

С. Н. КОЖЕВНИКОВ, В. Ф. ПЕШАТ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ
ПРИВОДЫ
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ
МАШИН

МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1973



К 58

УДК [62.82 + 62.85] : 669.02. 001.24

Кожевников С. Н., Пешат В. Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин. М., «Машиностроение», 1973, 360 с.

В книге описаны механизмы и устройства с гидравлическим и пневматическим приводами металлургических машин, дан анализ конструкций этих механизмов, указаны основные требования при эксплуатации. Рассмотрены теоретические положения, позволяющие оценить характер работы приводов и произвести расчеты, связанные с их проектированием. Результаты динамических расчетов, выполненные с помощью электронных моделирующих установок, сопоставлены с экспериментальными данными.

Книга предназначена для инженерно-технических работников машиностроительных заводов и институтов, занятых проектированием и конструированием металлургических механизмов и машин с гидравлическим и пневматическим приводами, а также для инженеров-механиков металлургических заводов. Ил. 228, список лит 41 назв.

Рецензент д-р техн. наук проф. В. Н. Прокофьев

K 3121-148
038(01)-73 148--73

ВВЕДЕНИЕ

Производство металла на металлургических заводах связано с большим расходом энергии, особенно электрической, для приведения в действие всевозможных исполнительных механизмов, поэтому более рациональное и экономное использование энергии имеет большое народнохозяйственное значение.

Широкое использование гидравлического привода в различных отраслях промышленности — автостроении, авиастроении, стаканостроении, экскаваторостроении, тяжелом машиностроении (прессы) и др. обязано ряду его положительных свойств, позволяющих ему с успехом конкурировать с электрическим приводом. Оснований для все более широкого внедрения гидропривода в практику машиностроения несколько. Прежде всего следует указать на возможность создания высоких давлений до 320—400 и даже 1000—1200 кгс/см², что позволяет реализовать большие рабочие усилия на плунжерах (поршнях) при относительно малых их размерах. Кроме того, гидравлическую энергию, как и электрическую, можно передавать на относительно большие расстояния по трубопроводам в любом направлении, она может дробиться на любое число частей. При использовании гидравлической энергии особенно просто воспроизводятся прямолинейные и врацательные движения рабочего исполнительного механизма. Поэтому, наряду с электрическим приводом, применяемым в настоящее время в металлургических машинах, следует расширять использование гидравлического и пневматического приводов, которые имеют свои достоинства, особенно в применении к вспомогательным машинам и механизмам, движения исполнительных органов которых наиболее сложны и разнообразны.

Гидравлический привод в качестве исполнительного механизма применяется при выполнении основных операций в трубных процессах; в процессах для обжатия поковок и других заготовок; встыкосварочных машинах при опрессовке концов заготовок, предназначенных для дальнейшей («бесконечной») прокатки; для подачи инструмента (обкатных роликов) при обжатии заготовок в колесопрокатных и кольцепрокатных станах; в петледержателях листопрокатных и штраповых станов для создания определенного натяжения полосы; для регулиро-

вания толщины в листопрокатных станах путем распора валков; для подачи трубной заготовки в пилигримовых станах и в других агрегатах.

При использовании гидравлического привода в металлургических машинах можно создать надежные и маневренные системы для тяжелых условий работы. Преимуществами такого привода являются:

возможность реализации больших (практически неограниченных) рабочих усилий на плунжерах (поршнях) гидродвигателей при относительно малых их размерах, что уменьшает металлоемкость привода;

простота воспроизведения исполнительными механизмами прямолинейного и вращательного движений, и как следствие, отсутствие сложных и громоздких передач;

возможность воспроизводить заданные законы изменения усилий, скорости и перемещения исполнительных органов, а также производить частые и быстрые переключения. Это позволяет осуществлять автоматизацию работы машины и надежную защиту элементов привода от перегрузок.

Кроме того, гидравлическую энергию можно посредством ее носителя — рабочей жидкости передавать по трубопроводам на значительные расстояния. Сложные гидросистемы можно синтезировать из простых стандартных или нормальных элементов.

Гидравлический привод предпочтительнее в тех случаях, когда требуется преодолевать большие усилия при малых скоростях исполнительных органов. Электродвигатели, наиболее экономично используемые при больших скоростях ведомых звеньев механизмов, нельзя применить при малых или средних скоростях этих звеньев без промежуточных устройств — редукторов.

Гидравлический привод при наличии двух источников питания, например непосредственно от аккумулятора и от мультиплексора, обеспечивает скорость перемещения ведомого звена в зависимости от величины действующего на него усилия (быстрое перемещение при малом усилии и медленное перемещение при возрастании усилия). Необходимость в движении такого рода возникает, например, в приводе манипуляторов блюмингов, линейки которого не только перемещают прокатываемую штуку поперек оси прокатки, но и осуществляют ее правку.

Сравнительно малое распространение гидропривода в металлургической промышленности можно объяснить недостаточными знаниями его качеств и особенностей и малым развитием теоретических исследований в области динамики металлургических гидравлических механизмов. Наблюдались случаи, когда при проектировании гидропривода исходные параметры не соответствовали требованиям его быстроходности, точности срабатывания и надежности.

Так гидропривод для открытия и закрытия дороупорного подшипника прошивного стана 200 в результате неправильного выбора его параметров при проектировании долгое время сдерживал достижение проектной производительности при эксплуатации, а время срабатывания гидропривода подъема и опускания рольганга на этом стане не отвечало циклограмме. В колесо-прокатном стане почти все механизмы имеют тихоходный гидравлический привод, особенно подъема и опускания верхнего конвейерного вала, определяющий непроизводительные затраты времени стана. В других агрегатах, например, в гидравлических прессах и пожницах, в результате гидравлического удара при резком изменении скорости плунжеров наблюдаются разрывы трубопроводов.

Пневматический привод в металлургических агрегатах получил применение главным образом в трубопрокатном производстве. В прошивных станах, автоматстанах, раскатных и других машинах для перемещения корпусов упорных подшипников со стержнем оправки используются длинноходовые (11—14 м) пневматические цилиндры, имеющие явное преимущество по сравнению с канатным, винтовым или цепным механизмами перемещения. Для последних в качестве привода лебедки необходим управляемый электродвигатель постоянного тока и мотор-генераторная установка, в то время как для пневматических цилиндров необходима лишь подача сжатого воздуха от цеховой магистрали. Для управления замками, сбрасывателями, клиньями и другими простейшими механизмами используются короткоходовые стационарные или качающиеся пневмоцилиндры, являющиеся одновременно и звеном кинематической цепи исполнительного механизма. Это позволяет иметь предельно простые конструкции.

Расширение использования пневматических механизмов ограничивается затруднениями, связанными с управлением их движением. В частности, для позиционных механизмов (например, таких, как подающие аппараты пильгенных установок, механизмов перемещения упорных подшипников и других) основной проблемой является выбор надежных тормозных устройств, гарантирующих точную остановку в пространстве и времени. Пневматические и механические (фрикционные и упругие) тормозные системы не могут обеспечить точной остановки больших масс в требуемом положении вследствие случайного разброса характеристик и наличия в пневматической системе остаточной потенциальной энергии. Более надежными здесь являются гидравлические тормозные системы.

Новые качества приводные системы получают при использовании гидропневматических механизмов, в которых сжатый воздух приводит в движение поршень пневматического цилиндра, связанный с поршнем гидравлического цилиндра. Из последнего нагнетается жидкость в соответствующую по-

лость исполнительного механизма. Такой комбинированной системе присущи достоинства и гибкость управления и регулирования гидравлической системы и, кроме того, не нужна насосная установка.

В предлагаемой читателю книге систематизированы материалы, опубликованные в отечественной и зарубежной печати, материалы, взятые из практики заводов и проектных организаций, касающиеся конкретных исполнительных механизмов доменного, сталеплавильного и прокатного производств. Как это будет видно из дальнейшего, гидравлика и пневматика нашли себе более широкое применение в прокатном и трубопрокатном производстве, хотя возможности их использования в доменном и сталеплавильном производстве тоже велики.

При комбинировании электрических (электронных) и гидравлических систем в металлургических агрегатах представляется возможным создать надежную и компактную слаботочную электрическую систему, управляющую комплексом гидравлических исполнительных механизмов, которые могут работать либо в позиционном или следящем режиме, либо как автоматические регуляторы процессов.

Теоретический анализ работы гидравлических и пневматических механизмов и методы их расчета изложены в книге главным образом по материалам исследований, выполненных на кафедре «Автоматизация металлургического оборудования» Днепропетровского металлургического института и в Институте черной металлургии АН УССР (ныне Минчермета СССР).

Авторы надеются, что книга позволит проектировщикам и заводским механикам более широко, а главное в тех местах, где это может обеспечить надежность и требуемую характеристику работы механизмов, внедрить гидравлику и пневматику.

Глава I**ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ****ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

Гидравлические механизмы, используемые в качестве основных и вспомогательных приводов, по принципу действия могут быть разделены на два типа: статические или объемные и динамические. В дальнейшем рассматриваются только статические (объемные) гидравлические механизмы, как наиболее распространенные в металлургии.

В объемном гидравлическом приводе используется объемный насос (поршневой, лопастной или какого-либо другого типа), вытесняющий жидкость из рабочего пространства в трубопровод и далее через распределительный орган в рабочее пространство исполнительного механизма поступательного или врачающегося действия. Питание исполнительного механизма может осуществляться от одного или нескольких насосов непосредственно или через аккумулятор (промежуточную емкость).

На рис. 1 показана принципиальная схема объемного гидропривода. Жидкость из резервуара 1 насосом 2 нагнетается в коллектор 3 и далее через четырехходовой распределительный орган 4 — в левую или правую полости гидравлического цилиндра 5. Из нерабочей полости цилиндра жидкость через другие ходы распределительного органа вытесняется в резервуар 1. Клапан 6, отрегулированный на определенное давление, предохраняет систему от перегрузки.

Во избежание значительной пульсации жидкости, нагнетаемой насосом, его, как правило, выполняют многоцилиндровым или же в систему включают аккумулятор.

Насос и гидравлический цилиндр с поршнем работают по принципу сообщающихся сосудов. Жидкость, вытесняемая поршнем из цилиндра насоса, по трубопроводам поступает в рабочую полость гидравлического цилиндра, сообщая движение поршню. Если пренебречь сжимаемостью жидкости и утечками ее через неплотности, то объем жидкости, нагнетаемой насосом, можно считать равным объему жидкости, расходуемой исполь-

нительным механизмом. Таким образом, жидкость в объемном гидравлическом приводе работает как транслятор или преобразователь силы и скорости.

