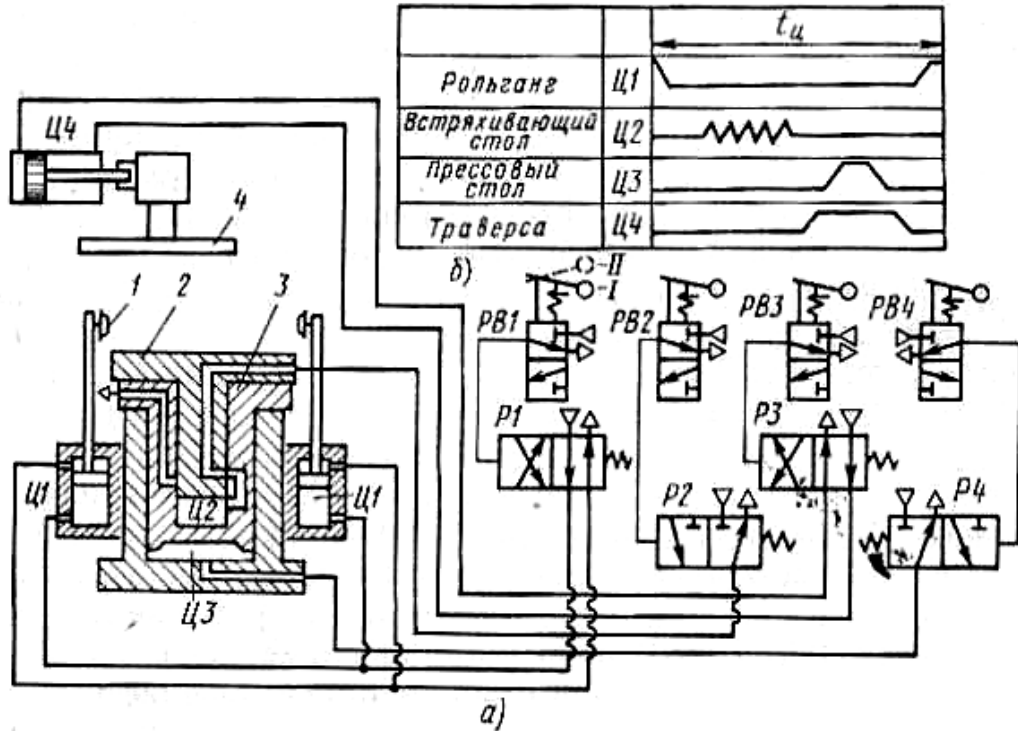


Рис. 115. Схема ручного управления формовочной машины (а) и циклограмма ее работы (б)

главного распределителя  $P3$ , который соединит нештоковую полость цилиндра  $\text{Ц4}$  с сетью, а штоковую – с атмосферой. Прессовую плиту 4 устанавливают над столом 2. Прессование начинается после перевода распределителя  $PB4$  в положение  $II$  и переключения распределителя  $P4$ . Воздух из сети будет попадать в полость прессового цилиндра  $\text{Ц3}$ , в поршень 3 которого встроен встряхивающий механизм. При возвращении распределителя  $PB4$  в исходное положение  $I$  распределитель  $P4$  также возвращается в исходное положение. Полость цилиндра  $\text{Ц3}$  соединяется с атмосферой и стол 2 опускается.

Отвод траверсы с прессовой плитой 4 происходит после переключения распределителя  $PB3$  в положение  $I$ . Распределитель  $P3$  возвращается в исходное положение и соединяет штоковую полость цилиндра  $\text{Ц4}$  с сетью, а нештоковую – с атмосферой. Для вытяжки моделей необходимо перевести распределитель  $PB1$  в

положение  $I$ , вследствие чего распределитель  $PI$  вернется в исходное положение, соединяя штоковую полость цилиндра  $Ц1$  с атмосферой, а нештоковую – с сетью. Рольганги поднимаются и снимают готовую полуформу с модельной плиты.

Во время работы оператор должен определять не только моменты включения распределителей  $PB$ , но и их очередность. Это усложняет процесс управления; кроме того, возможен случай, когда оператор ошибется и переключит не тот распределитель. Нарушение в последовательности включения может вызвать аварию или несчастный случай.

#### **Одноэлементная система управления сложным циклом.**

При одноэлементном управлении оператор в течение цикла несколько раз нажимает на единственную кнопку или рычаг управления, и каждый раз включается именно та операция, которая должна следовать по технологии. Момент включения определяет оператор, а последовательность – система управления. Последовательность заранее определена и заложена в систему. Из цикла в цикл эта очередность повторяется и нарушить ее практически невозможно. Наличие одной кнопки управления при большом числе операций упрощает процесс управления и исключает возможность ложного срабатывания. Это преимущество одноэлементной системы управления способствует ее широкому применению в литейных машинах и особенно в формовочных.

Основу одноэлементной системы управления составляет командоаппарат шагового действия (рис. 116), состоящий из приводного цилиндра  $Ц5$ , храпового колеса  $X$  и многопозиционного распределителя  $PIII$  с цилиндрическим или плоским золотником.

Центральный канал распределителя соединен с сетью, а семь выходных каналов – с рабочими цилиндрами машины и полостями управления вспомогательных распределителей.

Система управления, представленная на рис. 116, обеспечивает работу машины по циклограмме, показанной на рис. 115,б. Для опускания кромочного рольганга (начало цикла) необходимо нажать на кнопку вспомогательного распределителя  $BP$ . В исходном положении обе полости цилиндра  $Ц5$  сообщаются с сетью, и вследствие разности диаметров шток находится в крайнем левом положении. При включении распределителя  $BP$  правая полость цилиндра  $Ц5$  соединяется с атмосферой, и поршень перемещается вправо. Одновременно собачка поворачивает храповое колесо  $X$  и распределитель  $PIII$  на один шаг. При подключении канала  $I$  распределителя  $PIII$  к сети сжатый воздух поступает в што-

ковую полость цилиндров Ц1, и кромочные рольганги опускаются. После освобождения кнопки распределителя ВР сжатый воздух снова начинает поступать в правую полость цилиндра Ц5, и его поршень возвращается в исходное положение. Для поворота храпового колеса на один шаг достаточно кратковременного нажатия на кнопку распределителя ВР.

Для включения встряхивающего цилиндра вновь необходимо нажать на кнопку распределителя ВР. Произойдет очередной поворот распределителя РШ на следующую позицию, и сжатый воздух из сети поступит через канал 2 во встряхивающий механизм.

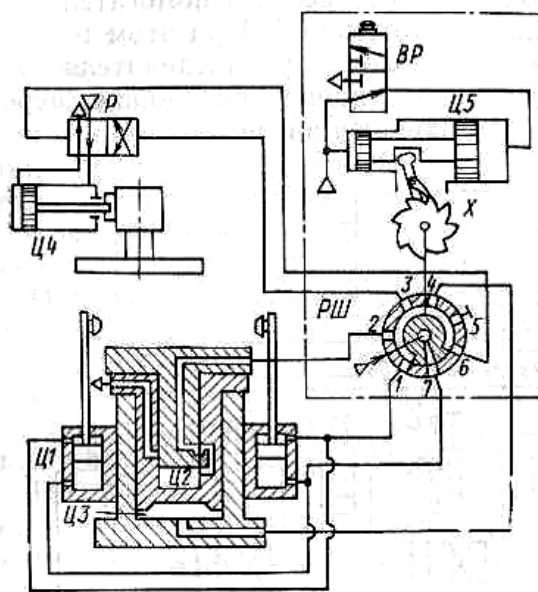


Рис. 116. Одноэлементная система ручного управления

цилиндра Ц4 устанавливает прессовую плиту над формовочным столом. Затем оператор нажимает кнопку распределителя ВР. Распределитель РШ переходит в четвертое положение и подает сжатый воздух через канал 4 в прессовый цилиндр. Происходит операция прессования.

Для обеспечения давления в нештоковой полости цилиндра Ц4 в момент прессования необходима установка дополнительного распределителя Р с двусторонним управлением. Если эту полость подключить непосредственно к каналу 3 распределителя РШ, то при переходе шагового распределителя в четвертое положение канал 3 соединяется с атмосферой, и в нештоковой полости давление снизится. Это может привести к отходу траверсы от упора и, следовательно, к нарушению соосности прессовой плиты и опоки. При соединении правой полости распределителя с

Для подвода траверсы с прессовой колодкой необходимо вновь нажать кнопку распределителя ВР, и шаговый механизм переведет многопозиционный распределитель РШ в третье положение. В этом положении механизм встряхивания отключается, а воздух через канал 3 поступает в правую управляющую полость распределителя Р, который переключается и подает сжатии воздух в нештоковую полость цилиндра Ц4. Шток



атмосферой его рабочий орган остается в прежнем положении до тех пор, пока не будет подан воздух в левую управляющую полость, что произойдет только после очередного нажатия на кнопку управления. При этом через канал 4 распределителя воздух выходит из прессового цилиндра. Следующим нажатием кнопки распределителя *РШ* оператор соединяет левую полость распределителя *Р* через канал 6 с сетью сжатого воздуха. Распределитель *Р* сработает и подаст воздух в штоковую полость цилиндра *Ц4*. Шток при ходе назад отведет траверсу с колодкой из зоны над прессовым столом.

Дополнительные распределители с запоминанием положения применяют в случаях, когда необходимо подавать сжатый воздух к исполнительным устройствам при промежуточных тактах шагового распределителя. Этого можно избежать при установке специального распределительного органа со сложной системой каналов.

Заключительный этап работы машины – вытяжка моделей следует после седьмого нажатия на кнопку управления, в результате распределитель *РШ* перейдет в положение 7 и подаст сжатый воздух в нештоковые полости цилиндров *Ц1* кромочных рольгангов.

### § 3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ

При автоматическом управлении сложный цикл работы литейной машины выполняется без участия человека; контроль за выполнением операций и соблюдение необходимой последовательности работы механизмов осуществляются системой управления.

По характеру автоматического управления пневмоприводы разделяют на приводы с управлением в функциях пути, давления и времени.

**Управление в функции пути.** При автоматическом управлении в функции пути команды на срабатывание исполнительных устройств поступают от пневматических путевых переключателей (рис. 110, *з*), которые включаются в конце хода контролируемых механизмов.

Управление в функции пути рассмотрим на примере автоматизации машины литья под давлением с горячей камерой прессования (рис. 117, *а*). Циклограмма работы машины и управляющих элементов, которыми являются путевые переключатели, приведена на рис. 117, *б*.

Пневмопривод машины включает цилиндр Ц1 запирающего механизма и цилиндр Ц2 механизма прессования. Положение обоих механизмов контролируется путевыми переключателями ПВ1...ПВ4. Схема автоматического управления машиной показана на рис. 118.

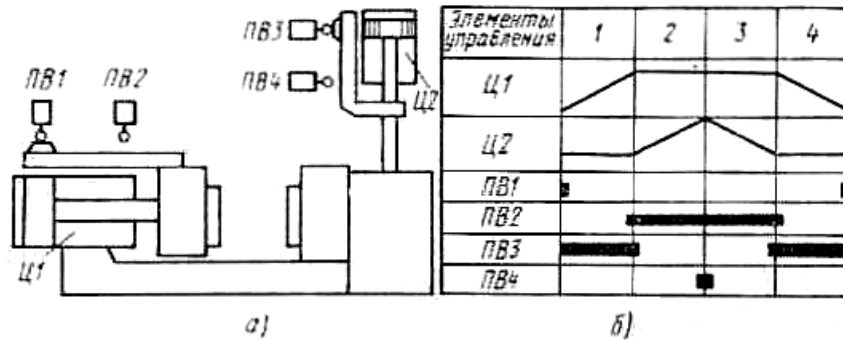


Рис. 117. Схема машины литья под давлением с горячей камерой прессования

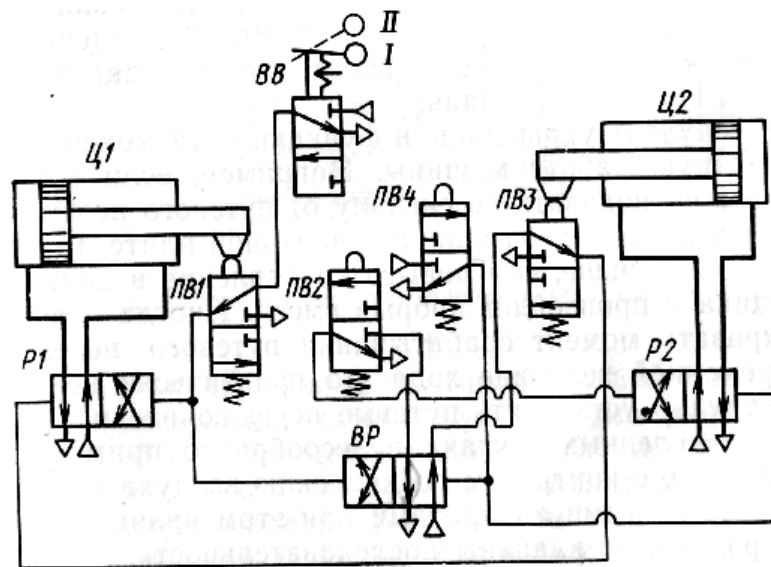


Рис. 118. Схема управления машиной литья под давлением

Цикл начинается переводом вводного распределителя ВВ из положения I в положение II. Воздух через путевой переключатель ПВ1 поступает в левую управляющую полость вспомогательного распределителя ВР и правую управляющую полость распределителя Р1 цилиндра Ц1. При срабатывании распределитель ВР через путевой переключатель ПВ3 соединяет левую управляющую полость распределителя Р1 с атмосферой, после чего сжатый воздух, поступающий в правую управляющую полость распределителя Р1, переключает его. Поршень цилиндра Ц1 перемещается вперед. В конце этого хода подвижные части нажимают на

ролик путевого переключателя *ПВ2*, в результате чего воздух поступает в левую управляющую полость распределителя *P2*. Распределитель *P2* переключается, и поршень цилиндра *Ц2* идет вперед. В конце хода поршня цилиндра *Ц2* подвижные части нажимают на ролик путевого переключателя *ПВ4*, что вызывает переключение сначала распределителя *ВР*, а затем и распределителя *P2*. При этом поршень цилиндра двигается назад, переключая в конце хода каналы путевого переключателя *ПВ3*. Воздух через распределитель *ВР* и *ПВ3* поступает в левую управляющую полость распределителя *P1*. Поршень цилиндра *Ц1* возвращается в исходное положение.

По возвращении поршня цилиндра *Ц1* в исходное положение будет нажат рычаг путевого переключателя *ПВ1*. Если к этому моменту распределитель *ВВ* останется в положении *II*, то цикл автоматически возобновится. Если в течение цикла перевести распределитель *ВВ* в положение *I*, то переключатель *ПВ1* не будет подключен к сети сжатого воздуха, и вся система будет находиться в исходном положении. В этой схеме в качестве вспомогательного распределителя *ВР* используется малогабаритный распределитель с пневматическим управлением.

Пневматические системы управления машинами со сложным циклом в функции пути обладают высокой надежностью в работе.

**Управление в функции давления.** Характерной особенностью работы многих зажимных, прижимных и запирающих механизмов является небольшое давление в рабочей полости пневмоцилиндра при движении поршня и резкое нарастание давления до максимального после остановки поршня.

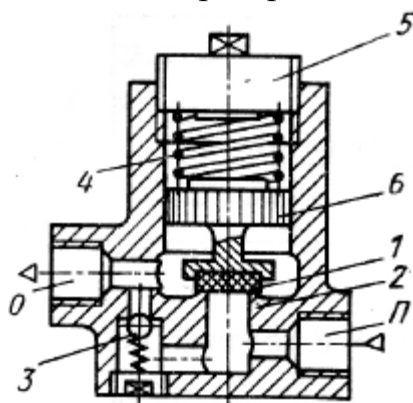


Рис. 119. Клапан последовательности

В этих случаях управление в функции пути может не обеспечить надежную работу машины. Например, если команду на надув стержня подавать по сигналу от путевого переключателя, контролирующего подвод ящика к надувной плите, то надув может начаться раньше, чем повысится давление в цилиндре прижима ящика и произойдет прорыв смеси. Иногда очень сложно отрегулировать момент срабатывания путевого переключателя (при переменной величине хода это практически невозможно), а также трудно установить

иногда очень сложно отрегулировать момент срабатывания путевого переключателя (при переменной величине хода это практически невозможно), а также трудно установить

путевые переключатели на механизме. В перечисленных случаях целесообразно применять системы управления с контролем по давлению воздуха в рабочей полости. Контрольными аппаратами при этом являются реле давления и различные клапаны последовательности.

Клапан последовательности (рис. 119) пропускает воздух только тогда, когда давление на входе клапана достигнет определенной, заранее установленной величины. При подводе сжатого воздуха к входному отверстию *П* усилие, действующее снизу на клапан *1*, отжимает его от седла *2*, преодолевая сопротивление пружины *4*. Натяжение этой пружины регулируют гайкой *5* таким образом, что клапан отходит от седла только при достижении на входе заданного давления. В момент отхода клапана от седла активная площадь, на которую действует сжатый воздух, увеличивается, т. е. становится равной площади поршня *б* клапана. Клапан быстро поднимается и надежно удерживается в верхнем положении. Сжатый воздух проходит от отверстия *П* через открытый клапан к выходному отверстию *О*.

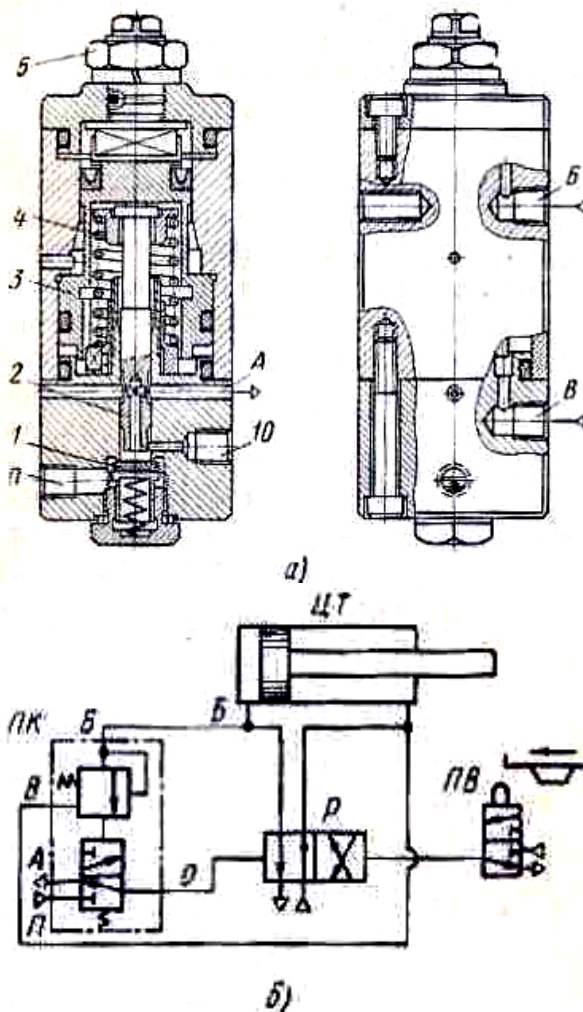


Рис. 120. Аппаратура (а) и схема управления (б) с контролем по давлению

управлением в функции давления работает следующим образом. Рабочую полость пневмоцилиндра, давление в которой необходимо контролировать, подсоединяют к отверстию *Б*, а полость

работает следующим образом. Рабочую полость пневмоцилиндра, давление в которой необходимо контролировать, подсоединяют к отверстию *Б*, а полость

После соединения отверстия *П* с атмосферой клапан *1* сядет на седло *2*, сжатый воздух из отверстия *О* свободно выйдет через обратный клапан *3* в атмосферу.

Клапан последовательности (рис. 120, а) с

опорожнения – к отверстию *B*. Дифференциальный поршень *З* нагружен пружиной *4*.

После переключения распределителя цилиндра, к которому подсоединен клапан, т. е. после соединения рабочей полости пневмоцилиндра с сетью, а полости опорожнения – с атмосферой поршень *З* клапана надежно удерживается в верхнем положении усилием пружины и противодавлением в полости опорожнения, действующим на большую площадь дифференциального поршня. Возрастающее в рабочей полости давление в момент трогания с места поршня пневмоцилиндра, действуя на меньшую площадь дифференциального поршня, не может переместить его вниз, чем и устраняется возможность ложного срабатывания в момент трогания поршня.

После перехода поршня *З* в крайнее положение и его остановки давление в рабочей полости увеличивается до сетевого, в полости опорожнения уменьшается до атмосферного. В некоторый момент поршень *З*, преодолевая действие пружины *4*, опускается и через толкатель *2* перемещает клапан *1*, соединяющий канал *II*, к которому подводится воздух из сети, с каналом *10*. Таким образом, происходит подача сигнала к управляемому элементу, последний может быть использован для реверса этого же пневмоцилиндра или для управления работой других элементов привода.

На рис. 120, *б* показана схема включения описанного клапана последовательности *ПК* для управления реверсом пневматического сталкивателя *ЦТ* залитых форм с конвейера на выбивную установку.

При нажатии подходящей к выбивной установке очередной формы на ролик путевого переключателя *ПВ*, последний срабатывает и подает воздух в правую полость распределителя *P*. Распределитель переключается и соединяет нештоковую полость цилиндра *ЦТ* с сетью. После того как шток цилиндра *ЦТ* дойдет до правого крайнего положения, давление в нештоковой полости цилиндра будет приближаться к сетевому, а давление в штоковой полости – к атмосферному. Клапан *ПК* срабатывает и соединяет левую управляющую полость с сетью. Происходит переключение распределителя *P*, который подаст воздух в штоковую полость цилиндра *ЦТ*, и толкатель вернется в исходное положение.

После переключения пневмоцилиндра на реверс отверстие *B* клапана (рис. 120, *а*) соединяется с сетью, а отверстие *Б* – с атмосферой. При этом поршень *З* клапана под действием пружины и давления в штоковой полости управляемого цилиндра переместит-

ся вверх и соединит левую управляющую полость распределителя *P* с атмосферой. Следующий ход толкателя возможен при действии очередной формы на путевой переключатель *ПВ*.

Выдача сигнала клапаном последовательности в зависимости от соотношения давлений в рабочей полости и полости опорожнения исключает ложное срабатывание клапана в начальный момент, когда поршень еще не начал движения, а давление в рабочей полости резко возрастает, что характерно для работы привода, перемещающего большие массы.

**Управление в функции времени.** При управлении в функции времени каждая последующая операция начинается через заранее установленное время после начала предыдущей. За это время предыдущая операция будет закончена.

Для обеспечения задержки в срабатывании одних пневматических механизмов по отношению к другим используется принцип постепенного нарастания давления в объемах, подключаемых к сети через регулируемые сопротивления – дроссели.

Чтобы прижим ящика к пескодувному резервуару произошел

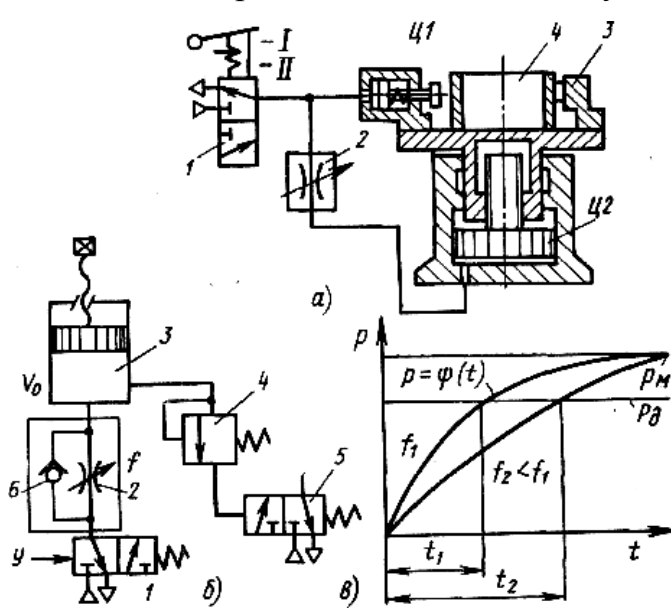


Рис. 121. Пневматические устройства для выдержки времени

после закрепления его на столе, применяется дроссельная система задержки (рис. 121, а). При включении распределителя *1* к сети одновременно подключается цилиндр *Ц1* закрепления ящика на столе и цилиндр прижима *Ц2*. Поскольку цилиндр *Ц1* соединен напрямую с сетью, он срабатывает первым и прижимает ящик *4* к упору *3*. Цилиндр *Ц2* подключается к сети через дроссель *2*. Дав-

ление в его полости нарастает медленнее, и он начнет движение вверх с некоторым запаздыванием. Величину запаздывания можно регулировать изменением пропускного сечения дросселя *2*.

Недостаток описанной системы – увеличение времени срабатывания пневмоцилиндра *Ц2* при уменьшении пропускного сечения дросселя *2*. Особенно это сказывается на третьем, заключи-

тельном этапе работы пневмоцилиндра, так как давление в рабочей полости до давления в сети будет повышаться медленно, что может снизить производительность машины и даже нарушить процесс.

Для устранения указанного выше недостатка создают более сложные, но устойчивые пневматические системы задержки с разделением потоков управления и рабочих потоков сжатого воздуха. Система задержки (рис. 121, б) состоит из регулируемого дросселя 2, емкости регулируемого объема 3, реле давления 4 и управляемого распределителя 5. При включении распределителя 1 воздух через дроссель 2 поступает в емкость 3. Когда давление в емкости 3 достигнет величины настройки реле давления 4, последнее срабатывает и переключает распределитель 5, через который и проходит поток сжатого воздуха к исполнительному устройству. Обратный клапан 6 необходим для ускорения возвращения системы в исходное положение. Воздух через обратный клапан 6 и распределитель 1 выходит из емкости 3 в атмосферу.

График  $p = \Psi(t)$  изменения давления в емкости 3 приведен на рис. 121, в, где  $p_m$  и  $p_d$  – соответственно давление в сети и давление, на которое настраивается реле давления. Обычно давление  $p_d$  устанавливают таким, чтобы надежно срабатывал распределитель на выход реле.

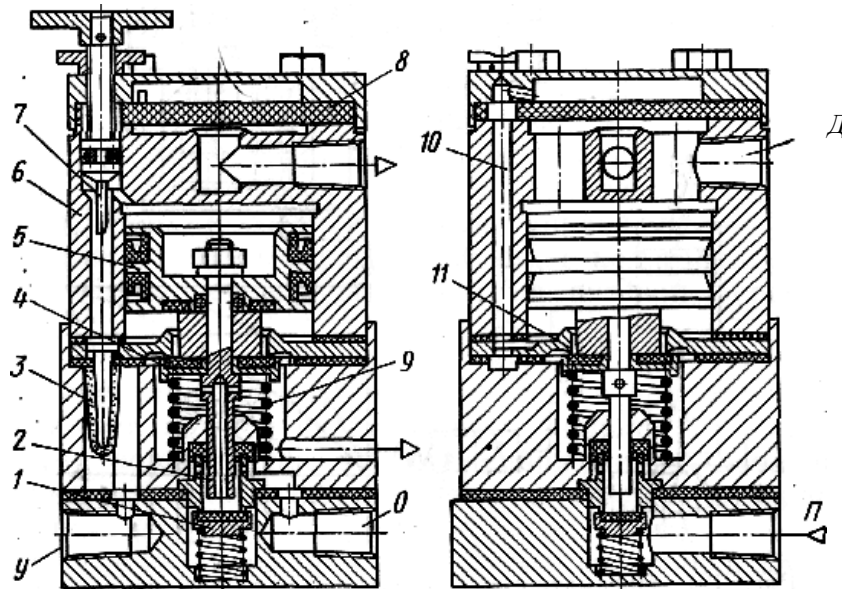


Рис. 122. Реле времени

Основная регулировка выдержки времени осуществляется изменением проходного сечения  $f$  дросселя 2. С уменьшением проходного сечения  $f$  время достижения давления  $p_d$  и, следовательно, время срабатывания реле 4 увеличивается.

Для получения значительных выдержек необходимо уменьшить сечение  $f_1$  что неизбежно приводит к его засорению и потере стабильности. Большие выдержки можно получить увеличением объема  $V_0$ , оставив сечение  $f$  таким, при котором возможность засорения будет минимальной. Объем  $V_0$  увеличивают изменением положения поршня. В некоторых системах время регулируют изменением  $f$  и сменой дополнительных емкостей  $V_0$ .

В реле времени (рис. 122) выдержка времени начинается с подачи сжатого воздуха в отверстие  $У$ . Сжатый воздух по ряду каналов  $10$  в корпусе  $б$  поступает в полость над диафрагмой  $8$  и прижимает ее к седлу корпуса  $б$ , закрывая выход воздуха в атмосферу. Через металлокерамический фильтр  $3$  и через дроссель  $7$  воздух начинает поступать также в пространство над поршнем  $5$ . В начальный момент давление под поршнем больше давления над поршнем вследствие малого проходного сечения в дросселе. В результате клапан  $4$  прижимается резиновым вкладышем к седлу  $11$ . По достижении определенного давления над поршнем последний перемещается вниз за счет разности сил, обусловленных разностью активных площадей поршня снизу и сверху. При отрыве клапана  $4$  толкателем  $2$  от седла  $11$  подпоршневое пространство соединяется с атмосферой, давление в нем резко снижается, и поршень с толкателем  $2$  быстро переместится вниз, открывая клапан  $1$ . Через открывшийся клапан  $1$  сжатый воздух от отверстия  $П$  проходит к отверстию  $О$  и далее к пневматическому элементу, который должен сработать.

Выдержка времени заканчивается в момент открытия клапана  $1$ . При снятии входного сигнала диафрагма  $8$  отходит от седла корпуса  $б$  и соединяет надпоршневое пространство с атмосферой. Пружиной  $9$  поршень  $5$  возвращается в исходное положение. Продолжительность выдержки определяется настройкой дросселя. Чем меньше будет пропускное сечение дросселя, тем больше выдержка. Для увеличения выдержки объем надпоршневого пространства увеличивают подключением к отверстию  $Д$  дополнительной емкости.

Комбинированная система управления (рис. 123) с контролем в функции пути и времени в отличие от системы управления, приведенной на рис. 118, выдает команду на возвращение штока пресового цилиндра  $Ц2$  в исходное положение не сразу, а через некоторый промежуток  $t$ . За это время происходит затвердевание отливки под давлением. Различные отливки требуют разной выдержки под давлением, на которую и настраивают используемое в системе реле времени  $В$ .



В момент окончания запрессовки цилиндром Ц2 включается распределитель ПВ4. Но от него воздух подается не в правую управляющую полость распределителя Р2, а к каналу управления У реле времени В. Реле времени В через заданное время  $t$  срабатывает и подает из сети воздух по каналу О в правую полость управления распределителя Р2. Распределитель Р2 срабатывает, и поршень прессового цилиндра возвращается в исходное положение.

**Управление с применением командоаппаратов.** В пневматических командоаппаратах последовательность выполнения операций сложного цикла устанавливается на механическом устройстве, которым в большинстве случаев является вращающийся

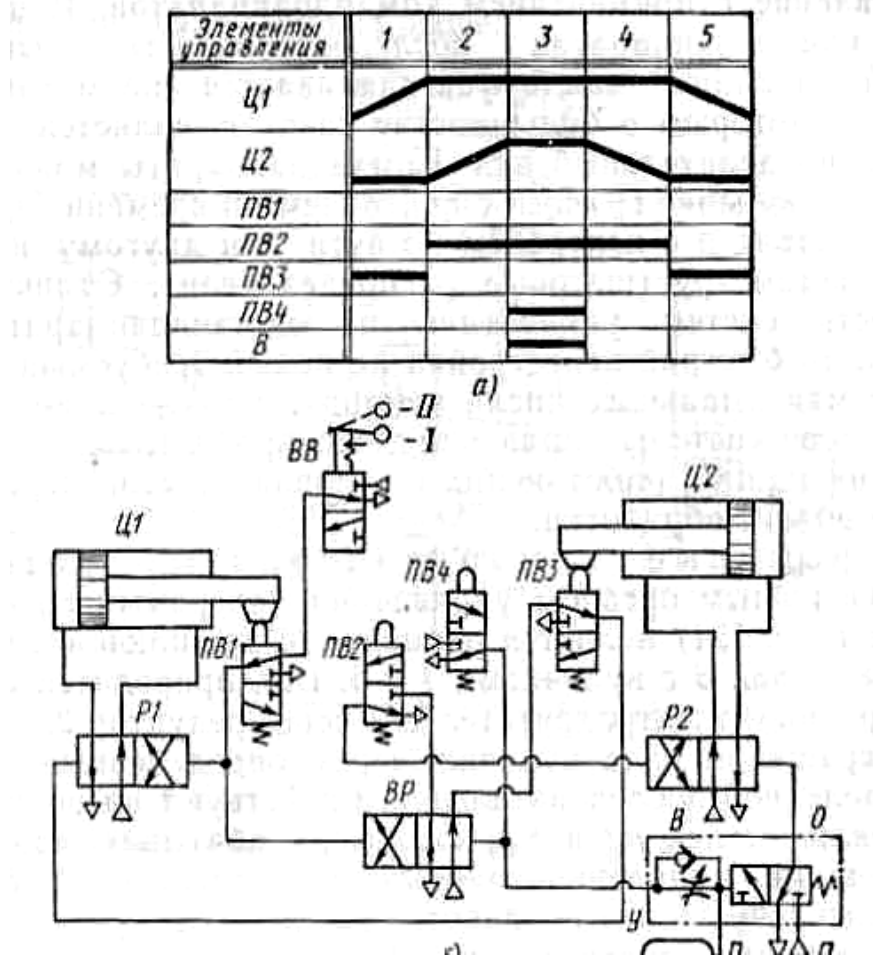


Рис. 123. Циклограмма (а) и комбинированная система управления (б)

распределительный вал. Командоаппараты можно разделить на две большие группы: с контролем по времени (программные устройства) и с контролем по пути или другому контролируемому параметру (шаговые распределители). Отличительная особенность систем управления на командоаппаратах – это возможность быстрой

перестройки на новый требуемый цикл (в пределах максимального числа команд), а также относительная простота всей системы управления, что крайне важно для автоматических машин, работающих в условиях частой переналадки на новый объект обработки.

**Программные командоаппараты роторного типа.** Основным органом управления программного командоаппарата (рис. 124) является равномерно вращающийся распределительный вал 3 с кулачками 4 и 5. Вал приводится в движение синхронным электродвигателем 1 через редуктор 2.

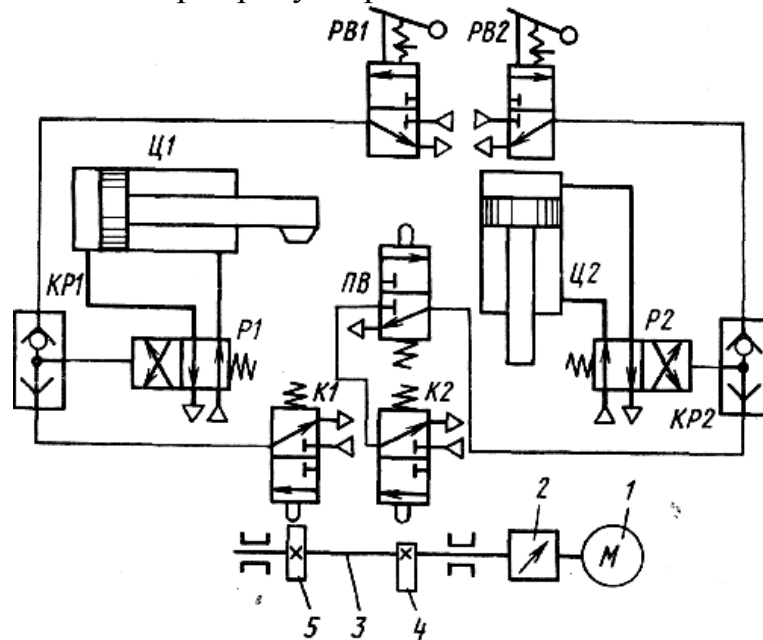


Рис. 124. Программный командоаппарат и схема его включения

При вращении вала кулачки через определенные моменты и в определенной последовательности действуют на ролики путевых переключателей  $K1$  и  $K2$ , которые, срабатывая, подают воздух в полости управления главных распределителей  $P1$  и  $P2$ . Продолжительность цикла работы зависит от времени одного оборота распределительного вала. Скорость вращения распределительного вала можно регулировать в широком диапазоне изменением передаточного отношения редуктора. Моменты включения переключателей  $K1$  и  $K2$  устанавливаются сменой или перестановкой кулачков. Предусмотренная в схеме блокировка исключает движение поршня цилиндра  $Ц2$  вперед до тех пор, пока шток цилиндра  $Ц1$  полностью не выдвинется. Эта блокировка требует установки одного путевого переключателя  $PВ$ , который срабатывает при действии на него выдвинутого штока цилиндра  $Ц1$ , и только в этом случае он пропускает воздух от переключателя  $K2$  к управляющей полости главного распределителя  $P2$ . Даже при введении допол-

нительных блокировок системы управления с программным командоаппаратом гораздо проще других систем. Существенным их недостатком является значительная потеря производительности, вызываемая тем, что для большей уверенности в выполнении заданной программы время, отводимое на каждую операцию цикла, берут завышенным по сравнению с фактическим временем срабатывания механизмов.

В пневматических программных командоаппаратах распределительный вал приводится во вращение пневмоцилиндром через реверсивную муфту. Для стабилизации и регулирования скорости применяют пневмогидравлические системы.

Система управления с командоаппаратом имеет два режима работы: автоматический и наладочный. Работа схемы в автоматическом режиме была описана выше.

Наладочный режим осуществляется при помощи разделительных клапанов *KP* и вспомогательных распределителей *PB* с ручным управлением. Разделительный клапан позволяет подвести к одной полости управления распределителя несколько трубопроводов. Если необходимо опробовать действие цилиндра *Ц1*, надо переключить вспомогательный распределитель *PB1*. Сжатый воздух поступит в разделительный клапан *KP1*. Шарик под давлением опустится, открывая проход воздуха в полость управления распределителя *P1* и закрывая проход воздуха по трубопроводу к распределителю *K1*.

Разделительные клапаны позволяют в любой автоматической системе создать наладочный режим работы.

**Шаговые командоаппараты.** Командоаппарат *PШ* шагового типа (рис. 125) состоит из шестипозиционного распределителя *PM*, селектора *C* и привода периодического поворота *ПП*. Распределитель *PM* и селектор *C* имеют общий вал с храповым колесом привода *ПП*. Выходные каналы *1...4* распределителя *PM* соединены с управляющими полостями распределителей *P1* и *P2*, а *5* и *6* – заглушены. Порядок соединения выходных каналов с управляющими полостями определяется заданным циклом. Контроль работы цилиндров обеспечивается путевыми переключателями *ПВ*, выходные каналы которых соединяются с соответствующими входными каналами селектора *C*. Распределитель *ВВ* подключает привод командоаппарата к сети сжатого воздуха, а распределитель *KB* выполняет функции «пуск» и «предварительный стоп».

Работа пневмоцилиндров осуществляется по циклограмме, приведенной на рис. 117. По этой циклограмме в исходном положении путевого переключателя *ПВ1* нажат. При переводе распределителя *КВ* в положение *II* сжатый воздух от переключателя *ПВ1* поступает к каналу *б* селектора и, далее, через его подвижный золотник к распределителю *УР*. Последний срабатывает, и полость нижнего цилиндра привода *ПП* сообщается с атмосферой. Так как

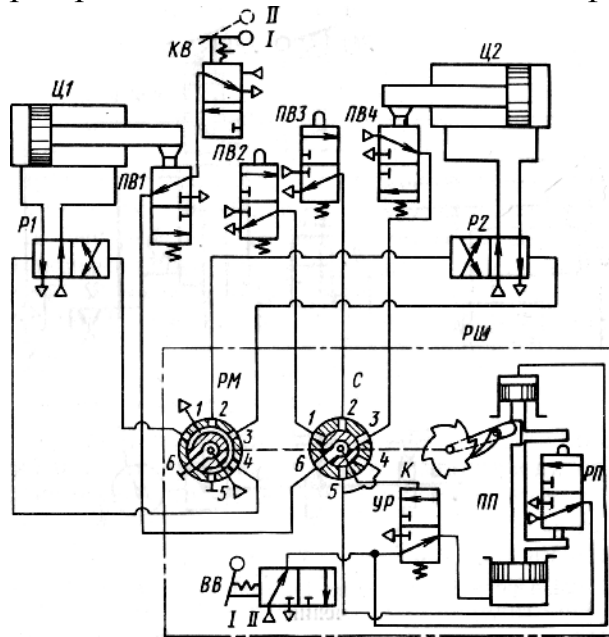


Рис. 125 Шаговый командоаппарат и схема его включения

полость верхнего цилиндра соединена с сетью, поршень перемещается вниз и через храповой механизм поворачивает золотники распределителя *РМ* и селектора *С* на следующую позицию по часовой стрелке.