Качество работы гидравлических механизмов можно оценить лишь в том случае, если известны свойства рабочей жидкости, от которых зависят гидравлические сопротивления и утечки через неплотности, изучены кинематическая и динамическая характеристики регулирующих и управляемых механизмов и пр.

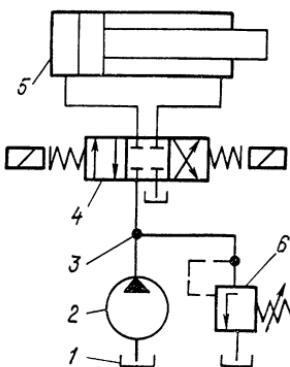


Рис. 1

НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Рассмотрим некоторые свойства рабочей жидкости, которые необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации гидравлических устройств.

Объемная прочность. Кавитация

В процессе работы гидроприводов тяжелых машин во время неустановившегося движения давление на отдельных участках гидросистемы может резко сни-

зиться до значения меньше атмосферного. Объем жидкости в этом случае увеличивается до некоторого критического значения, при котором происходит разрыв сплошности потока с образованием пустот (каверн). Каверны заполняются парами жидкости и растворенным в ней воздухом. При повышении давления жидкости размер каверны уменьшается и при ее закрытии происходит удар, если сжатие производится поршнем или движущимся столбом жидкости. Таким образом, способность рабочей жидкости растворять и выделять растворенные в ней воздух и газы является ее отрицательным свойством как рабочего тела.

Растворение газа в жидкости происходит вблизи ее свободной поверхности, в то время как выделение газа протекает по всему объему. Относительное количество растворенного газа пропорционально давлению и зависит от времени контакта с жидкостью.

Давление, при котором нарушается сплошность жидкости в замкнутом объеме, определяет ее прочность при работе на растяжение. Это критическое давление меньше атмосферного, если контакт жидкости с воздухом и ее насыщение происходили при нормальных условиях.

Растворение воздуха в жидкости происходит при ее сливе в бак, в сливных и дренажных трубопроводах, не заполненных полностью жидкостью, и на других участках трассы. Растворение воздуха или газа в жидкости может происходить и при дав-

лениях выше атмосферного, например, в воздушных (газовых) аккумуляторах без разделительной перегородки.

При проектировании гидравлических систем следует стремиться к тому, чтобы рабочая жидкость не имела контакта с газами при высоких давлениях во избежание их растворения в жидкости и последующего выделения при понижении давления. Кавитационные процессы, возникающие при этом, разрушающие действуют на насосные установки и исполнительные механизмы, коммуникации, вызывают шум и вибрации при работе гидросистем.

Вязкость жидкости

Сопротивление при относительном сдвиге частиц жидкости определяет ее внутреннее трение, называемое вязкостью жидкости.

Представим себе две неограниченные плоскости: AB — неподвижную (рис. 2) и CD — движущуюся со скоростью u , пространство между которыми заполнено жидкостью. В результате

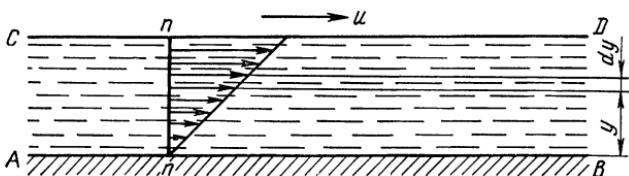


Рис. 2

прилипания частиц жидкости к плоскостям слой жидкости, граничащий с плоскостью AB , оказывается неподвижным, а слой, граничащий с плоскостью CD , перемещается со скоростью u . Закон изменения скорости движения слоев жидкости по сечению будет зависеть от величины давления в этом сечении.

Выделив два бесконечно близких слоя жидкости на расстоянии y от плоскости AB , можно найти скорость относительного скольжения их в виде

$$du = \frac{\partial u}{\partial y} dy,$$

где $\frac{\partial u}{\partial y}$ — градиент скорости.

В результате скольжения бесконечно близких слоев жидкости на поверхности F возникает сила внутреннего трения, которая согласно второму закону Ньютона выражается равенством

$$T = \mu F \frac{\partial u}{\partial y}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент внутреннего трения или абсолютная вязкость жидкости.

Если истечения жидкости в направлении, перпендикулярном к направлению скорости u , нет, то $\frac{du}{dy} = \frac{du}{dy}$, тогда

$$T = \mu F \frac{du}{dy}.$$

Из уравнения (1) можно установить, что μ равно силе трения, действующей на единицу поверхности, при градиенте скорости, равном единице.

Отношение коэффициента μ к плотности ρ жидкости называется коэффициентом кинематической вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Единицей кинематической вязкости является стокс.

Абсолютная вязкость обычно определяется временем истечения через капилляр определенного объема жидкости. По закону Пузейля секундный объем q жидкости, протекающей через капилляр, будет

$$q = \frac{\pi r^4}{8\mu} \frac{dp}{dl},$$

где r — радиус канала капилляра;

$\frac{dp}{dl}$ — градиент давления.

Эта закономерность справедлива только для ламинарного потока жидкости по капилляру, когда число Рейнольдса Re удовлетворяет условию

$$Re = \frac{ud}{\nu} \ll 2000, \quad (2)$$

где u — средняя скорость потока по сечению капилляра;

d — диаметр канала капилляра.

Увеличение средней скорости движения жидкости вызывает увеличение числа Re и, если нарушается неравенство (2), то поток в капилляре становится турбулентным.

Определение абсолютной вязкости опытным путем представляет известные трудности. Для установления характеристики жидкости определяют ее условную, или, иначе, относительную вязкость в градусах Энглера. Относительная вязкость определяется с помощью вискозиметра.

Для перехода от относительной вязкости к абсолютной пользуются эмпирической формулой Убеллоде

$$\mu = \gamma \left(0,000716 E - \frac{0,000618}{E} \right) \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2,$$

или упрощенной формулой

$$\mu = 0,00065^\circ E,$$

где γ — объемный вес жидкости в кгс/л.

Вязкость жидкости в большой мере зависит от ее температуры, причем с изменением последней вязкость разных жидкостей изменяется по-разному. Может оказаться, что рабочая жидкость (например, масло), имеющая высокую вязкость при температуре испытания, будет недостаточно вязка при температуре установившегося режима работы гидросистемы.

Вязкость жидкости зависит также и от давления, причем весьма заметное изменение вязкости соответствует высоким давлениям.

ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Для обеспечения нормальной работы гидравлических механизмов metallurgических машин важно выбрать такую рабочую жидкость, свойства и физико-химические характеристики которой соответствовали бы условиям работы гидросистем и обеспечили их надежность. В качестве рабочих жидкостей используют воду, минеральные масла, эмульсии. В принципе возможно применение синтетических жидкостей, однако вследствие большой стоимости их еще в гидроприводах metallurgических машин не используют.

В случаях, когда гидравлические механизмы работают поблизости от высокотемпературных источников тепла (печей, прокатных станов и др.), следует использовать негорючие рабочие жидкости. Этому требованию удовлетворяют вода, эмульсии и жидкости, полученные на основе продуктов синтеза.

Рабочая жидкость должна выбираться также из условий обеспечения надежности и долговечности отдельных узлов и подвижных соединений гидравлической системы. Жидкость должна обладать хорошими смазывающими свойствами, чтобы обеспечить гидродинамический режим смазки; должна предотвращать коррозионные процессы, в частности образование ржавчины; должна быть совместима с материалами системы. Вода этим условиям не удовлетворяет: как смазка она может быть использована только для резиновых подшипников, а наличие ее в маслах в присутствии кислорода вызывает ржавление стальных деталей, не полностью погруженных в жидкость. Продукты такой коррозии являются абразивами, вызывающими усиленный износ и разрушение элементов гидравлической системы.

В водомасляных эмульсиях, используемых в качестве рабочих жидкостей, вода является составляющей, затрудняющей воспламенение, и служит дисперсионной средой. Органические вещества в малых количествах в эмульсии образуют дисперсионную fazу, поверхностью активные добавки играют роль эмульгаторов и ста-

билизаторов жидкости. Более перспективными являются эмульсии воды в масле; они обладают лучшей смазывающей способностью, менее активны в коррозионном отношении, стабильны по свойствам и негорючи. В этих эмульсиях дисперсионной фазой является вода.

Для обеспечения заданных характеристик гидравлических систем важно, чтобы жидкость была стабильной, т. е. устойчивой к окислению и сохраняла вязкость при многократном механическом воздействии (мятии) и колебаниях температуры.

Механические потери в гидравлических системах, утечки рабочей жидкости, сказывающиеся на ее общем расходе, и, следовательно, на расходе мощности, наконец, скорость срабатывания исполнительных механизмов во многом зависят от вязкости жидкости. Если еще принять во внимание, что многие металлургические машины работают при большом перепаде температур в пределах года, то выбор рабочих жидкостей для гидравлических систем таких машин представляет собой важную проблему.

Очевидно, наиболее подходящей является жидкость, вязкость которой мало изменяется при изменении температуры и давления.

Следует еще указать, что рабочая жидкость должна иметь минимальную вспениваемость и летучесть, низкий коэффициент расширения и высокий модуль упругости. Для тяжелых машин последнее свойство очень важно, потому что позволяет исключить появление фрикционных колебаний при малых скоростях перемещения тяжелых узлов по направляющим и обеспечить точность их перемещений.

Глава II

НАСОСЫ

Для гидравлических систем применяют объемные насосы — шестеренные, лопастные и плунжерные с радиальным или аксиальным расположением цилиндров. Поршневые и плунжерные насосы могут быть с неподвижными и подвижными цилиндрами. В плунжерных насосах используются плоские и пространственные механизмы.

Насосы могут быть постоянной и переменной производительности. Регулирование производительности может быть автоматическим, например, с целью рационального использования мощности электродвигателя или обеспечения перемещения ведомого звена в соответствии с заданным законом.