На первой позиции воздух от сети через распределитель *РМ* подается в правую управляющую полость распределителя *Р1*, который, срабатывая, подает воздух в нештоковую полость цилиндра *Ц1*. Так как в начале рассматриваемого такта путевого переключатель *ПВ2* не нажат (шток с кулачком не успел еще дойти до него), то его выходной канал и, следовательно, канал *К* через селектор *С* соединен с атмосферой. Поэтому распределитель *УР* придет в исходное положение, при котором воздух поступает в полость нижнего цилиндра *ПП*. Вследствие разности площадей поршней шток цилиндров *ПП* возвращается в верхнее положение, совершая холостой ход. Когда шток цилиндра *Ц1* переместится в крайнее правое положение и переключит распределитель *ПВ2*, в распределитель *УР* через *ПВ2* и селектор вновь будет подан воздух, что вызовет новое срабатывание *ПП* и т. д.

Циклограмма включает четыре такта, а распределитель выполнен на шесть позиций (тактов). Чтобы реализовать циклы с числом тактов, меньшим, чем число позиций распределителя, система обеспечивает автоматическое быстрое прохождение (проскок) холостых позиций. Когда золотники распределителя *PM* и селектора *C* будут находиться в четвертом положении, то в левую управляющую полость распределителя *PI* поступит воздух. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость поршень цилиндра *ЦИ* начнет возвращаться в исходное положение.

Поскольку каналы 4 и 5 селектора *C* соединены с распределителем *PP*, то в конце хода вниз поршней цилиндров *ПП* при переводе системы в четвертое положение этот распределитель соединяет управляющую полость распределителя *UP* с атмосферой, и привод *ПП* возвращается в исходное положение. В конце холостого хода привод *ПП* переключает распределитель *PP* и сообщает управляющую полость *UP* с сетью через канал 4 селектора. Командоаппарат переключается на следующую пятую позицию. Подобным же образом привод *ПП* переводит командоаппарат на шестую (исходную) позицию.

Если распределитель *KB* находится в положении *II*, то очередной цикл начинается автоматически. Если в течение очередного цикла распределитель *KB* будет переведен в положение *I*, то перевода системы в первое положение не последует, т. е. будет выполнена команда «предварительный стоп».

При необходимости автоматизировать цикл с числом тактов, превышающим число позиций шагового распределителя, схема строится так, что на некоторых позициях срабатывает в определенной последовательности группа цилиндров. Последовательность работы внутри группы обеспечивается автоматикой.

## Глава X

### ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПНЕВМОПРИВОДА

Определим основные параметры пневмопривода установки литья под низким давлением.

Установка (рис. 126) литья под низким давлением представляет собой тигель 10, герметически закрытый крышкой 7 с трубой 11 из огнеупорного материала, опущенной внутрь тигля. В верхней части крышки закрепляют сменный кристаллизатор 8 с водяным охлаждением. В тигель заливают металл до уровня  $x_0$ . При включении распределителя 6 сжатый воздух из ресивера 1 через дроссель 4 по системе трубопроводов 5 поступает в трубопровод 12 и далее в полость тигля. Давление в этой полости повышается, и металл начинает вытесняться через трубу 11 в кристаллизатор 8. Уровень металла в тигле понижается, а в кристаллизаторе увеличивается. По мере подъема металла в кристаллизаторе воздух из его полости вытесняется через керамический фильтр 9. Когда металл полностью заполнит кристаллизатор, движение его по трубе прекращается. Давление в полости тигля продолжает повышаться до тех пор, пока оно не выровняется с давлением в ресивере ( $p_m$ ), которое устанавливается таким, чтобы обеспечить не только заполнение кристаллизатора, но и создать избыточное давление подпрессовки ( $p_T$ ).

Скорость подъема металла в кристаллизаторе можно регулировать дросселем 4. Воздух из сети поступает в ресивер через влагоотделитель 3 и регулятор давления 2, который понижает давление до  $p_m$ . В реальных условиях давление подпрессовки колеблется в пределах  $0,02 \dots 0,08 \text{ МН/м}^2$ , а время заполнения кристаллизатора – в пределах  $0,5 \dots 3 \text{ с}$ , причем меньшие значения соответствуют пустотелым отливкам.

Рассчитываемая установка предназначена для литья сплошных и пустотелых слитков из медных сплавов диаметром  $D_d = 0,072 \text{ м}$  и высотой  $H_d = 1 \text{ м}$ .

Основные размеры установки:

= глубина тигля  $H = 0,6 \text{ м}$ ;

= площадь внутреннего сечения трубы (внутренний диаметр трубы равен диаметру слитка)  $F_1=0,004 \text{ м}^2$ ;

= площадь зеркала металла в тигле (площадь, занимаемая трубой, не учитывается)  $F_2 = 0,014 \text{ м}^2$ ;

= объем свободной полости тигля при заливке в него металла до уровня  $x_0$   $V_0=0,0014 \text{ м}^3$ ;

= длина трубопровода, соединяющего тигель с ресивером,  $l = 3 \text{ м}$ .

Проектирование пневмопривода установки литья под низким давлением заключается в выборе основных параметров, при которых обеспечиваются заданные технологические режимы литья.

Таковыми параметрами являются следующие:

$p_m$  – давление в ресивере в  $\text{МН/м}^2$ ;

$V_p$  – объем ресивера в  $\text{м}^3$ ;

$D_T$  – внутренний диаметр трубопровода, соединяющего ресивер с тиглем, в  $\text{м}$ .

Режим литья определяется продолжительностью заполнения кристаллизатора металлом  $t_n$  с и давлением подпрессовки, при котором происходит затвердевание отливки,  $p_m \text{ МН/м}^2$  ( $\text{кгс/см}^2$ ).

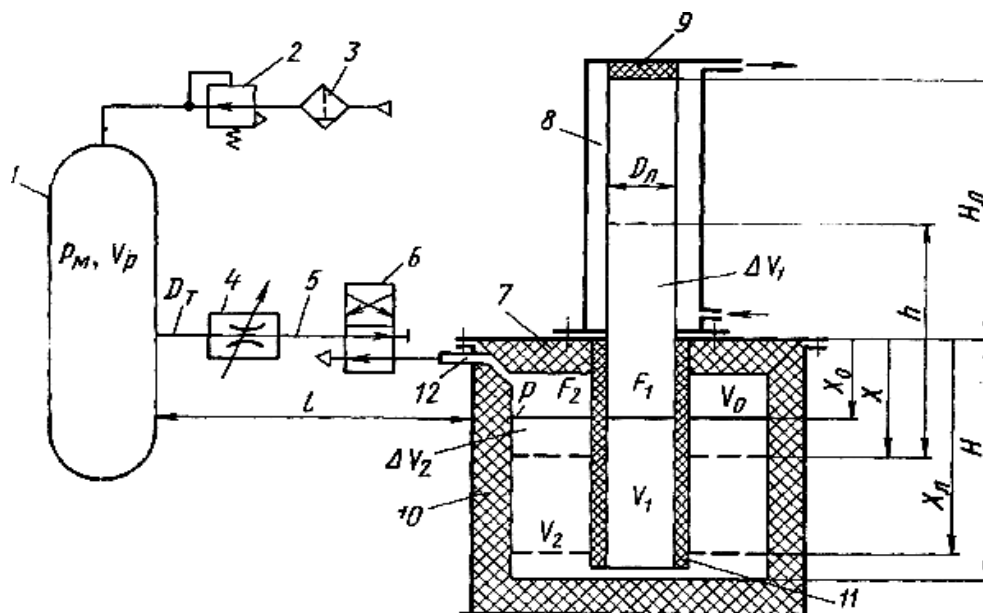


Рис. 126. Расчетная схема пневмопривода установки литья под низким давлением

Для каждой конкретной отливки назначается свое время  $t_n$  и давление  $p_T$ . Поэтому важно правильно выбрать для расчета параметров пневматической системы такие значения этих показателей, при которых будет обеспечено соблюдение необходимых

технологических режимов для каждого изделия. Особенно важно требуемое время  $t_n$  для литья пустотелых отливок, поскольку от него зависит равномерность толщины их стенок. Чем больше скорость подъема металла в кристаллизаторе и, следовательно, чем меньше время, тем равномернее толщина отливки. Поэтому для расчета и принимается минимальное значение  $t_n$ . Большие значения  $t_n$  всегда можно получить уменьшением проходного сечения дросселя 4.

Давление подпрессовки  $p_T$  выбирают максимальным, так как при этом не нарушается качество отливок, требующих меньших значений  $p_T$ .

На основании вышеизложенного исходными данными для расчета принимаем технологические параметры  $t_n = 0,5$  сек и  $p_T = 0,08$  МН/м<sup>2</sup>.

**Расчет давления  $p_m$ .** После окончания истечения воздуха в полость тигля давление в ней становится равным давлению в ресивере. Это давление должно уравнивать напор столба жидкого металла в кристаллизаторе и обеспечивать заданное давление подпрессовки  $p_T$ , поэтому

$$p_m = p_a + p_T + \rho_m g h_n, \quad (124)$$

где  $p_a$  – атмосферное давление в МН/м<sup>2</sup>;

$\rho_m$  – плотность металла в кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_m = 8800$  кг/м<sup>3</sup>);

$g$  – ускорение силы тяжести в м/с<sup>2</sup> ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>);

$h_n$  – перепад уровней металла в кристаллизаторе и тигле при заполненном кристаллизаторе в м.

Расчет величины  $h_n$  должен исходить из условия равенства объемов металла, поступившего в кристаллизатор  $\Delta V_1$  и ушедшего из тигля  $\Delta V_2$ :

$$\Delta V_1 = \Delta V_2 \quad (125)$$

или

$$[h - (x - x_0)]F_1 = (x - x_0)F_2,$$

где  $x$  – текущее значение уровня металла в тигле в м;

$h$  – текущее значение разности уровней металла в кристаллизаторе и тигле в м;

Решаем это уравнение относительно  $h$ :

$$h = (x - x_0) \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right). \quad (126)$$

По окончании заполнения кристаллизатора металлом уровень его в тигле понизится до отметки  $x_n$ . На основании равенства (125) получаем

$$(H_n + x_0)F_1 = (x_n - x_0)F_2. \quad (127)$$



Определим  $x_l$  и подставим его значение в уравнение (126), тогда

$$h_l = (H_l + x_0) \frac{F_1 + F_2}{F_2}. \quad (128)$$

Значение  $h_l$  подставляем в формулу (124) и получаем

$$p_m = p_a + p_T + \rho_m g (H_l + x_0) \frac{F_1 + F_2}{F_2} = 0,1 + 0,08 + 8800 \cdot 10^{-6} \times \\ \times 9,81(1,0 + 0,1) \frac{0,04 + 0,014}{0,014} = 0,302 \text{ МН/м}^2,$$

где

$$x_0 = \frac{V_0}{F_2} = \frac{0,0014}{0,014} = 0,1 \text{ м}.$$

На величину  $p_m$  настраивают регулятор давления.

**Расчет сечения трубопровода  $f$ .** По принципу действия установки литья под низким давлением подобна пневмоцилиндру одностороннего действия с переменной по ходу нагрузкой. Для расчета этой установки используют метод динамического расчета пневмопривода одностороннего действия, процессы которого описываются системой уравнений (109). Решить эти уравнения в общем виде относительно одного из параметров невозможно. Поэтому принимаем следующую схему расчета сечения трубопровода:

1. Методом численного интегрирования определяем время заполнения кристаллизатора для нескольких сечений трубопровода, например для сечений 1/4", 1/2", 3/4".
2. Устанавливаем зависимость времени заполнения от сечения трубопровода.
3. По полученной зависимости определяем сечение, удовлетворяющее условиям задачи.

Термодинамические уравнения в системе уравнений (109) описывают процесс истечения воздуха в полость переменного объема при отсутствии теплообмена.

Для данного примера такое допущение возможно в связи с тем, что процесс истечения протекает быстро, а объем нагретого в тигле воздуха  $V_0$  очень мал. Предполагаем, что существенного повышения температуры воздуха, вновь поступившего в полость тигля, за счет теплообмена с нагретыми стенками тигля и смешения с уже нагретым воздухом не произойдет. Кроме того, принятое допущение не противоречит основному условию задачи – продолжительность процесса не должна превышать величины  $t_l$ , поскольку при нагреве воздуха в полости тигля процесс ускоряется.

Для вывода уравнения движения металла принимаем, что в движении участвует вся масса металла с одинаковыми скоростями

по всем сечениям в объемах  $V_1$  и  $V_2$ . Гидравлические потери при движении металла по трубе и в кристаллизаторе ввиду их малых значений не учитываем.

Подвижные массы металла в объемах  $V_1$  и  $V_2$  приведем к уровню зеркала металла в полости тигля

$$m_{np} = m_1 \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^2 + m_2, \quad (129)$$

где  $m_1, m_2$  – соответственно подвижные массы металла в объемах  $V_1$  и  $V_2$ ;

$m_{np}$  – масса металла, приведенная к уровню зеркала металла в полости тигля.

Определим  $m_1$  и  $m_2$ :

$$m_1 = (h + H - x)F_1\rho_m, \quad (130)$$

или с учетом уравнения (126)

$$m_1 = \left[ (H - x_0) + \frac{F_2}{F_1}(x - x_0) \right] F_1\rho_m; \quad (131)$$

$$m_2 = (H - x)F_2\rho_m. \quad (132)$$

Подставим в формулу (129) значения  $m_1$  и  $m_2$ :

$$m_{np} = \left\{ \left[ (H - x_0) + \frac{F_2}{F_1}(x - x_0) \right] \frac{F_2^2}{F_1} + (H - x)F_2 \right\} \rho_m. \quad (133)$$

Сила  $P_p$ , обусловленная гидростатическим и атмосферным давлениями составит

$$P_p = \left[ p_a + (x - x_0) \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right) \rho_m g \right] F_2. \quad (134)$$

Система уравнений, описывающая процесс заполнения полости кристаллизатора металлом, имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} & a \left\{ \left[ (H - x_0) + \frac{F_2}{F_1}(x - x_0) \right] \frac{F_2^2}{F_1} + (H - x)F_2 \right\} \rho_m = \\ & = \left[ (p - p_a) - (x - x_0) \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right) \rho_m g \right] F_2; \\ & kRT_m dM_m = kpdV + Vdp; \\ & G_m = \mu f B \frac{P_m}{\sqrt{T_m}} \varphi(Y), \end{aligned} \right\} \quad (135)$$

где  $V = F_2 x$ ;  $dV = F_2 dx$ ;  $Y = p/\rho_m$ ;

$p$  – текущее давление в тигле в  $MH/m^2$ .

Приводим систему уравнений (135) к виду, удобному для численного интегрирования,

$$\begin{aligned} \Delta p_i &= \frac{k}{x_{i-1}} \left[ \frac{RT_m}{F_2} G_m - p_{i-1} v_{i-1} \right] \Delta t_i; \\ p_i &= p_{i-1} + \Delta p_i; \\ a &= \frac{p - p_a - (x_{i-1} - x_0) \left( 1 + \frac{F_2}{F_1} \right) \rho_m g}{\left\{ \left[ (H - x_0) + \frac{F_2}{F_1} (x_{i-1} - x_0) \right] \frac{F_2}{F_1} + (H - x_{i-1}) \right\} \rho_m}; \\ \Delta v &= a_i \Delta t_i; \\ v_i &= v_{i-1} + \Delta v; \\ x_i &= x_{i-1} + v_{i-1} \Delta t_i + \frac{a_i \Delta t_i^2}{2}. \end{aligned} \quad (136)$$

После подстановки постоянных параметров  $k = 1,41$ ,  $R = 287$   $\text{Нм}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ ,  $T = 293^\circ \text{К}$  получаем

$$\begin{aligned} \Delta p_i &= \frac{1,41}{x_{i-1}} (6G_m - p_{i-1} v_{i-1}) \Delta t \\ a_i &= \frac{10p_i - 3,9x_{i-1} - 0,612}{x_{i-1} + 0,1} \end{aligned}$$

Найдем значения постоянных параметров третьего уравнения системы (135) для сечения трубопровода  $\frac{3}{4}$ ".

Определим коэффициент расхода  $\mu$  трубопровода длиной  $l_T = 3$  м, включающего распределитель и дроссель. Для расчета  $\mu$  используем метод эквивалентного трубопровода.

Для распределителя с сечением трубопровода  $\frac{3}{4}$ " по данным табл. 2, длина эквивалентного трубопровода составит 11 м. Длину трубопровода  $l_\delta$ , эквивалентного дросселю с проходным сечением  $\frac{3}{4}$ " ( $D_y = 0,02$  м), определим по формуле (98). Значение перепада давления на дросселе  $\Delta p = 0,025 \text{ МН}/\text{м}^2$  при давлении  $p_a = 0,5 \text{ МН}/\text{м}^2$  и расходе  $G_0 = 0,0345 \text{ кг}/\text{с}$  берем по нормали МН 4816 – 63.

$$Y_a = \frac{p_a - \Delta p}{p_a} = \frac{0,5 - 0,025}{0,5} = 0,95.$$

По таблицам<sup>1</sup> находим функцию  $\varphi(Y) = \varphi(0,95) = 0,1162$ . Затем по формуле (98) определим  $\mu_\delta$  при  $B = 0,156$ :

$$\mu_\delta = \frac{G \sqrt{T_m}}{B f p_a \varphi(Y_a)} = \frac{0,0345 \sqrt{290}}{0,156 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,02}{4}} \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1162 = 0,232.$$

<sup>1</sup> Герц Е. В. Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., «Машиностроение», 1964.

По графику, приведенному на рис. 87, для  $\mu_T = 0,232$  коэффициент сопротивления  $\zeta = 12$ . Далее определяем эквивалентную длину трубопровода

$$l = \frac{\zeta 2D_y}{\lambda} = \frac{12 \cdot 2 \cdot 0,02}{0,03} = 16 \text{ м},$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения (для гладких труб  $\lambda = 0,03$ ).  
Общая длина эквивалентного трубопровода

$$l_s = 3 + 11 = 16 = 30 \text{ м}.$$

Коэффициент сопротивления для трубопровода длиной  $l$ , находим по формуле (99):

$$\zeta = \frac{0,03 \cdot 30}{2 \cdot 0,02} = 22,5,$$

что соответствует  $\mu = 0,175$  (рис. 87).

После подстановки числовых значений в формулы (95) и (94) для расхода сжатого воздуха получаем  $G_M = 0,039 \text{ кг/с}$  при  $Y \leq 0,528$  и  $G_M = 0,1506 \varphi(Y)$  при  $Y > 0,528$ , где значения  $\varphi(Y)$  выбирают по таблицам [3]. Начальные условия  $x = x_0 = 0,1$ ;  $v = 0$ ;  $a = 0$ . Конечное значение  $x$  находим по формуле (127):

$$x = x_n = (H_n + x_0) \frac{F_1}{F_2} + x_0 = (1 + 0,1) \frac{0,004}{0,014} + 0,1 = 0,41 \text{ м}$$

Выбираем шаг интегрирования  $\Delta t_i = 0,02 \text{ с}$ . Рассчитываем первый шаг  $i = 1$  при  $p_i = p_a = 0,1 \text{ МН/м}^2$ :

а)  $Y = \frac{p}{p} = \frac{0,1}{0,3} = 0,33 \quad (Y < 0,528);$

б)  $G_{M1} = 0,039 \text{ кг/с};$

в)  $\Delta p = \frac{1,41}{0,1} (6 \cdot 0,039 - 0,1 \cdot 0) 0,02 = 0,0665 \text{ МН/м}^2;$

г)  $p_1 = (0,1 + 0,0665) = 0,1665 \text{ МН/м}^2;$

д)  $a = \frac{10 \cdot 0,1665 - 3,9 \cdot 0,1 - 0,612}{0,1 + 0,1} = 3,29 \text{ м/с}^2;$

е)  $\Delta v_1 = 3,29 \cdot 0,02 = 0,0658 \text{ м/с};$

ж)  $v_1 = 0 + 0,0658 = 0,0658 \text{ м/с};$

з)  $x = 0,1 + 0 \cdot 0,02 + \frac{3,29 \cdot 0,02^2}{2} = 0,100658 \text{ м}.$

Таблица 3

Шаг ин-тегриро-вания	$\Delta t_i,$ с	$Y_i$	$\varphi(Y_i)$	$G_m,$ кг/с	$\Delta p_i,$ МН/м <sup>2</sup>	$p_i,$ МН/м <sup>2</sup>	$a_i,$ м/с <sup>2</sup>	$\Delta v_i,$ м/с	$v_i,$ м/с	$x_i,$ м
1	0,02	0,333	0,2588	0,0390	0,0655	0,1655	3,29	0,0658	0,0658	0,1006
2	0,02	0,553	0,2584	0,0389	0,0620	0,2280	6,37	0,1274	0,1942	0,1032
3	0,02	0,727	0,2360	0,0354	0,0464	0,2744	8,51	0,1702	0,3560	0,1087
4	0,02	0,915	0,1486	0,0224	0,0095	0,2839	8,65	0,1730	0,5280	0,1171
5	0,02	0,945	0,1216	0,0180	- 0,0134	0,2705	7,72	0,1540	0,6976	0,1299
6	0,02	0,920	0,1443	0,0218	- 0,0184	0,2521	5,85	0,1170	0,8140	0,1448
7	0,02	0,830	0,2002	0,0201	- 0,0102	0,2419	4,92	0,0984	0,9124	0,1636
8	0,02	0,794	0,2130	0,0324	- 0,0064	0,2355	4,15	0,0830	0,9652	0,1790
9	0,02	0,780	0,2147	0,0322	- 0,009	0,2296	3,51	0,0702	1,0350	0,1990
10	0,02	0,763	0,2248	0,0339	- 0,0055	0,2241	2,87	0,0574	1,0924	0,2204
11	0,02	0,750	0,2287	0,0344	- 0,0050	0,2191	2,24	0,0448	1,1372	0,2427
12	0,02	0,730	0,2350	0,0346	- 0,0048	0,2113	1,90	0,0382	1,1754	0,2608
13	0,02	0,713	0,2315	0,0348	- 0,0046	0,2167	1,42	0,0284	1,2038	0,2896
14	0,02	0,723	0,2360	0,0356	- 0,0044	0,2123	0,98	0,0196	1,2234	0,3138
15	0,02	0,707	0,2397	0,0361	- 0,0040	0,2083	0,60	0,0121	1,2355	0,3384
16	0,02	0,694	0,2425	0,0366	- 0,0032	0,2051	0,45	0,0090	1,2442	0,3631
17	0,02	0,674	0,2463	0,0370	- 0,0024	0,2027	0,10	0,0020	1,2444	0,3878
18	0,02	0,670	0,2463	0,0376	- 0,0020	0,2007	- 0,03	- 0,0006	1,2439	0,4125

Данные расчета заносим в табл. 3.

Так как  $x_1 < x_n$ , то рассчитываем второй шаг  $i = 2$ :

а)  $Y_2 = \frac{0,1655}{3} = 0,552 \quad (Y_2 > 0,528)$ .

По таблицам [3] находим  $\varphi(Y_2) = 0,2854$ ;

б)  $G_m = 0,1506 \cdot 0,2584 = 0,0389$ ;

в)  $\Delta p_2 = \frac{1,41}{0,10066} (6 \cdot 0,0389 - 0,166 \cdot 0,0658) \cdot 0,02 = 0,0620$ ;

г)  $p_2 = 0,1660 + 0,0620 = 0,2280$ ;

д)  $a_2 = \frac{10 \cdot 0,2280 - 3,9 \cdot 0,10066 - 0,612}{0,10066} = 6,37$ ;

е)  $\Delta v_2 = 6,37 \cdot 0,02 = 0,1274$ ;

ж)  $v_2 = 0,0658 + 0,1274 = 0,1932$ ;

з)  $x_2 = 0,10066 + 0,0658 \cdot 0,02 + \frac{6,37 \cdot 0,02^2}{2} = 0,1032$ .

Так как  $x_2 = 0,1032 < x_n$ , то выполняется третий шаг и т. д., включая последний шаг  $i = 18$ , для которого

$$x_{18} = 0,4152 > x_n = 0,4100.$$

Продолжительность заполнения кристаллизатора при сечении трубопровода  $3/4''$  определяется как сумма интервалов интегрирования:

$$t_{\frac{3}{4}''} = \sum_{i=1}^{i=18} \Delta t_i = 0,36 \text{ с.}$$

Аналогично рассчитывают продолжительность заполнения кристаллизатора при сечениях трубопровода  $1/4''$  и  $1/2''$ . Они равны соответственно  $t_{\frac{1}{4}''} = 2 \text{ с}$  и  $t_{\frac{1}{2}''} = 0,47 \text{ с}$ .

Строим график изменения времени заполнения кристаллизатора в зависимости от сечения трубопровода (рис. 127). Согласно графику продолжительности заполнения  $0,5 \text{ с}$  соответствует  $D_y = 0,014 \text{ м}$ . Чтобы обеспечить выполнение условий задачи, выбираем

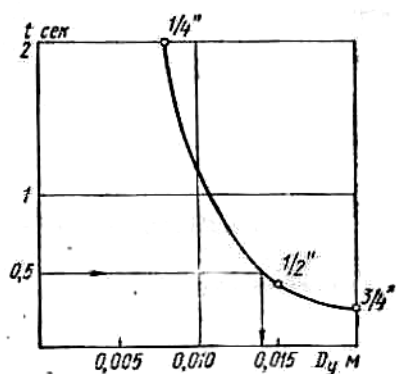


Рис. 127. Изменение времени заполнения кристаллизатора в зависимости от сечения трубопровода

трубопровод  $1/2''$ , имеющий  $D_y = 0,015 \text{ м}$ . При таком сечении трубопровода время  $t_l$  будет несколько меньше  $0,5 \text{ сек}$ .

**Расчет объема ресивера.** Объем ресивера  $V_p$  должен быть таким, чтобы за период заливки давление  $p_m$  в нем снизилось не более чем на 5%. Для упрощения расчета будем считать, что за малый период заливки воздух из сети в ресивер не поступает и температура воздуха в нем и в тигле не изменяется.

Состояние воздуха в ресивере перед открытием распределителя характеризуется параметрами  $V_p, p_m, M$ , где  $M$  – масса воздуха в ресивере. По окончании процесса часть воздуха перетекает в полость тигля, и давление в системе ресивер – тигель становится  $p_{mk} = 0,95 p_m$ .

На основе уравнения состояния газа первоначальная масса воздуха в ресивере

$$M = \frac{p_m V_p}{RT_m} \tag{137}$$

Масса воздуха после истечения

$$M_k = \frac{p_{mk} V_p}{RT_m} \tag{138}$$

Масса воздуха, перешедшая в тигель с объемом  $V_l$

$$M_l = \frac{1}{RT_m} (p_{mk} V_l - p_a V_0), \tag{139}$$

где  $p_a$  – начальное давление в тигле;  
 $V_0$  – первоначальный объем полости тигля;

$V_l$  – конечный объем полости тигля,

$$V_l = F_2 x_l.$$

Начальная масса воздуха в ресивере определяется равенством

$$M = M_k + M_l.$$

Подставив в это равенство вместо  $M$ ,  $M_k$  и  $M_l$  соответствующие выражения (137), (138) и (139) и решая его относительно  $V_p$ , получаем

$$\begin{aligned} V_p &= \frac{0,95 p_m F_2 x_l - p_a V_0}{0,05 p_m} = \\ &= \frac{0,95 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,014 \cdot 0,41 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,014}{0,05 \cdot 0,3 \cdot 10^6} = 0,091106. \end{aligned}$$

Таким образом, объем ресивера должен быть не менее  $0,1 \text{ м}^3$ .

В соответствии с расчетным сечением трубопровода  $\frac{1}{2}$ " выбирают и элементы пневмосистемы: влагоотделитель В41-14, регулятор давления В57-14, дроссель В77-14 и распределитель В71-24, с ручным управлением. Последний имеет плоский золотник без резиновых уплотнений, поэтому через него можно пропускать горячий воздух из тигля.

**РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. Бажанов Б. Н. Пневматические системы автоматизации технологических процессов М. – Л., Машгиз, 1963.
2. Герц Е. В. Пневматические приводы. М., «Машиностроение», 1969.
3. Герц Е. В., Креинин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов М., «Машиностроение», 1964.
4. Морозов А. И. Применение пневматических устройств для автоматизации в машиностроении. М., «Машиностроение», 1965.
5. Толстов М. А. Пневматические и пневмогидравлические приспособления. М. – Свердловск, Машгиз, 1961.



## Раздел третий ГИДРОПРИВОД

### Глава XI

#### ХАРАКТЕРИСТИКА И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Еще сравнительно недавно гидропривод редко применялся в литейных машинах. Исключение составляли только машины литья под давлением. Но в последнее время гидропривод находит все большее применение при механизации и автоматизации литейных процессов. Это объясняется рядом существенных для литейных машин особенностей гидропривода: возможностью создания больших усилий сравнительно небольшими по габаритным размерам силовыми устройствами, бесступенчатым регулированием скорости в широком диапазоне, плавным ходом механизмов, а также возможностью управления режимами работы привода во время их движения, простой автоматизации при использовании стандартных узлов и механизмов, бесшумностью работы.

Отмеченные положительные характеристики гидропривода обусловлены принципом его действия, устройством основных его элементов и, самое главное, свойствами жидкости как рабочего тела.

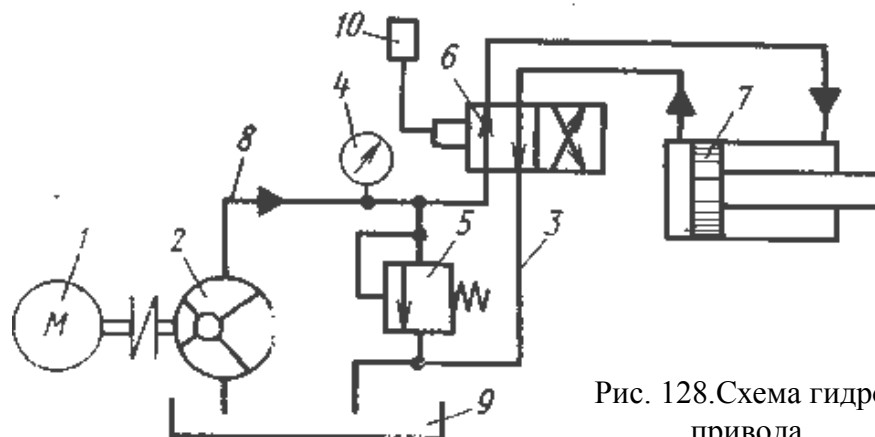


Рис. 128. Схема гидропривода

Схема гидропривода приведена на рис. 128. Насос 2, приводимый в действие электродвигателем 1, засасывает жидкость из резервуара 9 и нагнетает в систему. По трубопроводам 8 жидкость под давлением через распределитель 6 поступает к гидроцилиндру 7.

При поступлении жидкости в штоковую полость гидроцилиндра поршень под давлением будет перемещаться влево, приводя в движение связанные с ним рабочие органы машины, например, подвижные части металлической формы кокильной машины. Жидкость из нештоковой полости цилиндра сливается через распределитель 6 по трубе 3 в резервуар 9.

Управление распределителем 6 осуществляется системой управления 10. Различные контрольные 4 и регулирующие устройства 5 обеспечивают заданный скоростной и силовой режимы работы гидроцилиндра.

Основными устройствами гидропривода являются:

1. Первичный преобразователь – гидронасос преобразует механическую энергию электродвигателя в механическую энергию потока рабочей жидкости.

2. Исполнительное устройство или гидродвигатель преобразуют энергию потока жидкости в механическую энергию движения рабочих органов машины. Для осуществления возвратно-поступательного движения применяют гидравлические силовые цилиндры и для вращательного движения – гидромоторы.

3. Распределительные устройства соединяют рабочие полости гидравлических исполнительных устройств с насосной установкой, а полости опорожнения – с резервуаром для жидкости.

4. Управляющие устройства предназначены для обеспечения необходимой последовательности перемещений рабочих органов машины и требуемого закона движения. Они управляют распределителями, поддерживают в гидросистеме заданное давление, управляют потоком жидкости, поступающей к исполнительным устройствам, контролируют состояние гидросистемы и предохраняют ее от перегрузок.

Многие особенности гидропривода обусловлены свойством рабочей жидкости – практически не сжиматься. Поэтому перемещение, например, поршня цилиндра под давлением жидкости будет зависеть от ее количества, поступившего в рабочую полость цилиндра. Следовательно, управляя потоком жидкости, можно обеспечить практически любой закон движения рабочего органа машины, что невозможно осуществить с помощью пневмопривода.

В гидроприводах литейных машин используют давление от 2,5 до 15 МПа (25...150 кгс/см<sup>2</sup>), а в некоторых случаях, например в приводах многоплунжерных прессовых формовочных машин, до 20 МПа (200 кгс/см<sup>2</sup>) и выше. Это позволяет при сравнительно небольших габаритных размерах исполнительных устройств развивать высокие усилия.

В кокильных машинах гидропривод развивает усилие от 0,03 до 0,3 МН (3...30 тс), а в крупных машинах литья под давлением усилие запираания прессформы достигает 25...30 МН (2500...3000 тс).

Вследствие применения высоких давлений в гидросистеме необходимо тщательно герметизировать разъемные и особенно подвижные соединения, что требует высокого качества изготовления элементов гидравлических устройств. Поэтому стоимость элементов гидропривода намного выше стоимости соответствующих элементов пневмопривода.

**Область применения.** Гидропривод применяют для создания высоких статических усилий, для осуществления возвратно-поступательных движений при больших нагрузках и в случаях обязательного выполнения требуемого закона движения или плавного движения приводимого механизма в машинах: литья под давлением, кокильных, прессовых формовочных, в оборудовании для специальных видов литья, в автоматических формовочных линиях и линиях кокильного литья.

В комплексно-механизированных линиях кокильного литья стоек плугов многие операции, включая заливку металла, осуществляются гидроприводом. В этих линиях установлено гидравлических устройств: исполнительных – 32, насосов – 17, различных распределителей, клапанов, дросселей и других элементов – 115.

В автоматических формовочных линиях гидропривод приводит в действие механизмы уплотнения, сборки и заливки форм, различные транспортные устройства по перемещению форм, опочной и модельной оснастки, выбивки форм и многие другие. Число гидравлических исполнительных устройств достигает 100, а гидравлических элементов распределения и управления – нескольких сотен.

Для многих механизмов требуются сложные движения рабочих органов и определенные силовые режимы, которые осуществляются гидроприводом. Сложный закон движения ковша имеет, например, заливочная установка с ковшом секторного типа. График изменения скорости ковша для этой установки приведен на рис. 1, д. Точное соблюдение заданного закона движения является обязательным условием доброкачественного заполнения формы металлом. Установленный закон не должен существенно изменяться и при изменении нагрузки, вызываемой уменьшением количества металла в ковше по мере его опорожнения.

При использовании в заливочных установках конических ковшей закон движения ковша изменяется в каждом цикле, так как для обеспечения заданного расхода металла из ковша необходимо

вносить коррективы в скорость поворота, что вызвано особенностями геометрии конического ковша.

Сложное движение имеет также каретка с изложницей в процессе заливки металла в машинах центробежного литья, что необходимо для получения равномерной толщины стенки трубы.

Режимы работы механизмов прессования и запираания машин литья под давлением отличаются значительными изменениями как скорости, так и нагрузки в течение одного цикла. Гидропривод механизма прессования обеспечивает медленное движение прессующего пуансона в начальный момент для того, чтобы предотвратить выплескивание металла из камеры прессования. Затем скорость пуансона повышается и запрессовка металла в пресс-форму проходит с технологически необходимой скоростью впуска. В конце заполнения полости пресс-формы металлом пуансон резко останавливается, однако в этот момент не должно быть гидравлического удара. В то же время в камере прессования необходимо как можно быстрее создать высокое давление подпрессовки, достигающее  $300 \text{ МПа}$  ( $3000 \text{ кгс/см}^2$ ). Скоростной режим заполнения и величину давления подпрессовки устанавливают для каждой конкретной отливки. Поэтому гидропривод должен легко перестраиваться на новый режим работы при смене отливок.

Механизм сборки и запираания прессформы машины литья под давлением также имеет сложный режим работы: вначале пресс-форма должна перемещаться с большими скоростями, но в конце хода, чтобы предупредить удар подвижной массивной полуформы о неподвижную, скорость необходимо плавно уменьшить.

В момент запрессовки металла с целью исключения раскрытия стыка подвижная часть прессформы должна быть прижата запирающим механизмом к неподвижной высоким статическим усилием, которое в сотни раз больше необходимого для перемещения полуформы.

Одновременное выполнение разнообразных требований скоростного и силового режимов работы осуществляется с помощью специальных схем гидроприводов, что не только обеспечивает оптимальный режим работы машины литья под давлением, но и повышает к. п. д. и коэффициент использования установленных мощностей.

Группа механизмов литейных машин требует плавного хода с периодической регулировкой скорости. К ним относятся различные транспортные и вспомогательные механизмы, в том числе устройства для перемещения форм и стержней на автоматических линиях. Плавность хода имеет большое значение при сближении массивных

полукокилей. Это является одной из основных причин применения гидропривода в кокильных машинах.

Гидропривод позволяет простыми и надежными средствами механизировать поворот рукавов пескометов, обладающих большими маховыми моментами с необходимыми скоростями и осуществлять не только дистанционное управление головкой пескомета, но также автоматическое программное управление.

Особенности гидропривода литейных машин и линий определяются режимами работы оборудования и условиями эксплуатации.

Гидравлические исполнительные устройства требуют больших расходов жидкости, что обусловлено высоким темпом работы литейного оборудования, особенно автоматических формовочных линий, где скорость достигает  $0,5$  м/сек.

В гидроприводах литейных машин обычно применяют воспламеняющиеся минеральные масла. При высоких давлениях в гидросистеме всегда имеются утечки жидкости. Просочившееся через уплотнение масло может образовывать с пылью и формовочной смесью трудно удаляемую грязь и создавать опасность воспламенения, если поблизости находится расплавленный металл. Для обеспечения пожаробезопасности гидропривода применяют различные меры и, в частности, используют в гидросистеме невоспламеняемые жидкости.

Скоростные характеристики гидроприводов во многом определяются вязкостью масла, которая, в свою очередь, зависит от температуры. Температура масла зависит от температуры воздуха в цехе и интенсивности излучения источников тепла, близко расположенных к гидроприводу. Этот недостаток гидропривода в определенной мере ликвидируется с помощью систем регулирования температуры масла и с помощью других мер, обеспечивающих уменьшение выделения тепла в гидросистеме, а также применением специальных жидкостей со стабильной вязкостью.

Гидравлическая аппаратура управления в приводах литейных машин имеет высокую интенсивность работы. За один год работы происходит до 1 000 000 и более включений. При такой интенсивности работы большое значение имеет надежность аппаратуры.

Автоматическое управление гидроприводом осуществляется в основном электрической системой управления. Последняя на бесконтактных логических элементах обладает высокой надежностью. Уязвимым местом в гидросистеме являются распределители с электромагнитным управлением. Частые выходы их из строя увеличивают потери производительности по вине гидропривода, хотя остальные его элементы и обладают высокой надежностью.

Непрерывное расширение области применения гидропривода в литейных цехах обуславливается совершенствованием литейных машин, а именно наиболее полным соблюдением заданных режимов работы приводимых механизмов, повышением к. п. д. и коэффициента использования установленных мощностей, снижением стоимости, повышением надежности, созданием новых гидрофицированных механизмов и машин.

В гидроприводах машины с несколькими исполнительными механизмами используют многонасосные системы с насосами различной производительности и давления, позволяющими оптимально использовать установленные мощности, уменьшать потери энергии и т. д.

Аккумуляторный привод машин литья под давлением позволяет развивать высокие скорости поршня прессового гидроцилиндра, достигающие 5 м/сек и более, что необходимо для изготовления отливок из магниевых сплавов. Мультипликаторы, особенно в механизмах прессования, позволяют создать в рабочих полостях цилиндра давление, во много раз превышающее давление, развиваемое насосом, и в то же время управлять этим давлением во времени.

В настоящее время уже созданы специальные приводы для уплотнения форм встряхиванием, полностью гидрофицированные пескометы и центробежные машины, которые ранее имели пневмо- и электроприводы.

Разрабатываемые специальные методы динамического расчета гидропривода литейных машин способствуют совершенствованию конструкции гидропривода и наиболее полному использованию его возможностей.