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Шестеренные насосы получили в гидравлических системах широкое применение как наиболее простые, надежные и дешевые. Принципиальная схема такого насоса изображена на рис. 3. При вращении шестерен 1 и 2 в направлении, указанном верхней и нижней стрелками, жидкость между зубьями переносится по внешним обводам из камеры с низкого давления в камеру d высокого давления. Часть жидкости возвращается обратно в камеру низкого давления вследствие того, что между зацепляющимися зубьями колес имеется мертвое пространство. Кроме того, име-

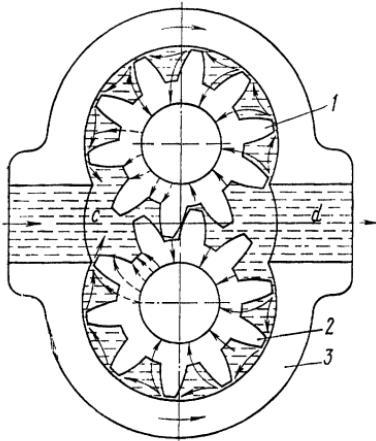


Рис. 3

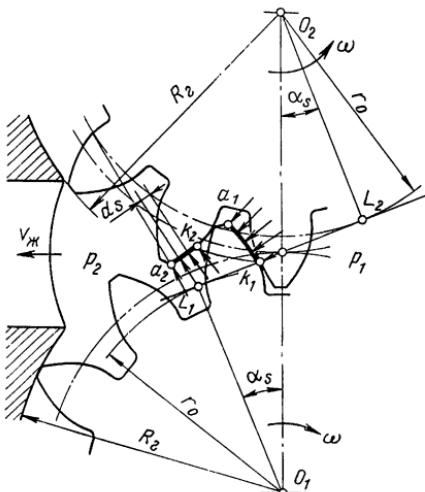


Рис. 4

ют место утечки через зазоры, возможные направления которых показаны на рис. 3 сплошными и штриховыми стрелками.

Производительность шестеренного насоса, т. е. объем нагнетаемой в единицу времени жидкости, зависит от угловой скорости ω колес, модуля зацепления, длины зубьев и их числа. Теоретическая производительность практически уменьшается вследствие утечек жидкости из камеры высокого давления в камеру низкого давления через зазоры между корпусом 3 насоса и головками зубьев, торцовыми поверхностями шестерен и крышками, между осями колес и подшипниками. Теоретическая производительность уменьшается также благодаря выделению воздуха, растворенного в жидкости или образующего в ней механическую смесь.

Известно, что работа, затраченная на нагнетание жидкости, равна произведению изменения объема на давление, поэтому теоретическая производительность насоса может быть определена энергетическим способом.

Для произвольного положения точки зацепления зубьев k_1 (рис. 4) давления, действующие на поверхности зубьев, остаются неуравновешенными на участках k_1a_1 для первой шестерни и k_2a_2 для второй шестерни. При определении значений моментов элементарную силу давления dp следует считать действующей нормально к поверхности, т. е. по касательной к эвольвентной окружности, а ее момент относительно оси колеса в таком случае равен p_2r_0bds . Результирующий момент на ведущем валу от неуравновешенного давления

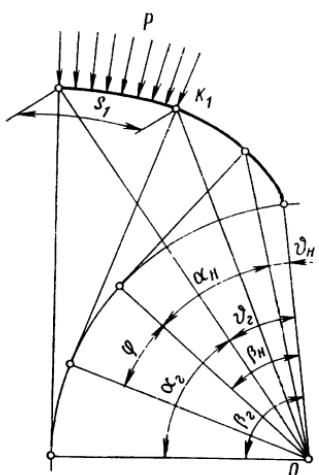


Рис. 5

$$M = M_1 - iM_2 = p_2r_0(s_1 + s_2)b,$$

где i — передаточное отношение; в данном случае $i = -1$;
 s_1 и s_2 — длина дуг профилей от точки k зацепления до окружности головок;

b — длина зуба.

Известно, что эвольвенту окружности можно описать натуральным уравнением

$$s = \frac{r_0\beta^2}{2} \text{ и } \rho = r_0\beta; \quad \beta = \alpha + \vartheta,$$

где s — дуга эвольвенты, отсчитываемая от ее начала;

α и ϑ — угол давления и эвольвентная функция;

ρ — радиус кривизны эвольвенты в точке, координируемой дугой s .

Если α_n и α_r — углы давления в начале и конце зацепления (рис. 5) профилей зубчатых колес с одинаковыми параметрами (z и f' — число зубьев и относительная высота головки) и точка k зацепления соответствует углу φ поворота колес от начала зацепления в точке L_1 (рис. 4), то дуги s_1 (рис. 5) и s_2 можно выразить равенствами

$$s_1 = \frac{r_0}{2} [\beta_{r_1}^2 - (\beta_{n_1} + \varphi)^2];$$

$$s_2 = \frac{r_0}{2} [\beta_{r_2}^2 - (\beta_{n_2} - \varphi)^2].$$

Из теории зацепления известно, что $\beta = \alpha + \vartheta = \operatorname{tg} \alpha$, поэтому для одинаковых колес

$$s_1 + s_2 = \frac{r_0}{2} [\operatorname{tg}^2 \alpha_r - \operatorname{tg}^2 \alpha_n + 2(\operatorname{tg} \alpha_r - \operatorname{tg} \alpha_n)\varphi - 2\varphi^2].$$

Из условия равенства элементарных работ, производимых моментом M на ведомом валу и жидкостью, нагнетаемой насосом в цилиндр, следует

$$p_2 dq = M d\varphi = p_2 r_0 b (s_1 + s_2) d\varphi. \quad (3)$$

Отсюда, после исключения $s_1 + s_2$, получаем

$$\frac{dq}{d\varphi} = \frac{r_0^2 b}{2} [\operatorname{tg}^2 \alpha_r - \operatorname{tg}^2 \alpha_h + 2(\operatorname{tg} \alpha_r - \operatorname{tg} \alpha_h)\varphi - 2\varphi^2]. \quad (4)$$

Углы давления α_r на окружности головок зубьев и α_h — в начале рабочей части профиля зуба на ножке определяются из выражений

$$\cos \alpha_r = \frac{r_0}{R_r} \quad \text{и} \quad \cos \alpha_h = \frac{r_0}{R_h},$$

где

$$R_r = \frac{m}{2}(z + 2f') \quad \text{и} \quad R_h^2 = \left(r_0 \operatorname{tg} \alpha_s - \frac{\varepsilon t \cos \alpha_s}{2} \right)^2 + r_0^2;$$

ε — степень перекрытия.

Кроме того, имеем

$$\operatorname{tg}^2 \alpha_r = \frac{R_r^2 - r_0^2}{r_0^2}; \quad \operatorname{tg}^2 \alpha_h = \frac{R_h^2 - r_0^2}{r_0^2}$$

и

$$\operatorname{tg} \alpha_r - \operatorname{tg} \alpha_h = \frac{\varepsilon t \cos \alpha_s}{r_0}.$$

После интегрирования выражения (4) и исключения функций углов давления получаем

$$q = \frac{m^2 b \varphi}{2} \left(f' z + f'^2 + \frac{\pi \varepsilon z}{4} \sin 2\alpha_s - \frac{\pi^2 \varepsilon^2 \cos^2 \alpha_s}{4} + \right. \\ \left. + \frac{\pi \varepsilon z \cos^2 \alpha_s}{2} \varphi - \frac{z^2 \cos^2 \alpha_s}{2 \cdot 3} \varphi^2 \right). \quad (5)$$

Подача жидкости насосом при повороте колес на угол $\varphi = \frac{2\pi}{z}$, соответствующий работе одной пары зубьев, имеет фиксированное значение:

$$q_1 = \frac{m^2 b \pi}{z} \left[f' z + f'^2 + \frac{\pi \varepsilon z}{4} \sin 2\alpha_s - \pi^2 \cos^2 \alpha_s \left(\frac{\varepsilon^2}{4} - \varepsilon + \frac{2}{3} \right) \right]. \quad (6)$$

Если число оборотов колеса в минуту n , то минутная производительность

$$Q_t = n q_1 = n m^2 b \pi \left[\left(f' + \frac{\pi \varepsilon}{4} \sin 2\alpha_s \right) z + f'^2 - \right. \\ \left. - \pi^2 \cos^2 \alpha_s \left(\frac{\varepsilon^2}{4} - \varepsilon + \frac{2}{3} \right) \right]. \quad (7)$$

Известно, что расстояние между осями зубчатых колес пропорционально числу их зубьев и модулю зацепления. При одной и той же величине произведения mz габариты насоса остаются примерно одинаковыми. По формулам же (6) и (7) производительность находится в линейной зависимости от числа зубьев колес и в квадратичной — от модуля. В связи с этим, очевидно, целесообразно число зубьев z колес выбирать возможно меньшим, а модуль m и ширину b зубьев — в соответствии с заданной производительностью.

Относительная высота головки зуба f' и угол зацепления α_s должны быть выбраны из условия отсутствия подрезания ножек зубьев, получения степени перекрытия ε больше единицы и независимости головок зубьев. В отличие от обычных зубчатых передач увеличение степени перекрытия для шестерен насосов должно быть ограничено, поскольку передача не силовая. На практике число зубьев колес обычно выбирают равным 6—16. Колеса выполняются, как правило, корригированными.

Скорость нагнетания жидкости — периодическая функция с периодом $\frac{2\pi}{z}$. Форма периодической кривой зависит от ряда факторов и в первую очередь от степени перекрытия.

Из выражения (5) дифференцированием по t имеем

$$\dot{q} = \frac{m^2 b}{2} \left[f z + f^2 + \frac{\pi \varepsilon z}{4} \sin 2\alpha_s - \frac{\pi^2 \varepsilon^2 \cos^2 \alpha_s}{4} + \right. \\ \left. + \pi \varepsilon z \cos^2 \alpha_s \varphi - \frac{z^2 \cos^2 \alpha_s}{2} \varphi^2 \right] \omega.$$

Как видно, изменение скорости подачи жидкости имеет параболический характер, при этом максимум скорости соответствует

$$\Phi_m = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r - \operatorname{tg} \alpha_h}{2},$$

т. е. совпадению точки зацепления профилей зубьев с полюсом зацепления. Наименьшая скорость подачи жидкости соответствует началу зацепления очередной пары зубьев. В этом положении, если не учитывать влияния других факторов, уменьшение скорости подачи жидкости можно представить скачкообразным, как это показано на рис. 6 (для $z = 8$).

Степень неравномерности δ подачи жидкости, определяемая отношением разности максимальной и минимальной скоростей подачи жидкости к их среднему значению, снижается с увеличением z и повышается с увеличением ε .