Гидропривод необходимо проектировать с учетом характера работы механизмов и условий эксплуатации литейных машин, а также с учетом высокой надежности и экономичности. Проектирование гидропривода включает следующее: выбор структуры гидропривода, методов и средств управления силовым и скоростным режимами работы исполнительных устройств, компоновку привода, расчет основных параметров его элементов.

## Глава XII

### ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

#### § 1. РАБОЧАЯ ЖИДКОСТЬ

Рабочая жидкость, используемая в гидроприводах литейных машин, подвергается действию изменяющихся в широких диапазонах давлений, скоростей и температур. При этом она не должна изменять своих свойств и оказывать вредного влияния на элементы гидропривода.

Вязкость жидкости при имеющихся колебаниях температуры не должна существенно отклоняться от оптимальных ее значений. Поэтому к рабочей жидкости предъявляется ряд требований.

1. Слабое пенообразование. Пена увеличивает сжимаемость масла, нарушает плавность движения, создает шум. Пена образуется при попадании и замешивании в жидкость воздуха, а также при выделении пузырьков растворенного воздуха из жидкости в случае снижения давления.

2. Хорошие смазывающие свойства. Смазывающие вещества, находящиеся в рабочей жидкости, покрывают тонкой пленкой поверхности привода и, тем самым, предохраняют их от коррозии и, кроме этого, снижают силы трения.

3. Огнестойкость. Рабочая жидкость должна иметь высокую температуру воспламенения, особенно в тех приводах, которые работают в непосредственной близости от расплавленного металла или мощных источников тепла.

В большинстве гидроприводов литейных машин применяют минеральные масла и особенно индустриальное 20 и индустриальное 12 (ГОСТ 1707–51).

В групповых гидроприводах машин литья под давлением используют различные эмульсии, которые представляют собой 2...3%-ную дисперсную смесь эмульсола марки А или Б (ГОСТ 1975–53) с водой. Иногда применяют эмульсии, состоящие из 90...92% воды, 5% минерального масла, 3...5% мыла технического. Эмульсии – недорогие жидкости, они не воспламеняются, однако обладают низкими антикоррозионными свойствами и требуют специальной аппаратуры.

За рубежом в гидроприводах литейных машин используют жидкости на основе гликолей и другие синтетические жидкости. Большим преимуществом последних является их невоспламеняемость, что очень важно для безопасной работы машин и особенно машин литья под давлением. Однако синтетические жидкости имеют

более низкие антикоррозионные свойства и смазывающую способность, чем минеральные масла.

Важнейшей характеристикой рабочей жидкости является вязкость. Вязкость – это сопротивление, возникающее в жидкости при относительном перемещении ее слоев.

Динамическую вязкость определяют по формуле

$$\mu = \frac{P}{S} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta v} \text{ Н с / м}^2,$$

где  $P$  – сила трения между слоями жидкости в  $H$ ;

$S$  – площадь, на которую действует сила, в  $м^2$ ;

$\Delta l$  – расстояние между сдвигаемыми слоями в  $м$ ;

$\Delta v$  – относительная скорость движения слоев в  $м/с$ .

В расчетах гидроприводов обычно используют кинематическую вязкость

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ м}^2 / \text{с (Стюкс)},$$

где  $\rho$  – плотность жидкости в  $кг/м^3$ .

Определить кинематическую или динамическую вязкость непосредственно очень трудно. Поэтому с помощью специальных приборов – вискозиметров устанавливают условную вязкость в градусах Энглера ( $^{\circ}E$ ). Кинематическая вязкость  $\nu$  связана с вязкостью в условных градусах  $^{\circ}E$  соотношением

$$\nu = 7,31^{\circ}E - \frac{6,31}{^{\circ}E}.$$

При выборе жидкости необходимо учитывать ее вязкость. Повышенная вязкость увеличивает потери на трение при движении жидкости по гидросистеме. В то же время при низкой вязкости возрастают утечки в подвижных и неподвижных соединениях.

Оптимальное значение вязкости минеральных масел при рабочих температурах  $40...50^{\circ}C$  находится в пределах  $2...4^{\circ}E$ . При этих значениях вязкости наблюдаются сравнительно небольшие потери давления и утечки. На вязкость минерального масла очень влияет его температура (табл. 4).

Стабилизировать вязкость можно применением емкостей, обеспечивающих необходимый отвод тепла в окружающую среду, или емкостей со специальными охлаждающими устройствами.

Температура в цехах зависит от времени года, поэтому в гидроприводах литейных машин в зимний период используют масло индустриальное 12, а в летний период – более вязкое индустриальное 20. Смену масла можно приурочить к моменту планового обновления масла в гидросистеме вследствие его старения и загрязнения в процессе эксплуатации.



Жидкости считаются практически несжимаемыми. Однако при конструировании запирающих механизмов машин литья под давлением приходится считаться даже с небольшой сжимаемостью жидкости. В момент запрессовки силы, действующие на поршень запирающего механизма, возрастают и он вследствие сжатия масла отходит вместе с подвижной частью пресс-формы. В результате этого металл прорывается через образовавшуюся щель. Возникают трудно удаляемые заливы, снижается безопасность работы на машине.

Таблица 4

Т °С	Вязкость масла					
	Индустриальное 20			Индустриальное 12		
	в сСт	в м <sup>2</sup> /с	в °Е	в сСт	в м <sup>2</sup> /с	в °Е
20	98	98 · 10 <sup>-6</sup>	13,5	60	60 · 10 <sup>-6</sup>	8,5
30	46	46 · 10 <sup>-6</sup>	6,5	30	30 · 10 <sup>-6</sup>	4,3
40	31	31 · 10 <sup>-6</sup>	4,4	18	18 · 10 <sup>-6</sup>	2,8
50	20	20 · 10 <sup>-6</sup>	3,0	12	12 · 10 <sup>-6</sup>	2,0
60	13	13 · 10 <sup>-6</sup>	2,2	9	9 · 10 <sup>-6</sup>	1,7

*Примечание:* В таблице указаны средние значения вязкости. Фактические значения могут отличаться от средних на ± 15%.

Уменьшение объема масла при повышении давления можно определить по формуле

$$\Delta V_{сж} = \frac{\Delta p V}{E_m},$$

где  $V$  – первоначальный объем жидкости в м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  – разность давлений в Па;

$E_{жс}$  – объемный модуль упругости жидкости в Н/м<sup>2</sup>,  $E_{жс} \approx 2000$  МПа при давлениях масла в гидроцилиндрах запирающих механизмов порядка 10...20 МПа.

Для уменьшения влияния сжимаемости масла на работу гидравлического запирающего механизма машин для литья под давлением стремятся уменьшить объем рабочей полости цилиндра запирающего механизма.

При обычной конструкции запирающего механизма (рис. 129, а) объем масла, сжимающийся при запрессовке, равен произведе-

нию площади поршня  $F_1$  на ход полуформы  $L_1$ . В этом случае ход полуформы  $L_1$  будет определять величину раскрытия пресс-формы.

Для уменьшения объема рабочей полости цилиндра запирающего механизма без изменения площади поршня используют следующую конструкцию (рис. 129,б). Подвижная половина пресс-формы перемещается вместе с запирающим цилиндром 1 специальным небольшим цилиндром 2. При закрытии пресс-формы цилиндр 1 останавливается, и сухарь, приводимый в движение цилиндром 3, входит в паз на штоке запирающего цилиндра 1. Этим достигается прочное закрепление штока запирающего цилиндра. При подаче давления по каналу штока в нештоковую полость создается заданное усилие запираения.

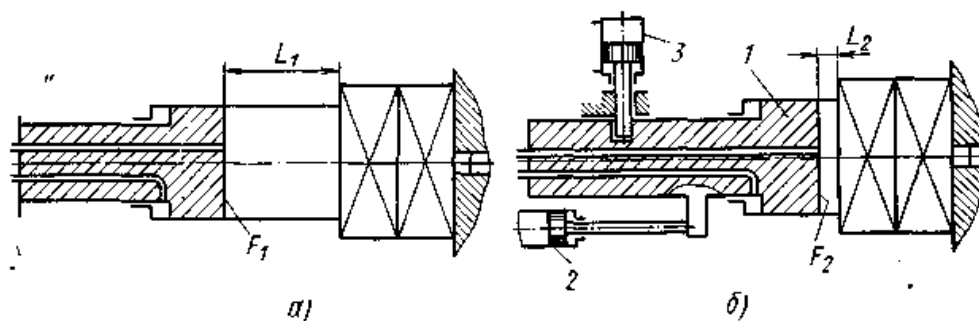


Рис. 129. Запирающие механизмы машин литья под давлением

В последнем случае при равных площадях цилиндров объем рабочей полости и, следовательно, величина раскрытия стыка уменьшаются по сравнению с первой схемой в  $\frac{L_1}{L_2}$  раза.

## § 2. ГИДРОНАСОСЫ

В гидроприводах литейных машин применяют разные типы гидронасосов, отличающиеся принципом действия, конструкцией, производительностью и давлением. Наиболее распространены насосы объемного действия, в которых давление жидкости повышается при вытеснении ее из замкнутого объема. К таким насосам относят насосы: шестеренные, лопастные, поршневые, винтовые и плунжерные. В насосах динамического действия давление повышается за счет инерционных сил жидкости, к ним относится центробежный насос.

Насосы могут быть с постоянной или регулируемой производительностью. Насосы с регулируемой производительностью позволяют осуществлять плавное изменение скорости гидродвигателя,

причем производительность может изменяться и автоматически, что способствует наиболее полному использованию мощности приводного электродвигателя и выполнению оптимального режима работы исполнительных органов.

Основные характеристики насосов – это рабочее давление,  $p$  в МПа ( $\text{кгс/см}^2$ ), развиваемое насосом, и производительность насоса  $Q$  в  $\text{дм}^3/\text{сек}$  при рабочем давлении  $p$ .

Эффективная (полезная) мощность, отдаваемая насосом в гидравлическую систему,

$$N_{\text{эфф}} = pQ, \quad (140)$$

Мощность электродвигателя, приводящего в действие насос,

$$N_{\text{пр}} = \frac{pQ}{\eta_n}, \quad (141)$$

где  $\eta_n = \eta_o \eta_m$  – полный к. п. д. насоса;

$\eta_o$  – объемный к. п. д. насоса, учитывающий утечки жидкости в полостях насоса;

$\eta_m$  – механический к. п. д. насоса, учитывающий потери на трение в подвижных соединениях и потери на трение в жидкости, обусловленные ее вязкостью.

Значения коэффициентов  $\eta_o$  и  $\eta_m$  приведены в каталогах для конкретных насосов.

Шестеренные насосы (рис. 130) состоят из двух сцепляющихся шестерен, расположенных в корпусе 1. Ведущая шестерня 2 закреплена на приводном валу и вращает ведомую шестерню 6, сидящую на свободном валу.

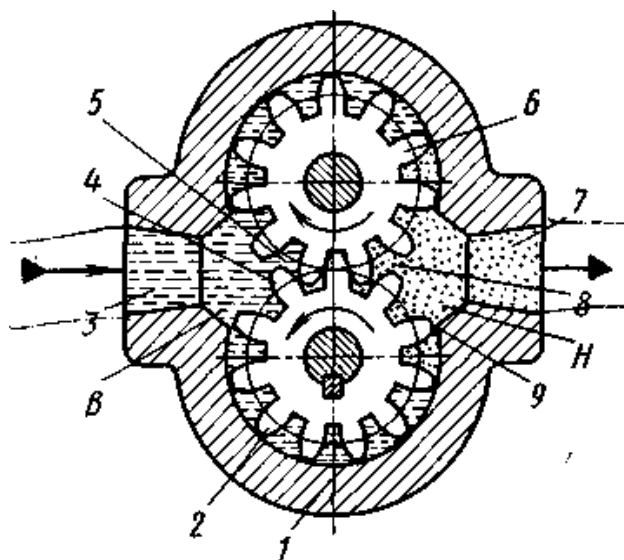


Рис. 130. Схема шестеренного насоса

При вращении шестерен по направлению, указанному стрелками, зуб 4 выходит из впадины 5, освобождая некоторый объем. Освобождающийся объем в полости всасывания  $B$  заполняется жидкостью, поступающей из резервуара через отверстие 3. Жидкость во впадинах переносится шестернями в

полость нагнетания  $H$ . Зуб  $9$  входит во впадину  $8$  и вытесняет жидкость через отверстие  $7$  в гидросистему.

Производительность шестеренного насоса рассчитывают по приближенной формуле

$$Q = D_n \cdot m \cdot b \cdot \omega \cdot 10^3,$$

где  $D_n$  – диаметр начальных окружностей шестерен в  $m$ ;  
 $m$  – модуль зацепления в  $m$ ;  $b$  – ширина зуба в  $m$ ;  
 $\omega$  – скорость вращения шестерен в  $рад/с$  ( $об/мин$ ).

В шестеренных насосах трудно герметизировать подвижные соединения в местах контакта зубьев друг с другом и зубьев с корпусом, что является причиной больших потерь, которые возрастают с увеличением давления.

Поэтому шестеренные насосы применяют для создания давлений до  $2,5$  МПа ( $25$  кгс/см<sup>2</sup>) при производительности до  $2,5$  дм<sup>3</sup>/сек ( $150$  л/мин). Для этих насосов  $\eta_o = 0,65...0,93$ ,  $\eta_n = 0,5...0,75$ .

Шестеренные насосы просты по конструкции, дешевы и надежны в работе. Гидропривод литейных машин требует более высоких давлений, поэтому шестеренные насосы находят ограниченное применение или используются во вспомогательных системах для перекачки масла и т. п.

Лопастные насосы (рис. 131) состоят из литого корпуса  $1$  с каналами, статора  $6$ , имеющего

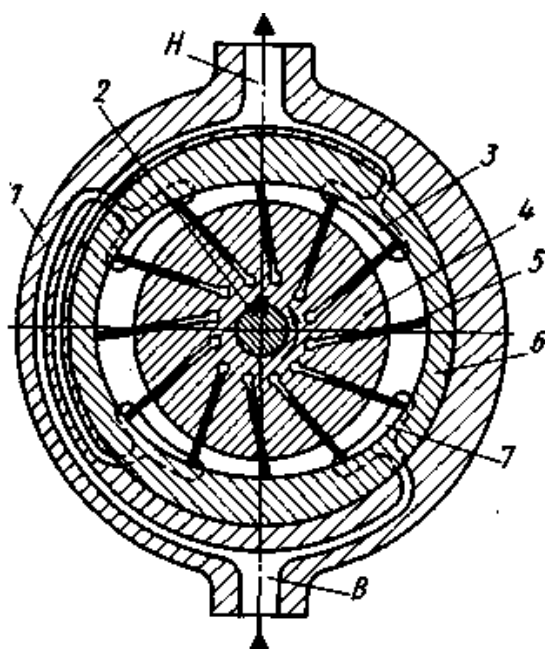


Рис. 131. Схема лопастного насоса

внутри криволинейную профильную поверхность, по которой скользят лопасти  $5$ , вставленные с небольшими зазорами в пазы ротора  $4$ . Ротор с валом  $2$  вращаются от электродвигателя. При вращении ротора лопасти под давлением жидкости и центробежных сил всегда прижаты к внутренней поверхности статора. Вращаясь вместе с ротором, каждая лопасть перемещается в пазах в радиальном направлении в соответствии с профилем статора.

Объем камеры, заключенный между двумя соседними лопастями, при вращении ротора непрерывно изменяется. При прохождении камеры мимо окон всасывания  $7$ , расположенных в торце статора, объем ее увеличивается,

и через отверстие  $B$  в камеру засасывается жидкость. Во время прохождения каждой отдельной камеры мимо окна нагнетания  $3$  ее объем уменьшается, и жидкость под давлением вытесняется через каналы к выходному отверстию  $H$ .

Окна всасывания и окна нагнетания расположены диаметрально противоположно друг другу. За один оборот ротора каждая отдельная камера осуществляет два полных цикла всасывания и нагнетания.

Производительность (в  $\text{дм}^3/\text{с}$ ) лопастного насоса двойного действия можно рассчитать по формуле

$$Q = \frac{b\omega(R-r)}{\pi} \left[ \pi(R+r) - \frac{sZ}{\cos a} \right] \cdot 10^3,$$

где  $R$  и  $r$  – соответственно наибольший и наименьший радиусы профиля статора в  $\text{м}$ ;

$s$  и  $b$  – толщина и ширина лопасти в  $\text{м}$ ;

$a$  – угол наклона лопастей к радиусу;

$z$  – число лопастей;

$\omega$  – скорость вращения ротора в  $\text{рад/с}$  ( $\text{об/мин}$ ). Лопастные насосы выпускают производительностью от 0,08 до 3,3  $\text{дм}^3/\text{с}$  (5...200  $\text{л/мин}$ ) при давлении до 6,5  $\text{МПа}$  ( $65 \text{ кгс/см}^2$ ) с  $\eta_o = 0,88$  ... 0,93 и  $\eta_n = 0,7$ ...0,85. Эти насосы широко применяют в гидроприводах кокильных машин, в машинах литья под давлением, в приводах механизмов автоматических формовочных линий.

Поршневые насосы изготавливают с радиальным и осевым расположением поршней. В соответствии с этим различают радиально-поршневые и аксиально-поршневые насосы. Поршневые системы легко уплотняются. Поэтому поршневые насосы могут создавать более высокие давления, чем шестеренные и лопастные насосы.

В радиально-поршневом гидронасосе (рис. 132,а) ротор 2 вместе с радиально расположенными на нем поршнями 1 вращается на неподвижной оси 4. Статорная обойма 5, направляющая движение поршней, расположена эксцентрично по отношению к ротору на величину  $e$ . При вращении ротора каждый из поршней, выдвигаясь из цилиндрического отверстия в роторе при повороте на  $180^\circ$ , засасывает жидкость через канал  $B$  и полость всасывания  $B$ . При дальнейшем повороте ротора поршни отжимаются обоймой по направлению к центру ротора и вытесняют жидкость под давлением через полость нагнетания  $A$  и канал  $H$  в гидросистему. Каждый из поршней делает за один оборот ротора один двойной ход. Поршни от центра перемещаются центробежными силами или пружинами. В некоторых случаях выдвигание поршней на участке всасывания осуществляется жидкостью вспомогательного насоса низкого давления.

Производительность радиально-поршневых насосов рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{1}{\pi} f e z \omega \cdot 10^3, \text{ дм}^3/\text{с},$$

где  $f$  – площадь поршня в  $\text{м}^2$ ;

$e$  – эксцентриситет ротора в  $\text{м}$ ;

$z$  – число поршней;

$\omega$  – скорость вращения ротора в  $\text{рад/с}$  ( $\text{об/мин}$ ).

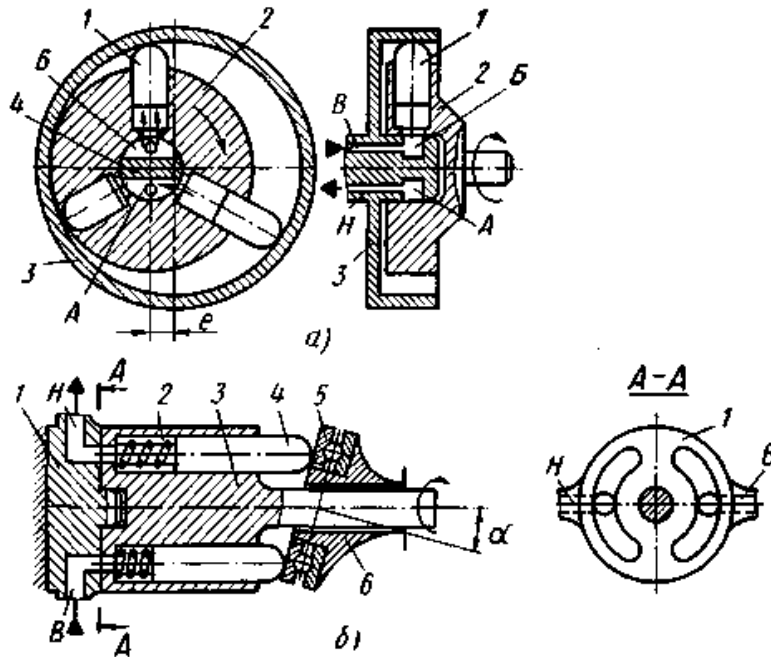


Рис. 132. Поршневые насосы

Производительность радиально-поршневого насоса можно повысить за счет увеличения числа поршней, располагая их по несколько штук в ряд вдоль оси. Производительность насоса регулируют изменением величины эксцентриситета.

Производительность радиально-поршневого насоса, приведенного на рис. 133, можно регулировать вручную. Величину эксцентриситета изменяют вращением маховика 2. Скрепленная с ним гайка 3 при вращении перемещает винт 1 и связанный с ним блок 5, скользящий в подшипниках 6. В блоке укреплена статорная обойма 4. При перемещении обоймы изменяется эксцентриситет и, следовательно, производительность насоса.

В корпусе насоса установлен главный предохраняющий от перегрузок клапан 9. Этим клапаном можно настраивать, насос на определенное давление. В корпусе также располагается шестеренный насос 8 с предохранительным клапаном 7. Этот насос имеет

небольшую производительность и предназначен для питания вспомогательных механизмов.

В рассмотренном насосе блок перемещается вручную. Выпускаются насосы, у которых перемещение блока осуществляется

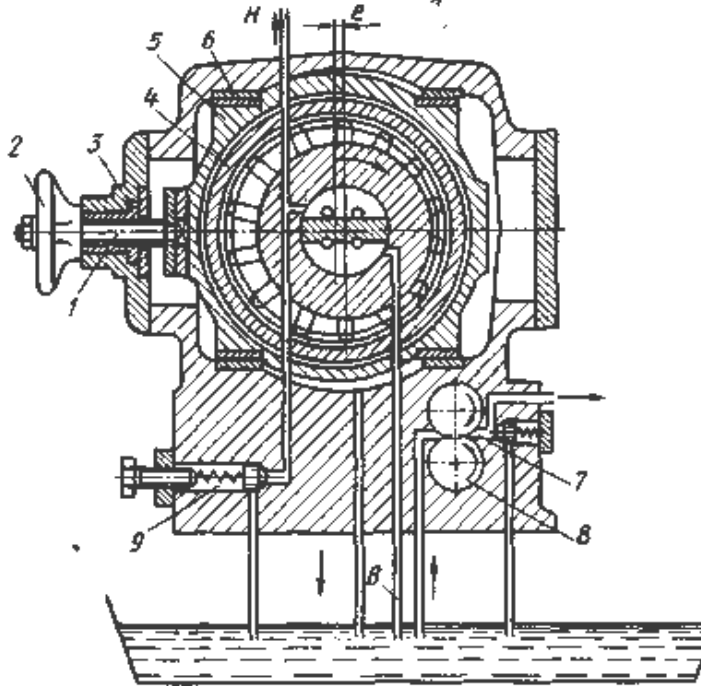


Рис.133. Радиально поршневой насос с регулируемой производительностью

специальным гидроцилиндром с дистанционным управлением.

Получили распространение и насосы с управлением в функции давления. В этих насосах эксцентриситет и, следовательно, производительность уменьшаются с увеличением давления в системе. Насосы такого типа применяют в приводах прессовых формовочных машин и машин литья под давлением.

Во вращающемся роторе 3 аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой (рис. 132, б) по окружности параллельно оси расположены поршни 4. Пружины 2 стремятся вытолкнуть поршни из цилиндров, прижимая их к неподвижной наклонной шайбе 6. Торцовая часть ротора скользит по плоскому распределителю 1. При вращении ротора неподвижная наклонная шайба 6 с упорным подшипником 5 для уменьшения трения заставляет поршни совершать возвратно-поступательные движения. При выдвигении поршня жидкость засасывается из резервуара через канал В и С-образную канавку, а при обратном ходе поршня жидкость нагнетается через другую С-образную канавку в канал Я. На рис. 132, б плоский распределитель 1 с С-образными канавками условно повернут на 90°.

Производительность аксиально-поршневого насоса рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{1}{2\pi} f \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot z \cdot \omega \cdot 10^3, \text{ дм}^3/\text{с},$$

где  $D$  – диаметр окружности, по которой расположены поршни

в роторе, в м;

$f$  – площадь поршня в м<sup>2</sup>;

$a$  – угол наклона шайбы;

$z$  – число поршней;

$\omega$  – скорость вращения ротора в рад/с (об/мин).

Для регулирования производительности аксиально-поршневых насосов в некоторых их конструкциях устанавливают механизм для изменения угла наклона шайбы.

Поршневые насосы развивают давление до 40...50 МПа {400...500 кгс/см<sup>2</sup>). Производительность их от 0,065 до 160 дм<sup>3</sup>/сек (4...1000 л/мин) при  $\eta_o = 0,8 \dots 0,9$  и  $\eta_n = 0,7 \dots 0,85$  для радиально-поршневых насосов и  $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$  и  $\eta_n = 0,92 \dots 0,95$  для аксиально-поршневых.

Поршневые насосы применяют в приводах формовочных машин с высокими давлениями прессования, машинах литья под давлением и крупных кокильных машинах.

**Плунжерные насосы** являются поршневыми насосами с клапанным распределением. Плунжер 3 (рис. 134) перемещается в цилиндрическом отверстии корпуса 2. Плунжер приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом 1. При перемещении

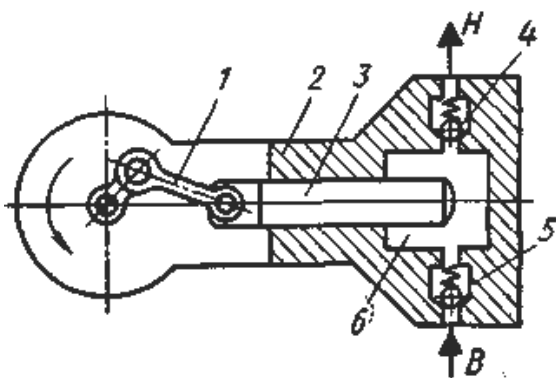


Рис. 134. Плунжерный насос

плунжера влево он выходит из полости б и засасывает в нее через обратный клапан 5 жидкость из резервуара по трубе В. При обратном ходе плунжер вытесняет из полости б жидкость под давлением через обратный клапан 4 в гидросистему по трубе Н. Производительность плунжерного насоса рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{1}{\pi} f \cdot D \cdot \operatorname{tga} \cdot z \cdot \omega \cdot 10^3, \text{ дм}^3/\text{с},$$

где  $R$  – радиус кривошипного механизма в м;

$f$  – площадь плунжера в м<sup>2</sup>;

$z$  – число плунжеров в насосе;

$\omega$  – скорость вращения кривошипного вала насоса в рад/с (об/мин).

Для уменьшения пульсации давления в системе число плунжеров должно быть не меньше трех.



Плунжерные насосы обладают высокой производительностью до  $20 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $1200 \text{ л/мин}$ ) и развивают давление до  $50 \text{ МПа}$  ( $500 \text{ кгс/см}^2$ )

Простота кинематической схемы насоса с клапанным распределением позволяет применять данный тип насоса не только для нагнетания в гидросистему минеральных масел, но и эмульсий и даже воды. Поэтому плунжерные насосы используют в насосно-аккумуляторных станциях машин литья под давлением, в которых, как правило, применяют эмульсии. Эти насосы применяют для подачи воды под высоким давлением в гидромониторы очистительных установок, где кинетическая энергия воды используется для разрушения стержней в крупных отливках и удаления пригравшей смеси.

Клапанное распределение имеют также эксцентриковые поршневые насосы, в которых поршни располагаются в неподвижном корпусе в радиальном направлении. К эксцентрикам приводного вала они прижимаются пружинами. При вращении эксцентрикового вала поршни совершают возвратно-поступательное движение, засасывая и нагнетая жидкость в гидросистему подобно плунжерным насосам.

Производительность эксцентриковых насосов от  $0,3$  до  $16,6 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $18 \dots 1000 \text{ л/мин}$ ). Они развивают давление до  $50 \text{ МПа}$  ( $500 \text{ кгс/см}^2$ ). У этих насосов  $\eta_o = 0,9 \dots 0,95$  и  $\eta_n = 0,6 \dots 0,8$ .

**Винтовые насосы** обладают по сравнению с другими рядом преимуществ. Эти насосы обеспечивают более высокую равномерность подачи жидкости, бесшумны в работе, долговечны, обладают высоким к. п. д., имеют сравнительно небольшие габаритные размеры.

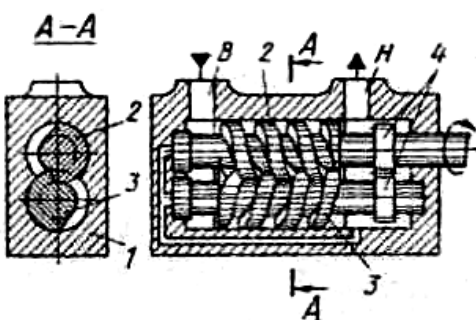


Рис. 135. Винтовой насос

В корпусе 1 насоса (рис. 135) установлены два находящиеся в зацеплении винта. Один из них ведущий 2, а другой ведомый 3. Связь между винтами осуществляется при помощи шестерен 4. Если использовать многозаходные винты, хорошо передающие крутящий момент, то можно не применять дополнительных шестерен.

Винты плотно вставляют в цилиндрические отверстия корпуса 1. Выступы одного винта без зазоров входят во впадины другого, образуя своего рода уплотнения. Таким образом, пространство между выступами каждого винта делится на ряд замкнутых по-

лостей. При вращении винтов эти полости перемещаются вдоль оси насоса.

Жидкость, поступающая из камеры всасывания  $B$ , заполняет впадины винтов и, попадая в замкнутые полости, перемещается вдоль винтов, а затем нагнетается в камеру  $H$  высокого давления.

Жидкость в гидросистему подается непрерывным потоком.

Производительность винтовых насосов рассчитывают по формуле

$$Q = \frac{1}{\pi} F \cdot h \cdot \omega \cdot 10^3, \text{ дм}^3/\text{с},$$

где  $F$  – площадь сечения впадины винта в плоскости, перпендикулярной к оси вращения, в  $\text{м}^2$ ;

$h$  – шаг винта в  $\text{м}$ ;

$\omega$  – скорость вращения винтов в  $\text{рад}/\text{с}$  ( $\text{об}/\text{мин}$ ).

Винтовые насосы развивают высокие давления – около  $20 \text{ МПа}$  ( $200 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ) и обладают значительной производительностью – до  $16,6 \text{ дм}^3/\text{сек}$  ( $1000 \text{ л}/\text{мин}$ ) при  $\eta_o = 0,88 \dots 0,95$  и  $\eta_n = 0,7 \dots 0,82$ .

Этот тип насоса рекомендуется использовать в гидроприводах высокопроизводительных литейных автоматических линий, требующих больших расходов жидкости.

**Центробежные насосы.** Жидкость по входному патрубку  $1$  (рис. 136) засасывается во вращающееся колесо  $2$ . В колесе жидкость под действием центробежных сил перемещается по каналам, образованным стенками колеса и лопатками  $4$ .

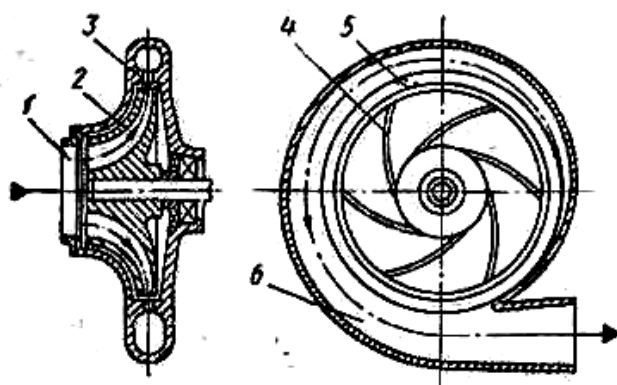


Рис. 136. Центробежный насос

Энергию, подводимую от электродвигателя, рабочее колесо  $2$  насоса передает жидкости, находящейся в его каналах.

При этом увеличивается как потенциальная энергия (статическое давление), так и кинетическая энергия жидкости (скорость потока). На выходе из колеса жидкость посту-

пает в диффузор  $3$ , где уменьшается ее абсолютная скорость и дополнительно возрастает давление.

Диффузор имеет неподвижные лопатки  $5$  (на рис. 136 показана штриховой линией только одна лопатка), которые способствуют более быстрому гашению скорости потока. Пройдя диффузор, жид-

кость поступает в спиральный канал-улитку  $b$ , собирающий жидкость, выходящую из колеса, и направляющий ее в гидросистему.

Давление на выходе такого одноступенчатого насоса не превышает  $0,2 \dots 0,3 \text{ МПа}$  ( $2 \dots 3 \text{ кгс/см}^2$ ), что, конечно, недостаточно для привода литейных машин.

С целью повышения давления выполняют насосы многоступенчатыми, состоящими из нескольких последовательно расположенных на одном валу насосов. Каждый последующий насос питается жидкостью при определенном давлении от предыдущего и повышает соответственно это давление.

В двухступенчатых насосах давление достигает  $0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}$  ( $4 \dots 5 \text{ кгс/см}^2$ ). Некоторые многоступенчатые центробежные насосы развивают давление до  $20 \text{ МПа}^2$  ( $200 \text{ кгс/см}^2$ ).

Центробежные насосы обладают высокой производительностью – до  $1000 \text{ дм}^3/\text{с}$ . Эти насосы применяют в насосных станциях центробежных машин, в которых гидропривод перемещает изложницу при заливке ее металлом, так как при больших расходах жидкости не требуется высоких давлений.

**Выбор типа насоса.** При выборе гидропривода литейной машины учитывают параметры, характеризующие гидронасос. К таким параметрам относят производительность насоса, максимально допустимое давление, при котором не снижается экономичность привода и не сокращается срок службы насоса, возможность регулирования производительности и давления, габаритные размеры насоса.

Кроме того, учитывают способность насоса преодолевать нагрузки и перегрузки, свойства применяемой жидкости, стоимость насоса.

С увеличением рабочего давления уменьшаются габаритные размеры привода. Однако одновременно повышаются требования к точности изготовления насосов. Трудоемкость изготовления и стоимость насоса возрастают, а его срок службы сокращается.

На рис. 137, *a* приведен график изменения производительности  $Q$  лопастного насоса от развиваемого давления  $p$ .

С повышением давления производительность  $Q$  насоса уменьшается вследствие увеличения утечек в подвижных соединениях. Мощность  $N_{эф}$ , развиваемая насосом, намного меньше приводной мощности  $N_{пр}$ , особенно при малых давлениях, когда значительна доля потерь на преодоление сил трения в подвижных парах и в жидкости.

Коэффициент  $\eta_n$  (рис. 137, *b*) достигает максимального значения при давлении  $5,0 \dots 5,5 \text{ МПа}$ . При этом давлении лопастной на-

сос будет наиболее экономично работать в приводах литейных машин.

Зависимость коэффициентов  $\eta_n$  различных насосов от развиваемого давления приведена на рис. 138. Поршневые насосы имеют более высокий  $\eta_n$ , величина его мало изменяется с ростом давления.

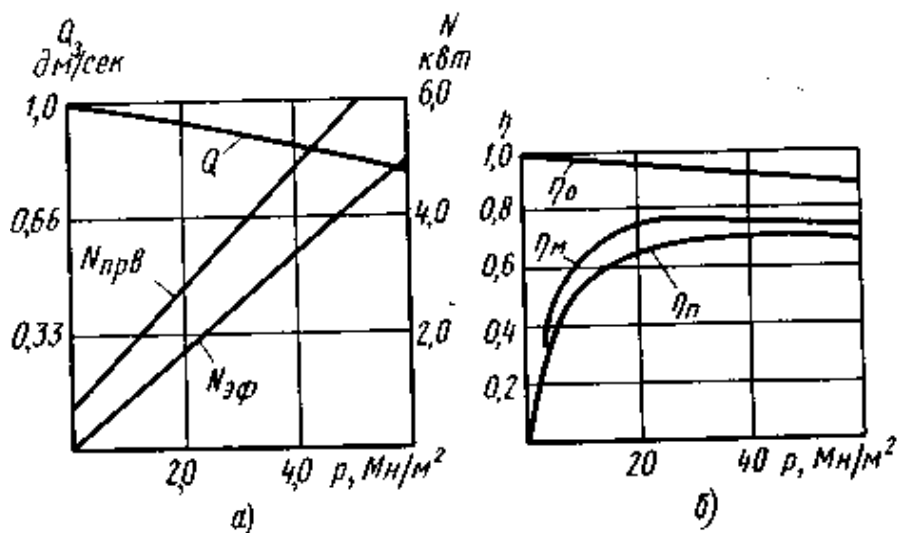


Рис. 137. Характеристики лопастного насоса

В лопастных, винтовых и, особенно, шестеренных насосах  $\eta_n$  при высоких давлениях уменьшается.

Оптимальные значения давлений, рекомендуемые для работы насосов объемного действия, определяют по максимальным значениям  $\eta_n$ .

Вследствие этого рекомендуют давление для насосов, применяемых в приводах литейных машин; шестеренных 2,5 МПа; лопастных 5 МПа; поршневых 10...15 МПа.

Давление жидкости в гидравлических исполнительных устройствах является определяющим при выборе типа насоса.

Многие механизмы автоматических формовочных линий, кокильных машин и линий, а также некоторые другие литейные машины не требуют развития больших

усилий. Поэтому в большинстве случаев в приводах используется среднее давление жидкости

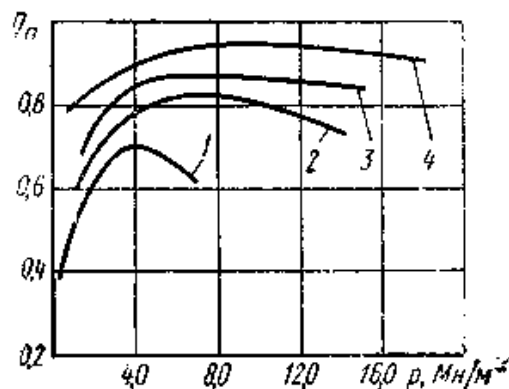


Рис. 138. Влияние давления на полный к.п.д. насосов объемного действия:

- 1 – шестеренных, 2 – винтовых,  
3 – лопастных, 4 – поршневых

5 МПа (50 кгс/см<sup>2</sup>). Гидроцилиндры, развивающие это давление, имеют сравнительно небольшие габаритные размеры.

При давлениях до 5 МПа (50 кгс/см<sup>2</sup>) наиболее целесообразно применять лопастные насосы. Эти насосы имеют простую конструкцию, удобны в эксплуатации и надежны в работе.

В приводах машин литья под давлением, в механизмах пресования формовочных машин используются высокие давления – от 10 до 20 Мн/м<sup>2</sup> (от 100 до 200 кгс/см<sup>2</sup>), которые обеспечиваются поршневыми насосами.

При выборе типа насоса учитывают рабочую жидкость. Выпускаемые нашей промышленностью лопастные и поршневые насосы предназначены для нагнетания минерального масла, плунжерные насосы – для нагнетания масла и эмульсии. Плунжерные насосы широко применяют в насосно-аккумуляторных станциях машин литья под давлением.

С регулируемой производительностью выпускаются только поршневые насосы. Поэтому в приводах, где требуется плавно изменять скорости, устанавливают поршневые насосы.

Производительность насосов определяется размерами и временем срабатывания гидроцилиндров. Как показывает опыт эксплуатации гидропривода в литейных цехах, выбор насоса производительностью на 10...15% выше расчетной позволяет продлить срок использования насосов на 20...25% по сравнению с паспортным сроком использования (5000 ч).

Центробежные насосы пока не получили распространения в приводах литейных машин из-за небольших давлений, которые они развивают. Однако опыт эксплуатации этих насосов в гидропнев-

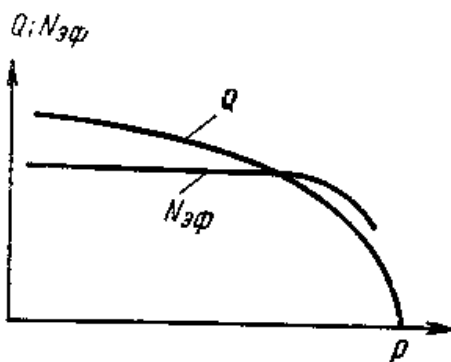


Рис. 139. Характеристики центробежного насоса

моприводах крупных центробежных машин указывает на преимущества этих насосов, обеспечивающих высокую надежность работы на эмульсиях.

Отличительная особенность центробежных насосов – это резкое снижение подачи  $Q$  при увеличении напора  $p$  (рис. 139).

Существующая зависимость между расходом и напором может быть приближенно выражена постоянством произведения  $pQ$ , т. е. эффективной мощности на большей части его рабочей характеристики.