Степень заполнения жидкостью впадин между зубьями шестерен насоса определяет его производительность и качество работы, а также качество работы механизмов гидросистемы. Она влияет на к. п. д. насоса и образование эмульсии, на появление удара вследствие возможного образования обратного потока

жидкости при соединении незаполненной впадины шестерни с камерой нагнетания, а также на усиленный износ деталей. Надежное заполнение впадин между зубьями шестерен можно обеспечить прежде всего за счет увеличения давления в камере всасывания насоса и длины дуги, в пределах которой происходит заполнение впадин.

Если предположить, что компрессии жидкости во впадинах шестерен не происходит, т. е. боковой зазор имеет достаточную величину и, кроме того, отсутствуют механические сопротивления в виде кулонова и гидродинамического трения, то теоретически крутящий момент на валу ведущей шестерни можно определить как сумму моментов M_1 на ведущем и M_2 на ведомом колесах.

Приняв во внимание выражение (3), нетрудно выразить результирующий момент M через перепад давления $p_2 - p_1$ между камерами нагнетания и всасывания и $q' = \frac{dq}{d\varphi}$

$$M = (p_2 - p_1) \frac{dq}{d\varphi}.$$

Потребная мощность на валу ведущего колеса

$$N = \frac{M\omega}{75 \cdot 100} = \frac{(p_2 - p_1)\omega}{75 \cdot 100} \frac{dq}{d\varphi} \text{ л. с.}$$

Мощность как и момент — переменная, являющаяся функцией положения точки зацепления колес.

Средняя теоретическая мощность может быть выражена равенством

$$N_{cp} = \frac{p_2 - p_1}{75 \cdot 100} \dot{q}_{cp}.$$

Подставив $\dot{q}_{cp} = Q_t$ из выражения (7), находим

$$N_{cp} = \frac{(p_2 - p_1)q_1 z \omega}{2\pi \cdot 75 \cdot 100},$$

где q_1 — подача на один зуб.

Аналогично находим среднее значение момента

$$M_{cp} = \frac{(p_2 - p_1)q_1 z}{2\pi}.$$

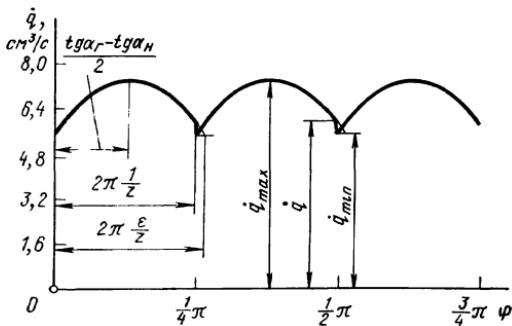


Рис. 6

Полученные значения мощности и момента будут отличаться от действительных вследствие наличия механических потерь от трения жидкости, протекающей через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и корпуса, а также между поверхностями головок зубьев и корпусом (радиальные зазоры), потерю на трение в зацеплении и в подшипниках, наконец, потерю, связанных с компрессией жидкости.

Машиностроительной промышленностью выпускаются шестеренные насосы различной производительности и давления.

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршневые насосы постоянной и переменной производительности для гидравлических систем по характеру работы, виду механизмов привода поршней и расположению последних можно разделить на несколько групп.

Харьковским заводом Гидропривод выпускаются поршневые насосы Н-403 (рис. 7) с шестью неподвижными соосными противоположно расположенным цилиндрами. Каждая пара поршней насоса приводится в движение от одного эксцентрика, при этом, если одним цилиндром нагнетается жидкость, то во втором цилиндре происходит всасывание.

Чугунный корпус насоса и крышки образуют камеры всасывания, в которые жидкость из бака подается под напором сверху через отверстие во фланце 1. Эксцентриковый вал 4, соединенный с валом электродвигателя муфтой, имеет три эксцентрика 5, расположенные под углом 120° друг к другу. С целью уменьшения износа каждый эксцентрик снабжен кольцом 6, посаженным на игольчатом подшипнике, благодаря чему кольцо катится по клапану при нагнетании жидкости и скользит относительно ненагруженного клапана. Внутри полого поршня 7 расположен клапан 3 с крестообразными направляющими и конической тарелкой, запирающей полость поршня при посадке клапана на коническое седло поршня.

Начало всасывания соответствует наиболее удаленному от оси вала положению поршня при сжатой пружине 2. При выходе из крайнего положения под действием пружины сначала двигается клапан при неподвижном поршне, открывая доступ жидкости в полость цилиндра, а после того, как пружина упрется в выступ поршня, поршень и клапан будут совместно перемещаться по направлению к оси вала. Общее перемещение клапана и поршня равно $2e$, где e — эксцентриситет. Высота щели, через которую поступает жидкость в цилиндр, равна 2—2,5 мм.

После поворота эксцентрикового вала на 180° сначала закроется клапан, замкнув этим самым жидкость в полости цилиндра, после чего начнет перемещаться поршень; при этом жидкость будет нагнетаться в общий трубопровод через обратный шариковый клапан 8, ось которого перпендикулярна к оси цилиндра. Для от-

Рис. 8

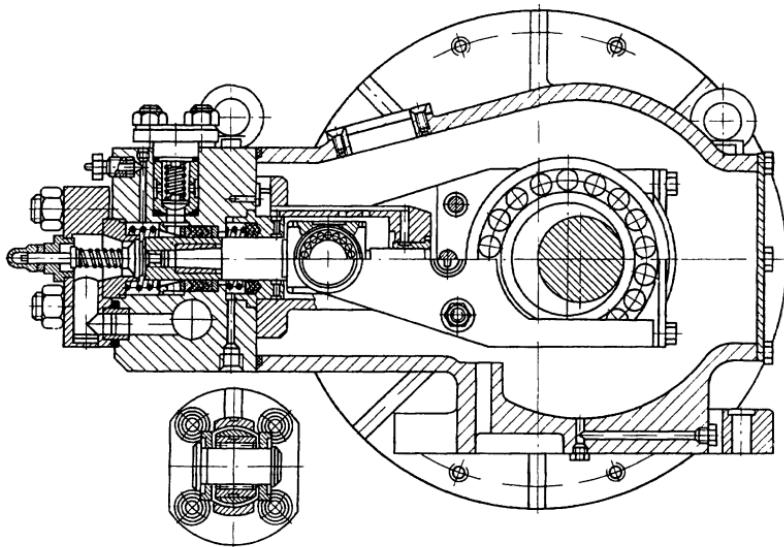
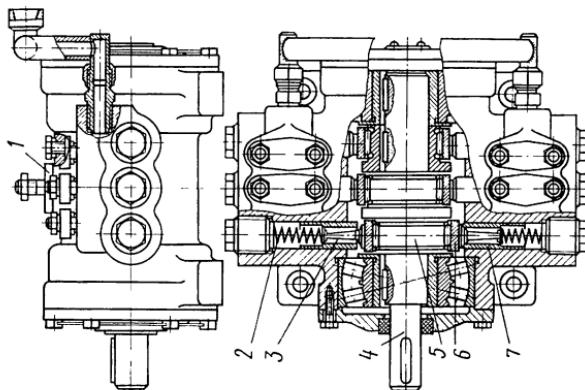
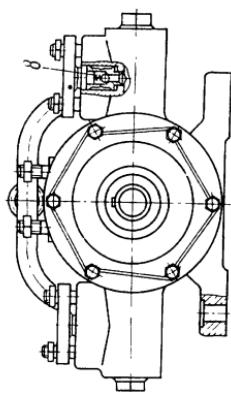


Рис. 7



вода жидкости с каждой стороны насоса имеются патрубки, соединяющиеся в общий коллектор.

Для нормального наполнения жидкостью камер цилиндров необходимо обеспечить напор жидкости на всасывании.

Насос рассчитан для подачи жидкости до 35 л/мин при давлении до 300 кгс/см² и числе оборотов вала 1500 в минуту. Расходуемая мощность при указанных условиях составляет 23,5 кВт.

Институтом ЭНИКМАШ созданы быстроходные насосы для воды, водной эмульсии и минерального масла. Насос (рис. 8) имеет производительность 63—400 л/мин с рабочим давлением 320 кгс/см² и числом оборотов вала 420—660 в минуту.

В механизме насоса Н-403 использован синусный механизм, поэтому перемещение клапана от положения, соответствующего началу нагнетания, можно выразить равенством

$$s_k = e(1 - \cos \varphi).$$

Поршень начнет перемещаться с некоторым фазовым запаздыванием, определяемым высотой h щели.

Минутная теоретическая производительность рассматриваемого насоса

$$Q = \frac{kq_1 n}{10^6} = \frac{\pi d^2}{4 \cdot 10^6} kn(2e - h) \text{ л/мин},$$

где k и d — соответственно число цилиндров и диаметр поршня. Величины d , e и h подставляются в формулу в мм.

После перекрытия клапаном рабочей камеры давление на поршень P_3 определяется внешними сопротивлениями в гидросистеме. Если давление жидкости p , то

$$P_3 = p \frac{\pi d^2}{4}.$$

Со стороны кольца эксцентрика на тарелку клапана будет действовать сила $\bar{P}_{13} = -\bar{P}_{31}$ (рис. 9). Для учета трения качения точку B (рис. 9, б) приложения этой силы необходимо сместить относительно точки D касания кольца к плоскости на величину δ (коэффициента трения качения) дальше от оси передачи для угла φ поворота эксцентрика, заключающегося в пределах $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$, и ближе к оси — для $90^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ$. Силу \bar{P}_{31} необходимо направить по касательной к кругу трения радиуса h_0 .