Особенностью центробежных насосов является автоматическая разгрузка при отсутствии расхода жидкости ( $Q = 0$ ). В этот момент насос развивает максимальное давление, а потребляемая энергия расходуется только на преодоление сил трения в подвижных парах и на вязкое трение в жидкости.

Центробежные насосы наиболее эффективно применять в случаях, когда значительное время в системе необходимо поддерживать постоянное давление при отсутствии расхода, а также когда необходимо регулировать скорость при малых изменениях нагрузки.

Для компоновки насосных станций имеет значение конструктивное исполнение насосов.

Гидронасосы изготавливают с креплением на фланце и на лапках. При фланцевом креплении насос может быть установлен непосредственно в ванне гидробака или на его верхней или боковой поверхностях, при креплении на лапках – на верхней крышке бака.

Во многих гидроприводах литейных машин используется несколько насосов, большинстве два насоса: насос высокой производительности с низким давлением и насос высокого давления с низкой производительностью.

Для компактности эти насосы выпускают в сдвоенном исполнении с одним общим электродвигателем.

Например, сдвоенный лопастной насос (рис. 140) состоит из насосов 1 и 2, смонтированных на общем приводном валу 3 и соединенных один с другим специальными переходными фланцами 4.

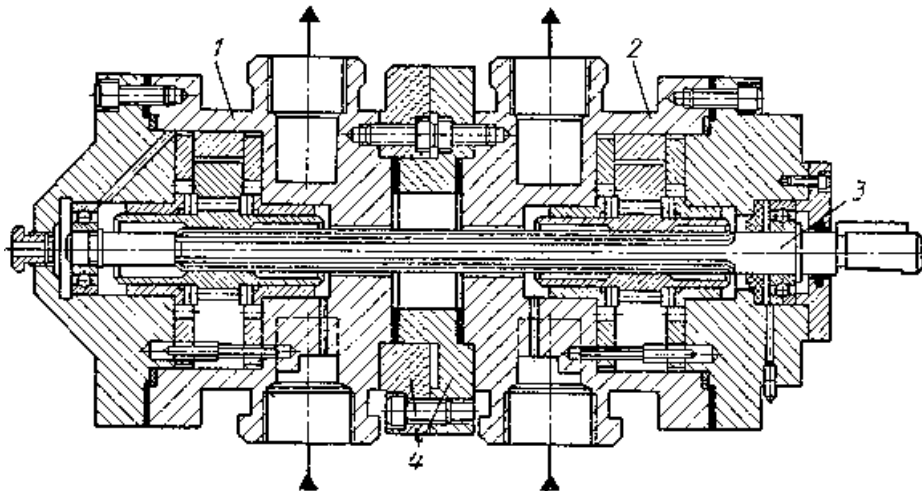


Рис. 140. Сдвоенный лопастной насос

Подавать жидкость в систему можно одним общим потоком или двумя отдельными.

Сдвоенные насосы могут иметь одинаковую производительность или различную.

Выпускаются также сдвоенные насосы (рис. 141), состоящие из лопастного насоса 1 низкого давления и высокой производительности и поршневого 2 высокого давления и низкой производительности.

Приводная мощность сдвоенного насоса равна сумме мощностей, потребляемых обоими насосами.

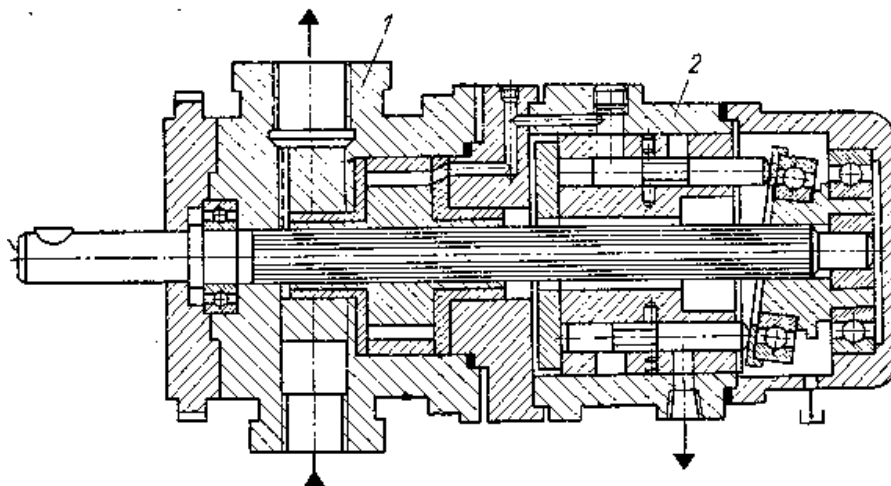


Рис. 141. Комбинированный насос высокого давления

### § 3. ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Гидродвигатели преобразуют механическую энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию движения механизмов машины. Гидродвигатели делятся на двигатели с возвратно-поступательным движением (гидроцилиндры) и двигатели с вращательным движением (моментные гидроцилиндры и гидромоторы).

#### Гидроцилиндры

**Конструкция гидроцилиндров.** Гидроцилиндры одностороннего действия широко используют в прессовых формовочных машинах, механизмах записания машин литья под давлением и в подъемных механизмах печей отжига. Эти цилиндры требуют установки специальных направляющих, ограничителей хода и дополнительных цилиндров при необходимости быстрого возврата в исходное положение.

Например, направляющими гидроцилиндра 2 одностороннего действия прессовой формовочной машины (рис. 142) являются

плунжер 1 и основание прессового стола 4. Ход цилиндра ограничивается разъемным кольцом 5. Кожух 3 из плотной гофрированной ткани предохраняет поверхности от попадания на них пыли и формовочной смеси.

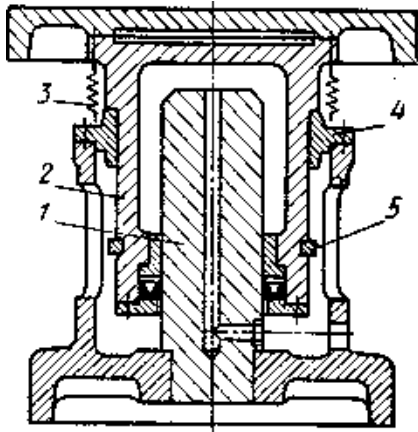


Рис. 142. Гидроцилиндр прессовой формовочной машины

Гидроцилиндры двустороннего действия широко применяются в приводах литейных машин и линий, например, различных транспортных механизмов, зажимных устройств, механизмов сборки форм и т. п.

В гидроцилиндрах подвод и отвод жидкости осуществляются через крышки. Однако в конструкциях с неподвижным штоком жидкость подводится и отводится по каналам внутри штока.

Гидроцилиндры подобно пневмоцилиндрам крепят на лапках, фланцах, цапфах.

Для плавной остановки поршня гидроцилиндра, перемещающего с большими скоростями значительные массы, применяют специальные демпфирующие устройства. Хвостовик 1 гидроцилиндра (рис. 143) в конце хода входит в отверстие крышки 2, оставляя для жидкости небольшой кольцевой зазор. Давление в полости противодавления резко возрастает, что интенсивно снижает скорость.

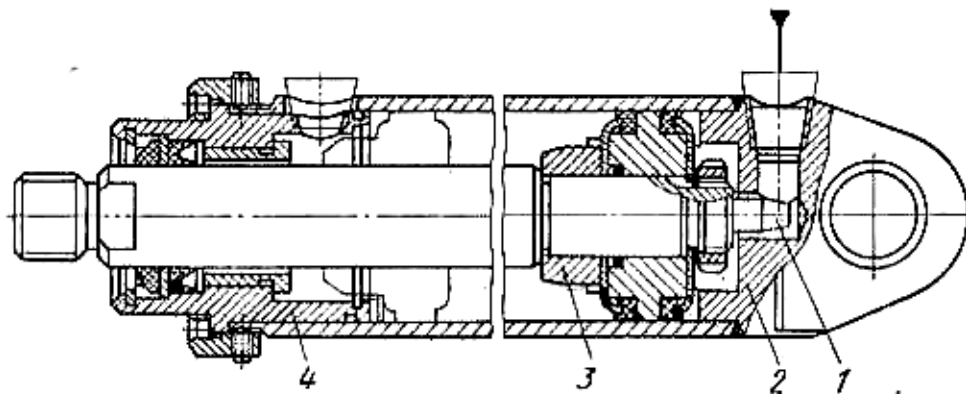


Рис. 143. Конструкция гидроцилиндра по МН 2251-61 и МН 2255-61

При движении в противоположном направлении прессовой формовочной машины втулка 3 входит в отверстие крышки 4, затрудняя выход жидкости из штоковой полости и обеспечивая тем самым плавное торможение.



Гидроцилиндры с реечными механизмами применяют в приводах поворотных столов, кантователей, рукавов пескометов.

Механизм поворота, приведенный на рис. 144, состоит из корпуса 4 и двух параллельных цилиндров. Поршни 2 изготовлены заодно с рейкой, входящей в зацепление с валом-шестерней 5. Вал

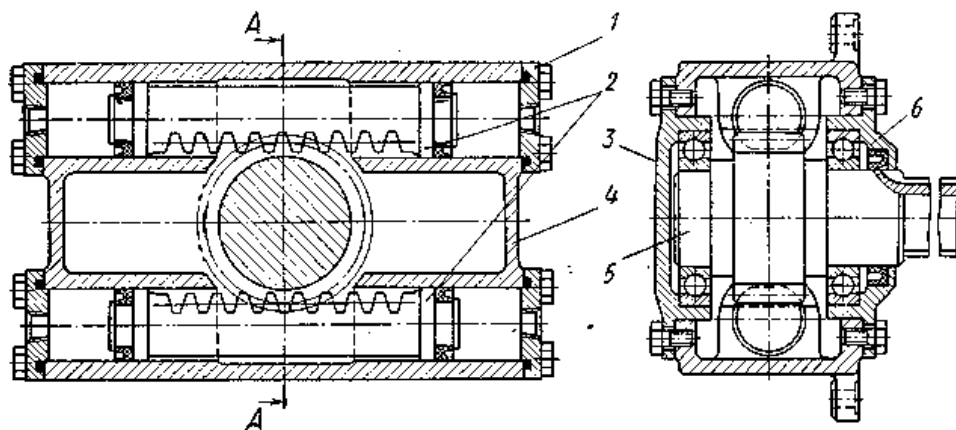


Рис. 144. Гидравлический поворотный механизм

опирается на подшипники, расположенные в крышках 3 и 6. Для поворота вала-шестерни, например, по часовой стрелке, необходимо подать жидкость под давлением через отверстия в крышках 1 цилиндров в левую полость верхнего и правую полость нижнего цилиндров. Противоположные полости соединяют со сливом. Такие механизмы просты по конструкции, развивают большие крутящие моменты и имеют малые люфты.

**Изготовление гидроцилиндров.** Гильзы гидроцилиндров изготавливают из горячекатаных бесшовных труб из сталей 20, 35, 45, гильзы гидроцилиндров специальной конструкции – из легированных сталей. Для обеспечения высокой прочности гильзы следует подвергать термической обработке до твердости НВ 241-285. Шероховатость внутренней поверхности гильз должна соответствовать 9-му классу чистоты, а при уплотнении резиновыми кольцами – 10-му классу чистоты. Поверхности от коррозии предохраняют твердым хромированием.

Штоки изготавливают из сталей 35 и 45, в ответственных случаях из стали 40Х; полые штоки – из трубных заготовок (сталь 35).

Штоки после предварительной механической обработки подвергают улучшению и хромированию. Шероховатость поверхности штока должна быть не ниже 8-го класса чистоты.

Головки или крышки цилиндров получают из поковок (сталь 35 и 45) или отливок (сталь 35Л и 45Л, чугун СЧ 21-40 и СЧ 32-52). Чугунная головка может служить и направляющей. В стальные головки вставляют бронзовые, латунные или капроновые втулки.

Поршни гидроцилиндров изготавливают из антифрикционного серого чугуна или из стали с последующим покрытием бронзой, латунью или капроном.

**Уплотнение гидроцилиндров.** От работы уплотнения во многом зависят величина утечек жидкости, сила трения, износ и экономичность гидропривода.

К подвижным уплотнениям относятся уплотнения поршня с гильзой и штока с крышкой, к неподвижным – уплотнения поршня со штоком, гильзы с крышками и т.п.

**Уплотнение поршня с гильзой.** В гидроцилиндрах широко применяют манжетные, чашечные и шевронные уплотнения, а также уплотнения резиновыми и капроновыми кольцами.

Манжеты изготавливают из маслостойкой резины, капрона, фторопласта и других синтетических материалов. Манжету перед установкой в канавку (рис. 145,а) растягивают специальным приспособлением, поэтому ее необходимо изготавливать из высококачественной резины.

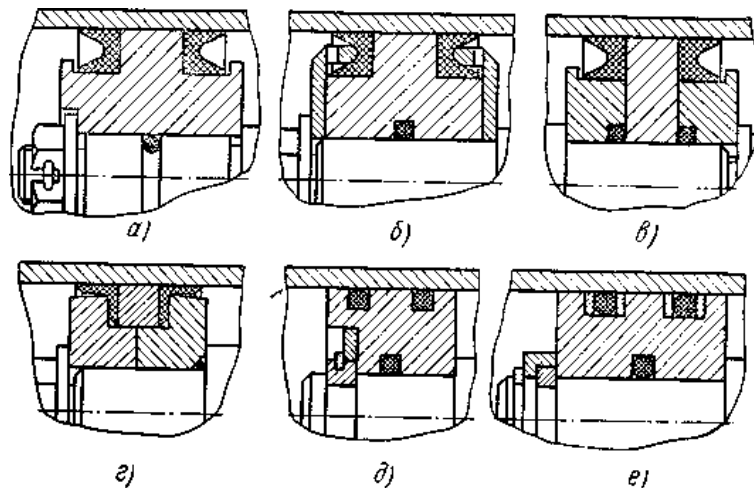


Рис. 145. Уплотнения поршня с гильзой манжетами и кольцами

Манжеты малых диаметров из резины, а также манжеты из синтетических материалов надеть на такой поршень практически невозможно. Поэтому для цельных поршней применяют специальные манжетодержатели (рис. 145,б).

В поршне, приведенном на рис. 145, в, манжеты устанавливают при его сборке свободно и, кроме того, в нем устанавливают кольцо из антифрикционного материала, например, чугуна, бронзы и капрона.

Манжеты предназначены для работы в гидроприводах при давлении до 30 МПа (300 кгс/см<sup>2</sup>) и температурах от +80 до -35° С.

Чашечные уплотнения изготавливают из пластмасс, их обычно устанавливают в сборных поршнях, подобных приведенному на рис. 145,г.

Уплотнения круглыми кольцами просты по конструкции и надежны в работе. Кольца, установленные в канавки (рис. 145, д), обеспечивают нормальную работу при давлениях до  $10 \text{ Мн/м}^2$  ( $100 \text{ кгс/см}^2$ ), а с защитными шайбами (рис. 145, е) – при давлениях до  $20 \text{ Мн/м}^2$  ( $200 \text{ кгс/см}^2$ ). Защитные шайбы получают из фторопласта. Для уменьшения износа колен, и силы трения шероховатость поверхности цилиндра должна быть не ниже 10-го класса чистоты.

Шевронные уплотнения (рис. 146,а) состоят из набора шевронных манжет 2, опорного кольца 3 и нажимного кольца 1. Манжеты по ГОСТу 9041—59 изготавливают из специальной ткани, пропитанной графито-резиновой смесью. Число манжет в уплотнении зависит от давления и колеблется от 3 до 8. При давлениях до  $10 \text{ МПа}$  ( $100 \text{ кгс/см}^2$ ) число манжет не превышает 3. Такой тип уплотнения выдерживает давление до  $50 \text{ МПа}$  ( $500 \text{ кгс/см}^2$ ). В некоторых случаях опорное кольцо выполняют из металла заодно с поршнем или отдельно в виде кольца-поршня из антифрикционного материала (рис. 146,б).

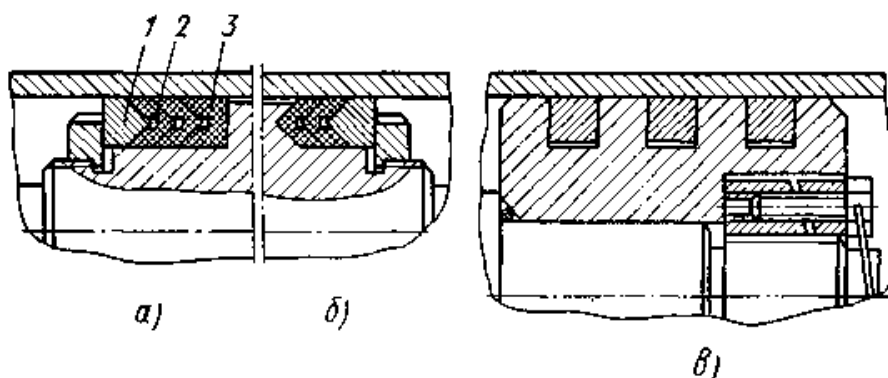


Рис. 146. Уплотнение поршня с гильзой

Шевронные уплотнения обеспечивают герметичность за счет создания предварительного натяга, что вызывает их быстрый износ. Чтобы сохранить герметичность уплотнения, необходимо периодически производить его поджим.

Поршневые чугунные кольца могут работать в широком диапазоне температур и скоростей при давлениях до  $30 \text{ МПа}$  ( $300 \text{ кгс/см}^2$ ). Стойкость уплотнения поршневыми кольцами в 2 раза больше стойкости манжетного уплотнения. Кольца изготавливают из перлитного серого чугуна с последующей закалкой. Кольца разводятся при установке их в канавки поршня (рис. 146,в) и стягиваются

при установке поршня в цилиндр. За счет натяга обеспечивается постоянный прижим кольца к поверхности цилиндра. Для уменьшения утечек применяют косой или ступенчатый вид стыка.

При давлениях до 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>) устанавливают два – три кольца, а при более высоких давлениях – до восьми колец.

К недостаткам уплотнения кольцами следует отнести большие утечки, трудность изготовления их и особенно повышенные требования к чистоте поверхности и точности размеров гильзы.

**Уплотнение штока.** На нормальную работу гидропривода сильно влияет уплотнение штока. Масло, просочившееся через уплотнение штока, соединяясь с пылью, образует трудноудаляемую и легковоспламеняющуюся грязь.

Для штока широко применяют уплотнения: резиновые манжеты (рис. 147, а), резиновые кольца (рис. 147, в) и при высоких давлениях – шевронные (рис. 147, б).

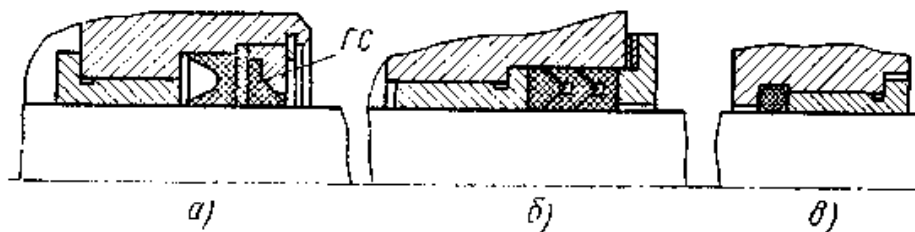


Рис. 147. Направляющие штока с уплотнениями

При движении штока грязь и пыль затягиваются под уплотнение, что вызывает быстрый его износ. Для уменьшения износа устанавливают специальные грязесъемные кольца ГС (рис. 147, а) из маслостойкой резины.

Для уплотнения разъемных соединений в основном применяют резиновые кольца круглого сечения (см. рис. 70), для уплотнения соединений по плоскости – легко деформируемые материалы паронит, мягкую медь и т. д.

**Расчет основных параметров гидроцилиндров.** Основные конструктивные параметры гидроцилиндра – это внутренний диаметр цилиндра  $D$ , диаметр штока  $D_{ш}$  и ход поршня  $s$ . По диаметру цилиндра устанавливают другие параметры, он определяет основные показатели работы привода: развиваемое усилие  $P$  и скорость движения поршня  $v$ .

Максимальное усилие, развиваемое гидроцилиндром, можно определить по формуле

$$P = pF - p_0 F_0 - P_{mn} - P_{mu} \quad (142)$$

где  $p$  и  $p_в$  – соответственно давление в рабочей полости и полости противодействия в МПа<sup>2</sup> (кгс/см<sup>2</sup>);

$F$  и  $F_в$  – эффективная площадь поршня в рабочей полости и полости противодействия в м<sup>2</sup>;

$p_{mn}$  и  $p_{mш}$  – сила трения в уплотнениях поршня и штока в Н (кгс).

Для нештоковой

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \quad (143)$$

и штоковой полостей

$$F = \frac{\pi(D^2 - D_w^2)}{4}. \quad (144)$$

Силы трения можно рассчитать по следующим формулам при уплотнении:

манжетами

$$P_T = \mu \pi D l p \quad (145)$$

шеvronными кольцами

$$P_T = \pi D l k_1 \quad (146)$$

кольцами круглого сечения

$$P_T \approx 0,23 D (d - h) p \quad (147)$$

поршневыми кольцами

$$P_T = \mu_2 \pi D b (z k_2 + p) \quad (148)$$

где  $D$  – диаметр поршня или штока в м;

$p$  – рабочее давление в МПа (кгс/см<sup>2</sup>);

$l$  – длина уплотнения в м;

$b$  – ширина поршневого кольца в м;

$d$  – диаметр поперечного сечения кольца в м;

$h$  – высота обжатого кольца в м;

$z$  – число поршневых колец;

$\mu$  – коэффициент трения манжеты о рабочую поверхность,  $\mu = 0,05 \dots 0,1$ ;

$\mu_2$  – коэффициент трения для чугунных колец  $\mu_2 = 0,07$ ;

$k_1$  – давление шевронного кольца на уплотняемую поверхность,  $k_1 \approx 0,2$  МПа;

$k_2$  – давление поршневого кольца на внутреннюю поверхность цилиндра,  $k_2 \approx 0,1$  Мн/м<sup>2</sup>.

При отсутствии дополнительных сопротивлений в магистрали слива противодействие  $p_в$ , как правило, не превышает 0,25 МПа.

Формула (142) с учетом формул (143)...(148) является основной для расчета  $D$  и  $p$ .

По ГОСТу 6540 – 68 рекомендуется следующий ряд внутренних диаметров цилиндров: 25; 32; 40; 60; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400 и ряд диаметров штоков: 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100; 125; 160.

Величину рабочего давления выбирают с учетом многих факторов. С повышением рабочего давления уменьшаются размеры и вес гидроцилиндра, но одновременно увеличиваются утечки, силы трения и повышаются требования к изготовлению и эксплуатации цилиндра. В гидроприводах большинства литейных машин и автоматических линий применяется давление 5 МПа (50 кгс/см<sup>2</sup>), а в мощных прессовых формовочных машинах и машинах литья под давлением 10...20 МПа (100...200 кгс/см<sup>2</sup>).

При больших значениях величины хода  $s$  возникает нежелательный продольный изгиб и усложняется технология изготовления цилиндра, поэтому не рекомендуется  $s > 10 D$ .

В гидроприводах с большими рабочими ходами целесообразно рабочий ход осуществлять при втягивании штока. В этом случае шток работает на растяжение и не возникают изгибающие моменты.

При конструировании специальных стальных гидроцилиндров толщину их стенки следует определять по формуле:

При  $\frac{D}{\delta} \geq 3,2$

$$\delta = \frac{pD}{(2,3\sigma_b - p)\varphi} \quad (149)$$

При  $\frac{D}{\delta} < 3,2$

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{\sigma_b + 0,4p}{\sigma_b - 1,3p}} - 1 \right) \quad (150)$$

где  $\varphi$  – запас прочности;

$\sigma_b$  – предел прочности при растяжении в МПа.

Скорость поршня гидроцилиндра вследствие относительной несжимаемости рабочей жидкости и минимальных утечек зависит от количества жидкости, поступающей в рабочую полость, и от параметров этой полости. В гидроцилиндре одностороннего действия скорость поршня или плунжера (рис. 148, а)

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \cdot 10^{-3} \quad (151)$$

где  $Q$  – расход жидкости в дм<sup>3</sup>/с;

$D$  – диаметр поршня или плунжера в м.

Скорость поршня гидроцилиндра с односторонним штоком (рис. 148, б) определяют по формулам при подключении к напорной сети нештоковой полости

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D^2} \cdot 10^{-3} \quad (152)$$

штоковой полости

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - D_u^2)} \cdot 10^{-3} \quad (153)$$

Из формул (152) и (153) следует, что скорость поршня в противоположных направлениях различна. Это обстоятельство используется, когда необходимо иметь разные скорости при прямом и обратном ходе. Если принять

$$\frac{v_2}{v_1} = k, \quad (154)$$

то

$$D_u = D \sqrt{\frac{k-1}{k}}, \quad (155)$$

т. е. можно подобрать такой диаметр штока, при котором будет обеспечено заданное соотношение скоростей.

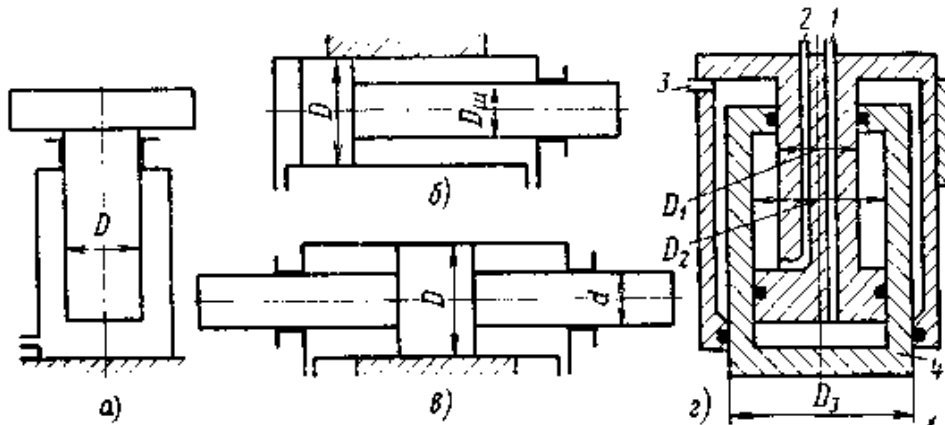


Рис. 148. Схемы гидравлических цилиндров

Одинаковую скорость поршня в обоих направлениях при постоянном расходе жидкости имеют цилиндры с двусторонним штоком (рис. 148, б):

$$v = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot 10^{-3}. \quad (156)$$

Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяют для перемещения формовочных столов сдвоенных челночных машин и в некоторых механизмах автоматических формовочных линий.

Комбинированные гидроцилиндры (рис. 148, в) обеспечивают получение различных скоростей и усилий при постоянных значениях расхода  $Q$  и давления в системе  $p$ . Плунжер 4 комбинированного цилиндра имеет три различных скорости вниз:

при подводе жидкости одновременно по трубам 1 и 3

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi(D_3^2 + D_2^2 - D_1^2)} \cdot 10^{-3}, \quad (157)$$

$$P_1 = p \frac{\pi(D_3^2 + D_2^2 - D_1^2)}{4}; \quad (158)$$

только по трубе 1

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi D_2^2} \cdot 10^{-3}, \quad (159)$$

$$P_2 = p \frac{\pi D_2^2}{4}; \quad (160)$$

по трубе 3

$$v_3 = \frac{4Q}{\pi(D_3^2 - D_1^2)} \cdot 10^{-3}, \quad (161)$$

$$P_3 = p \frac{\pi(D_3^2 - D_1^2)}{4}. \quad (162)$$

Вся система возвращается в исходное положение при подаче рабочей жидкости по трубе 2. Для этого случая

$$v_4 = \frac{4Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \cdot 10^{-3}, \quad (163)$$

$$P_4 = p \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}. \quad (164)$$

Комбинированные гидроцилиндры, например, используют в механизмах прессования машин литья под давлением.

## Гидродвигатели вращения

**Моментные гидроцилиндры.** Моментные лопастные гидроцилиндры предназначены для осуществления поворота в пределах  $300^\circ$ . Схема такого цилиндра подобна устройству, приведенному на рис. 74. Моментные цилиндры используют в приводах с невысоким давлением (в кантователях, поворотных столах). При повышенных давлениях боковые крышки их деформируются. По формуле (69) рассчитывают моменты на валу однолопастного гидроцилиндра, а угловую скорость вала по формуле

$$\omega = \frac{8Q}{B(D^2 - d^2)} \cdot 10^{-3}, \text{ рад/с}, \quad (165)$$

где  $Q$  – расход в  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$B$  – ширина лопасти в  $\text{м}$ ;

$D$  – диаметр цилиндра в  $\text{м}$ ;

$d$  – диаметр вала лопасти в  $\text{м}$ .



**Гидромоторы.** Конструкция гидромоторов аналогична конструкции гидронасосов, за исключением насосов с клапанным распределением. Если полость нагнетания насоса подключить к сети, то ротор насоса начнет вращаться. У большинства гидромоторов момент на валу пропорционален давлению, а скорость вращения пропорциональна расходу.

На рис. 149 приведена конструкция лопастного гидромотора. В корпусе 6 находится статорное кольцо 3. Ротор 2, установленный на валу 4, вращается между распределительными дисками 7 и 5. В пазах ротора располагаются лопасти 1.

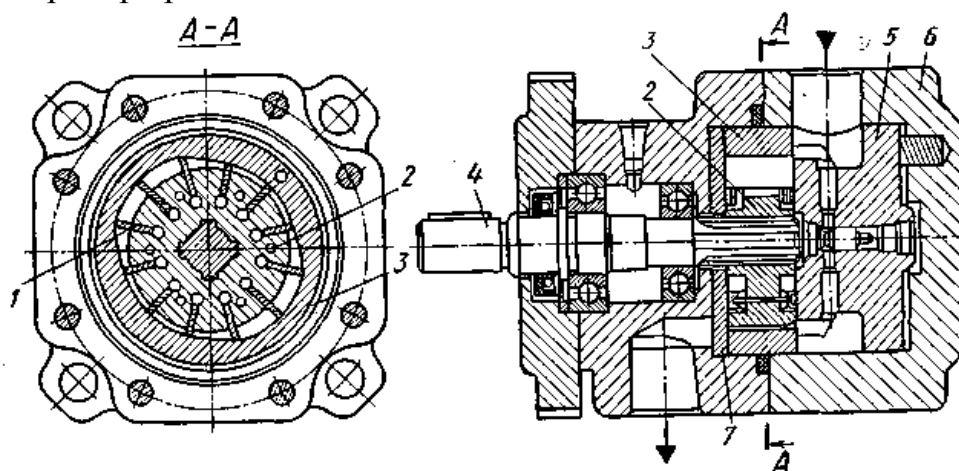


Рис. 149. Лопастной гидромотор

Жидкость, поступающая под давлением через впускное окно в распределительном диске 5, давит на лопатки ротора, и ротор приводится в движение. Отработанная жидкость выходит через выпускные отверстия в распределительном диске 7.

Аксиально-поршневый мотор (рис. 150) с наклонной шайбой может работать также и в режиме насоса.

Вал 5 установлен в корпусе 6 на двух шариковых подшипниках 1 и 4. На валу жестко при помощи шпонки закреплен барабан 9, в отверстиях которого находятся толкатели 8, упирающиеся в наклонную шайбу 11. Блок цилиндров 2, установленный на валу 5, соединяется с барабаном 9 штифтами. Между блоком цилиндров и крышкой насоса находится распределительный диск 3. Надежность уплотнения торцового распределителя достигается постоянным поджатием блока цилиндров к диску при помощи пружин, установленных в гнездах барабана 9.

Рабочая жидкость через распределительный диск 3 подается в цилиндры блока. Под давлением жидкости поршеньки 7 перемещают толкатели, которые упираются в наклонную шайбу 11, создавая крутящий момент, передаваемый на вал через барабан 9. Пово-

рачивая обойму с опорным подшипником вокруг осей цапф 10, можно изменять ход поршеньков, а следовательно, и регулировать скорость вращения вала.

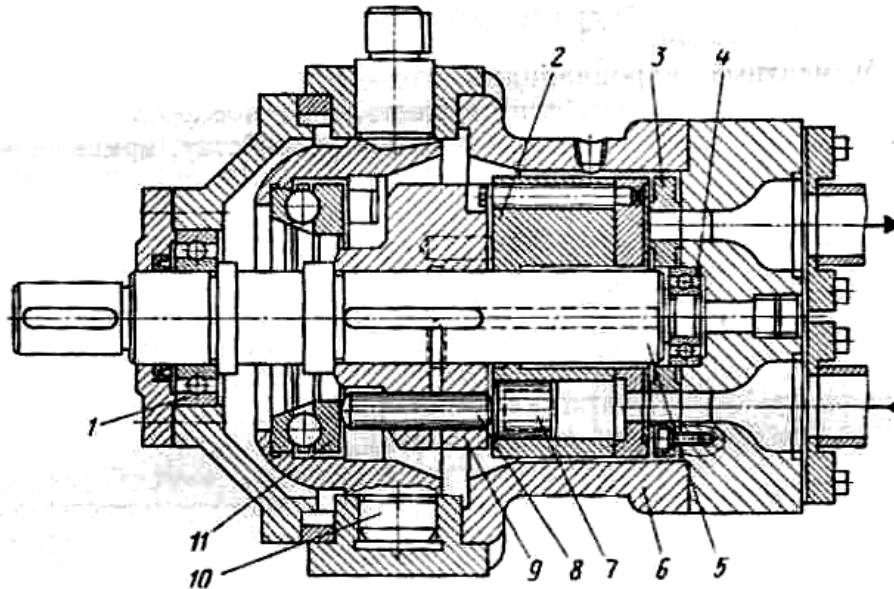


Рис. 150. Аксиально-поршеньковый мотор

Гидромотор рассчитан на передачу мощности до 10 кВт при скорости вращения вала 105 рад/с (1000 об/мин).

Гидромоторы применяют в приводах поворота рукавов пескомета, вращения изложницы центробежных машин.

#### § 4. ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДА

Трубопровод для гидропривода собирают из бесшовных холоднотянутых и холоднокатаных труб (ГОСТ 8734 – 58) при условном проходе  $D_y < 0,03$  м и горячекатаных труб (ГОСТ 8732 – 58) при  $D_y > 0,03$  м. Материал – сталь 10, 20. Трубы из красной меди (ГОСТ 617 – 64) следует применять только в исключительных случаях, так как медь отрицательно влияет на минеральное масло, ускоряя его старение. Медные трубы малого сечения устанавливают в сети управления, на гидропанелях.

Подвижные элементы гидропривода соединяют гибкими шлангами из резины с нитяными оплетками (ГОСТ 10362 – 63) или с металлическими (ГОСТ 6286 – 60). Первые применяют при давлении не выше 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>), вторые – до 20 МПа (200 кгс/см<sup>2</sup>).

Внутренний диаметр трубопровода рассчитывают по формуле

$$D_T = 0,036 \sqrt{\frac{Q}{\nu}}, \quad (166)$$

где  $Q$  – расход жидкости в  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  
 $\nu$  – скорость жидкости в  $\text{м}/\text{с}$ .

Скорость жидкости в трубопроводе не должна превышать  $2 \dots 4 \text{ м}/\text{сек}$ , так как при более высоких скоростях ламинарное движение жидкости переходит в турбулентное и резко возрастают потери.

Толщину стенки стального трубопровода определяют по формуле

$$s = \frac{D_T \cdot p_{np}}{2 \cdot \sigma_b}, \quad (167)$$

где  $p_{np}$  – пробное давление, примерно в 2 раза превышающее рабочее, в  $\text{МПа}$  ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ );

$\sigma_b$  – предел прочности при растяжении в  $\text{МПа}$  ( $\text{кгс}/\text{см}^2$ ).

Отдельные звенья трубопровода соединяют между собой с помощью специальной арматуры, позволяющей быстро и удобно производить сборку и разборку трубопроводов.

На практике широко применяют соединения труб: стальных –

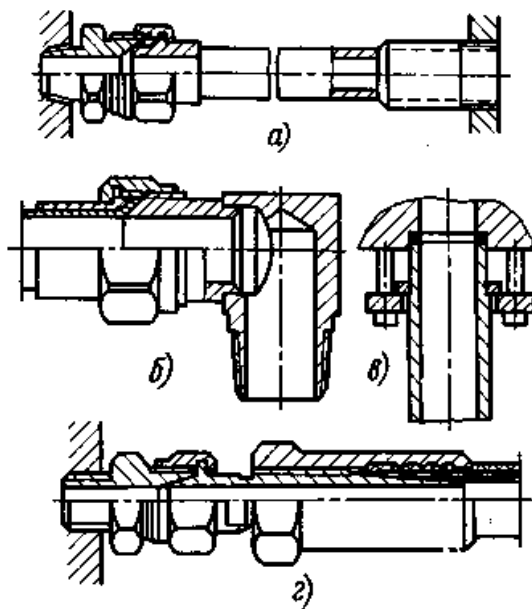


Рис. 151. Соединения трубопроводов

ниппелями и накидными гайками (рис. 151, а); медных – развальцовкой (рис. 151, б); большого сечения  $D_y > 32 \text{ мм}$  – различными фланцами (рис. 151, в). Гибкие резиновые шланги, работающие при высоких давлениях, соединяют так, как показано на рис. 151, г.

Гидропривод автоматических формовочных линий отличается тем, что насосные станции и пульты с гидравлической аппаратурой находятся иногда в нескольких десятках метров от силовых цилиндров и соединяются с ними трубами, сваренными встык. В длинных со сложным профилем трубопрово-

водах разборные соединения устанавливают только в местах, где нет возможности применить сварку.

В машинах литья под давлением с горизонтальной камерой прессования для изменения места ввода металла в форму необхо-

димо ось прессового механизма устанавливать на различной высоте в зависимости от требований технологии. В данном случае гидроцилиндр должен иметь подвижное соединение с гидросистемой. Во многих машинах цилиндр с гидросистемой соединяют выдвижным телескопическим трубопроводом. Прессовый цилиндр 4 (рис. 152, а) поднимается или опускается с помощью домкрата 7. При подъеме цилиндра труба 2, соединенная жестко с ним, выдвигается из стойки 3. Герметичность соединения узла А обеспечивается специальным уплотнением.

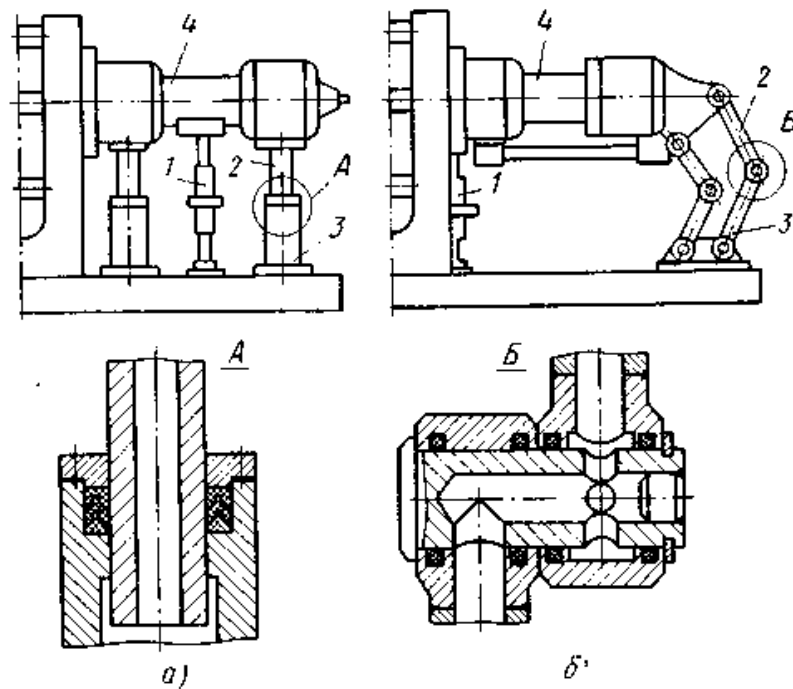


Рис. 152. Типы подвижных соединений

В некоторых машинах применяют шарнирные соединения (рис. 152, б). Колено 2 связано с помощью шарнира с корпусом цилиндра 4, а колено 3 – с основанием машины. При подъеме цилиндра домкратом / положение колен изменяется за счет поворота их в шарнирах. Конструкция шарниров обеспечивает надежное уплотнение подвижных соединений.

На практике широко применяют два способа монтажа гидроаппаратуры: резьбовым соединением (рис. 153, а) и стыковым (рис. 153, б). При резьбовом соединении трубы подсоединяют к гидроаппарату 1 штуцерами 3. При стыковом соединении трубы подводят к каналам в корпусе 2, и выходы их совпадают с соответствующими отверстиями в гидроаппарате. Разъем уплотняют резиновыми кольцами 4. Стыковое присоединение очень удобно в эксплуатации, так как уменьшает время замены гидроаппарата. Если распределитель

имеет электромагнитное управление, то к нему подводится напряжение через штепсельный разъем 5.