С осью цилиндра сила \bar{P}_{13} составляет угол γ . Из треугольника CBE (рис. 9) имеем

$$\sin \gamma = \frac{h_0 \cos \gamma - \delta}{BC}, \quad (8)$$

где BC определяется из четырехугольника $ACBD$ с двумя прямыми углами: $\angle BDA$ и $\angle BCA$:

$$\overline{BC}^2 = r^2 + \delta^2 - h_0^2.$$

Заменяя BC в уравнении (8) и произведя соответствующие преобразования, получаем

$$\cos \gamma = \frac{h_0 \delta}{r^2 + \delta^2} + \sqrt{\frac{h_0^2 \delta^2}{(r^2 + \delta^2)^2} + \frac{r^2 - h_0^2}{r^2 + \delta^2}}.$$

При достижении φ значения 90° кольцо эксцентрика по тарелке клапана начнет катиться в противоположном направлении,

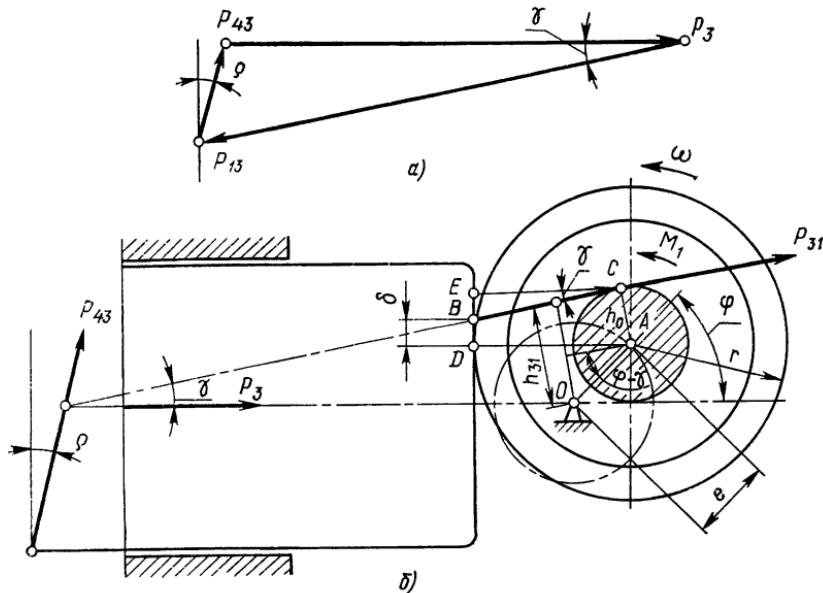


Рис. 9

поэтому необходимо для этого случая изменить в уравнении (8) знак при δ на противоположный.

На поршень действуют силы: \bar{P}_3 — давления жидкости, \bar{P}_{13} — со стороны кольца и полная реакция \bar{P}_{43} , отклоненная на угол ρ от нормали к оси цилиндра вследствие наличия трения. Из треугольника сил (рис. 9, а)

$$P_{13} = P_3 \frac{\sin(90^\circ + \rho)}{\sin[90^\circ - (\rho + \gamma)]} = P_3 \frac{\cos \rho}{\cos(\rho + \gamma)}.$$

Момент, который необходимо приложить к эксцентрику для приведения одного поршня насоса в движение,

$$\dot{M}_1 = -P_{31}h_{31} = P_{13}h_{31}, \quad (9)$$

где h_{31} — плечо силы P_{31} относительно точки O (рис. 9, б);

$$h_{31} = e \sin(\varphi - \gamma) + h_0.$$

Заменяя в выражении (9) h_{31} и P_{13} их значениями, найдем момент, приложенный к эксцентрику:

$$M_1 = P_3 \frac{\cos \rho}{\cos(\rho + \gamma)} [e \sin(\varphi - \gamma) + h_0]. \quad (10)$$

Аналогичный вид имеют выражения для определения моментов на каждом эксцентрике насоса. Результирующий момент на эксцентриковом валу насоса получают суммированием этих моментов.

Значение момента на эксцентриковом валу без учета трения в подвижных соединениях получим, если в формуле (10) принять ρ, γ и h_0 равными нулю.

ЛОПАСТНЫЕ НАСОСЫ

Для нагнетания жидкости в исполнительные механизмы применяют также лопастные насосы постоянной или переменной производительности. Подвод и отвод жидкости в них может произво-

диться через каналы на периферии неподвижного корпуса или через осевые каналы распределительной оси, на которой вращается ротор с лопастями.

На рис. 10 слева от оси $y-y$ показана схема многолопастного насоса, в котором разделение камер нагнетания и всасывания производится при помощи уплотняющих выступов a и b . Большая величина перекрытия камер уплотняющими выступами недопустима, потому что в результате возникающей при из-

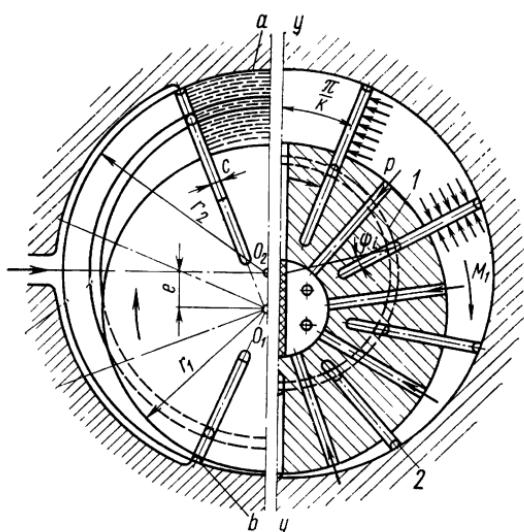


Рис. 10

менении объема между лопастями компрессии жидкости перегружаются детали насоса. При изменении эксцентриситета дуга, заключенная между выступающими из ротора концами лопастей, изменяется, что, естественно, приводит к изменению угла перекрытия. Вследствие этого периферийный подвод жидкости и уплотняющие выступы используются преимущественно в лопастных насосах постоянной производительности, имеющих неизменный эксцентриситет.

Перемещение лопастей в прорезях ротора осуществляется принудительно с помощью различных устройств или же за счет давления жидкости, подводимой в прорезь ротора к основанию лопасти, и центробежной силы. В случае принудительного перемещения лопастей последние на боковых поверхностях имеют оси, на которые насаживаются сухари или ролики, скользящие в пазах колец, монтируемых на боковых крышках насоса.

На рис. 10 справа от оси $y-y$ штриховой линией показано устройство для перемещения лопастей вдоль прорезей ротора, состоящее из двух колец 1 , расположенных с торцов ротора, на которые опираются все лопасти. Наличие поворачивающихся сухариков 2 на концах лопастей и компенсирующих пружин позволяет при свободных кольцах 1 создавать распорную силу, под действием которой все лопасти прижимаются к направляющему барабану. Подвод и вытеснение жидкости производится через каналы в оси ротора.

Простота и надежность конструкции насосов этого типа позволяют выполнять их для давлений до $60-70$ кгс/см 2 и производительностью до 100 л/мин.

Пренебрегая изменением высоты рабочей части лопасти при прохождении ею уплотняющего выступа, можно допустить, что результатирующее количество жидкости, перенесенное одной парой лопастей из камеры всасывания в камеру нагнетания (с учетом обратного переноса жидкости в камеру всасывания и количества жидкости, вытесненного телом лопасти), будет (рис. 10)

$$q_1 = (r_2 + e - r_1) \frac{r_2 + e + r_1}{2} b \frac{2\pi}{k} - (r_2 - e - r_1) \frac{r_2 - e + r_1}{2} b \frac{2\pi}{k} - 2ecb.$$

После простейших преобразований получаем

$$q_1 = 2be \left(\frac{\pi d_2}{k} - c \right), \quad (11)$$

где b — длина лопасти;

k — число лопастей.

Производительность Q насоса, определенная без учета количества жидкости, перенесенного сухариками или роликами по каналам направляющего блока, очевидно, в kn раз больше q_1 , определенного по формуле (11). Приближенное выражение для теоретической производительности многолопастного насоса имеет вид

$$Q = \frac{2e(\pi d_2 - ck) bn}{10^6} \text{ л/мин.}$$

НАСОСЫ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ ЦИЛИНДРАМИ

В насосах с вращающимися цилиндрами в качестве приводных механизмов поршней могут быть использованы плоские или пространственные механизмы. В насосах, в основу которых положе-

ны плоские механизмы, расположение цилиндров обычно звездообразное, в один или несколько рядов. В зависимости от конструкции механизма принудительное перемещение поршней может быть односторонним или двусторонним. Для перемещения поршней применяются пальцы или ролики, скользящие в эксцентричном по отношению к оси ротора пазу, или же ползуньи, скользящие в смещенных относительно оси вращения пазах направляющего блока [2, 15].

Получили распространение ротационные насосы различной производительности и давления с односторонним приводом поршней, прижимающихся к направляющим конусам центробежной силой инерции или давлением жидкости.

Торцевая поверхность поршней этих насосов, прижимающихся к направляющему конусу, выполняется сферической или снабжается грибовидным сферическим уширением. Широкому распространению эти насосы обязаны сравнительно простой конструкцией, возможностью создания равномерного износа поршней и цилиндров и другими достоинствами.

На рис. 11 показана кинематическая схема насоса такого типа.

Поршни 1 (числом k) перемещаются вдоль осей, перпендикулярных к оси цилиндрового блока 2, приводимого в движение от электромотора. Действием центробежной силы поршни прижимаются к конической поверхности направляющего блока 3, который можно смещать перпендикулярно к оси цилиндрового блока, создавая больший или меньший эксцентриситет e . Ход поршня за один оборот блока $H = 2e$, а производительность насоса

$$Q_t = \frac{\pi d^2}{4} \frac{2ekn}{10^6} \text{ л/мин.}$$

Средняя теоретическая мощность насоса может быть выражена через производительность Q_t и давление p в линии нагнетания:

$$N = \frac{pQ_t \cdot 10\,000}{75 \cdot 60 \cdot 1000} = \frac{pQ_t}{450} \text{ л. с.}$$

Среднее значение момента на валу насоса

$$M = 71\,620 \frac{N}{n} = 159 \frac{pQ_t}{n} \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Ввиду большого числа цилиндров неравномерность подачи жидкости и изменение момента на валу насоса очень малы.