Резервуары для жидкости. От температуры масла в гидросистеме, ее стабильности во многом зависят скоростные режимы работы гидроцилиндров, объемные потери в приводе. В свою очередь, температура масла зависит от количества теплоты, выделяющейся в единицу времени, и условий теплообмена с окружающей средой.

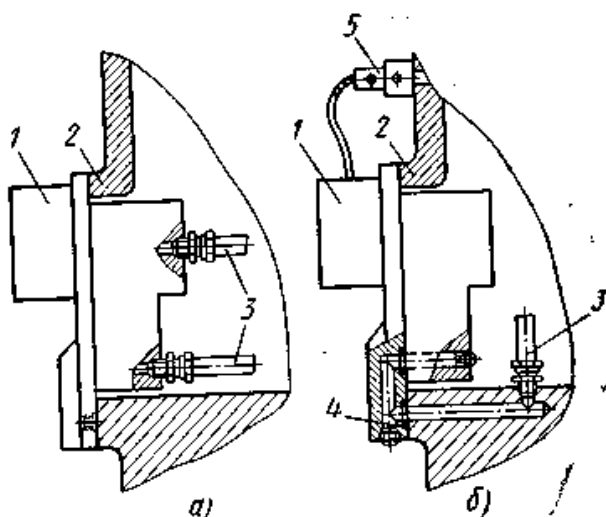


Рис. 153. Способы монтажа гидроаппаратуры

Основным источником выделения теплоты в гидроприводах с насосами постоянной производительности является масло, сливаемое при высоком давлении в бак через предохранительные клапаны. Большие выделения теплоты возникают при дросселировании. В гидроприводах литейных машин масло дополнительно нагревается в результате близкого расположения элементов привода к источникам тепла.

Нагрев масла в гидроприводе можно ограничить следующими методами: 1) уменьшением тепловыделения за счет рационального построения системы привода, предусматривая установку насоса минимально необходимой производительности и применением схем разгрузки насосов; 2) максимальным рассеиванием тепла за счет увеличения объемов масла в резервуарах, интенсивной циркуляцией масла вдоль поверхностей теплообмена, введением принудительного охлаждения.

Максимальное количество теплоты, выделяющееся в гидросистеме, определяют с учетом, что все масло сливается в бак через предохранительный клапан:

$$q = N_{np} t = 0,98 \frac{pQt}{\eta_n},$$

где  $q$  – количество теплоты, выделенное за 1 с работы, в  $\text{кДж/с}$ ;

$N_{np}$  – мощность насоса в  $\text{кВт}$ ;

$p$  – давление в гидросистеме в  $\text{МПа}$  ( $\text{кгс/см}^2$ );

$Q$  – производительность насоса при давлении  $p$  в  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$t$  – продолжительность работы привода в с. При поступлении масла в цилиндры количество выделяемой теплоты определяется разностью приводной и эффективной мощности насоса:

$$q = 0,98pQt\left(\frac{1}{\eta_n} - 1\right),$$

где  $\eta_n$  – полный к. п. д. насоса.

Необходимый объем масла  $V_{жс}$  в баке можно рассчитать по формуле

$$V_{жс} = \sqrt{\left[\frac{q}{4(T - T_0)}\right]^3},$$

где  $T$  и  $T_0$  – температура соответственно масла и окружающей среды.

Приведенная формула действительна при условии рассеивания всей теплоты в окружающее пространство.

Для уменьшения количества масла в гидросистеме используют водяные теплообменники. В этих теплообменниках масло из предохранительного клапана высокого давления перед сливом в бак проходит по змеевику, охлаждаемому водой.

Значительное расстояние (15...20 м) от агрегатов автоматической линии до насосной станции приводит к тому, что емкость соединительных трубопроводов превышает емкость полостей гидроцилиндров. Масло в цилиндрах нагревается постепенно, так как за один цикл работы масло, ушедшее из цилиндра, не может попасть в бак и оттуда вернуться в напорную магистраль. Стабилизация теплового режима гидросистемы затягивается, что особенно характерно для начала первой смены.

### Глава XIII

## ДИНАМИКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРОПРИВОДА

Анализ динамики привода позволяет установить характер изменения давления в различных участках гидросистемы и скорости поршня гидроцилиндра во времени, что, в свою очередь, дает возможность с учетом силового и скоростного режимов работы машины определить основные параметры источников подачи жидкости: производительность насоса  $Q_n$ , развиваемое им максимальное давление  $p_m$ , давление в аккумуляторе  $p_a$ , пропускные сечения трубопроводов, давление настройки регулирующих клапанов и другие параметры системы. Различают три режима работы привода: статический, установившийся и неустановившийся.

При статическом режиме поршень гидроцилиндра неподвижен. Этот режим имеет место, когда гидроцилиндр обеспечивает необходимое усилие прижима одних частей механизма к другим (например, прижима стержневого ящика к пескодувной головке) или удерживает части в верхнем положении (например, прессовые головки, формовочный стол в момент прессования формы многоплунжерной головкой). В статическом режиме гидропривод машины литья под давлением обеспечивает необходимое усилие запира-ния формы и давление подпрессовки, в кокильных машинах – усилие запира-ния или раскрытия кокиля. Для этого режима характерно создание технологически необходимого давления в рабочей полости и отсутствие движения жидкости в подводящем трубопроводе, не считая незначительных перемещений, вызванных утечками в уплотнениях.

При установившемся режиме поршень гидроцилиндра перемещается равномерно. Этот режим возникает при движении рабочих органов с постоянной нагрузкой и постоянным сопротивлением. Отличительная особенность режима – это движение жидкости в подводящем трубопроводе с постоянной скоростью, необходимой для осуществления заданной скорости поршня. В установившемся режиме работает гидропривод: машин литья под давлением при сближении частей пресс-формы, автоматических формовочных линий при подъеме отдельных рабочих органов и транспортировке форм. В этом режиме большое значение имеют потери давления в трубопроводе, которые учитывают при выборе необходимого давления в полости нагнетания насоса или в аккумуляторе.

При неустановившемся режиме поршень двигается неравномерно, что обусловлено действием инерционных сил в процессе разгона, торможения и при изменениях нагрузки. По сравнению с пневмоприводом переходный режим работы гидропривода менее длителен, что объясняется несжимаемостью жидкости. В большинстве случаев его не учитывают. Неустановившийся режим характерен для машин, рабочие органы которых обладают большой массой и перемещаются с высокими скоростями и для приводов с длинными трубопроводами, где на разгон значительного количества жидкости до высоких скоростей затрачивается много времени. К таким машинам относятся машины литья под давлением. В них часть процесса запрессовки металла в пресс-форму происходит при неустановившемся режиме работы. Для осуществления оптимального скоростного режима прессования необходимо правильно выбрать источники подачи рабочей жидкости, их параметры, а также параметры подводящего трубопровода.

В течение одного рабочего хода гидроцилиндра осуществляются все три режима. Однако их продолжительность и значение для работы механизма различные. В каждом конкретном случае необходимо установить, какой режим или какие режимы являются определяющими для выбора структуры привода и его параметров.

### § 1. ДИНАМИКА И РАСЧЕТ НАСОСНОГО ГИДРОПРИВОДА

Насосный гидропривод, состоящий из насосной установки и гидроцилиндра, соединенных системой трубопроводов, широко распространен в приводах литейных машин и, особенно, автоматических линий.

Ниже приведено уравнение, описывающее рабочий процесс насосного гидропривода в общем виде (рис. 154):

$$m \frac{dv}{dt} = pF - p_0 F_0 - P_p - P_{тр} \pm P_m, \quad (168)$$

где  $p, p_0$  – соответственно давление в рабочей полости и полости противодействия в Па ( $\text{кгс}/\text{м}^2$ );

$F, F_0$  – активная поверхность поршня со стороны рабочей полости и полости противодействия в  $\text{м}^2$ ;

$P_p$  – полезная нагрузка в Н ( $\text{кгс}$ );

$P_m$  – вес поднимаемых или опускаемых частей в Н ( $\text{кгс}$ );

$P_{тр}$  – сила трения в Н ( $\text{кгс}$ );

$v$  – скорость поршня в м/с;



$m$  – масса приведенных к поршню движущихся частей механизма и жидкости.

Масса жидкости, двигающейся по подводящему трубопроводу,

$$m_{жс} = \sum l f \rho,$$

а масса жидкости в отводящем трубопроводе

$$m_{жсв} = \sum l_v f_v \rho,$$

В этой и последующих формулах индекс  $v$  указывает на принадлежность параметра к полости противодействия.

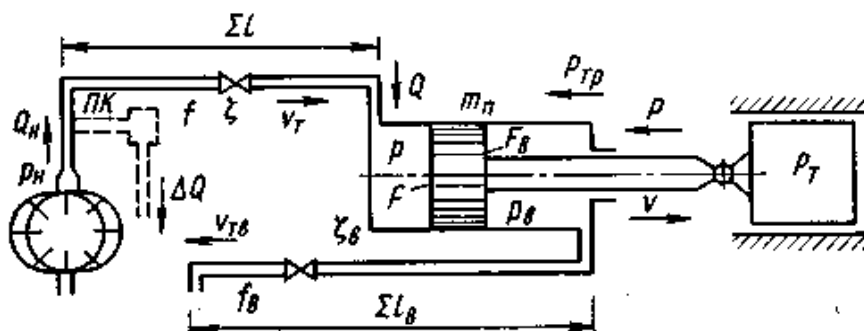


Рис. 154. К расчету насосного гидропривода

Давление нагнетания  $p_n$ , развиваемое насосом, отличается от давления  $p$  в рабочей полости на величину  $\Delta p$  потерь давления в системе трубопроводов

$$\Delta p = p_n - p. \quad (169)$$

Потери давления при протекании жидкости через отдельные элементы трубопровода определяют по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{v_T^2}{2} \rho, \quad (170)$$

где  $v_T$  – средняя скорость рабочей жидкости в м/с;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости в кг/м<sup>3</sup>;

$\zeta$  – коэффициент потерь в местных сопротивлениях, определяемый по специальным формулам или, чаще всего, по экспериментальным данным.

Потери давления при протекании жидкости по прямолинейным участкам трубопровода круглого сечения находят по формуле

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_T^2}{2} \rho, \quad (171)$$

где  $l$  – длина трубопровода в м;

$d$  – внутренний диаметр трубы в м;

$\lambda$  – коэффициент сопротивления, зависящий от скорости и характера течения жидкости по трубопроводам.

Различают два режима течения жидкости по трубопроводу: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме поток представляет собой прямолинейные струи, которые при движении не перемешиваются. При турбулентном режиме струи завихряются и перемешиваются, что увеличивает сопротивление потоку. Критерием режима течения является число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v_T d}{\nu}, \quad (172)$$

где  $v_T$  – средняя скорость движения жидкости в трубе в м/с;

$d$  – внутренний диаметр трубы в м;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости в м<sup>2</sup>/с. Число Рейнольдса – величина безразмерная. Принято считать режим течения в круглом трубопроводе ламинарным при  $\text{Re} \leq 2320$ . Для этого случая коэффициент сопротивления

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

Как следует из формул (171) и (172), потери давления при ламинарном режиме течения пропорциональны скорости потока:

$$\Delta p = \frac{32\nu\rho l v_T}{d^2}. \quad (173)$$

Режим течения считают турбулентным при  $\text{Re} > 2320$ . Для этого режима коэффициент сопротивления

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}.$$

Общие потери давления в трубопроводе

$$\Delta p = \sum \zeta \frac{\rho v_T^2}{2} + \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v_T^2}{2}. \quad (174)$$

С учетом условия неразрывности потока

$$Fv = f v_T, \quad (175)$$

где  $f$  – площадь сечения трубопровода;

$v_T$  – скорость потока в трубопроводе; потери давления

$$\Delta p = \frac{v^2 F^2}{2f^2} \rho \left( \sum \zeta + \sum \lambda \frac{l}{d} \right) = v^2 A, \quad (176)$$

где  $A = \frac{F^2}{2f^2} \rho \left( \sum \zeta + \sum \lambda \frac{l}{d} \right)$ .

Для полости противодавления величина  $p_e$  при сливе в бак определяется гидравлическими сопротивлениями в отводном трубопроводе

$$p_e = \sum \zeta_e \frac{\rho v_{me}^2}{2} + \sum \lambda \frac{l_e}{d_e} \frac{\rho v_{me}^2}{2} \quad (178)$$

или с учетом условия (175)

$$p_6 = v^2 A_6,$$

где 
$$A_6 = \frac{F_6^2 \rho}{f_6^2 2} \left( \sum \zeta_6 + \sum \lambda \frac{l_6}{d_6} \right).$$

После всех преобразований получаем уравнение рабочего процесса насосного гидропривода в общем виде:

$$m \frac{dv}{dt} = (p_n - v^2 A) F - v^2 A_6 F_6 - P_p - P_{mp} \pm P_m. \quad (179)$$

Рассмотрим работу привода в различных режимах.

**Статический режим:**  $v = 0$ ,  $\frac{dv}{dt} = 0$ . Уравнение (179) рабочего процесса будет иметь вид

$$p_n F - P_p \pm P_m - P_{mp} = 0. \quad (180)$$

Из уравнения (180) находим давление, которое должен развить насос,

$$p_n = \frac{P_p \pm P_m + P_{mp}}{F}. \quad (181)$$

По давлению  $p_n$  в полости нагнетания выбирают насос, а также на это давление настраивают переливной клапан *ПК*. Через клапан *ПК* весь поток жидкости  $Q_n$  от насоса при давлении  $p_{нк} = p_n$  сливается в бак.

В этом режиме привод полезной работы не производит, но работает с высокой нагрузкой

$$N_{np} = \frac{p_{нк} Q_n}{\eta_n}$$

**Установившийся режим:**  $v = const$ ,  $\frac{dv}{dt} = 0$ . Уравнение рабочего процесса имеет вид

$$p_n F - v^2 A F - v^2 A_6 F_6 - P_p - P_{mp} \pm P_m = 0. \quad (182)$$

При  $v = \frac{Q}{F}$

$$v = \frac{Q^2}{F^2} (A F + A_6 F_6) + \frac{P_p \pm P_m + P_{mp}}{F}. \quad (183)$$

При  $p_n \leq p_{нк}$  весь поток жидкости от насоса поступает в рабочую полость гидроцилиндра ( $Q = Q_n$ ), обеспечивая расчетную скорость поршня  $v_p$ .

При установке в гидросистеме переливного клапана давление  $p_n$  не может быть выше  $p_{нк}$ . Если нагрузка или гидравлическое сопротивление трубопроводов увеличится, то условие  $p_n = p_{нк}$  обеспечивается за счет снижения скорости  $v_p$  в результате сброса части потока через переливной клапан на слив. Тогда

$$v = \frac{Q_n - \Delta Q}{F} < v_p.$$

Это явление используют для регулирования скорости поршня.

Если установившийся режим является основным режимом работы привода, то производительность насоса  $Q_n$  определяют по формуле

$$Q_n = vF,$$

а рабочее давление  $p_n$  по формуле (183).

**Неустановившийся режим:**  $v \neq 0$ ,  $\frac{dv}{dt} \neq 0$  – описывается уравнением (179) в его общем виде. Это дифференциальное уравнение определяет закон изменения скорости и ускорения, а также давления в рабочей полости в переходном режиме. Решение этого уравнения затруднено из-за наличия переменных  $p_n$ ,  $A$ ,  $A_v$ ,  $p$ , характер изменения которых зависит от ряда факторов.

Эксперименты показывают, что продолжительность разгона гидропривода у многих литейных машин и агрегатов автоматических линий невелика. Однако больших ускорений при разгоне не наблюдается, что можно объяснить упругими свойствами жидкости и трубопровода, а также действием переливного золотника, ограничивающего величину пиков давления.

Если для привода определяющими являются несколько режимов, то основные параметры  $Q_n$  и  $p_n$  выбирают по максимальным их значениям, полученным для каждого режима. Например, для запирающего механизма высокопроизводительной машины литья под давлением статический режим требует высокого давления  $p_n$ , но низкого расхода  $Q_{n1}$ , а для быстрого перемещения подвижной части пресс-формы установившийся режим требует высокой производительности  $Q_{n2}$  и низкого давления  $p_{n2}$ . В этом случае насос следовало бы выбирать по  $p_{n1} = p_{max}$  и  $Q_{n2} = Q_{max}$ , что не всегда целесообразно из-за резкого снижения коэффициента использования установленных мощностей привода  $K_u$ .

Для увеличения экономичности привода без нарушения требуемых силовых и скоростных режимов работы машины применяют специальные схемы, предусматривающие наиболее полную загрузку привода.

Во время работы обычного насосного привода прессовая плита формовочной машины (рис. 155, а) прежде всего, проходит свободный участок  $s_x$  и далее производит прессование на глубину  $s_n$ . При прохождении участка  $s_x$  и в начале уплотнения привод не испытывает большого сопротивления. Только в конце процесса уплотнения нагрузка резко возрастает (рис. 155, б), давление в гидро-

системе и мощность, развиваемая приводом, также возрастают. Процесс уплотнения заканчивается, когда давление  $p$  в системе и мощность  $N$  достигнут номинальных значений  $p_n$  и  $N_n$ .

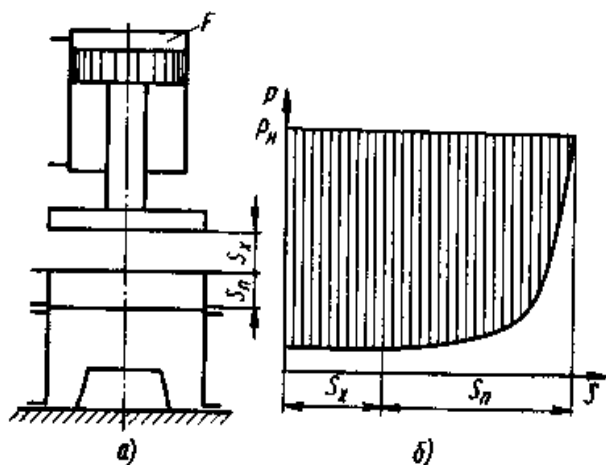


Рис. 155. Схема (а) и нагрузочный график (б) прессовой формовочной машины

Для данного случая продолжительность процесса прессования составит

$$t = \frac{s}{v} = \frac{s_x + s_n}{v} = \frac{(s_x + s_n)F}{Q\eta_0}.$$

где  $F$  – площадь поршня;  
 $v$  – скорость движения прессовой плиты;

$Q$  – производительность насоса;

$\eta_0$  – объемный к. п. д.

Если учесть, что для рассматриваемого привода развиваемая им полезная

мощность  $N_{зф} = pQ$ , то на большей части пути прессования установленная мощность привода используется незначительно. Заштрихованная площадь, лежащая выше кривой изменения давления при  $v = const$  (рис. 155, б), характеризует неиспользованную мощность привода.

Для повышения коэффициентов использования установленных мощностей применяют схемы с несколькими ступенями скорости. Работа таких приводов основана на следующем принципе. Когда нагрузка мала, скорость рабочего органа увеличивают. При увеличении нагрузки скорость уменьшают. Таким образом, мощность привода в начале процесса повышается за счет увеличения скорости прессования.

**Схема с двумя насосами.** Привод (рис. 156, а) с двумя насосами обеспечивает две ступени скорости. Насос 2 имеет высокую производительность  $Q_2$  и низкое давление  $p_1$ . Насос 1 — низкую производительность  $Q_1$  и высокое давление  $p_2$ . Сначала в прессовый цилиндр площадью  $F$  подают жидкость оба насоса, сообщая высокую скорость  $v_1$  прессовой плите:

$$v_1 = \frac{(Q_1 + Q_2)\eta_{o1}}{F}.$$

где  $\eta_{o1}$  – объемный к. п. д. насосов при совместной работе на первом участке прессования.

С такой скоростью плита пройдет путь  $s_1$  (рис. 157, б). Насос 2 высокой производительности  $Q_1$  отключается на слив при достижении давления  $p_1$  (рис. 157, а).

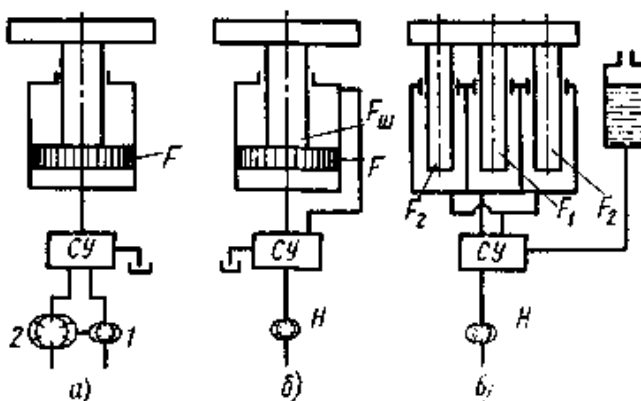


Рис. 156. Схемы приводов с двумя ступенями скорости

Дальнейшее прессование на пути  $s_2$  до конечного давления  $p_2$  осуществляется только насосом 1 с меньшей скоростью

$$v_2 = \frac{Q_1 \eta_{o2}}{F},$$

где  $\eta_{o2}$  – объемный к. п. д. насоса 1 на втором участке прессования.

При такой работе привода степень использования его повышается. Заштрихованная площадь (рис. 157, а), характеризующая неиспользованную мощность, составляет небольшую часть площади над кривой нагрузки.

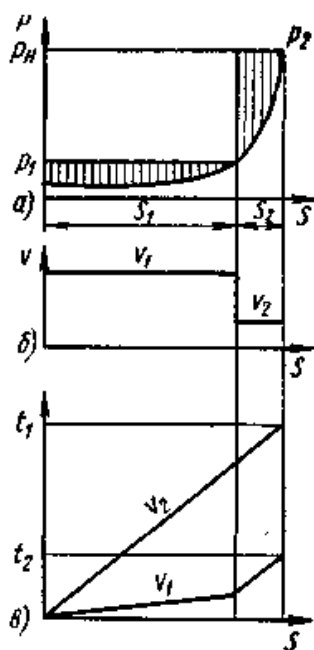
Увеличение степени использования мощности привода и особенно электродвигателя уменьшает продолжительность процесса

$$t_2 = \frac{s_1 F}{(Q_1 + Q_2) \eta_{o1}} + \frac{s_2 F}{Q_1 \eta_{o2}} \quad (185)$$

по сравнению с приводом, который не имеет насоса высокой производительности, но имеет примерно равный по мощности электродвигатель. Для такого привода продолжительность процесса

$$t_1 = \frac{sF}{Q_1 \eta_{o2}} = \frac{(s_1 + s_2)F}{Q_1 \eta_{o2}}. \quad (186)$$

Рис. 157. Характеристики работы привода с двумя ступенями скорости



Наивысшая степень использования привода и наименьшая продолжительность процесса достигаются в случае, когда мощ-

ность, развиваемая приводом в момент отключения насоса 2, равна номинальной мощности привода  $N_n$ , т. е.

$$\frac{p_1(Q_1 + Q_2)}{\eta_{o1}} = \frac{p_2 Q_1}{\eta_{o2}} = N_n, \quad (187)$$

где  $\eta_1, \eta_2$  – полный к. п. д. привода соответственно первого и второго участков.

Минимальная продолжительность процесса достигается при

$$\frac{Q_1}{(Q_1 + Q_2)} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{p_1}{p_2} = x = 0,1 \dots 0,2. \quad (188)$$

Большее значение  $x = 0,2$  выбирается при  $s_x$ , близких к нулю, а меньшее  $x = 0,1$ . – при  $s_x = s_n$ . В реальных схемах отключение насоса 2 осуществляется автоматически, как это показано на рис. 185.

**Схема с дифференциальным включением цилиндра** (рис. 156, б). Скорость на участке  $s_1$  увеличивается в результате подключения нештоковой и штоковой полостей цилиндра одновременно к насосу производительностью  $Q$ :

$$v_1 = \frac{Q}{F_u} \eta_0.$$

Штоковая полость переключается на слив в момент, когда давление в системе повышается до номинального  $p_n$ . При отключении штоковой полости активная площадь цилиндра увеличивается, т. е. становится равной  $F$ . В этот момент давление в системе падает и затем в процессе прессования на участке  $s_2$  вновь повышается до  $p_n$ . При этом скорость прессования будет

$$v_2 = \frac{Q}{F} \eta_0,$$

и общая продолжительность процесса составит

$$t_2 = \frac{s_1 F_u}{Q \eta_0} + \frac{s_2 F}{Q \eta_0}. \quad (189)$$

Минимальное значение  $t_2$  достигается при

$$\frac{F_u}{F} = x = 0,1 \dots 0,2.$$

**Схема с несколькими цилиндрами** (рис. 156, в). Прессовый механизм имеет несколько гидроцилиндров общей площадью

$$F_1 + F_2 + F_3 = F.$$

В начальный момент жидкость от насоса поступает в один из цилиндров  $F_1$ , обеспечивая на участке  $s_1$  высокую скорость,

$$v_1 = \frac{Q}{F_1} \eta_0.$$

Когда давление в системе достигает  $p_n$ , к насосу подключают остальные два цилиндра. Скорость снижается до

$$v_2 = \frac{Q}{F_1 + 2F_2} \eta_0 = \frac{Q}{F} \eta_0.$$

Давление в системе уменьшается и затем вновь на участке  $s_2$  постепенно повышается до  $p_n$ . Минимальная продолжительность процесса

$$t_2 = \frac{s_1 F_1}{Q \eta_0} + \frac{s_2 F}{Q \eta_0}$$

достигается при

$$\frac{F_1}{F_1 + 2F_2} = \frac{F_1}{F} = x = 0,1 \dots 0,2.$$

**Схема с регулируемым насосом.** С увеличением числа ступеней скорости степень использования привода увеличивается и достигает максимального значения при бесступенчатом регулировании производительности насоса по закону

$$pQ = \text{const.}$$

Привод с двумя ступенями скорости в прессовых машинах по сравнению с обычным приводом позволяет без повышения установленных мощностей за счет более полной загрузки привода сократить продолжительность процесса в 2,5...3,0 раза, а при применении насоса с регулируемой производительностью – в 3,5 раза.

Если учесть, что стоимость привода с регулируемым насосом намного выше, чем привода с двумя ступенями скорости, особенно при дифференциальной схеме, то для простых универсальных прессовых машин оптимальным будет привод с двумя ступенями скорости, а для высокопроизводительных формовочных автоматов – привод с регулируемым насосом.

Таким образом:

1. Если задана продолжительность процесса, то можно спроектировать привод, имеющий минимальную мощность;
2. Если установленная мощность ограничена, то выбором соответствующей схемы можно достигнуть минимальной продолжительности процесса.

Для формовочных машин с небольшим размером форм можно рекомендовать дифференциальную схему включения (рис. 156, б), а для средних форм – схему с регулируемым насосом и схему с последовательным включением насосов (рис. 156, а).



## § 2. ДИНАМИКА И РАСЧЕТ АККУМУЛЯТОРНОГО ГИДРОПРИВОДА

Некоторые литейные машины с гидроприводом при работе требуют за короткий промежуток времени высоких расходов напорной жидкости. Например, в момент запрессовки расплавленного металла в пресс-форму на средних машинах литья под давлением расход жидкости составляет  $17...34 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $1000...2000 \text{ л/мин}$ ) при давлениях  $10...15 \text{ МПа}$  ( $100...150 \text{ кгс/см}^2$ ).

Этот расход необходим только в интервале времени порядка долей секунды при цикле  $10...20 \text{ сек}$ . В данном случае применение привода с насосом высокой производительности и высоким давлением будет нецелесообразно, поскольку он будет работать практически все время вхолостую. С целью повышения экономичности гидропривода в подобных случаях устанавливают привод с аккумулятором.

Аккумулятор предназначен для накопления энергии при работе насосов малой мощности в промежутки времени, когда исполнительный механизм не потребляет жидкости или расходует ее в незначительных количествах. Накопленная в аккумуляторе энергия может быть отдана за короткий промежуток времени. В гидроаккумуляторах в качестве носителя потенциальной энергии используют газ, пружины, грузы. В машинах литья под давлением устанавливают преимущественно газовые гидроаккумуляторы.

Принцип действия гидропривода с газовым аккумулятором заключается в следующем. Большую часть рабочего цикла насос

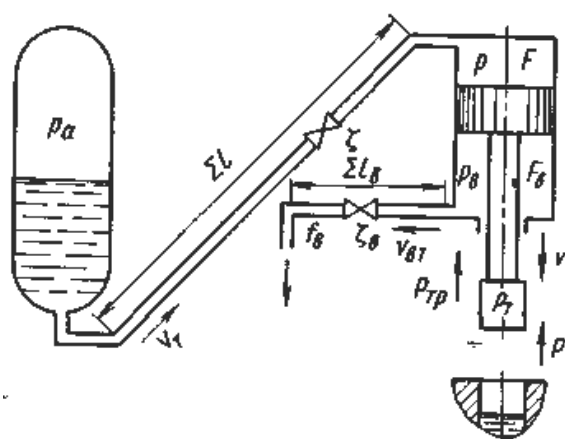


Рис. 158. К расчету аккумуляторного привода

подает жидкость в баллон со сжатым газом. Жидкость сжимает газ, и давление в нем повышается. При подключении гидроцилиндра к гидроаккумулятору накопленная в нем жидкость под давлением сжатого газа и практически при постоянном давлении устремляется в гидроцилиндр.

Проанализируем работу гидропривода с аккумулятором на примере гидропривода механизма прессования машины литья под давлением с вертикальной камерой (рис. 158).

При анализе рабочего процесса гидропривода с аккумулятором будем считать постоянным давление газа в аккумуляторе  $p_a = const$ . Расход жидкости из аккумулятора определяется скоростью поршня.

По аналогии с насосным гидроприводом уравнение рабочего процесса аккумуляторного гидропривода будет иметь вид

$$m \frac{dv}{dt} = p_a F - v^2 A F - v^2 A_6 F_6 - P_p - P_{mp} + P_m. \quad (191)$$

Рассмотрим холостой ход прессового механизма при  $P_p = 0$ .

Если

$$P_1 = P_{mp} - P_m, \quad F_6 = kF$$

и

$$B = A + kA_6,$$

то

$$m \frac{dv}{dt} + BFv^2 - (p_a F - P_1) = 0. \quad (192)$$

После решения уравнения (192) относительно  $v$  получаем

$$v = \sqrt{\frac{p_a F - P_1}{BF}} \operatorname{th} \left( \sqrt{\frac{BF(p_a F - P_1)}{m^2}} t \right). \quad (193)$$

Выражение (193) позволяет определить изменение скорости прессующего поршня по времени.

По формуле (193) можно найти скорость при установившемся режиме работы, т. е. при  $t = \infty$ . В этом случае скорость будет максимальной

$$v_{max} = \sqrt{\frac{p_a F - P_1}{BF}}. \quad (194)$$

К моменту соприкосновения прессующего поршня с поверхностью расплава скорость должна быть максимальной или близкой к ней. Если известна технологически необходимая скорость запрессовки  $v_3 = v_{max}$ , то по формуле (194) определяют значение  $B$  и по нему – расходные характеристики подводящего и отводящего трубопровода методом подбора.

Для определения изменения давления по времени в рабочей полости прессового цилиндра несколько преобразуем уравнение (191) рабочего процесса. Принимаем

$$p = p_a - Av^2,$$

тогда

$$m \frac{dv}{dt} - pF + kFA_6 v^2 + P_1 = 0. \quad (195)$$

Продифференцировав уравнение (193) по  $t$  и подставив  $\frac{dv}{dt}$  и  $v^2$  в уравнение (195), получим

$$p = p_1 + (p_a - p_1) \left[ \frac{1}{\operatorname{ch}^2 \sqrt{\frac{BF(p_a F - P)}{m^2}} t} + \frac{kA_6}{B} \operatorname{th}^2 \sqrt{\frac{BF(p_a F - P)}{m^2}} t \right], \quad (196)$$

где

$$p_1 = \frac{P}{F}.$$

Из формулы (196) следует, что сразу после включения распределителя (при  $t = 0$ )  $p = p_a$ , т. е. равно давлению в аккумуляторе. Но мере увеличения скорости поршня растут потери в трубопроводе, и давление в рабочей полости уменьшается (рис. 159), достигнув в установившемся режиме (при  $t = \infty$ ) величины

$$p_{уст} = p_1 + (p_a - p_1) \frac{kA_6}{B}.$$

Процесс запрессовки металла в пресс-форму описывается уравнением (191) при

$$P_{уст} = p_M F_M,$$

где  $F_M$  — площадь прессующего поршня;

$p_M$  — давление металла в камере прессования.

Давление  $p_M$  зависит от скорости прессового цилиндра, гидравлического сопротивления питателя и литниковой системы, массы металла, находящейся в движении.

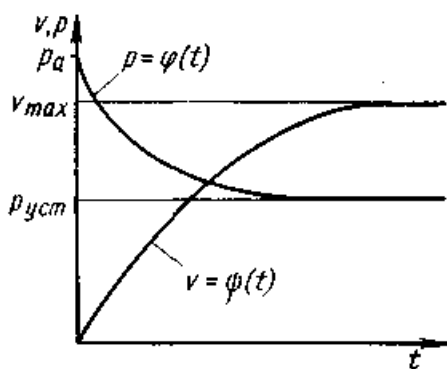


Рис. 159. Изменение скорости поршня и давления при разгоне поршня аккумуляторного гидропривода

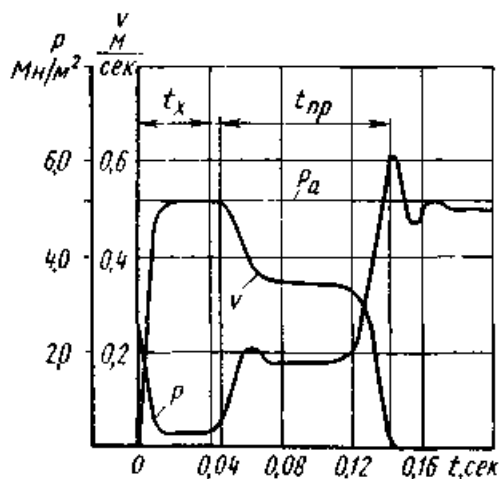


Рис. 160. Осциллограмма рабочего процесса прессования машины литья под давлением

Реальная осциллограмма (рис. 160) рабочего процесса механизма прессования машины литья под давлением показывает изменение скорости поршня  $v$  и давления  $p$  в рабочей полости по времени. При подключении цилиндра к аккумулятору в рабочей полост-

ти сразу появляется давление, близкое к давлению  $p_a$  в аккумуляторе. Но по мере разгона оно резко снижается. На участке свободного хода  $t_x$  скорость и давление стабилизируются. В момент начала запрессовки металла в пресс-форму вследствие повышения сопротивления со стороны металла давление в рабочей полости возрастает, а скорость снижается. Через небольшой промежуток времени скорость и давление на участке прессования  $t_{np}$  вновь стабилизируются, а в конце процесса, когда пресс-форма заполнится металлом, поршень останавливается и давление в рабочей полости становится близким к давлению в аккумуляторе. Однако на некоторое мгновение оно резко возрастает, что объясняется возникшим гидравлическим ударом.

Гидропривод на протяжении всего рабочего хода работает практически в переходных режимах, характер которых необходимо учитывать при расчете привода машин литья под давлением. Одним из методов повышения скорости поршня является снижение гидравлического сопротивления трубопровода за счет уменьшения его длины и увеличения площади сечения.

**Аккумуляторы.** Размеры газо-гидравлического аккумулятора и особенно объем его газовой части определяют работоспособность гидропривода и режимы его работы. Необходимо учитывать, что к концу выполнения операции с большим расходом жидкости давление в аккумуляторе резко снижается. Это объясняется увеличением замкнутого объема газа при потреблении жидкости. Размеры аккумулятора необходимо выбирать такими, чтобы к концу любой операции падение давления в системе не было ниже допустимой величины.

Коэффициент падения давления  $a$  показывает, насколько уменьшается давление в системе к концу операции

$$a = \frac{p_k}{p_a}, \quad (197)$$

где  $p_a$  и  $p_k$  – давление газа в аккумуляторе соответственно начальное и после выхода из него объема  $\Delta V$  жидкости.

Современные машины литья под давлением требуют, чтобы  $a > 0,95$ .

Полный объем аккумулятора  $V_{ак}$  складывается из объема газовой части  $V_g$  и объема жидкости  $V_m$  (рис. 161)

$$V_{ак} = V_g + V_{жс}.$$

В исходном положении давление равно  $p_a$ , а объем газа  $V_a$ . При выходе жидкости объемом  $\Delta V$  из аккумулятора объем газовой части увеличится на  $\Delta V$  и к концу процесса станет

$$V_k = V_a + \Delta V$$

Расширение газа в полости аккумулятора происходит по политропическому закону с показателем полтропы  $n = 1,3 \div 1,4$ :

$$p_a V_a^n = p_k V_k^n$$

Тогда с учетом формулы (197) получаем

$$a = \frac{p_k}{p_a} = \frac{V_a^n}{V_k^n} = \frac{V_a^n}{(V_a + \Delta V)^n}$$

Откуда

$$V_a = \Delta V \frac{a^{\frac{1}{n}}}{1 - a^{\frac{1}{n}}}$$

Если принять

$$\beta = \frac{V_{жс}}{V_a}$$

то

$$V_{ак} = \Delta V (1 + \beta) \frac{a^{\frac{1}{n}}}{1 - a^{\frac{1}{n}}} \quad (198)$$

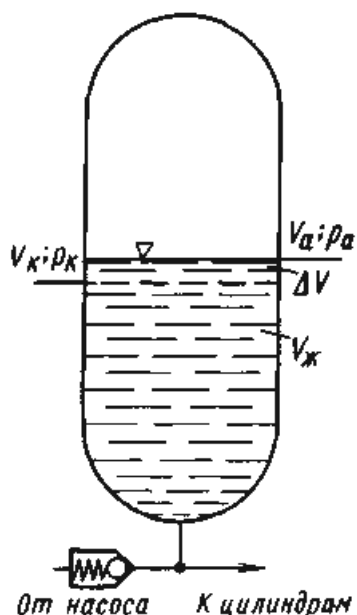


Рис. 161. К расчету аккумулятора

В машинах литья под давлением величина  $\beta = 0,3 \div 0,5$ . Объем жидкости в аккумуляторе необходимо увеличивать, чтобы предотвратить уход газа при утечках жидкости через запорный клапан во время длительных остановок машин.

В газогидроаккумуляторах машин литья под давлением применяют технический азот. Этот газ плохо растворяется в минеральном масле и не образует с маслом взрывоопасной смеси. Если рабочей жидкостью является эмульсия, то в аккумуляторах можно применять сжатый воздух.

В индивидуальном гидроприводе машин литья под давлением газогидроаккумуляторы устанавливают непосредственно на станине машины. Объем баллонов аккумуляторов от 40 до 200 дм<sup>3</sup>.

В некоторых машинах литья под давлением используют поршневые аккумуляторы. В них жидкость отделена от газа поршнем. Такой аккумулятор имеет небольшой рабочий объем, несколько превышающий единовременный расход жидкости за один рабочий ход прессового гидроцилиндра, что позволяет уменьшить массу жидкости, приходящей в движение, и тем самым уменьшить ударные явления в конце запрессовки металла в пресс-форму. Для стабилизации давления газовую полость небольшого аккумулятора

подключают к дополнительным баллонам со сжатым воздухом или азотом.

Гидропривод с аккумулятором улучшает эффективность работы привода не только с большими кратковременными расходами, но и с меняющимися расходами и большими паузами в потреблении жидкости в течение одного цикла.

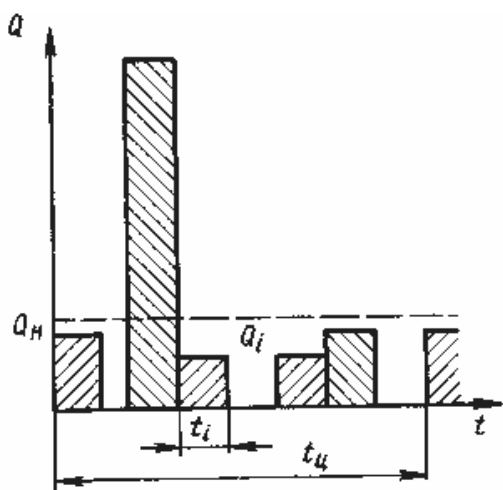


Рис. 162. График потребления жидкости

Для определения производительности насоса составляют график потребления жидкости гидросистемой по времени (рис. 162).

Производительность насоса выбирают с учетом того, что за цикл в аккумулятор должно поступить количество жидкости, равное ее расходу за это же время. Тогда производительность насоса

$$Q_n = \frac{\sum Q_i t_i}{t_u \eta_0}, \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (199)$$

где  $Q_i$  — мгновенный расход в интервале времени  $t_i$  в  $\text{дм}^3/\text{с}$ ,  
 $t_u$  — продолжительность цикла работы установки в с;  
 $\eta_0$  — объемный к. п. д.

### § 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Под гидравлическим ударом понимают резкое повышение давления в рабочей полости при мгновенной остановке поршня или быстром присоединении гидроцилиндра к источнику давления. В машинах литья под давлением ударное давление превышает давление в аккумуляторе в 1,5...2,0 раза, что вызывает раскрытие пресс-формы и образование заливов у отливки. Значительное повышение давления наблюдается также при закрытии кокилей и пресс-форм. Гидравлический удар нарушает технологию и создает перегрузки и колебания в системе, разрушает отдельные малопрочные элементы. Явление гидравлического удара необходимо учитывать при проектировании гидросистем, а также при расчете их элементов на прочность.

Гидравлический удар возникает при резком торможении поршня. На пути жидкости, движущейся с большой скоростью, появляется неподвижная преграда. За счет инерции жидкости у пре-

грады возникают силы, повышающие давление. Волна давления, возникнув у преграды, начинает отходить от нее со скоростью звука в жидкости. После отхода волны у преграды несколько понижается давление, и возвратившаяся волна вновь, но с меньшей силой повышает давление у преграды, вызывая колебания (см. рис. 160). На рис. 160 видно повышение давления при быстром переходе от высокой скорости на участке  $t_x$  к меньшей скорости на участке  $t_{np}$ .

Повышение давления в трубопроводе при мгновенном изменении скорости потока можно определить по формуле

$$\Delta p_y = a\rho(v_1 - v_2), \quad (200)$$

где  $v_1, v_2$  – начальная и конечная скорости потока в  $m/c$ ;

$\rho$  – плотность жидкости в  $kg/m^3$ ;

$a$  – скорость распространения ударной волны в  $m/c$

$$a = \frac{\sqrt{E_{жс} \rho}}{\sqrt{1 + \frac{E_{жс} d}{E \delta}}},$$

где  $E_{жс}, E$  – модули упругости соответственно жидкости и материала трубы в  $Pa$ ;

$d$  – диаметр трубы в  $m$ ;

$\delta$  – толщина стенки трубы в  $m$ .

При резкой остановке давление также повышается за счет инерции тормозящихся масс, связанных с поршнем гидроцилиндра,

$$\Delta p_{ин} = \frac{m(v_1 - v_2)}{F t_T}, \quad (201)$$

где  $m$  – тормозящиеся массы, приведенные к поршню гидроцилиндра;

$F$  – площадь поршня;

$t_T$  – продолжительность торможения от скорости  $v_1$  до  $v_2$ .

С целью уменьшения силы гидравлического удара увеличивают продолжительность открытия распределителей, применяют плавное торможение в конце хода, устанавливают специальные емкости-гасители или малоинерционные предохранительные клапаны. В машинах литья под давлением уменьшают длину трубопровода от аккумулятора до гидроцилиндра и устанавливают специальные демпферы.

Явление гидравлического удара используют в обрубных машинах при литье по выплавляемым моделям. При свободном пробеге поршень гидроцилиндра с закрепленным ножом быстро набирает скорость. В момент врезания в литник скорость резко падает, а повышающееся ударное давление становится настолько большим, что его достаточно для отрезки литника. За время перемещения до

следующего литника система вновь набирает скорость и т. д. Гидроударный механизм позволяет не только повысить экономичность привода, но и использовать наиболее рациональные режимы резки литников.

#### § 4. ГИДРОПРИВОД С МУЛЬТИПЛИКАТОРОМ

Мультипликатор – это гидроусилитель, в котором давление сети повышается в 2...5 раз вследствие разности площадей дифференциального поршня. Жидкость от насоса при давлении  $p_n$  поступает в полость большого поршня площадью  $F$  и он, перемещаясь, внедряет поршень малой площадью  $F_u$  в полость высокого давления. В последней создается давление

$$p_m = p_n \frac{F}{F_u} = p_n m, \quad (202)$$

где  $m$  – коэффициент мультипликации.

Конструкция простейшего гидравлического мультипликатора приведена на рис. 75, г.

Мультипликаторы применяют, когда требуются кратковременные высокие давления при незначительных расходах жидкости.

Особенностью мультипликаторов является то, что они создают высокое давление только в определенных полостях гидросистемы, точнее в нештоковой полости одного цилиндра. К уплотнениям только этой полости предъявляются повышенные требования. В остальной части гидросистемы давление в несколько раз меньше, что позволяет применять насосы и аппаратуру низкого давления. Это повышает эффективность гидропривода.

Гидропривод с мультипликатором используют в машинах литья под давлением для привода механизмов запирания и прессования, а также в некоторых кокильных и формовочных машинах.

Мультипликатор гидропривода (рис. 163, а) механизма прессования машины литья под давлением должен создать в нештоковой полости прессового цилиндра давление  $p_m$ , превышающее давление  $p_a$  в аккумуляторе после окончания заполнения полости формы металлом. Это способствует уплотнению металла и ликвидации усадочной пористости во время затвердевания отливки.

Гидропривод механизма прессования состоит из прессового цилиндра 1, мультипликатора 3 и цилиндра 6 управления обратным клапаном 4 поршня 5 мультипликатора.

При подаче жидкости через распределитель 8 в нештоковую полость мультипликатора 3 она свободно проходит через обратный клапан 4 в нештоковую полость цилиндра 1, и поршень 2, двигаясь



влево, запрессовывает металл в полость формы. В этот момент штоковая полость цилиндра 1 соединена со сливом, а штоковая полость мультипликатора 3 – со сливом через клапан последовательности 11, вследствие чего в ней создается определенное противодействие. В зависимости от настройки клапана 11 поршень 5 в процессе запрессовки металла может двигаться с малой скоростью или оставаться неподвижным. Скорость поршня 2 регулируют дросселем 7.

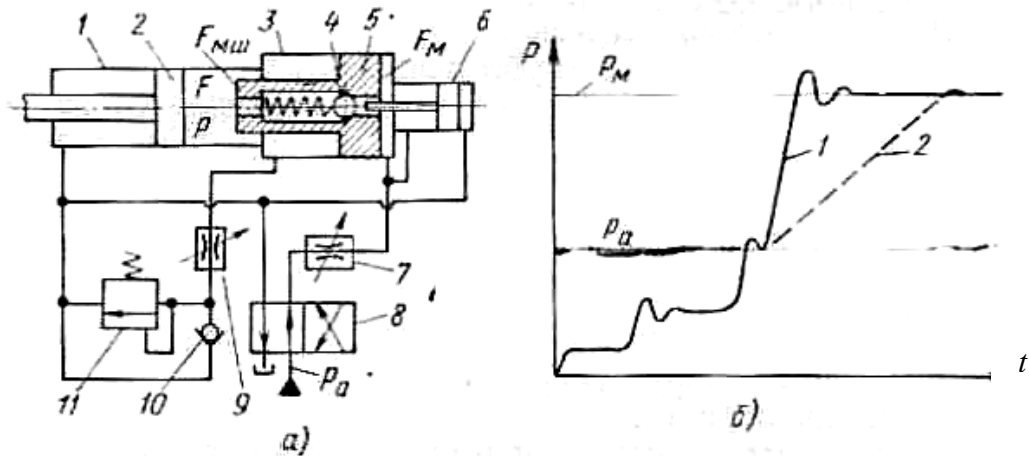


Рис. 163. Гидропривод с мультипликатором механизма прессования машины литья под давлением

В конце запрессовки давление в нештоковых полостях цилиндров 1 и 3 повышается до  $p_a$ , и поршень 5 начинает перемещаться, повышая давление в нештоковой полости цилиндра 1. Полость высокого давления отделяется от полостей низкого давления обратным клапаном 4.

Для данной системы максимальная величина давления составляет

$$p_{\max} = p_m = p_a \frac{F_m}{F_{mi}} = p_a m.$$

Регулируя давление в штоковой полости мультипликатора 3 настройкой клапана давления 11, можно изменять коэффициент  $m$ . На рис. 163, б приведен график изменения давления  $p$  в нештоковой полости прессового цилиндра 1. В момент включения мультипликатора давление повышается не сразу, что объясняется инерцией поршня 5 и сжимаемостью жидкости.

При полностью открытом дросселе 9 давление быстро повышается до  $p_m$  (кривая 1), а при его перекрытии медленнее (кривая 2).

Таким образом, привод с мультипликатором не только обеспечивает регулировку давления подпрессовки, но и позволяет управлять скоростью ее нарастания.

При переключении распределителя 8 жидкость под давлением поступает в штоковую полость цилиндра 1 и через обратный клапан 10 – в штоковую полость цилиндра 3, возвращая поршни 2 и 5 в исходное положение. Из нештоковой полости цилиндра 1 жидкость сливается через открытый штоком цилиндра 6 обратный клапан 4.

Необходимо учитывать, что за ход мультипликатора  $s_m$  поршень прессового механизма площадью  $F$  при отсутствии утечек переместится на

$$s = \frac{F_{ми}}{F} s_m. \quad (203)$$

Уменьшается и скорость поршня  $v$

$$v = \frac{F_{ми}}{F} v_m, \quad (204)$$

где  $v_m$  – скорость движения поршня 5 мультипликатора.

При плохом уплотнении полости, в которой повышается давление, вследствие утечек поршень мультипликатора может перемещаться при полной остановке поршня прессового или запирающего механизма. В результате поршень мультипликатора преждевременно доходит до упора и давление в системе снижается до давления в сети. Это явление очень опасно для запирающих механизмов, так как в момент запрессовки может произойти раскрытие формы.

## § 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ

Регулирование скорости перемещения механизмов литейных машин включает изменение скорости механизмов при настройке машины на новый режим работы, стабилизацию скорости, изменения скорости по заданному закону в течение одного рабочего хода. Например, при установке пресс-формы для новой отливки на машинах литья под давлением необходимо изменять скорость механизма прессования. Кантователи, поворотные столы требуют стабилизации скорости; автоматические заливочные устройства требуют изменения скорости по заданному закону в функции пути.

Одним из основных преимуществ гидропривода является простота регулирования скорости перемещения механизмов в широких диапазонах. Если в пневмоприводе скорость механизмов в значительной мере зависит от колебаний нагрузки, то в гидроприводе эта зависимость проявляется в меньшей степени и определяется методом регулирования. Скорость движения выходного элемента

гидродвигателя зависит от количества жидкости, подаваемой к нему или отводимой от него.

Методы регулирования скорости гидропривода можно разделить на три группы:

1) дроссельное регулирование (при уменьшении проходного сечения дросселя увеличивается его сопротивление и уменьшается расход жидкости, проходящей через него);

2) объемное регулирование (используют насосы переменной производительности);

3) ступенчатое регулирование (скорость изменяют включением в систему одного или нескольких насосов постоянной производительности, а также переключением полостей двигателя).

### Дроссельное регулирование

В некоторых гидросистемах основным органом, регулирующим скорость, является дроссель, изменяющий величину прохода для жидкости в трубопроводе. Чем больше перекрыт дроссель, тем большее сопротивление испытывает жидкость при проходе через него и тем меньше расход жидкости. В гидроприводах литейных машин применяют щелевые и игольчатые дроссели.

В щелевом дросселе (рис. 164) поворотом трубки изменяют площадь щели 5, сообщаемой с отверстием 7. Трубка 6 соединена с рукояткой 1.

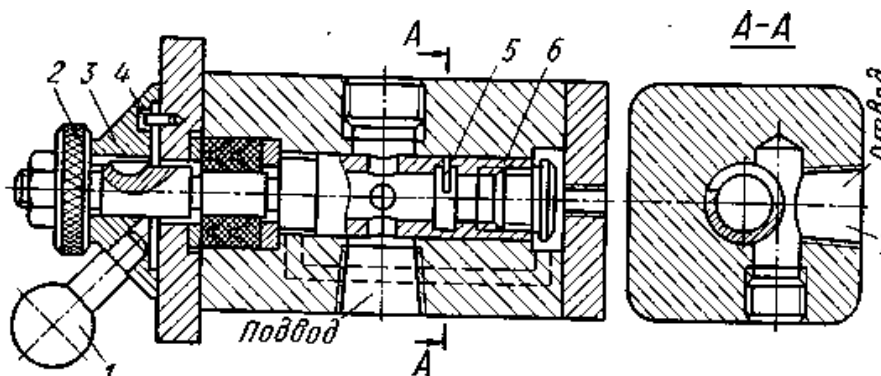


Рис. 164. Щелевой дроссель

При настройке дросселя гайка 2 отжимается, и поворотом рукоятки изменяется положение трубки 6 и устанавливается необходимая площадь сечения щели, обеспечивающая нужную скорость движения. Заданное положение дросселя фиксируется гайкой 2, путем поджима последней к лимбу 3. Крайнее положение дросселя фиксируется упором 4, входящим в дуговую канавку лимба.

В крупных машинах литья под давлением иногда применяют игольчатые дроссели, площадь пропускного сечения которых изменяется при подъеме и опускании иглы.

Дроссели должны обеспечивать плавную настройку и не засоряться при малых расходах. Щелевые дроссели меньше засоряются при малых расходах, так как имеют наименьшее отношение периметра сечения к его площади. Однако при больших расходах у них труднее осуществить герметизацию.

В зависимости от места установки дросселя в гидросистеме различают несколько схем дроссельного регулирования.

Дроссель установлен на входе в гидроцилиндр (рис. 165, а). Количество жидкости  $Q$ , поступающей через дроссель 5 в рабочую полость 2 цилиндра, а следовательно, и скорость поршня зависят от проходного сечения  $f_d$  дросселя и перепада давления в сети 4 и рабочей полости 2. Избыток жидкости  $\Delta Q$  от насоса 5 производительностью  $Q_n$  сливается в бак через клапан б с давлением настройки  $p_{нк}$ . Полость 3 цилиндра сообщается с баком.

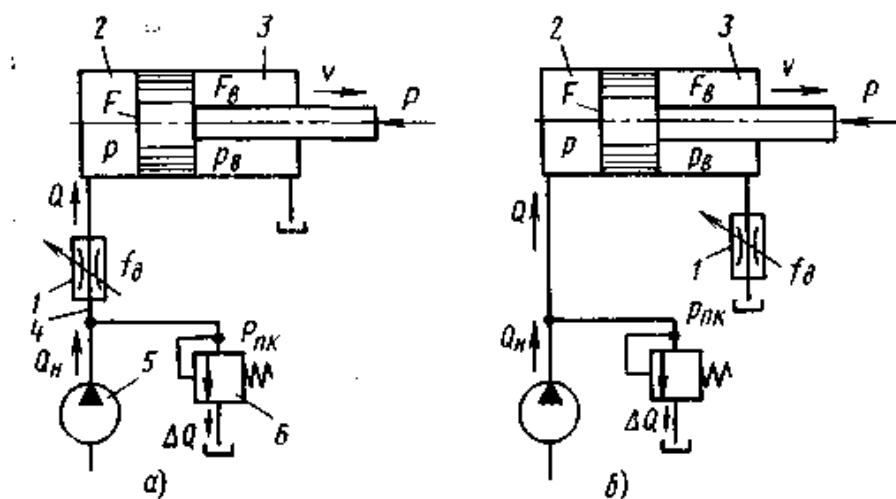


Рис. 165. Схемы дроссельного регулирования

Условие равновесия сил, действующих на поршень цилиндра в установившемся режиме

$$pF = p_6 F_6 + P + P_{mp},$$

откуда

$$p = p_6 \frac{F_6}{F} + \frac{P + P_{mp}}{F}, \quad (205)$$

где  $p$  и  $p_6$  – давление соответственно в рабочей полости и полости противодействия;

$F$  и  $F_6$  – активная площадь поршня со стороны рабочей полости и полости противодействия;

$P$  – полезная нагрузка;

$P_{mp}$  – сила трения в уплотнениях.

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p_d = p_{нк} - p.$$

Тогда расход через дроссель определяется по формуле (170) с учетом  $Q = f_d v_T$

$$Q = f_d \sqrt{\frac{2}{\xi \rho} \Delta p_d}. \quad (206)$$

При постоянной нагрузке расход через дроссель и, следовательно, скорость поршня можно регулировать изменением площади пропускного сечения, дросселя.

Из формулы (205) следует, что при повышении нагрузки  $P$  увеличивается и давление  $p$  в рабочей полости цилиндра. При  $p_{нк} = const$  и увеличении  $p$  перепад давления на дросселе уменьшается, что, в свою очередь, уменьшает расход жидкости  $Q$  через дроссель и скорость поршня цилиндра.

С увеличением площади сечения дросселя и уменьшением нагрузки скорость поршня повышается (рис. 166).

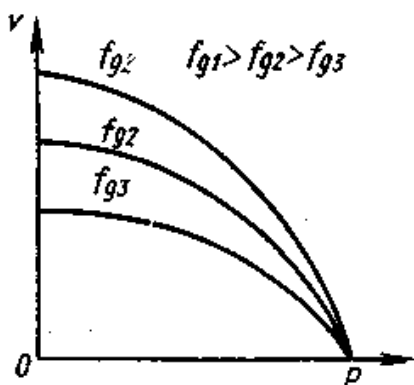


Рис. 166. Зависимость скорости поршня от нагрузки и площади проходного сечения дросселя

Дроссель установлен на выходе цилиндра (рис. 165, б). При установке дросселя 1 между полостью противодавления 3 и баком давление в рабочей полости 2 остается постоянным и равным  $p_{нк}$ . В данном случае условие равновесия сил, действующих на поршень, будет выражаться уравнением

$$p_{нк} F = p_e F_e + P + P_{mp}.$$

Если  $p_e = \Delta p_d$ , то

$$\Delta p_d = p_{нк} \frac{F}{F_e} - \frac{P + P_{mp}}{F_e}.$$

Таким образом, при постоянной нагрузке перепад давления на дросселе остается постоянным. Расход и скорость можно изменять регулированием площади пропускного сечения дросселя. При увеличении нагрузки перепад на дросселе уменьшается. Это вызывает также уменьшение расхода жидкости через дроссель и, следовательно, скорости поршня.

Описанные выше системы регулирования скорости при изменении нагрузки не обеспечивают постоянства скорости. Это недопустимо по условиям работы ряда машин и механизмов. Например, в автоматической заливочной установке с каждым циклом работы

уменьшается вес металла в ковше и, следовательно, нагрузка на гидроцилиндр поворота. В результате скорость заливки постепенно увеличивается.

Схемы дроссельного регулирования можно применять только в случаях, когда нагрузка изменяется мало или когда не предъявляются особые требования к стабилизации скорости. Предпочтение надо отдавать системам с дросселем на выходе, поскольку они обеспечивают более плавное движение поршня.

Дроссель с регулятором давления. Основной причиной изменения скорости является изменение перепада давления на дросселе. Если перед дросселем, установленным на выходе, обеспечить постоянное давление, то перепад давления на дросселе будет постоянным. Расход через дроссель будет зависеть только от площади его пропускного сечения. Постоянство давления перед дросселем можно поддерживать при помощи редукционного клапана.

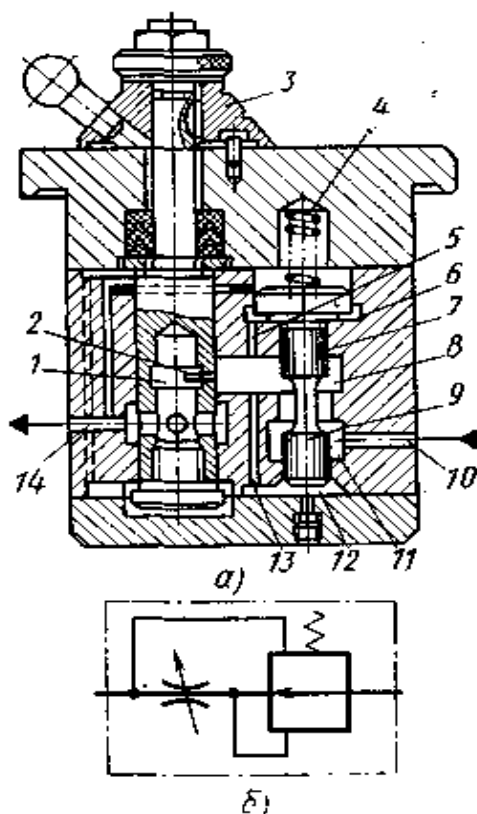


Рис. 167. Дроссель с регулятором (а) и его условное обозначение (б)

В системах регулирования скорости используют редукционный клапан и дроссель, изготовленные в одном корпусе (рис. 167). Жидкость при переменном давлении поступает к отверстию 10 и через проточки 11 и 8 направляется к дросселю 1, в котором имеется щель 2. Пройдя через эту щель, жидкость выходит из регулятора через отверстие 14. Проточка 8 через отверстия 13, 5 соединяется с камерами 12 и 6, вследствие чего давление жидкости перед дросселем стремится переместить золотник 7 вверх, преодолевая действие пружины 4 и закрывая проход жидкости от проточки 11 в проточку 8. Поршень 9 золотника 7, поднимаясь, уменьшает проход жидкости, поступающей к дросселю 1, обеспечивая постоянное давление перед дросселем  $p_p = 0,3 \dots 0,35$  МПа ( $3 \dots 3,5$  кгс/см<sup>2</sup>), что определяется натяжением пружины 4.

Если, например, давление жидкости во входном отверстии 10 уменьшится и вследствие этого давление перед дросселем 1 снизится, то пружина переместит золотник вниз, увеличивая поток жидко-

сти к дросселю до тех пор, пока возросшее давление перед дросселем не начнет опять перемещать золотник вверх. Таким образом, золотник 7 автоматически поддерживает постоянную разность давления на дросселе, независимую от давления на входе в регулятор.

Расход жидкости, а следовательно, и скорость рабочих органов регулируют поворотом дросселя при помощи лимба 3.

Схема включения дросселя с регулятором на выходе приведена на рис. 168, а. Жидкость от насоса 1 при давлении  $p_{нк}$ , соответствующем давлению настройки предохранительного клапана 6, поступает в рабочую полость 2 цилиндра. Жидкость из полости противодействия 3 вытесняется в бак через дроссель 7 с регулятором 5. При изменении нагрузки давление  $p_e$  перед регулятором изменяется в соответствии с уравнением равновесия поршня. Однако перед дросселем оно всегда будет постоянным и равным  $p_p$ . Поскольку после дросселя давление близко к атмосферному, то  $\Delta p_d = p_p$ .

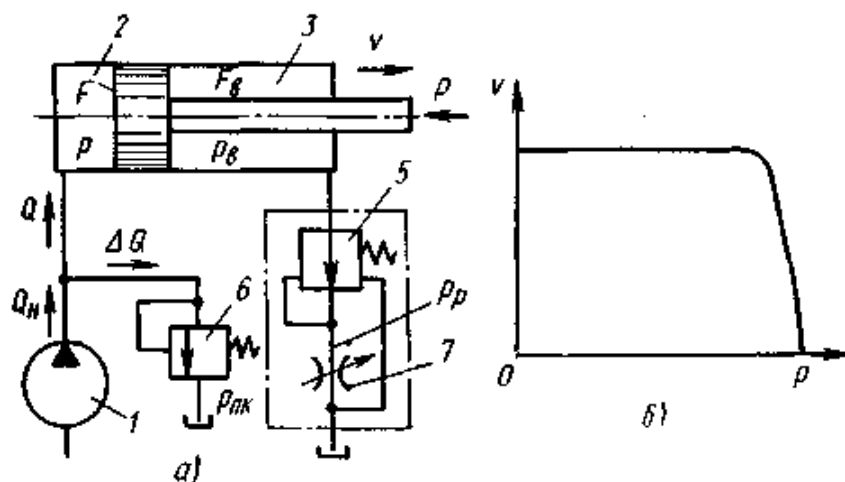


Рис. 168. Схема регулирования скорости дросселем с регулятором

Таким образом, расход жидкости из полости противодействия не зависит от нагрузки и определяется настройкой дросселя 7. График скорости (рис. 168, б) показывает, что в широком диапазоне изменения нагрузки скорость остается постоянной. И только при высоких нагрузках, когда  $p_e < p_p$ , равновесие в регуляторе нарушается, и скорость начинает резко падать.

Во всех дроссельных системах регулирования скорости производительность насоса всегда должна быть больше того количества жидкости, которое необходимо подать в цилиндр для обеспечения заданной скорости, т. е.

$$Q_n > Q = Fv,$$

где  $v$  – скорость поршня;  
 $F$  – площадь поршня.

Дроссельные системы регулирования работают с большими потерями энергии. Избыток жидкости  $\Delta Q = Q_n - Q$  проходит через переливной клапан при высоком давлении  $p_{нк}$ , что вызывает значительный нагрев жидкости. Это способствует быстрому выходу из строя насосов, а изменение температуры жидкости изменяет ее вязкость и, следовательно, скорость гидравлических исполнительных механизмов.

### Объемное регулирование

При объемном регулировании скорости количество жидкости, подаваемой в рабочую полость цилиндра, зависит от производительности насоса, которую устанавливают в соответствии с требуемой скоростью поршня. При возрастании нагрузки давление  $p$  в рабочей полости 2 (рис. 169) увеличивается и увеличиваются утечки жидкости в насосе 1 и в гидроцилиндре, что снижает скорость поршня.

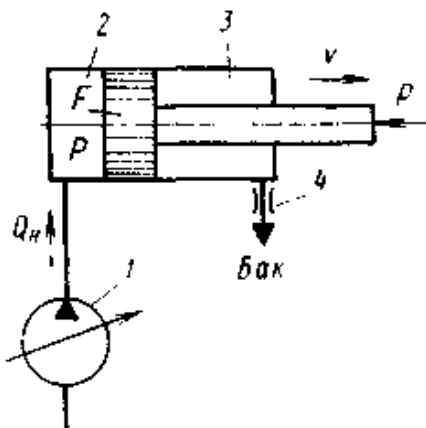


Рис. 169. Схема объемного регулирования скорости

При малых скоростях привода утечки сильно влияют на скорость, поскольку они становятся соизмеримыми с производительностью насоса.

Для более плавного движения поршня необходимо установить на выходе системы дополнительный дроссель 4, повышающий давление в полости противодействия 3.

Объемное регулирование скорости обеспечивает более высокий к. п. д. гидропривода по сравнению с дроссельным регулированием, так

как нет избытка жидкости в гидросистеме и, следовательно, отсутствуют затраты энергии на дросселирование через регуляторы скорости и переливные золотники.

Для объемного регулирования скорости используют более дорогие насосы, поэтому вопрос о целесообразности применения этого метода должен решаться особо.



### Ступенчатое регулирование

Простейшим методом получения двух различных скоростей в одном направлении при нерегулируемом расходе жидкости является дифференциальное подключение гидроцилиндра к насосу. При одновременном подключении к насосу 1 рабочей полости 2 и полости противодействия 3 (рис. 170, а) поток жидкости  $Q_в$ , вытесняемый из полости 3, добавляется к потоку  $Q_н$  от насоса и поступает вместе с ним в рабочую полость 2, увеличивая скорость поршня.

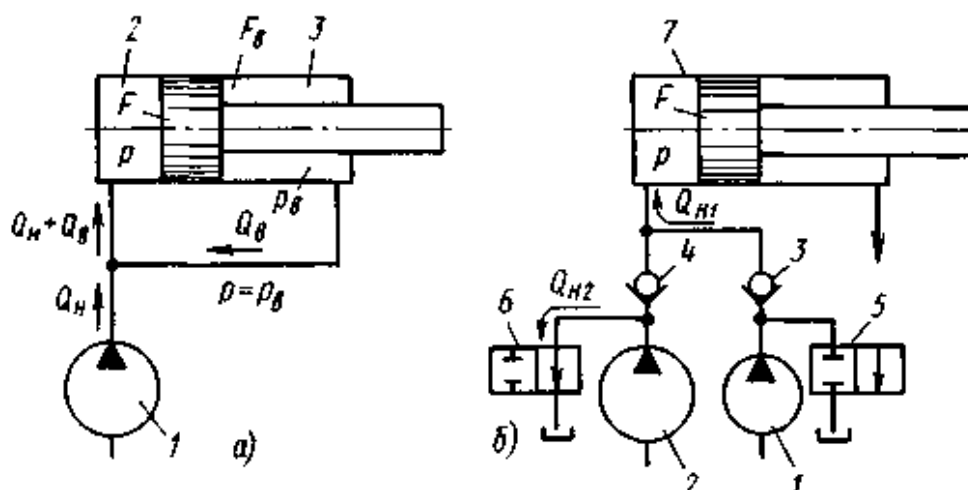


Рис. 170. Схемы ступенчатого регулирования скорости

Скорость  $v_в$  поршня при быстром движении определяют из уравнения

$$v_в = \frac{Q_н + Q_в}{F} = \frac{Q_н + v_в F_в}{F}$$

или

$$v_в = \frac{Q_н}{F - F_в}$$

Следует заметить, что увеличение скорости перемещения механизмов при дифференциальном соединении цилиндра вызывает соответствующее уменьшение развиваемого усилия, так как активная площадь рабочей полости равна  $F - F_в$ . Для увеличения скорости необходимо уменьшить площадь штока (увеличение  $F_в$ ). В этом случае повышение скорости при дифференциальном соединении вызовет соответственно уменьшение скорости при обратном ходе.

Описанную схему включения цилиндра используют в гидроприводах кокильных станков с большим ходом. Кокиль закрывают ускоренно (дифференциальная схема), а в конце хода для предупреждения удара частей кокиля полость противодействия отклю-

чают от напорной сети и соединяют с баком. Скорость при этом падает до  $v = \frac{Q_n}{F}$ , а усилие повышается.

Вторая схема ступенчатого регулирования скорости приведена на рис. 170, б. Гидропривод состоит из двух насосов 1 и 2 постоянной производительности  $Q_{н1}$ , и  $Q_{н2}$ , обычно сдвоенного исполнения, обратных клапанов 3 и 4 и распределителей 5 и 6. Принятый способ подключения насосов позволяет питать рабочую полость 7 гидроцилиндра от первого или второго насоса или обоих насосов одновременно  $Q_{н1} + Q_{н2}$ . Для подключения к рабочей полости первого насоса необходимо распределителем 5 перекрыть слив в бак, а распределителем 6 соединить насос 2 с баком. В этом случае поток жидкости от насоса 1 будет поступать через обратный клапан 3 к рабочей полости. Для подачи в рабочую полость потока от насоса 2 необходимо перекрыть распределитель 5 и соединить распределителем 5 насос 1 со сливом. Для одновременной подачи жидкости в рабочую полость цилиндра от двух насосов необходимо, чтобы оба распределителя 5 и 6 были перекрыты.

Таким образом, два сдвоенных насоса с различной производительностью могут обеспечить три различные скорости поршня. При трех насосах число скоростей может быть доведено до семи и т. д.

### Торможение гидропривода

Для устранения ударов в гидроприводах предусматривается плавное уменьшение скорости в конце хода. Интенсивность торможения необходимо выбирать такой, чтобы возникающие ускорения не превышали допустимых, например, чтобы не было отрыва опоки или формы от толкателя при транспортировке.

Наиболее простой метод торможения поршня в конце хода — это установка профилированных хвостовиков. В конце хода хвостовик постепенно перекрывает выход жидкости из полости противодавления. Давление в ней повышается, и скорость поршня снижается. Недостаток этого метода — невозможность регулирования режима торможения.

В тормозном устройстве (рис. 171), встроенном в крышку гидроцилиндра, процесс торможения начинается при входе буртика 5 поршня 6 в отверстие 4 крышки. Жидкость из полости 1 цилиндра вытесняется в бак через игольчатый дроссель 2 и отверстие 4. Давление в полости 1 повышается, что и вызывает торможение поршня. Скорость торможения регулируют настройкой дросселя 2. При обратном ходе для ускорения разгона поршня, пока буртик не выйдет

из отверстия 4 и не откроет свободный проход жидкости в рабочую полость 1, жидкость поступает в эту полость через обратный клапан 3. Подобные тормозные устройства применяют в приводах поворотных механизмов кантователей и других механизмов, имеющих большие скорости и не допускающих ударов в конце хода.

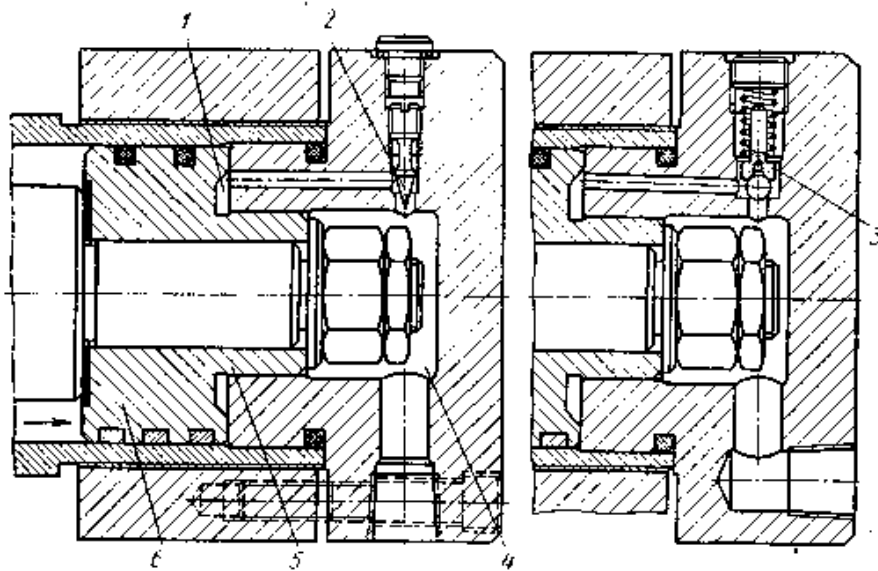


Рис. 171. Тормозное устройство, встроенное в крышку гидроцилиндра

Штанговые толкатели, перемещающие опоки или формы на автоматических линиях, для плавной и точной остановки требуют специального режима торможения. Для этого необходимо, чтобы инерционные силы перемещаемых объектов не превышали сил трения при их движении по склизам. Такой режим торможения могут обеспечить только специальные дроссели с путевым управлением (рис. 172). В штанговом транспортере штанга 2, связанная со штоком поршня цилиндра 1, перемещает кулачками 3 опоки 4. При подходе к упору 5 профильный кулачок 6 давит на ролик 7 дросселя и шток 8 постепенно уменьшает проходное сечение и, следовательно, проход жидкости через проточку 9 от насоса в рабочую полость цилиндра. Скорость поршня уменьшается.

Необходимый закон изменения проходного сечения дросселя с путевым управлением можно осуществить соответствующим профилированием кулачка 6.

Обратный клапан 10, смонтированный в корпусе дросселя, предназначен для свободного прохода жидкости при возвращении поршня со штангой в исходное положение.



## Глава XIV

### УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОПРИВОДОМ

#### § 1. РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Распределители предназначены для изменения направления потока жидкости в силовой сети или цепи управления. Основным органом распределителя является цилиндрический золотник, при своем перемещении соединяющий или разъединяющий отдельные каналы гидросистемы. По типу управления золотником распределители можно разделить на распределители с управлением: ручным, гидравлическим, электромагнитным, механическим.

В реверсивном золотнике с ручным управлением (рис. 173, а) жидкость от насоса подается к отверстию 3 и сливается в бак через отверстие 6. В среднем положении золотника все камеры корпуса соединяются между собой, поэтому жидкость, нагнетаемая насосом, свободно сливается в бак и не поступает ни в одну из полостей цилиндра. При смещении золотника 5 влево полость 4 соединяется с напорной, а полость 2 – со сливной линией.

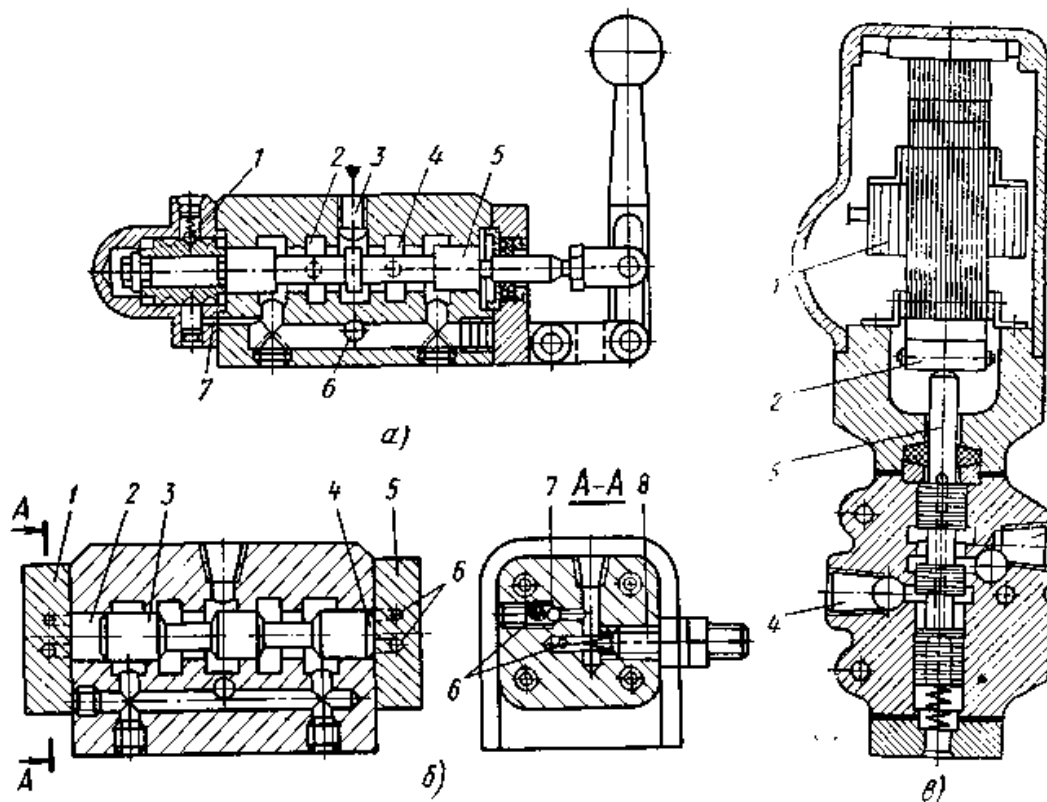


Рис. 173. Гидравлические распределители

Если золотник находится в другом крайнем положении, то происходит реверсирование потока жидкости. Золотник фиксирует-

ся в крайних и нейтральном положениях шариковым фиксатором 1. Жидкость, попавшая в камеру фиксатора, отводится в сливную линию через отверстие 7.

Золотник 3 распределителя с гидроуправлением (рис. 173,б) из одного положения в другое перемещается под давлением жидкости, подводимой в полости управления 2 и 4. Жидкость от цепи управления (как правило, от основного насоса) подается через отверстия 6 в крышках 1 и 5 золотника. При малых диаметрах золотника и высокой производительности насоса возможны большие скорости перемещения золотника и сильные удары в крышки. Для управления скоростью перемещения золотника 3 в крышках 1 и 5 установлены регуляторы скорости с дросселем 8 и обратным клапаном 7.

В распределителях с электромагнитным управлением (рис. 173, в) при включении электромагнита / якорь 2 действует на шток золотника 5, который при движении вниз соединяет каналы 3 и 4. Перемещение золотников требует значительного усилия, поэтому для переключения золотников с большими расходами применяют электрогидравлическое управление. Электромагнит переключает вспомогательный распределитель малой мощности, который управляет потоком жидкости, поступающим в полости управления основного распределителя.

Двухпозиционный распределительный золотник (рис. 174) с электрогидравлическим управлением состоит из главного распределителя 6 с гидравлическим управлением и распределителя 1 электрическим управлением.

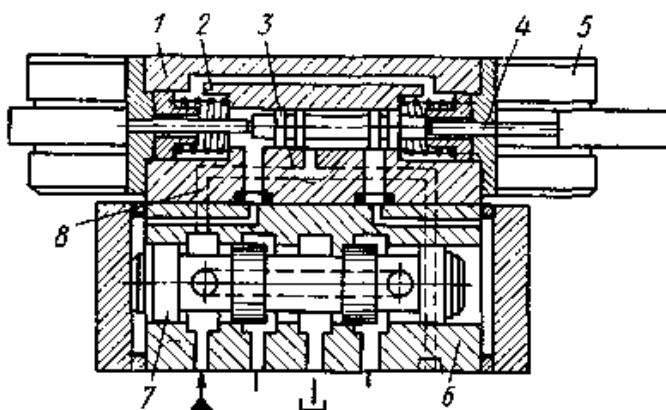


Рис. 174. Двухпозиционный распределитель с электрогидравлическим управлением

Жидкость от насоса поступает одновременно к главному золотнику 7 и по каналам 8 и 2 к вспомогательному золотнику 3, и от него в правую полость управления

главного золотника 7. При включении электромагнита 5 вспомогательный золотник 3 толкателем 4 перемещается влево и соединяет левую полость управления главного золотника 7 с насосом, а правую – с баком. Главный золотник перемещается вправо и переключает каналы.