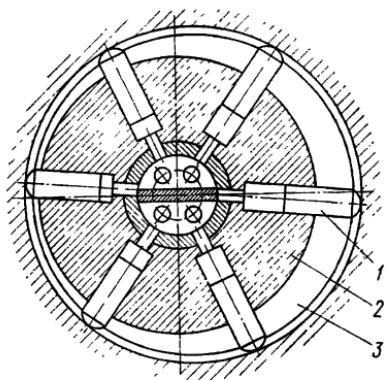
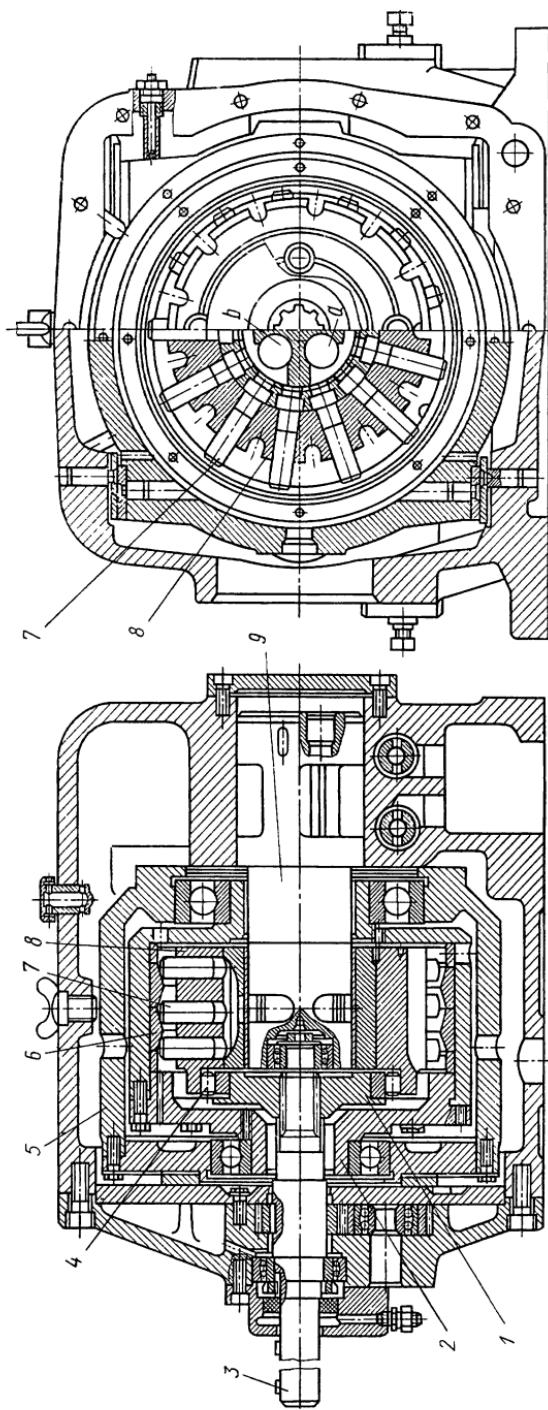


Рис. 11

Рис. 12



На рис. 12 показан насос высокого давления со звездообразным расположением цилиндров в три ряда, изготовленный Харьковским заводом Гидропривод. Число цилиндров в ряду 13, общее число цилиндров 39.

Промежуточное кольцо связано с одной стороны при помощи двух роликов с диском 1, посаженным на щелицы приводного вала 3, а с другой стороны при помощи двух роликов 4 — с цилиндровым блоком 8, вращающимся на распределительной оси 9. Цилиндровый блок имеет линейное расположение цилиндров в рядах. Поршни 7 при вращении цилиндрового блока под действием центробежной силы прижимаются к сферическими торцами к поверхностям усеченных конусов 6, укрепленных в направляющем блоке 2.

Направляющий блок, перемещаясь с подвижным корпусом 5 насоса, может расположиться эксцентрично по отношению к цилиндровому блоку. Поэтому поршни в процессе вращения ротора движутся еще и вдоль цилиндра, всасывая жидкость из резервуара через полость *a* неподвижной оси 9 при удалении от оси вращения, или нагнетая жидкость в полость *b* при обратном перемещении. Производительность насоса зависит от величины установленного эксцентризитета (для описываемого насоса $e_{\max} = 9,25$ мм). Отсутствие между поршнями и направляющим блоком промежуточных деталей позволило осуществить простую и компактную конструкцию насоса при значительной производительности, обеспечиваемой большим количеством поршней.

Управление насосами рассматриваемого типа может быть ручным и автоматическим при помощи упоров или электромагнитных распределительных устройств.

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

На практике также получили распространение насосы с аксиальным расположением цилиндров в неподвижном или подвижном блоке с постоянной или переменной производительностью. Для привода поршней используются различного типа пространственные механизмы. К насосам этого типа относятся и простейшие насосы, у которых для привода поршней используется так называемый механизм с косой шайбой. В насосе переменной производительности регулирование последней осуществляется изменением угла наклона шайбы, сообщающей поршням перемещение вдоль оси цилиндров.

Из разработанных во ВНИИМЕТМАШе регулируемых аксиально-поршневых насосов рассмотрим конструкцию, приведенную на рис. 13. Блок цилиндров 8 вращается вместе с приводным валом 1, а качающаяся шайба 6 связана с ним шарниром Гука 15. Наклон качающейся шайбы изменяется качалкой 4, поворачивающейся в цапфах 5 при помощи системы 3 изменения произ-

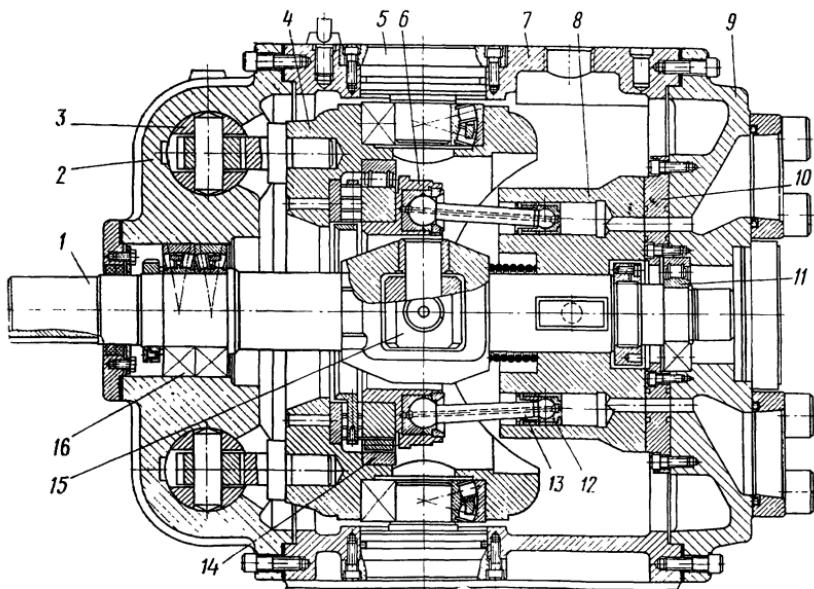


Рис. 13

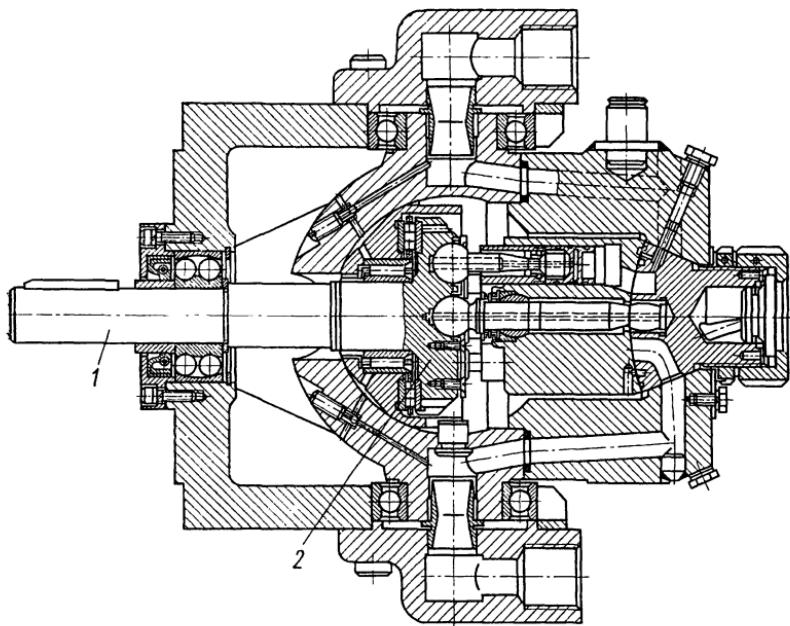
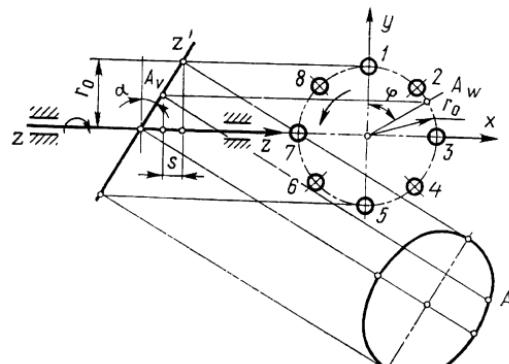


Рис. 14

водительности насоса, вмонтированной в передней крышке 2 корпуса 7. Качающаяся шайба на качалке посажена на комбинированном радиально-упорном подшипнике 14.

Шатуны 13 связаны с поршнями 12 и качающейся шайбой при помощи сферических шарниров, поэтому могут свободно вращаться вокруг оси, проходящей через их центры. На задней крышке 9 вмонтировано распределительное кольцо 10, к которому прижимается торцевой поверхностью блок цилиндров при помощи пружины и под действием давления жидкости. Позиции 11 и 16 на рисунке — подшипники качения. Насос рассчитан на работу при номинальном давлении нагнетаемой жидкости 140 кгс/см².

На рис. 14 показана схематически конструкция аксиально-поршневого насоса [4], используемого в качестве элемента гидропривода в прокатных стапах. Благодаря замыканию осевых нагрузок внутри грушевидного корпуса представилось возможным иметь мощность насоса до 2700 кВт. Шайба 2, укрепленная на валу 1, связана сферическими



шарнирами с шатунами, приводящими в движение поршни во вращающемся блоке цилиндров. Производительность насоса можно изменять поворотом корпуса относительно стойки. Цилиндровый блок приводится во вращение воздействием шатунов на конические поверхности поршней (бескарданный привод).

Центрирование цилиндрического блока возможно благодаря его посадке на сферическую пятку, роль которой выполняет распределительное кольцо. Подвод и отвод жидкости осуществляется через цапфы корпуса. Сферический под пятник шатунной шайбы с корпусом образует гидростатическую опору.

Характер работы насосов с приводом поршней косой шайбой (рис. 15) можно установить методом инверсии механизма. С этой целью сообщаем всему механизму вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости вала косой шайбы и в направлении, противоположном направлению вращения шайбы. В таком случае вал косой шайбы будет представляться нам неподвижным, а цилиндровый блок с цилиндрами 1—8 — вращающимся. Перемещение, скорость и ускорение поршня относительно блока в таком механизме, очевидно, будут равны абсолютным

Рис. 15

перемещениям, скорости и ускорению поршня в насосе с механизмом косой шайбы при неподвижном цилиндровом блоке.

Предположим, что угол поворота косой шайбы против часовой стрелки от положения, показанного на рис. 15, равен φ . Тогда первый цилиндр следует считать повернувшимся от этого положения также на угол φ , но по часовой стрелке. В таком случае перемещение поршня (точка A)

$$s = r_0 \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos \varphi). \quad (12)$$

Дифференцируя это равенство, получаем выражения для скорости и ускорения поршня:

$$v = r_0 \omega \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi;$$

$$a = r_0 \omega^2 \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi.$$

Полный ход H каждого из поршней может быть найден с помощью равенства (12), если принять, что $\varphi = \pi$:

$$H = 2r_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

т. е. количество жидкости, подаваемой каждым из поршней, является функцией угла наклона шайбы.