главного золотника 7. При включении электромагнита 5 вспомогательный золотник 3 толкателем 4 перемещается влево и соединяет левую полость управления главного золотника 7 с насосом, а правую – с баком. Главный золотник перемещается вправо и переключает каналы.

В распределителях с механическим управлением перемещение золотника осуществляется копиром, установленным на подвижных частях механизма.

Описанные выше распределители предназначены для расходов жидкости от 0,13 до 9,3 дм<sup>3</sup>/с (8...560 л/мин). В гидроприводах литейных машин широко применяют распределители с электрогидравлическим управлением, причем наибольшую надежность имеют распределители с электромагнитами на постоянном токе.

## § 2. КОНТРОЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА

Контрольно-регулирующая аппаратура поддерживает требуемое давление в гидросистеме, обеспечивает рациональные режимы работы гидропривода, используется в схемах автоматического управления гидроприводом.

**Обратный клапан** (рис. 175) предназначен для управления потоком жидкости в гидросистемах и пропуска жидкости только в одном направлении. Клапан 2, перемещающийся в корпусе 4, усиливает слабой пружины 1 прижимается к седлу 3. Поток жидкости может быть пропущен только в направлении, указанном стрелками; если направление потока изменится, то клапан под давлением жидкости плотно прижимается к седлу.

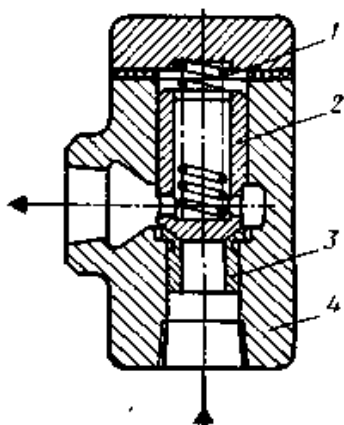


Рис. 175. Обратный клапан

Конструкция клапана проста и обеспечивает надежное уплотнение между конусом клапана 2 и седлом 3. Пружина 1 рассчитана только на преодоление силы трения в клапане.

Способы подключения клапана приведены в схемах подключения напорного золотника и других аппаратов.

Обратные клапаны устанавливают в гидросистемах на трубопроводе, допускается монтаж клапана в горизонтальном, вертикальном, а также наклонном положениях.

**Напорные золотники** предназначены для предохранения системы от перегрузки, поддержания определенного постоянного давления, блокировок от самопроизвольного опускания поршня при вертикальном расположении гидроцилиндра и для дистанционного управления потоком жидкости.

Принцип действия напорного золотника (рис. 176, *a*) основан на уравнивании усилием пружины давления жидкости, действующей на золотник. Когда давление жидкости превысит усилие предварительной затяжки пружины, золотник переместится и откроется проход для жидкости из полости, в которой она находится под большим давлением, в полость меньшего давления жидкости.

Жидкость от насоса поступает в полость 8 и одновременно через систему отверстий 9 – к торцевой полости 10 золотника 2.

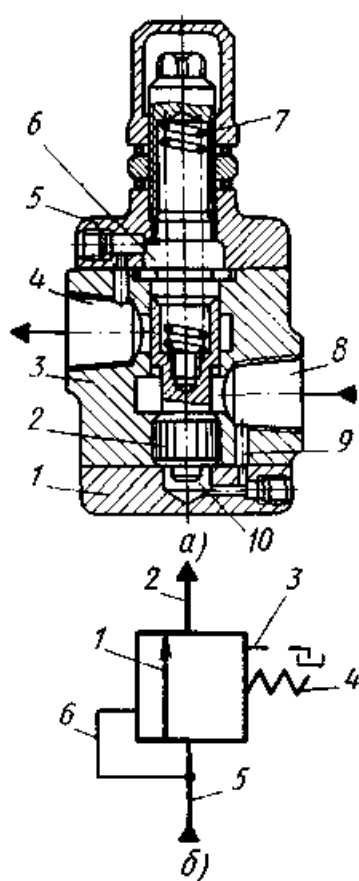


Рис. 176. Напорный золотник

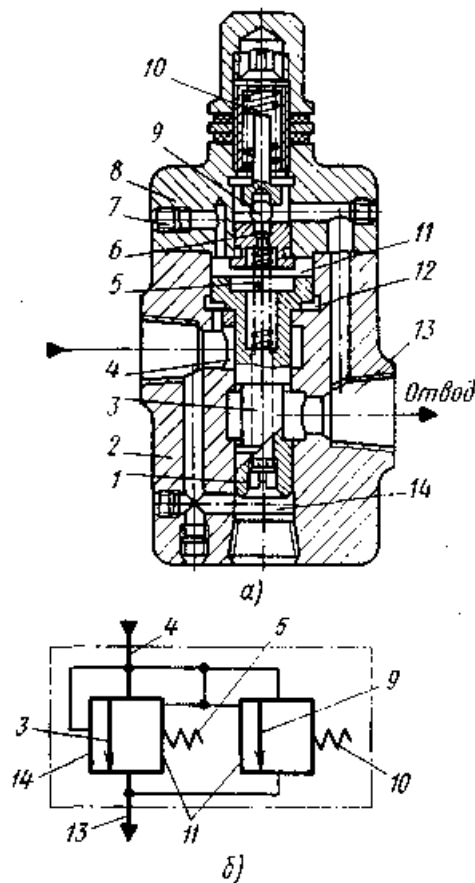


Рис. 177. Предохранительный клапан с переливным золотником

На золотник, таким образом, со стороны полости 10 давит жидкость, а с противоположной стороны – пружина 7. Если усилие, создаваемое давлением жидкости, меньше усилия, на которое отрегулирована пружина, то золотник 2 прижмется к крышке 1 и полость 4 разъединится с полостью 8. С увеличением давления в системе усилие, действующее со стороны полости 10, возрастет и, превысив усилие пружины, переместит золотник 2 вверх.

Полость 8 соединится с полостью 4, и жидкость из напорной магистрали будет отводиться в бак. При этом в гидросистеме сохраняется давление, установленное натяжением пружины 7.



Для настройки золотника предусмотрено специальное винтовое устройство. Из полости *б* через отверстия в верхней крышке *5* и корпусе *3* жидкость сливается в бак.

Условное обозначение золотника (рис. 176, *б*) в определенной мере отражает принцип его действия. Внутренний канал *1* золотника как бы сдвинут сжатой пружиной *4* и разъединяет подводящую трубу *5* от отводящей *2*. Полость управления напорного золотника соединена с трубой *5* каналом *6*. При повышении давления в трубе *5* повышается и давление в управляющей полости напорного золотника. При этом внутренний канал *1* как бы перемещается этим давлением, сжимает пружину и соединяет трубы *5* и *2*. Утечки в клапане сливаются через трубу *3* в бак.

В предохранительном клапане (рис. 177, *а*) с переливным золотником для управления золотником применяется шариковый клапан. Жидкость подводится от насоса в полость *4*, сообщающуюся с полостями *14* и *12*. Если давление в полости *4* мало, то давление на золотник *3* уравнивается пружиной *5* и он прижимается к корпусу *2*. На шарик клапана *9* с одной стороны давит жидкость, находящаяся в полости *11*, с другой – пружина *10*. Если давление жидкости на шарик со стороны полости *11* не превышает давления настройки пружины *10*, то шарик прижимается к седлу. Но если давление жидкости больше усилия пружины, то шарик отходит от седла *6* и жидкость из полости *11* через шариковый клапан и отверстия в крышке *8* и корпусе *2* проходит в полость слива *13*, подключенную к баку. Полость *11* заполняется жидкостью из полости *14* через демпфер *1*. Вследствие малого сечения отверстия в демпфере *1* возникает значительное сопротивление и создается перепад давления между полостями *14* и *114*. С уменьшением давления в полости *11* увеличиваются силы, действующие на золотник снизу вверх, в результате чего он приподнимается и соединяет полости *4* и *13*. Через образовавшуюся кольцевую щель между кромкой золотника *3* и корпусом *2* жидкость поступает на слив.

Золотник *3* поднимается до тех пор, пока давление в полостях *14* и *12* не уравнивает давление в полости *11* и усилие пружины *5*, после чего давление в полости *4* автоматически будет поддерживаться постоянным.

Если давление в полости *4* почему-либо начинает увеличиваться, то равновесие сил, действующих на золотник *5*, нарушается, так как повышается давление на золотник со стороны полостей *14* и *12*. При подъеме золотника увеличивается кольцевая щель между корпусом и кромкой золотника, в результате чего увеличивается проток жидкости из полости *4* в полость *13* и давление в полости *4*

уменьшается. Давление падает до тех пор, пока не установится равновесие.

В случае снижения давления в полости 4 ниже давления настройки пружины 10 шариковый клапан 9 прижимается к седлу 6, и слив жидкости из полости 11 в бак прекращается, после чего давление в полостях 14, 12 и 11 выравнивается, и пружина 5 перемещает золотник вниз. Полости 4 и 13 разъединяются, и слив жидкости в бак прекращается.

Для отвода жидкости при малых давлениях (около 0,1 МПа) через клапан в бак необходимо полость 11 соединить с баком через отверстие 7. Давление в ней становится значительно ниже давления в полостях 14 и 12, золотник 3 приподнимается, в результате полости 4 и 13 соединяются, и жидкость из системы под небольшим давлением поступает в бак.

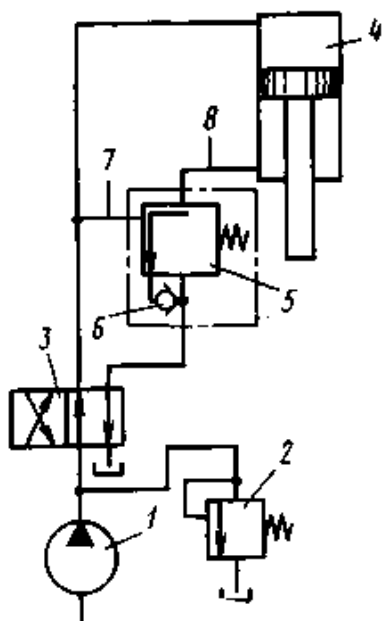


Рис. 178. Схема включения напорных золотников

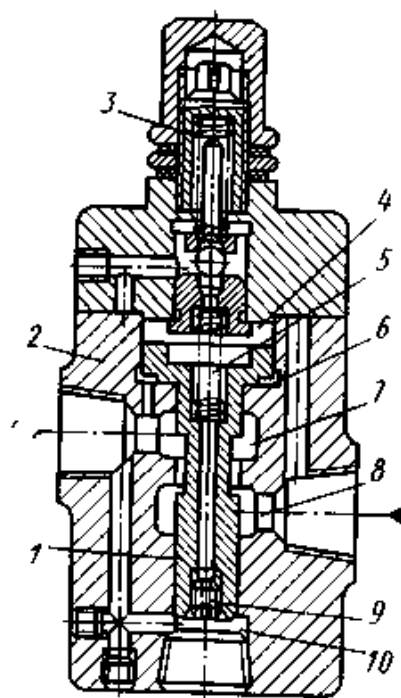


Рис. 179. Редукционный клапан

Предохранительный клапан с переливным золотником на необходимое давление настраивают регулированием пружины 10. Условное обозначение клапана приведено на рис. 177, б с указанием позиций, соответствующих реальной конструкции. На рис. 178 показано, как включаются напорные золотники для выполнения функции поддержания в системе заданного давления и для блокировки от самопроизвольного опускания поршня. При достижении

насосом 1 в системе заданного давления, на которое настроен напорный золотник 2, открывается проход жидкости на слив.

Если в системе нет давления, то поршень цилиндра 4 не сможет опуститься под действием сил тяжести. Этому препятствует золотник 5. Для того чтобы поршень начал перемещаться вниз, необходимо повысить до определенной величины давление в нештоковой полости цилиндра 4. Повышенное давление через канал 7 будет передано полости управления золотника 5, и он, преодолевая зажатку пружины, начнет пропускать жидкость из штоковой полости на слив, и поршень опустится. Г-образная форма внутреннего канала на условном обозначении клапана показывает, что этот канал постоянно соединен с подводящей трубой 8. Обратный клапан 6 предназначен для свободного прохода жидкости через золотник 5 при подъеме поршня. Обратный клапан 6 и золотник 5 устанавливаются в одном корпусе.

**Редукционный клапан.** Редукционные клапаны (рис. 179) предназначены для понижения давления на отдельных участках гидросистемы, в которой используется высокое давление. В исходном положении давление жидкости на золотник клапана уравновешивается слабой пружиной 5 и золотник 1 прижимается к корпусу 2. При повышении давления в полости 7 равновесие нарушается, так как увеличивается давление со стороны полостей 10 и 6 на золотник, который приподнимается, уменьшая кольцевую щель для прохода жидкости из полости 8 в полость 7. Благодаря этому давление в полости 7 будет снижаться до тех пор, пока давление в полости 4 (перед шариковым клапаном) не достигнет величины настройки пружины 3. Снижение давления происходит без сброса жидкости в бак.

Если давление жидкости в полости 7 окажется несколько ниже давления настройки пружины 3, то золотник под действием пружины 5 опустится. Кольцевая щель между полостями 8 и 7 увеличится, и давление в полости 7 возрастет до давления настройки пружины шарикового клапана. Таким образом, в полости 7, а следовательно, и в сети, с которой она соединена, поддерживается постоянное давление, соответствующее настройке пружины 3 шарикового клапана. Редукционный клапан работает без шума и вибраций, так как демпфирующее отверстие в пробке 9 тормозит движение золотника 1.

**Реле давления** (рис. 180) предназначено для контроля давления в гидросистеме и в обычном исполнении используется при давлении 0,5—6,4 МПа.

Отверстие *б* реле давления соединяют с контролируемой сетью. Когда давление в системе превышает давление настройки пружины *з* или когда давление уменьшается до определенного значения, диафрагма *1*, деформируясь, сообщает движение рычагу *2*. При повороте рычага укрепленный на нем винт *5* нажимает на штифт электрического микровыключателя *4*, встроенного в корпус реле давления. Срабатывая, микровыключатель подает соответствующий сигнал в электрическую схему управления.

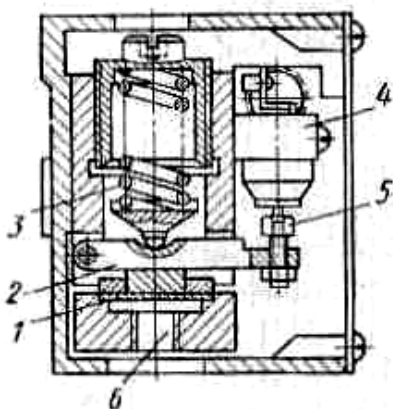


Рис. 180. Реле давления

Обычно при давлениях ниже допустимых электрическая цепь разрывается. Реле давления используется и для контроля высокого давления. В последнем случае оно может выполнять роль предохранительного устройства.

Описанные контрольно-регулирующие устройства имеют большое число тонких каналов и узких щелей. Поэтому их надежная работа во многом зависит от чистоты жидкости, от имеющихся в ней различных механических включений.

Для очистки жидкости в гидроприводах используют различные фильтры, резервуары, отстойники и сетки. Баки для жидкости сообщаются с атмосферой литейного цеха через воздушные фильтры.

### § 3. АВТОМАТИЧЕСКАЯ РАЗГРУЗКА ГИДРОПРИВОДА

Каждый цикл работы гидрофицированных литейных машин имеет интервалы времени, в течение которых поршни гидроцилиндров не должны перемещаться. В эти интервалы давление в гидросистеме можно значительно снизить или снять вообще. В гидроприводах, оснащенных насосом с индивидуальным электродвигателем, можно было бы в эти моменты выключить приводной электродвигатель. Однако большинство гидрофицированных литейных машин работает с непродолжительным циклом (порядка 20...180 с, а агрегаты автоматических линий – 7...20 с). В этих случаях отключение электродвигателя экономически невыгодно, так как частые остановки и пуски вызывают интенсивный износ вращающихся частей двигателей и насоса и, кроме того, частые включения электродвигателя сопровождаются большими пусковыми токами, в результате двигатель перегревается и сокращается срок его службы.

Гидросистемы с насосом постоянной производительности, как правило, имеют переливной клапан. В моменты, когда гидродвигатель неподвижен, поток жидкости от насоса отводится в бак через переливной клапан. Таким образом, если в моменты пауз не выключать насос, то вся подводимая механическая энергия затрачивается непроизводительно на нагрев жидкости.

После остановки механизмов, когда насос работает на слив, его можно разгрузить, уменьшая до минимального давление жидкости или снижая ее расход. Разгрузка гидросистем экономически эффективна, так как повышается к. п. д. гидропривода и срок службы его элементов.

**Разгрузка гидросистем от давления.** Рассмотрим работу толкателя опок с индивидуальным гидроприводом. Работа толкателя для совершения прямого и обратного хода исчисляется несколькими секундами, а остальное время, в несколько раз превышающее рабочее, он остается в покое.

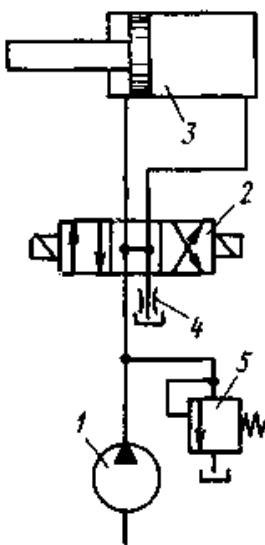


Рис. 181. Схема разгрузки гидропривода

На рис. 181 показана схема гидропривода толкателя с разгрузкой в исходном положении при помощи трехпозиционного распределителя 2. В этом положении насос 1 свободно перекачивает жидкость через распределитель в бак. Электродвигатель и насос практически полностью разгружены.

Для предотвращения самопроизвольного движения поршня 3 на сливной линии устанавливают нерегулируемый дроссель 4 в виде диафрагмы. Дроссель повышает давление в системе до  $0,25 \text{ МПа}$  ( $2,5 \text{ кгс/см}^2$ ), которого достаточно для удержания поршня в исходном положении. Золотник 5 предохраняет систему от перегрузок.

Если опасность самопроизвольного движения поршня возрастает, то применяют трехпозиционные распределители, которые в нейтральном положении соединяют насос со сливом и перекрывают обе полости цилиндра.

Для совершения прямого хода толкателя необходимо включить правый электромагнит распределителя, а для совершения обратного хода – левый.

Описанная схема может обеспечить разгрузку гидросистемы от давления в любом из двух крайних положений поршня цилиндра.

**Разгрузка гидросистем при сохранении давления в рабочей полости цилиндра.** В ряде литейных машин в одном из конеч-

ных положений гидроцилиндра необходимо поддерживать высокое давление. Например, при заливке кокилей и пресс-форм машин литья под давлением части металлоформ должны прижиматься друг к другу со значительной силой. Общим для всех случаев является наличие высокого давления в одной из полостей гидроцилиндра и отсутствие расхода жидкости, так как поршень не двигается.

Разгрузку основного насоса *17* (рис. 182) высокой производительности при остановке поршня можно осуществить с помощью разделительной панели. При переключении насоса *17* на свободный слив в бак высокое давление в системе поддерживается насосом *1* низкой производительности. Насос *1* должен только компенсировать имеющиеся в системе утечки.

При движении поршня цилиндра *4* жидкость от насоса *1* высокого давления поступает по трубопроводу *2* в полость *3* цилиндра. Одновременно жидкость от насоса *17* по трубопроводу *16* направляется в проточки *20* и *19* обратного клапана *21*, отжимая последний вверх (по схеме), и жидкость через проточку *18* поступает в трубопровод *2*, сливаясь с потоком жидкости, нагнетаемой насосом высокого давления *1*. Максимальное давление в системе нагнетания насоса *17* ограничивают настройкой пружины *10* клапана низкого давления *11*. Золотник *14* клапана имеет ступенчатую конструкцию, образующую камеру *12*, которая каналами соединена с трубопроводом *2* и полостью *3* цилиндра *4*. Когда по окончании хода давление в полости *3* цилиндра (и, следовательно, в камере *12*) будет выше давления настройки пружины *10* клапана *11*, жидкость от насоса *1* высокого давления, действуя на буртик золотника *14*, поднимает последний (по схеме), соединяя насос *17* через проточку *15* и полость *13* с баком. Вся жидкость, нагнетаемая насосом *17*, свободно, без давления сливается в бак (насос разгружается). При этом обратный клапан *21* под давлением жидкости в полости *9* и силы пружины запирается, не допуская слива в бак жидкости, нагнетаемой насосом *1*.

Величину максимального давления в полости *3* цилиндра *4* регулируют настройкой пружины *6* предохранительного клапана высокого давления *5*. Жидкость от насоса *1* поступает по трубопроводу *2* в проточки *26*, *23* и *28* золотника *24*. Из проточки *23* через пробку *22* с малым отверстием (демпфер) жидкость может попасть в камеру *29*.

При давлении в системе нагнетания насоса *1* меньшем, чем давление, соответствующее настройке пружины *6*, шарик *7* прижат к седлу. Давление в камере *29* и в проточках *23* и *28* одинаково, по-

этому пружина 27 держит золотник 24 в нижнем (по схеме) положении, при котором проточка 26 заперта.

В случае повышения давления в системе нагнетания насоса *I* до значения, соответствующего давлению настройки пружины 6, шарик 7 отжимается, соединяя камеру 29 через канал 8 с баком. Небольшое количество жидкости из полости 23 сливается в бак через демпфер 22 и камеру 29. При протекании жидкости через демпфер 22 между проточками 23 и 28, с одной стороны, и полостью 29, с

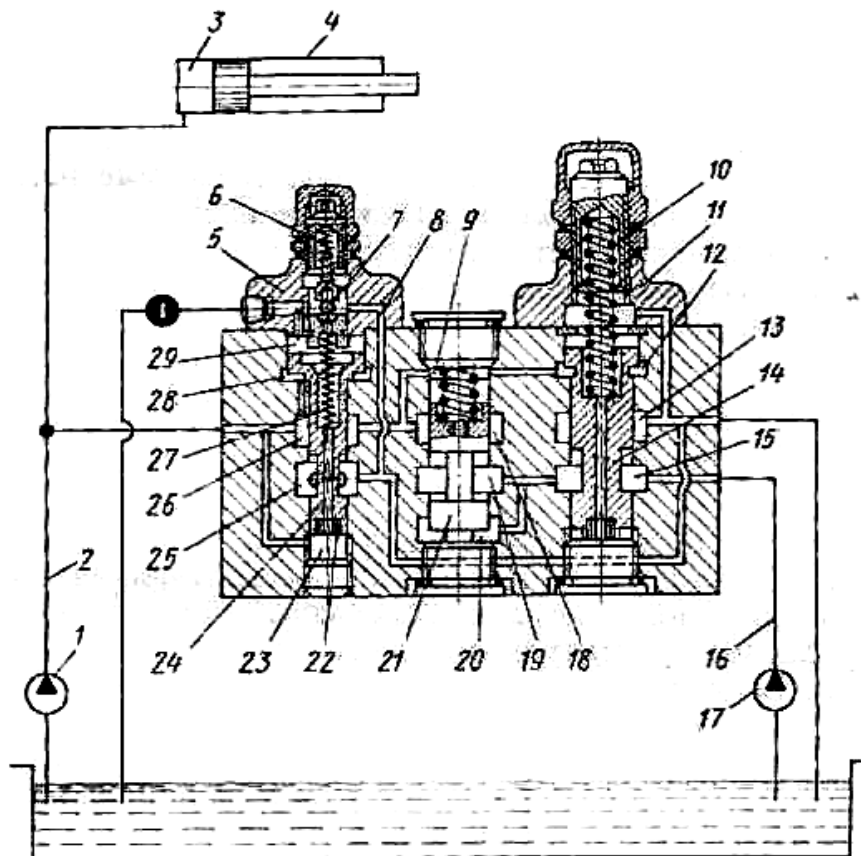


Рис. 182. Разделительная панель

другой стороны, создается перепад давлений, который, действуя на всю рабочую площадь золотника 24 (в проточках 23 и 28), отжимает его вверх (по схеме), преодолевая усилие пружины 27. При этом проточка 26 соединяется с проточкой 25 и каналом 8. Через канал 8 основной поток жидкости, нагнетаемой насосом *I*, сливается в бак. В системе нагнетания насоса *I* сохраняется давление, на которое настроена пружина 6.

Схема панели позволяет, в случае необходимости, разгрузить оба насоса путем соединения камеры 29 с помощью специального крана или золотника с баком. В этом случае давление в системе нагнетания насоса *I* определяется только усилием пружины 27. Пру-

жина 10 переместит золотник 14 в положение, показанное на схеме. Жидкость, нагнетаемая насосом 17, будет свободно сливаться в бак через обратный клапан 21 и полости 26 и 25 золотника.

В подобных системах применяют насосы в сдвоенном исполнении. В качестве привода механизма прессования машин литья под давлением используют аккумуляторный гидропривод. Схема разгрузки насоса 1 аккумуляторного гидропривода приведена на рис. 183, а. Если в аккумуляторе 4 при работе насоса устанавливается заданное давление, на которое настроено реле 5 давления, то последнее включает электромагнит вспомогательного распределителя 6. Весь поток жидкости от насоса направляется свободно на слив. Проходу жидкости под высоким давлением от аккумулятора на слив препятствует обратный клапан 7. Клапан 8 предохраняет систему от чрезмерных перегрузок.

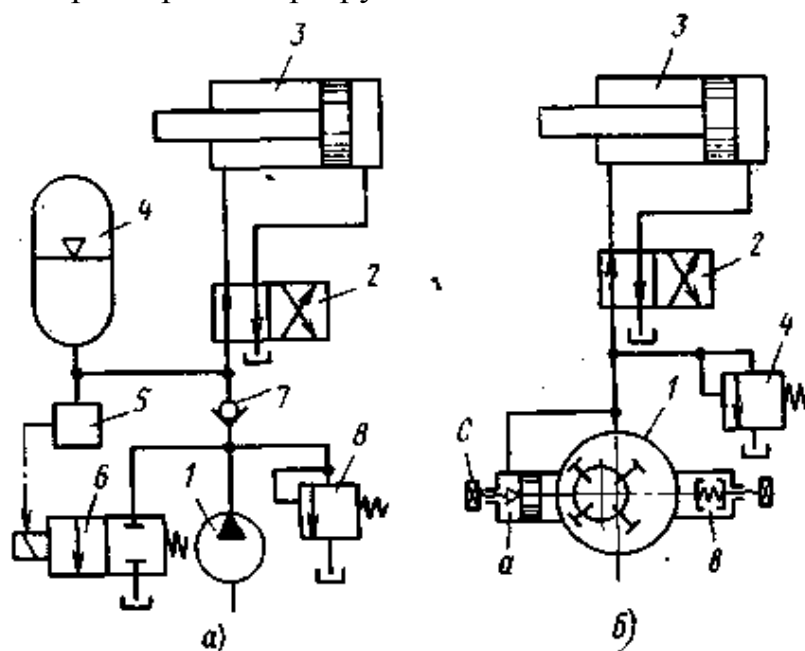


Рис. 183. Схемы разгрузки гидропривода с сохранением высокого давления

Если в аккумуляторе 4 давление вследствие расхода жидкости или утечек понизится, то реле давления 5 отключит электромагнит распределителя 6, и насос начнет нагнетать жидкость в аккумулятор, повышая в нем давление до заданного.

Наиболее экономичной схемой разгрузки системы является привод с насосом регулируемой производительности по давлению (рис. 183, б). Эту схему широко применяют в современных машинах литья под давлением. Когда поршень цилиндра 3 доходит до упора, расход жидкости прекращается, и давление в системе резко возрастает. При этом повышается давление в полости а управляю-



щего цилиндра насоса  $1$ . Поршень управляющего цилиндра преодолевает усилие затяжки пружины  $6$ , и эксцентриситет насоса уменьшается. Настройкой пружины можно добиться, что при достижении заданного давления эксцентриситет насоса станет близким нулю. Давление в системе будет поддерживаться на заданном уровне, а небольшой расход будет компенсировать только утечки в системе. В этот момент насос практически полностью разгружается.

В крупных регулируемых насосах вместо пружины в полости  $6$  устанавливают дополнительный поршень и создают давление от вспомогательного насоса малой производительности, который, как правило, монтируют в корпусе основного насоса. В этих насосах при преобладании сил со стороны полости  $a$  эксцентриситет уменьшается до нуля скачком, что повышает эффективность разгрузки и увеличивает к. п. д. насоса.

Системы разгрузки с регулируемым насосом можно успешно применять и в приводах с аккумулятором. Регулировкой упора  $c$  можно изменять максимальную производительность насоса.

#### **§ 4. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА**

Рациональную структуру гидропривода необходимо выбирать с учетом характерных особенностей рабочего процесса приводимого в действие механизма. Выбранный гидропривод должен обладать минимальной установленной мощностью и минимальными потерями.

Основные методы повышения эффективности гидропривода разобраны ниже на примере привода механизма запирающей машины литья под давлением.

Механизм запирающей машины должен обеспечивать быструю сборку формы, т. е. высокую скорость движения плиты при закрывании пресс-формы и высокое запирающее усилие при заполнении пресс-формы металлом и последующей допрессовке, когда форма находится в закрытом состоянии.

При перемещении плиты в процессе сборки привод преодолевает только силы трения, которые в десятки раз меньше сил прижима частей формы. В простом гидроприводе параметры насосной установки определяются по максимальному расходу и максимальному давлению.

При движении плиты расход жидкости будет использован полностью, но давление в системе вследствие малого сопротивле-

ния будет небольшим. После сборки формы насос должен развивать высокое давление и всю жидкость сливать при этом в бак. Подобные явления будут происходить и при обратном ходе механизма.

Таким образом, ни на одном этапе рабочего и холостого хода привод полностью не используется.

Привод подвижной плиты (рис. 184) включает регулируемый по давлению насос  $PH$ , сложный цилиндр  $Ц$ , состоящий из одного цилиндра двустороннего действия площадью  $F$ , предназначенный для передвижения плиты с прессформой, и нескольких прижимных плунжеров  $F_2$ , обеспечивающих высокое усилие запиания.

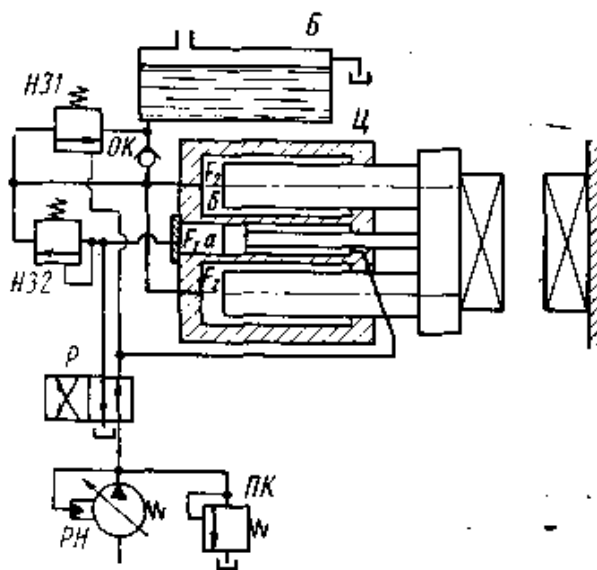


Рис. 184. Гидравлическая схема механизма запиания машины литья под давлением

При переключении распределителя  $P$  жидкость от насоса поступает в полость  $a$  цилиндра. Для перемещения плиты необходимо малое усилие, поэтому площадь поршня этого цилиндра небольшая, и в системе развивается некоторое давление, но меньше того, на которое настроена пружина регулируемого насоса  $PH$  и напорный золотник  $H32$ . При движении плиты в полости  $b$  плунжеров через обратный клапан  $OK$  из бака  $B$  засасывается жидкость. После сборки пресс-формы движение плиты прекращается и давление в системе повышается. Напорный золотник  $H32$  открывается и пропускает жидкость при высоком давлении в полости  $b$  плунжеров, что и обеспечивает заданное усилие запиания. В этот период высокое давление действует на поршень управления регулируемого насоса, и последний разгружается за счет уменьшения расхода.

При возврате плиты золотник распределителя  $P$  переводится в исходное положение, и жидкость под давлением поступает в што-

ковую полость цилиндра перемещения. Из нештоковой полости *a* жидкость на слив поступает через распределитель *P*, а из полостей *б* в бак *B* – через открытый напорный золотник *H3I*. В конце перемещения плиты давление возрастает и насос разгружается.

Для исключения подсоса воздуха в полости плунжеров при сборке формы необходимо, чтобы жидкость поступала при избыточном давлении. Это обеспечивается при установке бака *B* выше плунжеров или при подаче в бак сжатого воздуха.

## § 5. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ГИДРОПРИВОДОВ

По методу компоновки гидроприводы литейных машин можно разделить на два типа:

- 1) индивидуальный (децентрализованный) гидропривод – от насосной станции приводится в действие один или небольшая группа цилиндров одной машины или агрегата;
- 2) групповой (централизованный) гидропривод – от насосной станции приводится в действие большое число цилиндров одной машины, группы машин или автоматической линии.

**Индивидуальный гидропривод** представляет собой независимую гидросистему, состоящую из насосной станции и одного гидроцилиндра с соответствующей системой управления. В ряде случаев от одной насосной установки можно приводить в действие и небольшое число других механизмов машины. Однако в этом случае один из механизмов и его гидроцилиндр являются основными и по ним определяют параметры и устройство гидропривода. Остальные механизмы работают в интервалах между работой основного механизма и, в некоторой степени, догружают насосную станцию.

Преимущества индивидуального гидропривода – простота гидропривода и системы управления, малая длина трубопроводов (гидропривод следует устанавливать рядом с рабочим механизмом), отсутствие дроссельных систем регулирования скорости, так как можно подобрать производительность насоса, соответствующую требуемой скорости, или вообще установить насос с регулируемой производительностью. Работа привода не зависит от работы смежных машин.

Индивидуальный привод имеет большинство универсальных литейных машин, например машины литья под давлением: кокильные станки, прессовые формовочные машины и другие агрегаты.

Индивидуальный гидропривод прессовой формовочной машины с нижним прессованием (рис. 185) состоит из двух спаренных насосов *1* и *2* разной производительности, автоматической системы переключения насосов, включающей клапаны высокого *3* и низкого *9* давления, и обратного клапана *4*, а также распределителя *8* с гидравлическим управлением, крана *7* с ручным управлением и клапана *5*.

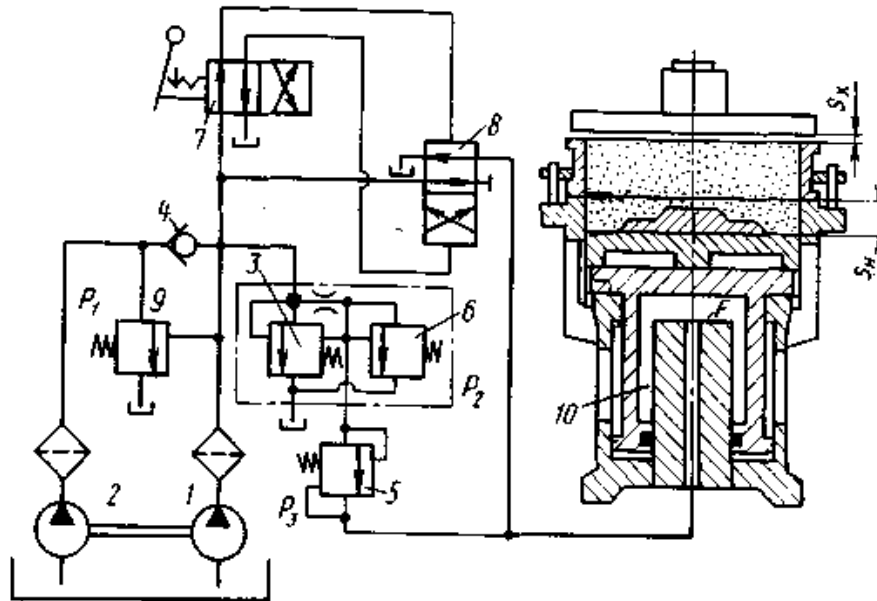


Рис. 185. Гидропривод прессовой формовочной машины с нижним прессованием

В начальный период прессования, когда сопротивление смеси уплотнению мало и, следовательно, давление в системе невысокое, в гидроцилиндр *10* подают жидкость насосы низкой *1* и высокой *2* производительности. По мере увеличения степени уплотнения давление возрастает, насос *2* автоматически переключается на слив и окончательное прессование осуществляется насосом *1*.

Клапан *9* низкого давления настраивается на давление  $p_1$ , при котором необходимо отключить насос *2* высокой производительности. Клапан *3* имеет двойное управление. С помощью клапана *6* он настраивается на максимальное давление в гидросистеме  $p_2$ , и внешнего клапана *5* – на давление  $p_3$ , несколько большее, чем  $p_1$ .

В исходном положении насосом *1* поддерживается в системе давление  $p_3$ , необходимое для переключения распределителя *8*. Это давление обеспечивается клапаном *3*, который управляется клапаном *5*.

Так как расхода жидкости в исходном положении нет, то вся жидкость от насоса 1 малой производительности при давлении  $p_3$  поступает на слив. Клапан 9 настроен на давление  $p_1 < p_3$ , и поэтому жидкость от насоса 2 свободно проходит на слив. Поскольку производительность насоса 1 небольшая, то при низком давлении  $p_3$  не требуется больших затрат мощности. Обратный клапан 4 не пропускает на слив жидкость из остальной части системы, где поддерживается давление  $p_3$ .

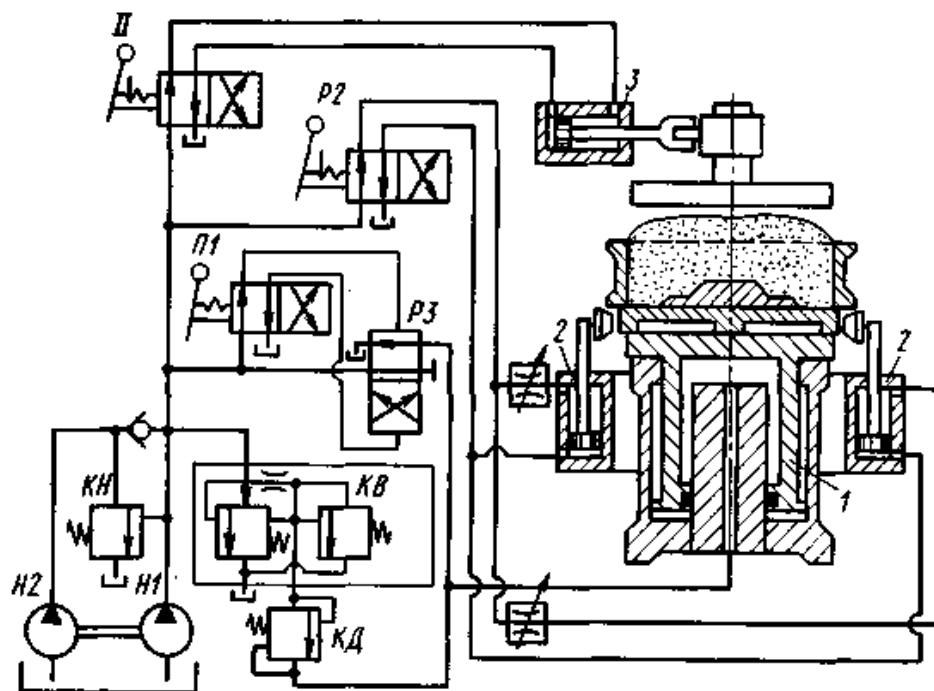


Рис. 186. Гидропривод прессовой формовочной машины с верхним прессованием

При переключении вручную крана 7 жидкость под давлением  $p_3$  поступает в нижнюю полость управлителя 8. Последний переключается и соединяет полость прессового цилиндра 10 с насосной станцией. Поскольку в начальный период движения стола давление в системе мало, то клапан 9 закрывается и оба насоса подают жидкость в полость цилиндра, обеспечивая быстрый подъем стола. При достижении в системе давления  $p_1$  клапан 9 переключает насос на слив и дальнейшее прессование осуществляется насосом 1. Когда в системе в конце прессования будет достигнуто заданное давление  $p_2$ , клапан 3, управляемый клапаном 6, открывается и сбрасывает избыток жидкости на слив. При рабочем ходе прессового цилиндра клапан 5 не пропускает жидкость под давлением, большим, чем  $p_3$ , так как он заперт давлением в рабочей полости и усилием пружины.

Прессовый стол в исходное положение возвращается при переводе крана 7 в положение, показанное на рис. 185. Жидкость подается в верхнюю полость управления распределителя 8, который, переключаясь, соединяет полость прессового цилиндра со сливом. Прессовый стол под действием веса поднятых частей опускается, вытесняя жидкость из полости цилиндра в бак. Клапан 5 соединяется со сливом и начинает функционировать, обеспечивая настройку клапана 5 на давление в системе  $p_3$ .

Гидропривод прессовой формовочной машины (рис. 186) включает, кроме основного цилиндра 1, еще цилиндры 2 вытяжного механизма и цилиндр 3 привода прессовой плиты. В основу гидропривода этой машины положена схема, показанная на рис. 185 и дополненная элементами приводов механизмов вытяжки и перемещения прессовой плиты, подключенными к насосам параллельно главному распределителю  $P3$ . Дополнительные механизмы работают, когда прессовый стол отключен от насосной станции. Большого расхода и высокого давления эти механизмы не требуют и работают, практически, от насоса  $H1$  при давлении, на которое настроен клапан  $KB$  с помощью клапана дистанционной настройки  $KД$ . Гидроцилиндры механизмов вытяжки и перемещения прессовой плиты управляются непосредственно от кранов  $P2$  и  $11$ .

Дополнительные механизмы не изменили принципиальную схему основного привода прессового стола, а только загрузили его в периоды между прессованием и тем самым повысили эффективность работы насосов, которая у большинства индивидуальных гидроприводов остается низкой.

**В групповом гидроприводе** от одной общей насосной станции работает несколько самостоятельных или взаимосвязанных механизмов и машин. В этом случае параметры гидропривода выбирают таким образом, чтобы в любой момент работа подключенных к гидроприводу механизмов протекала в заданных режимах. Преимущества группового привода – более полная загрузка, уменьшение числа насосных установок, компактность.

Групповой гидропривод (рис. 187) для независимо действующих трех кокильных станков  $M1$ ,  $M2$  и  $M3$  включает насосы низкой  $H1$  и высокой  $H2$  производительности. Для разгрузки системы разделительная панель  $РП$  обеспечивает переключение на слив насоса  $H2$  в момент прекращения потребления жидкости рабочими цилиндрами кокильных станков. Это достигается настройкой клапана  $КН$  на давление, несколько меньшее, чем давление срабатывания клапана  $КВ$ . Гидроцилиндры индивидуальных станков управляются золотниками  $P1$ ,  $P2$  и  $P3$ .

В моменты заливки кокиля усилие прижима должно быть максимальным и, следовательно, давление в системе также максимальным.

Однако если в этот момент на другом станке будет осуществляться операция закрытия или раскрытия кокиля, то в системе может резко снизиться давление. Для уменьшения влияния работы одного гидроцилиндра на другие на входе цилиндров устанавливают дроссели  $D1$ ,  $D2$  и  $D3$ , которые увеличивают перепад давления и тем самым не допускают резкого снижения давления в основной сети.

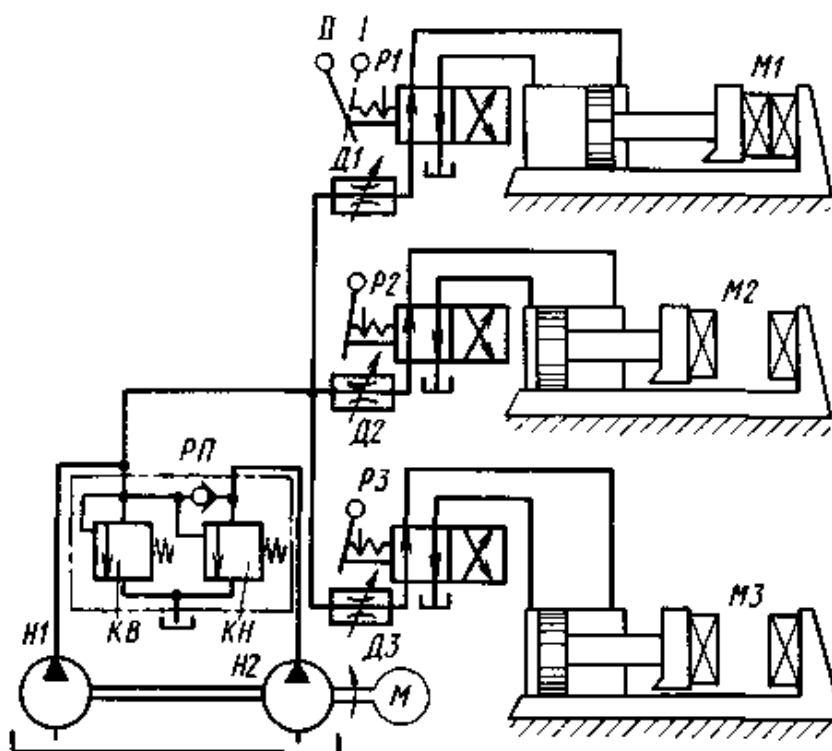


Рис. 187. Групповой гидропривод индивидуальных кокильных станков

Кокильные станки имеют ручное управление и, как правило, обслуживаются одним рабочим, а это значит, что одновременного срабатывания нескольких гидроцилиндров произойти не может. Если же станки обслуживают несколько рабочих, то производительность общего насоса или насосной установки необходимо выбирать из расчета, что одновременно могут работать два гидроцилиндра.

На рис. 188, а приведена принципиальная гидравлическая схема выбивного агрегата автоматической формовочной линии, четыре цилиндра которой питаются от общей насосной станции.

Цилиндр  $Ц1$  (рис. 188, б) сталкивает форму на позицию выбивки форм, цилиндр  $Ц3$  выдавливает ком с отливкой из опок, ци-

цилиндр  $\text{Ц4}$  проталкивает пустые опоки на позицию удаления остатков смеси, а цилиндр  $\text{Ц2}$  сталкивает опоки на литейный конвейер. Последовательность работы цилиндров показана на циклограмме (рис. 188, в).

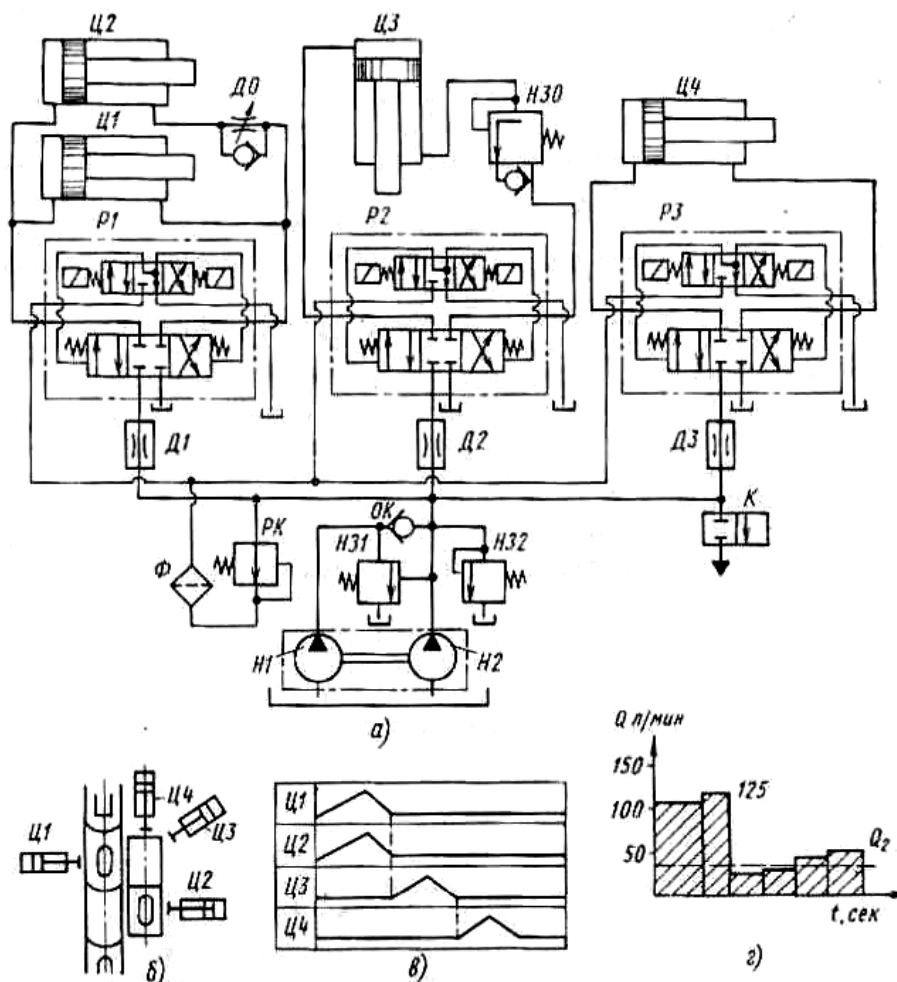


Рис. 188. Гидросхема автоматической выбивной установки

Насосная установка состоит из насосов высокой  $H1$  и низкой  $H2$  производительности. Давление настройки напорного золотника  $H31$  меньше на  $0,5 \dots 1 \text{ МПа}^2$  рабочего давления в системе, на которое настроен напорный золотник  $H32$ . Комплекс, состоящий из насосов  $H1$  и  $H2$ , напорных золотников  $H31$  и  $H32$  и обратного клапана  $OK$ , работает подобно насосной станции на рис. 187, т. е. при перемещении цилиндров работают оба насоса.

Если расхода жидкости в системе нет или расход незначителен, то насос высокой производительности переключается напорным золотником  $H31$  на слив.



Для управления цилиндрами в схеме установлены распределители  $P1$ ,  $P2$  и  $P3$  с электрогидравлическим управлением, золотники которых питаются от цепи низкого давления.

Цепь управления также питается от общей насосной станции. Давление понижается редукционным клапаном  $PK$ . Жидкость, поступающая к золотникам распределителей, очищается в фильтре  $\Phi$ .

Кран  $K$  предназначен для откачки жидкости из бака при ее замене. Скорости поршней регулируют дросселями  $D1$ ,  $D2$  и  $D3$ .

Одним из требований к гидроприводу данной установки является синхронность прямых ходов поршней цилиндров  $Ц1$  и  $Ц2$ . Несинхронность в их движении может возникнуть в результате того, что цилиндр  $Ц1$  сталкивает тяжелую залитую форму, а цилиндр  $Ц2$  – только пустые опоки. Для того чтобы скорость поршня цилиндра  $Ц2$  не была очень большой, повышают давление в полости противодействия этого цилиндра установкой дросселя с обратным клапаном  $ДО$ .

Напорный золотник с обратным клапаном  $НЗО$  не допускает самопроизвольного опускания поршня гидроцилиндра  $Ц3$  механизма продавливания.

Основным требованием ко всем установкам автоматической линии является выполнение операций в интервалы времени, отведенные по циклограмме. Это требование соблюдается, если производительность насосной установки будет не менее максимального значения мгновенного расхода по диаграмме расхода (рис. 188,  $z$ ). В рассматриваемой схеме установлен сдвоенный лопастной насос  $Q_1 = 100$  л/мин и  $Q_2 = 35$  л/мин, т. е. их совместный расход 135 л/мин превышает максимальный расход по диаграмме 125 л/мин. Кроме того, цилиндр  $Ц3$  работает при отключенном насосе  $Н2$ .

Последовательность выполнения операций обеспечивается электрической схемой управления соответствующим включением электромагнитов управляющих золотников распределителей.

Недостаток группового гидропривода – большая сложность его гидросистемы и, как следствие этого, относительная трудность настройки системы, а также обнаружения и устранения неисправностей.

Выбор типа привода для отдельной машины, группы машин или автоматической линии должен быть сделан в каждом конкретном случае на основе анализа работы механизмов и компоновки привода с учетом особенностей гидроприводов каждого типа.

## § 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СЛЕДЯЩИЙ ПРИВОД

Следящий привод обеспечивает перемещение рабочего органа литейной машины в соответствии с перемещением задающего устройства, которое осуществляет оператор.

Следящий гидропривод, как правило, работает с усилением по мощности. Именно эта его особенность и используется при управлении стволом гидромонитора установки для выбивки стержней. Для поворота ствола гидромонитора рабочему приходится преодолевать значительное сопротивление, вызываемое реактивным действием струи жидкости, проходящей по стволу с большей скоростью. Гидравлический следящий привод с усилением по мощности позволяет легким поворотом рукоятки управлять мощным гидромонитором.

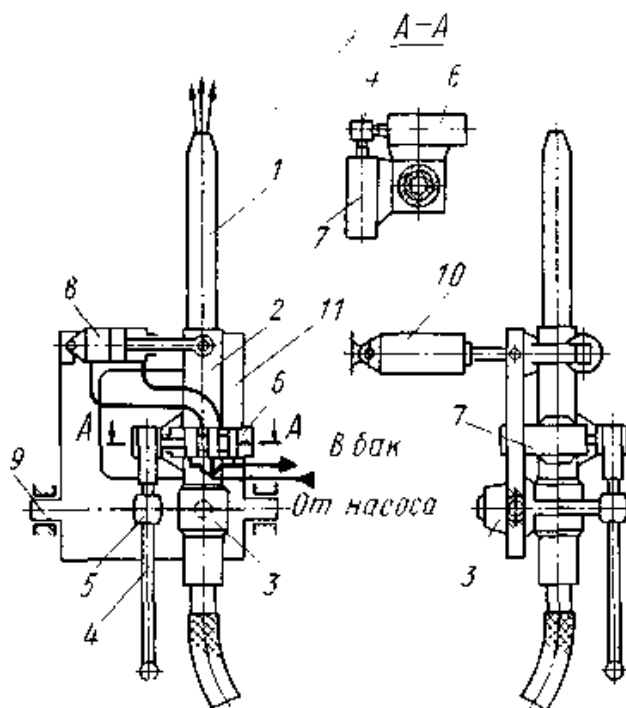


Рис. 189. Гидравлическая схема следящего привода гидромонитора

Следящая система гидромонитора (рис. 189) обеспечивает строгое соблюдение параллельности осей рукоятки 4 управления и оси ствола 1. Ствол, закрепленный в направляющей трубе 2, поворачивается в горизонтальной плоскости в подшипнике 3 гидроцилиндром 8. Все указанные выше узлы располагаются на плите 11, которая гидроцилиндром 10 поворачивается в цапфах 9, обеспечивая поворот гидромонитора в вертикальной плоскости. Рукоятка 4, закрепленная в шарнире 5, может занимать различное положение.

Четырехгранным концом она упирается в пилот 6 управления поворотом в горизонтальной плоскости и в пилот 7 управления в вертикальной плоскости.

Рассмотрим действие следящей системы привода поворота в горизонтальной плоскости. Корпус пилота 6 закреплен на направляющей трубе 2, а золотник упирается в конец рукоятки. Если ось рукоятки параллельна направлению оси гидромонитора, то золотник располагается в корпусе так, что жидкость под давлением не поступает ни в одну из полостей цилиндра 8 поворота.

При повороте рукоятки на некоторый угол против часовой стрелки конец рукоятки начинает отходить от золотника влево, но последний под действием пружины будет двигаться также влево, все время упираясь в конец рукоятки. В это время жидкость под давлением начинает поступать в штоковую полость цилиндра 10, а из нештоковой она выходит на слив. Гидроцилиндр поворачивает гидромонитор против часовой стрелки до тех пор, пока оси рукоятки и гидромонитора не будут параллельны. В этот момент движущийся вместе с гидромонитором корпус пилота также переместится влево и перекроет доступ жидкости в полости цилиндра. Гидромонитор остановится.

Если повернуть рукоятку вправо, то золотник пилота переместится также вправо относительно неподвижного корпуса, и жидкость под давлением будет поступать в нештоковую полость, в результате гидромонитор начнет поворачиваться вправо до тех пор, пока его ось не станет параллельной оси рукоятки. Если рукоятку наклонить, то под действием пилота 7 цилиндр 10 наклонит и гидромонитор.

Гидромониторы со следящим гидроприводом облегчают работу оператора и повышают его производительность за счет своевременного и точного направления струи в нужное место па отливке.

## Глава XV

## ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА

Необходимо спроектировать гидропривод формовочной машины с нижним прессованием для опок размером 0,4 X 0,5 X 0,15 м, максимальное давление прессования  $p_{n2} = 0,7 \text{ МН/м}^2$ , продолжительность прессования (рабочий ход прессового стола)  $t_1 = 3 \text{ с}$ , продолжительность обратного хода  $t_2$  не более 2,5 с.

При разработке конструкции машины были установлены вес поднимаемых частей  $P_T = 0,004 \text{ МН}$ , зазор между опокой и прессовой плитой  $s_x = 0,02 \text{ м}$ .

Формовочная машина предназначена для изготовления полуформ по моделям, объем которых  $V_M = 0,0045 \text{ м}^3$ .

Плотность формовочной смеси в разрыхленном состоянии  $\delta_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ , при давлении  $0,1 \text{ МН/м}^2$   $\delta_{0,1} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ , коэффициент уплотняемости формы  $n = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$ .

Для прессовых формовочных машин с небольшим размером опок оптимальным является гидропривод с двумя ступенями скорости (схема с двумя насосами). Гидросхема такого привода для формовочной машины с нижним прессованием приведена на рис. 185 (см. гл. XIV, § 5).

Проектирование включает определение основных параметров гидроцилиндра (плунжера) прессового стола, давлений, на которые настраивают клапаны, производительности насосов, мощности приводного электродвигателя, а также выбор типов насосов и другой гидроаппаратуры, обеспечивающих заданные продолжительности обратного и прямого хода прессового стола.

1. Расчет диаметра плунжера  $D$ . Площадь  $F$  плунжера находим по формуле

$$F = \frac{P_{np} \cdot F_{on} + P_T + P_{фр}}{p_2}$$

где  $P_{np}$  – сила трения в уплотнениях;

$F_{on}$  – площадь опоки ( $F_{on} = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ м}^2$ ).

Устанавливаем значение максимального давления  $p_2$  в гидросистеме. В данном случае выбираем  $p_2 = 5 \text{ МН/м}^2$ . При этом давлении не предъявляется повышенных требований к уплотнениям и возможно использование простых и надежных лопастных насосов, а также обычной аппаратуры управления,

Величина  $P_{np}$  зависит от размера плунжера. Поэтому сначала определяют площадь плунжера при  $P_{np} = 0$ , а затем после расчета диаметра плунжера его значение корректируют с учетом  $P_{np}$ :

$$F = \frac{0,7 \cdot 0,2 + 0,004 + 0}{5} = 0,0288 \text{ м}^2.$$

Диаметр плунжера находим по формуле (65):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0288}{3,14}} = 0,1916 \text{ м}.$$

По ГОСТу 6540 – 68 выбираем ближайший больший диаметр  $D = 0,2 \text{ м}$ , тогда площадь плунжера составит

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2.$$

Для плунжера выбираем по ГОСТу 6969 – 54 манжетное уплотнение диаметром  $0,2 \text{ м}$  и  $l = 0,015 \text{ м}$ , которое надежно работает при давлении  $5 \text{ МН/м}^2$ . Для выбранного уплотнения по формуле (145) определяем силу трения

$$P_{TP} = 0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,015 \cdot 5 = 0,00235 \text{ МН}$$

Уточняем диаметр плунжера с учетом  $P_{mp}'$

$$F = \frac{0,7 \cdot 0,2 + 0,004 + 0,00235}{5} = 0,0293 \text{ м}^2$$

и

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0293}{3,14}} = 0,1930 \text{ м}.$$

Таким образом, выбранный диаметр плунжера  $D = 0,2 \text{ м}$  удовлетворяет условию задачи.

2. Расчет величины хода прессового стола  $s$ :

$$s = s_x + s_H,$$

где  $s_H$  – высота наполнительной рамки.

Высоту наполнительной рамки находим по формуле

$$s_H = \left( H_{on} - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left( \frac{D}{D_0} - 1 \right), \quad (207)$$

где  $H_{on}$  – высота опоки;

$\delta$  – плотность смеси при давлении  $p_n$ ,

$$\delta = \delta_{0,1} + n \lg p_n. \quad (208)$$

Находим плотность смеси  $\delta_2$  в форме в конце прессования при  $p_n = p_{n2}$ :

$$\delta_2 = [1,46 + 0,2 \lg(0,7 \cdot 10)] \cdot 10^{-3} = 1,63 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3,$$

тогда

$$s_H = \left( 0,15 - \frac{0,0045}{0,2} \right) \left( \frac{1,63}{1,0} - 1 \right).$$

Полный ход прессового стола

$$s = 0,02 + 0,0804 = 0,1004 \text{ м.}$$

3. Расчет давления  $p_1$ , при котором отключается на слив насос 2 высокой производительности.

Из соотношения (188) при  $x = 0,2$  (так как  $s_x \ll s_H$ )

$$p_1 = 0,2 \cdot 5 = 1 \text{ МН/м}^2.$$

4. Расчет плотности смеси  $\delta$ , в форме при  $p_n = p_{n1}$ , и давлении в гидросистеме  $p_1$ :

$$\delta = \delta_{0,1} + n \lg \left( P_1 \frac{F}{F_{on}} \right) = \left[ 1,46 + 0,21 \lg \left( 1 \frac{0,0314}{0,2} 10 \right) \right] \times 10^{-3} = 1,499 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$$

5. Расчет производительности  $Q_1$  и  $Q_2$  насосов 1 и 2.

Для определения  $Q_1$  и  $Q_2$  используем формулу (185). В этой формуле необходимо установить значения  $s_1$  и  $s_2$ :

$$s_1 = s_x + s_{H1}, \quad (209)$$

где  $s_{H1}$  – величина деформации смеси в опоре при давлении  $p_1$ .

При повышении давления от  $p_1$  до  $p_2$  величина деформации смеси  $s_2 = s_{H2}$ .

На основе формулы (207) получаем

$$s_x = \gamma s_H = \gamma \left( H_{on} - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left( \frac{\delta_2}{\delta_1} - 1 \right), \quad (210)$$

$$\gamma = \frac{s_x}{s_H} = \frac{0,02}{0,08} = 0,25;$$

$$s_{H1} = \left( H_{on} + s_2 - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left( \frac{D}{D_0} - 1 \right) \quad (211)$$

и

$$s_{H2} = \left( H_{on} - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left( \frac{D}{D_0} - 1 \right). \quad (212)$$

После подстановки значений  $s_1$ ,  $s_x$ ,  $s_{H1}$  и  $s_{H2}$  [соответственно формул (209) - (212)] формула (185) имеет вид

$$Q_1 = \frac{F \delta_2}{t z_{02}} \left( H_{on} - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left[ \left( \frac{\delta_2 - \delta_0}{\delta_0 \delta_2} \gamma + \frac{\delta_1 - \delta_0}{\delta_0 \delta_1} \right) \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} \cdot \frac{z_{02}}{z_{01}} + \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 \delta_2} \right] \quad (213)$$

или с учетом формулы (187)

$$Q_1 = \frac{F \delta_2}{t z_{02}} \left( H_{on} - \frac{V_M}{F_{on}} \right) \left[ \left( \frac{\delta_2 - \delta_0}{\delta_0 \delta_2} z + \frac{\delta_1 - \delta_0}{\delta_0 \delta_1} \right) x \frac{z_{02}}{z_{01}} \cdot \frac{z_2}{z_1} + \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 \delta_2} \right] \quad (214)$$

При определении  $Q_1$  возникает трудность в установлении коэффициентов  $\eta$  и  $\eta_0$  для насосов, производительность которых неизвестна.

Для предварительного расчета можно использовать средние значения следующих величин:

$$\eta_{02}=0,9, \quad \frac{z_{02}}{z_{01}}=0,85 \quad \text{и} \quad \frac{z_2}{z_1}=0,7$$

Тогда по формуле (214) находим

$$Q_1 = \frac{0,0314 \cdot 1,63 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 0,9} \left( 0,15 - \frac{0,0045}{0,2} \right) \times \\ \times \left[ \left( \frac{1,63-1}{1 \cdot 1,63} 10^3 \cdot 0,25 + \frac{1,499-1}{1 \cdot 1,499} \cdot 10^3 \right) 0,2 \cdot 0,85 \cdot 0,7 + \frac{1,63-1,499}{1,499 \cdot 1,63} 10^3 \right] = \\ = 2,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 0,254 \text{ дм}^3/\text{с}$$

Величину  $Q_2$  определяем из соотношения (187):

$$Q_2 = Q_1 \left( \frac{1}{x} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2} - 1 \right) = 0,254 \left( \frac{1}{0,2 \cdot 0,7} - 1 \right) = 1,53 \text{ дм}^3/\text{с}$$

По каталогу выбираем сдвоенный лопастной насос с ближайшей большей производительностью по обоим насосам. Таким является насос типа 18Г12-25А производительностью  $Q_1 = 0,3 \text{ дм}^3/\text{сек}$  (18 л/мин) и  $Q_2 = 1,67 \text{ дм}^3/\text{сек}$  (100 л/мин).

Для выбранного насоса определяем действительное значение продолжительности прессования.

По табл. 5 устанавливаем действительное значение производительности насосов: при  $p_1 = 1 \text{ МН/м}^2$   $Q_1 = 0,367 \text{ дм}^3/\text{к}$  (22,0 л/мин),  $Q_2 = 1,81 \text{ дм}^3/\text{с}$  (108,5 л/мин) и при  $p_2 = 5 \text{ МН/м}^2$   $Q_1 = 0,319 \text{ дм}^3/\text{с}$  (19,1 л/мин).

Таблица 5. Производительность лопастных насосов серии Г12-1 в л/мин

Номинальная производительность $Q_{ном}$ , л/мин	Давление, кгс/см <sup>2</sup>					
	0	10	20	30	40	50
12	15,6	15,0	14,5	14,0	13,4	12,8
18	22,8	22,0	21,3	20,6	19,8	19,1
25	29,6	28,9	28,2	27,5	26,8	26,1
35	38,5	38,0	37,4	36,9	36,4	35,8
50	58,0	56,8	55,5	54,3	53,1	51,2
70	77,0	76,1	75,1	74,1	72,9	71,7
100	110,0	108,5	107,0	105,5	103,9	102,3

По формуле (213) определяем продолжительность прессования

$$t = \frac{0,0314 \cdot 1,63 \cdot 10^{-3}}{0,319 \cdot 10^{-3}} \left( 0,15 - \frac{0,0045}{0,2} \right) \times \\ \times \left[ \left( \frac{1,63-1}{1 \cdot 1,63} 10^3 \cdot 0,25 + \frac{1,499-1}{1 \cdot 1,499} \cdot 10^3 \right) \frac{0,319}{0,367+1,81} + \frac{1,63-1,499}{1,499 \cdot 1,63} 10^3 \right] = 2,37 \text{ с.}$$

Выбранный насос удовлетворяет условию задачи.

6. Расчет мощности приводного электродвигателя.

По табл. 6 для выбранного насоса при  $p_1 = 1 \text{ МН/м}^2$  рекомендуется приводной двигатель мощностью  $4,0 \text{ кВт}$ ,  $n = 950 \text{ об/мин}$ .

7. Выбор контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры. Гидроаппаратуру выбираем по рекомендуемому наибольшему расходу и по наибольшему рабочему давлению.

От насоса 2 через фильтр 10, обратный клапан 4 и клапан низкого давления 9 с дистанционным управлением проходит жидкость с расходом  $1,67 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $100 \text{ л/мин}$ ). Максимальное рабочее давление  $1 \text{ МН/м}^2$  ( $10 \text{ кгс/см}^2$ ).

В соответствии с указанным расходом и давлением по каталогу выбираем фильтр 0,12 Г41-15, обратный клапан Г51-25, клапан низкого давления Г54-15, исполнение I.

Все указанные гидроаппараты соединяются трубопроводом  $1 \frac{1}{4}''$ . От насоса 1 через фильтр 11 и клапан 3 с дистанционным управлением проходит жидкость с расходом  $0,3 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $18 \text{ л/мин}$ ). Максимальное давление  $5 \text{ МН/м}^2$  ( $50 \text{ кгс/см}^2$ ). Поэтому выбираем фильтр 0,12 Г41-13, клапан Г52-12.

Эта аппаратура соединяется трубопроводом  $\frac{3}{8}''$ . Через распределитель 8 с гидравлическим управлением проходит поток жидкости с расходом  $1,67 + 0,3 = 1,97 \text{ дм}^3/\text{с}$  ( $100 + 18 = 118 \text{ л/мин}$ ) при максимальном давлении  $5 \text{ МН/м}^2$  ( $50 \text{ кгс/см}^2$ ). Выбираем распределитель типа Г72-16, исполнение I, который присоединяется трубопроводом  $1 \frac{1}{4}''$ .

Распределитель 7 с ручным управлением и клапан настройки 5 работают в цепи управления, расход жидкости минимальный, а рабочее давление  $5 \text{ МН/м}^2$  ( $50 \text{ кгс/см}^2$ ). Выбираем распределитель Г74-12, исполнение V, клапан БГ54-12, основное исполнение. Эти аппараты присоединяются трубопроводом  $1/4''$ .

8. Расчет продолжительности обратного хода прессового стола.

Прессовый стол опускается под действием веса поднятых частей  $P_T$ ,

Необходимость в определении продолжительности опускания стола вызвана тем, что если это время будет больше установленного



$t_2 = 2,5$  с, то необходимо уменьшать гидравлическое сопротивление трубопровода, соединяющего полость цилиндра со сливом, или применить более сложный гидроцилиндр двустороннего действия.

Таблица 6

Мощность электродвигателя по ГОСТу 10221 – 62 в кВт  
для сдвоенного лопастного насоса серии Г12-2

При $Q_2=100$ л/мин и $p_2$ в кгс/см <sup>2</sup> .	При $Q=18$ л/мин $p_1$ в кгс/см <sup>2</sup>								
	10	15	20	25	30	35	40	45	50
10			4,0						
15							5,5		
20									
25							7,5		
30									
35									
40			10,0						
45									
50							13,0		

В установившемся режиме равновесие сил выражается уравнением

$$p_6 F - P_T + P'_{TP} = 0. \quad (215)$$

Если скорость, жидкости  $v_T$  в трубопроводе сечением  $f_T$

$$v = \frac{F_S}{t_2 f_T},$$

то потери напора  $p_6$  при проходе жидкости па слив через трубопровод и местные сопротивления составят

$$p_6 = \xi_B \frac{\rho}{2} \left( \frac{F_S}{t_2 f_T} \right)^2.$$

По этой формуле с учетом (215) находим

$$t_2 = \sqrt{\frac{\xi_B \rho F^3 s^2}{2 f_T^2 (P_T - P'_{TP})}}. \quad (216)$$

Для определения  $t_2$  необходимо установить значение  $P_{mp}$  и  $\xi_B$ . Величина  $P_{mp}$  приближенно может быть рассчитана по формуле

(145) при давлении в полости цилиндра, равном  $\frac{P_T}{F}$ ,

$$P'_{TP} = 0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,015 \cdot \frac{4000}{0,0314} = 60 \text{ Н.}$$

Суммарный коэффициент местных потерь  $\xi_\sigma$  в сети слива определяем по формуле \*

$$\xi_\sigma = \alpha \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4},$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  – коэффициент сопротивления при входе и трубопровод,

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5;$$

$\xi_{\text{нов}}$  – коэффициент сопротивления для колена, изменяющего направление потока на  $90^\circ$ ,  $\xi_{\text{нов}} = 1,13$ ;

$n$  – число поворотов,  $n = 4$ ;

$\lambda$  – коэффициент сопротивления вязкого трения в трубопроводе ( $\lambda = 0,02$ ,  $l_T = 2 \text{ м}$ ,  $d_T = 0,032 \text{ м}$ );

$\xi_p$  – коэффициент сопротивления распределителя;

$a$  – коэффициент неучтенных потерь,  $a = 1,2$ .

Коэффициент  $\xi_p$  рассчитаем по формуле (206):

$$\xi_p = \frac{2\Delta p f_T^2}{\rho Q^2},$$

где  $\Delta p$  – потери давления в распределителе при расходе  $Q$ .

Для распределителя Г72-16 по каталогу  $\Delta p = 0,25 \text{ МН/м}^2$  ( $2,5 \text{ кгс/см}^2$ ),  $Q = 2,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}$  ( $140 \text{ л/мин}$ )  $f_T = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Следовательно,

$$\xi_p = \frac{2 \cdot 0,25 \cdot 10^6 \cdot (8,04 \cdot 10^{-4})^2}{0,9 \cdot 10^3 (2,47 \cdot 10^{-3})^2} = 58.$$

Рассчитываем суммарный коэффициент сопротивления

$$\xi_\sigma = 1,2 \left( 0,5 + 58 + 1,13 \cdot 4 + 0,02 \frac{2}{0,032} \right) = 77.$$

и по формуле (216) – продолжительность опускания стола

$$t_2 = \sqrt{\frac{77 \cdot 0,9 \cdot 10^3 (0,0314)^3 \cdot 0,1^2}{2(8,04 \cdot 10^{-4})^2 (4000 - 60)}} = 2,09 \text{ с.}$$

Таким образом, обратный ход прессового стола осуществляется за время, меньшее, чем заданное  $I_2 = 2,5 \text{ с}$  и поэтому изменений в гидроприводе производить не следует.

---

\* Плевако Н.А. Основы гидравлики и гидравлические машины. Ростехиздат, 1960.

---

**РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА**


1. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металло-режущих станков. М. – Л., «Машиностроение», 1965.
2. Богданович Л. Б. Гидравлические механизмы поступательного движения. М. – Киев, Машгиз, 1958.
3. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. М., «Машиностроение», 1967.
4. Кожевников С. Н. Аппаратура и механизмы гидро-, пневмо-, электроавтоматики металлургических машин. М. – Киев, Машгиз, 1961.
5. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М., «Машиностроение», 1966.
6. Хаймович В. И. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. М. – Киев, Машгиз, 1959.

# Приложение 1

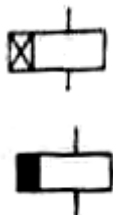
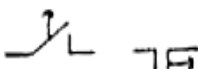
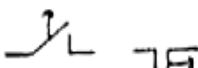
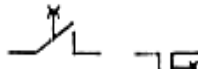

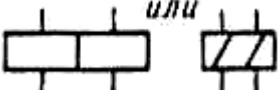
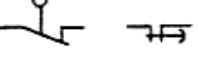
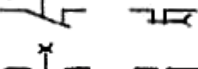

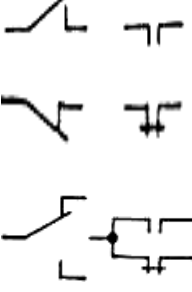


Приложение 1

Основные условные обозначения для электрических схем по ГОСТам 2.721–68...2.748–68, 2.750–68, 2.751–68

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Электрически соединенные линии электрической связи		Трансформатор тока с одной вторичной обмоткой	
Резистор нерегулируемый		Трансформатор однофазный с ферромагнитным сердечником трехобмоточный	
Резистор регулируемый: с разрывом цепи без разрыва цепи			
Терморезистор (термистор) прямого подогрева		Машина асинхронная трехфазная с фазовым ротором; обмотка ротора соединена в звезду, обмотка статора – в треугольник	
Конденсатор нерегулируемый, общее обозначение			
Предохранитель плавкий, общее обозначение		Усилитель электромашинный с поперечным потоком и несколькими обмотками управления	
Обмотка трансформатора, автотрансформатора и магнитного усилителя. Точка обозначает начало обмотки		Электромагнит, общее обозначение	

Сердечник (магнитопровод) ферромагнитный (в том числе ферритовый)		Обмотка реле, контактора и магнитного пускателя	
---	---	---	--

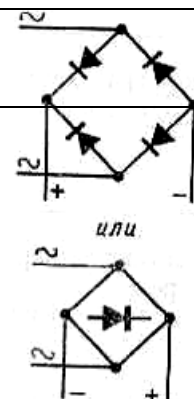
Продолжение приложения 1

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Обмотка электромагнитного реле с указанием выдержки времени: с замедлением при срабатывании  с замедлением при отпуске		Контакт замыкающий с выдержкой времени:  при замыкании	
		при размыкании	
		при замыкании и размыкании	
Обмотка теплового реле		Контакт размыкающий с выдержкой времени:	
Обмотка двухобмоточного реле		при замыкании	
		при размыкании	
		при замыкании и размыкании	
Контакт электрического реле:  замыкающий  размыкающий  переключающий		Контакт остающийся с ручным возвратом	
		Контакт с дугогашением	

Контакт контактора, пускателя, силового контроллера, блок-контакт электрического аппарата: замыкающий,  размыкающий,  переключающий		Контакт неэлектрического реле (датчика, конечного выключателя и т.д.):  замыкающий	
		Кнопка с самовозвратом с замыкающим контактом	

Продолжение приложения 1

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Кнопка с самовозвратом с размыкающим контактом		Сигнальная лампа накаливания	
Кнопка с самовозвратом с одним замыкающим и одним размыкающим контактом		Диод полупроводниковый. Вершина треугольника указывает направление наибольшей проводимости	
Контакт выключателя и переключателя:  замыкающий,  размыкающий,  переключающий		Триод полупроводниковый типа $p - n - p$	
		Диод управляемый (тиристор диодный) с управляющим выводом от области $p$	

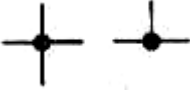
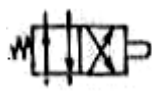




<p>Переключатель цепи управления многопозиционный . Точка указывает положение, в котором контакт замкнут</p>		<p>Выпрямитель мостовой на полупроводниковых диодах</p>	
<p>Выключатель автоматический, общее обозначение</p>			

## Приложение 2

Приложение 2

Основные условные графические обозначения в гидравлических и пневматических схемах по ГОСТам 2.780–68, 2.781–68 и 2.782–68

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Бак: под атмосферным давлением, с внутренним давлением выше атмосферного		Соединение трубопроводов	
		Перекрещивание трубопроводов	
		Трубопровод гибкий	
Аккумулятор: пневматический		Распределитель с управлением от:  кулачка с пружинным возвратом  рукоятки с фиксатором  двух электромагнитов  электромагнита с пружинным возвратом	
Аккумулятор пневмогидравлический			
Фильтр для жидкости или воздуха			
Фильтр-влагоотделитель			
Подвод жидкости под давлением			
Слив жидкости из системы			
Подвод воздуха под давлением			
Выпуск воздуха в атмосферу		Клапан обратный	
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение


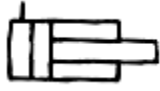
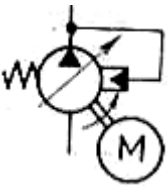
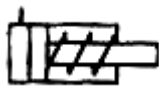

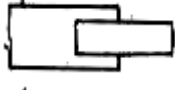

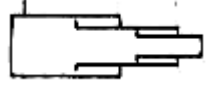

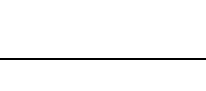

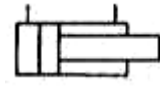






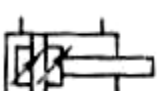
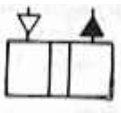

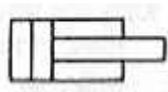


Продолжение приложения 2



Регулирующий орган: нормально закрытый		Клапан с логической функцией «ИЛИ»	
Клапан предохранительный: с собственным управлением прямого действия с собственным управлением непрямого действия с дополнительным подводом давления от отдельной магистрали		Насос постоянной производительности, общее обозначение	
Клапан дифференциальный или напорный золотник		Насос аксиально-поршневой	
Клапан последовательности		Насос кривошипно-поршневой	
Дроссель с регулятором давления		Насос центробежный	
Дроссель с обратным клапаном			

Продолжение приложения 2

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
--------------	-------------	--------------	-------------

Насос с регулируемой производительностью		Цилиндр одностороннего действия:	
Насос регулируемый с управлением от давления нагнетания		без указания способа возврата штока	
Гидромотор нерегулируемый		с возвратом штока пружиной	
Гидромотор неполноповоротный		плунжерный	
Компрессор		телескопический	
Гидромотор полноповоротный		Цилиндр двустороннего действия:	
Пневмомотор:		с односторонним штоком	
нерегулируемый		с двусторонним штоком	
регулируемый		Цилиндр с подводом рабочей среды через шток	
с реверсивным потоком		Цилиндр с регулируемым торможением в конце хода	
Пневмогидравлический преобразователь		Камера мембранная:	
Цилиндр		одностороннего действия	
		двустороннего действия	
		Мультипликатор или демумльтипликатор	