Производительность насоса

$$Q = 2r_0 \operatorname{tg} \alpha k \frac{\pi d^2}{4} \frac{n}{10^6} \text{ л/мин},$$

где d — диаметр поршня в мм.

При числе цилиндров k и равномерном их расположении угол между радиусами-векторами, определяющими относительное положение двух соседних осей цилиндров, будет $\frac{2\pi}{k}$.

Скорость подачи жидкости каждым из поршней определяется произведением v_i и площади поршня, т. е.

$$q'_i = \omega r_0 \operatorname{tg} \alpha \frac{\pi d^2}{4} \sin \left(\varphi + 2\pi \frac{i-1}{k} \right).$$

Результирующая скорость подачи жидкости, очевидно, может быть представлена суммой q'_i для поршней, находящихся в зоне нагнетания, т. е. для цилиндров, расположенных в пределах угла π .

Необходимые данные по типам, характеристикам и расчетам аксиально-поршневого регулируемого привода можно найти в работе [33].

Г л а в а III

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

В гидравлических исполнительных механизмах металлургических машин и агрегатов возникает необходимость воспроизвести различного вида движения исполнительного органа: поступательное движение с определенной величиной хода, вращательное движение в пределах некоторого угла поворота меньше 2π , наконец, непрерывное вращательное движение. В зависимости от этого применяется тот или иной тип гидравлического двигателя.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ

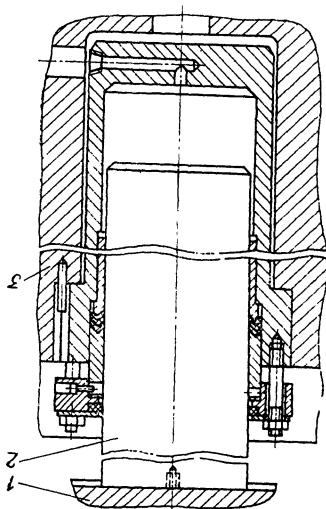
Для сообщения исполнительному органу поступательного движения на практике нашли применение гидравлические механизмы: а) с неподвижным цилиндром, в котором под действием давления жидкости перемещается плунжер или поршень со штоком (рис. 16, а), передающий движение связанному с ним исполнительному органу, и б) с цилиндром, перемещающимся относительно неподвижного плунжера или поршня со штоком (рис. 16, б).

Гидравлические цилиндры могут быть с односторонним (рис. 17) или двусторонним штоком поршня. В первом случае активные площади поршня 7 неодинаковы, поэтому при питании цилиндра 1 через штуцеры 6 на передней крышке 2 (или 9 на задней крышке 10) от одного источника постоянного давления перестановочные силы будут больше при подаче жидкости в правую полость. Шток 3 уплотняется манжетами 5 и пеньковой набивкой 4. Задняя крышка 10 крепится к фланцу 11 болтами. Поршень на штоке фиксирован шпильками 8. Механизм предназначен для поворота хобота манипулятора при помощи рейки а.

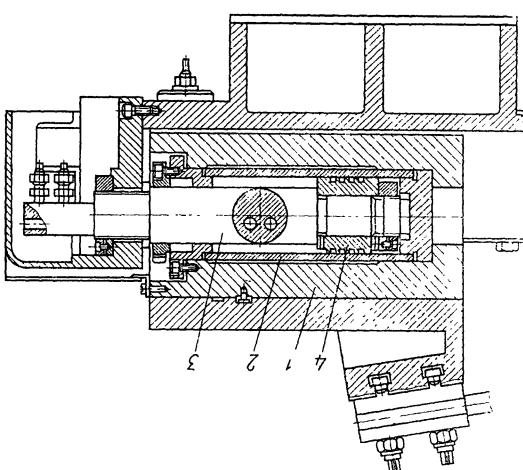
Гидравлический цилиндр поступательного перемещения, в котором поршень закреплен неподвижно, а давлением жидкости цилинду сообщается поступательное движение, применяется в случаях, когда установка неподвижного цилиндра вызывает усложнение конструкции машины. Такого типа обращенный гидравлический механизм, использованный в муфтоотрезном станке для подачи суппорта, показан на рис. 18. Цилиндр 2 смонтирован в суппорте 1, а шток 3 поршня 4 закреплен неподвижно на станке при помощи поперечины. Подача жидкости в полости цилиндра производится через продольные отверстия в штоке, заканчивающиеся радиальными отверстиями по обе стороны поршня.

При больших давлениях рабочей жидкости с целью исключения ее утечек используются плунжерные поступательные механизмы, имеющие в цилиндре только одну камеру. Жидкость здесь либо нагнетается в эту камеру под давлением при рабочем ходе,

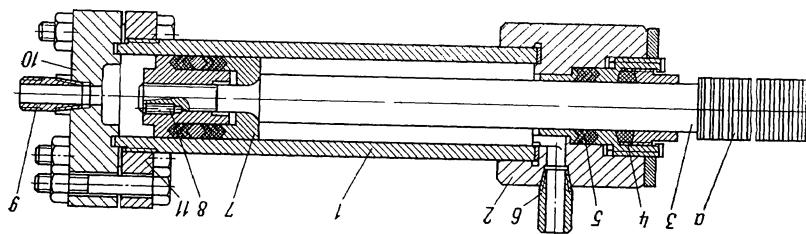
Pnc. 19



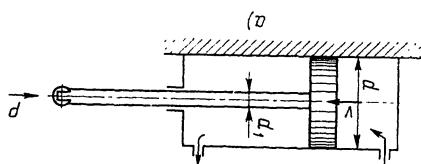
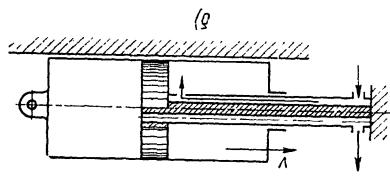
Pnc. 18



Pnc. 17



Pnc. 16



либо вытесняется в сливную линию под действием усилия со стороны плунжера, возвратного усилия или веса груза.

На рис. 19 показан один из цилиндров с плунжером устройства для уравновешивания верхнего вала клетей кварты, осуществляемого гидроцилиндрами, вмонтированными в подушки 3 нижнего рабочего вала по два в каждой подушке. Плунжеры 2 гидроцилиндров упираются в нижнее основание подушек 1 верхнего рабочего вала. Площадь плунжера принимают из расчета подъема валков и исключения зазора в системе валок — опорный валок.

Возможности использования гидравлических механизмов значительно расширяются при использовании «плавающих» цилиндров, позволяющих осуществить систему с переменной структурой. Такого типа механизм приведен при рассмотрении устройств для выталкивания слитков (см. рис. 78). В этом механизме дважды происходит изменение структуры.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ПОРШНЯ ПРИ ПИТАНИИ ЦИЛИНДРА ОТ НАСОСА

Размеры цилиндров зависят от величины сопротивления, приложенного к поршню, к штоку или к цилиндру в обращенном механизме. Если в камере нагнетания давление жидкости p_1 , а в камере противодавления — p_2 , то для поршневой камеры (см. рис. 16, а)

$$P = (p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4} + p_2 \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

При движении в противоположном направлении, когда жидкость подается в штоковую полость, перестановочная сила изменится и будет

$$P = (p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4} - p_1 \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Для поступательных плунжерных механизмов перестановочное усилие при прямом ходе

$$P = p_1 \frac{\pi d_1^2}{4} - p_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

и обратном ходе

$$P = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4} - p_2 \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

В случаях нескольких плунжеров рабочих (d_1) или возвратных (d_2) соответствующая площадь должна быть увеличена.

В случаях, когда необходимо, чтобы перестановочная сила при прямом и обратном ходах была одинаковой, применяют цилиндр с двусторонним штоком.

Противодавление p_2 определяется суммой гидравлических сопротивлений на сливной линии, т. е. сопротивлениями на прямых участках трубопроводов, местными сопротивлениями трубопроводов и сопротивлениями регулирующей и управляющей аппаратуры, зависящими от скорости течения жидкости и пр.

Давление в линии нагнетания, если цилиндр питается от индивидуального насоса, зависит от величины сопротивления P , приложенного к исполнительному органу, и величины противодавления p_2 . Поэтому размеры цилиндра следует определять по максимальному значению P , которое может быть в процессе работы гидравлического механизма.

Если скорость поршня v м/с, то количество жидкости, поступающей в камеру без штока,

$$Q_1 = \frac{60 \cdot 10 v_1 \pi d^2}{4 \cdot 100} = 1,5 \pi v_1 d^2 \text{ л/мин},$$

где d — диаметр цилиндра в см.

Отсюда при постоянном расходе жидкости

$$v_1 = \frac{Q_1}{1,5 \pi d^2} \text{ м/с.}$$

Если жидкость подается в камеру со штоком, то ее расход связан со скоростью движения поршня соотношением

$$Q_2 = 1,5 \pi (d^2 - d_1^2) v_2.$$

Отсюда при неизменном расходе жидкости

$$v_2 = \frac{Q_2}{1,5 \pi (d^2 - d_1^2)} \text{ м/с.}$$

При питании гидроцилиндра от одного насоса постоянной производительности $Q = Q_1 = Q_2$ скорости v_1 и v_2 поршня при движении в противоположных направлениях различны. Отношение скоростей

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} = \frac{1}{1 - \delta^2} = k,$$

где k — коэффициент увеличения скорости.

На практике камера без штока наполняется жидкостью для совершения рабочего хода, а камера со штоком — для совершения обратного хода с увеличенной в k раз скоростью в тех случаях, когда производительность индивидуального насоса постоянна. Диаметр штока d_1 определяется в этом случае заданным

диаметром цилиндра d и коэффициентом k увеличения скорости обратного хода:

$$d_1 = d \sqrt{\frac{k-1}{k}}.$$

Если при постоянном расходе жидкости необходима одинаковая скорость движения поршня при совершении им рабочего и обратного ходов, применяют цилиндры с двусторонним штоком.

ПОВОРОТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ

Для воспроизведения вращательного движения могут быть использованы следующие гидравлические механизмы: 1) поступательные, со штоком которых связана рейка, имеющая зацепление с зубчатым колесом на валу ведомого колеса, 2) поворотные лопастные (моментные цилиндры), 3) кривошипно-ползунные и 4) с качающимися цилиндрами. В металлургической промышленности получили преимущественное распространение два последних вида поворотных гидравлических механизмов. Не исключена возможность использования гидравлических механизмов с непрерывным вращением: шестеренных, лопастных, плунжерных и др. Принципиальное устройство их мало отличается от устройства аналогичных насосов.

На рис. 20 показан двухплунжерный поворотный механизм с реечным преобразователем, используемый в металлургических машинах. Недостатком этого механизма является наличие зазора в зацеплении, являющегося причиной появления ударов при

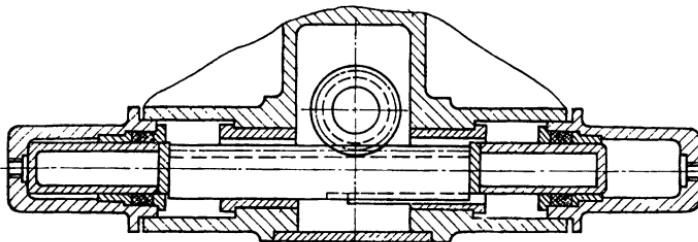


Рис. 20

перемене знака нагрузки. Для исключения раскрытия зазоров необходимо устанавливать разрезное зубчатое колесо или две рейки, позволяющие осуществлять натяг в зацеплении.

Лопастные механизмы

На рис. 21, а показана конструкция лопастного механизма, у которого рабочий цилиндр разделяется уплотняющей перегородкой 1 и лопастью 2 на две камеры. Уплотняющая перегород-

ка прижимается к валу пластинчатой пружиной 3. Подвод и отвод жидкости в плоскости цилиндра производится через каналы *a* и *c*.

Лопастные поворотные механизмы применяют в металлургических машинах только при низких давлениях рабочей жидкости, потому что цилиндр такого исполнительного механизма под действием давления деформируется и поэтому может измениться боковой зазор при изменении положения лопастей, что оказывает

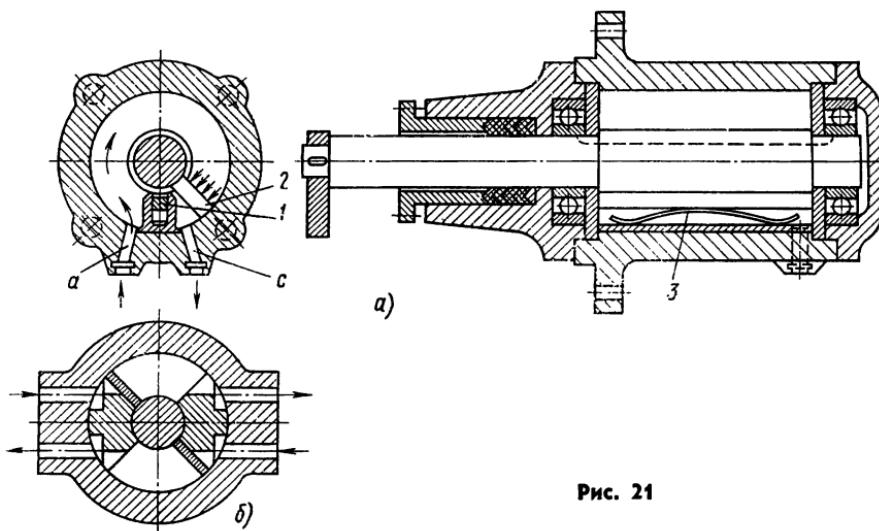


Рис. 21

влияние на объемный к. п. д. Однако в судовых механизмах двухлопастные поворотные двигатели (рис. 21, *b*) используются и при больших давлениях [37]. Очевидно, и в металлургических машинах они найдут себе применение как поворотные устройства.

Крутящий момент на валу лопасти механизма зависит от размеров рабочей части лопасти и давления жидкости:

$$M = (p_1 - p_2) b \frac{r_1^2 - r_2^2}{2},$$

где *b* — ширина лопасти;

*r*₁ и *r*₂ — соответственно радиус цилиндра и радиус втулки лопасти;

*p*₁ и *p*₂ — рабочее давление и противодавление.

При наличии двух лопастей момент удваивается. Момент на валу уменьшается за счет трения лопасти о стенки цилиндра и крышки, а также за счет трения в подшипниках. Последнее определяется моментом трения уплотнения и усилием от давления жидкости на втулку и лопасть. На вал лопастного поворотного

механизма действует сила $P_{\text{л}}$, приложенная нормально к лопасти, и сила P_{c} , приложенная непосредственно к ступице:

$$P_{\text{л}} = (p_1 - p_2)b(r_1 - r_2); \quad P_{\text{c}} = 2br_1p_1 \sin \frac{\Phi}{2},$$

где φ — угол поворота лопасти от исходного положения.

Результирующее давление на подшипники может быть определено, как геометрическая сумма $\bar{P}_{\text{л}} + \bar{P}_{\text{c}} = \bar{P}$. Вместе с этим

$$M_{\text{тр}} = \mu \bar{P}r,$$

где r — радиус цапфы;

μ — приведенный коэффициент трения.

Угловая скорость ω 1/с вращения вала лопастного механизма зависит от расхода жидкости Q :

$$Q = \frac{60\omega(r_1^2 - r_2^2)b}{2 \cdot 10^6} = 3 \cdot 10^{-5} \omega b (r_1^2 - r_2^2) \text{ л/мин},$$

где r_1, r_2 и b — размеры в мм.

Отсюда при заданном времени t перемещения лопасти из одного крайнего положения в другое требуемый расход жидкости в минуту при угловом ходе φ будет

$$Q = \frac{10^{-5}\pi}{60} b (r_1^2 - r_2^2) \frac{\varphi^\circ}{t}.$$

При выводе этого уравнения предполагается, что скорость движения лопасти постоянна.

Реверсирование движения вала производится изменением направления потока жидкости.

Кривошипно-ползунные механизмы

В кривошипно-ползунном гидравлическом механизме (рис. 22) кривошипы 4 и 10 могут быть закреплены болтами на валу 11 в любом положении. Жидкость подводится и отводится через штуцер 8 в крышке 9 цилиндра 6 и штуцер 2 в крышке 1 картера 3.

При проектировании поворотных кривошипно-ползунных гидравлических механизмов значения их параметров следует выбирать в зависимости от требований, предъявляемых к исполнительному механизму. В одних исполнительных механизмах необходимо воспроизвести в пределах заданного угла отношение угловой скорости кривошипа к скорости поршня 7, мало отличающееся от постоянного, в других (например, сбрасывателях) необходимо получить переменное отношение скоростей с большими значениями их в конце хода. Широкие возможности воспроизведения заданных соотношений скоростей позволяют иметь

гидравлические кривошипно-ползунные механизмы со смещенной осью цилиндра.

Определим отношение скоростей поршня и пальца A кривошипа. Построив повернутый план скоростей в масштабе кривошипа (рис. 23) и опустив из точки O перпендикуляр на направ-

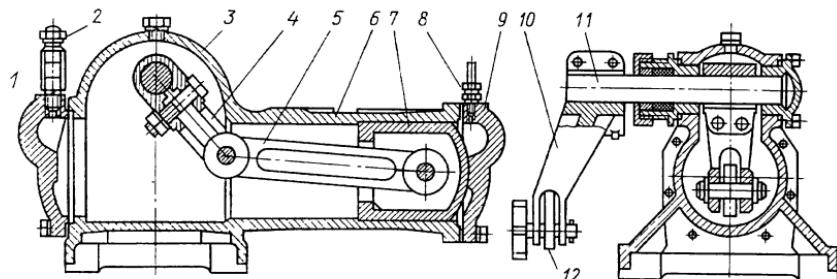


Рис. 22

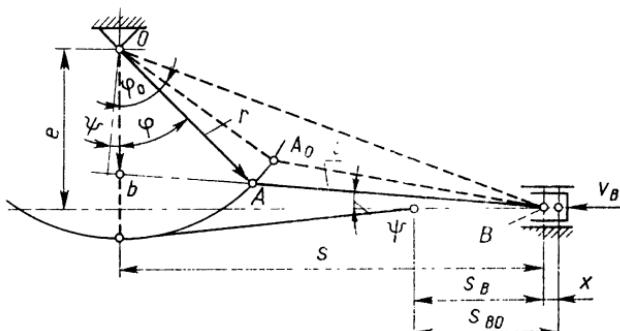


Рис. 23

ление шатуна, из условия равенства проекций векторов OB и OA на этот перпендикуляр найдем

$$\frac{v_A}{v_B} = \frac{\cos \psi}{\cos(\varphi + \psi)}. \quad (13)$$

Угол ψ отклонения шатуна 5 от оси цилиндра является функцией угла φ и отношений $\lambda = \frac{r}{l}$, $\kappa = \frac{e}{r}$ и $\sigma = \frac{s}{l}$.

Проектируя r и l на направление оси цилиндра и на перпендикуляр к ней, найдем

$$\cos \psi = \frac{s - r \sin \varphi}{l} = \sigma - \lambda \sin \varphi \quad (14)$$

и

$$\sin \psi = \frac{e - r \cos \varphi}{l} = \lambda(\kappa - \cos \varphi). \quad (15)$$

Возведя эти выражения в квадрат и сложив их, получим функцию угла φ , выраженную через переменную относительную координату σ , определяющую положение поршня, и параметры λ и κ . После преобразований получаем

$$2\lambda^2\kappa \cos \varphi + 2\sigma\lambda \sin \varphi = \lambda^2\kappa^2 + \lambda^2 - 1 + \sigma^2 = a + \sigma^2.$$

Отсюда

$$\sin \varphi = \frac{(a + \sigma^2)\sigma}{2\lambda(\lambda^2\kappa^2 + \sigma^2)} \left[1 - \sqrt{1 - \left(1 + \frac{\lambda^2\kappa^2}{\sigma^2}\right) \left(1 - \frac{4\lambda^4\kappa^2}{(a + \sigma^2)^2}\right)} \right]. \quad (16)$$

Подставив это значение $\sin \varphi$ в предыдущее уравнение, получим

$$\cos \psi = \sigma \left\{ 1 - \frac{a + \sigma^2}{2(\lambda^2\kappa^2 + \sigma^2)} \left[1 - \sqrt{1 - \left(1 + \frac{\lambda^2\kappa^2}{\sigma^2}\right) \left(1 - \frac{4\lambda^4\kappa^2}{(a + \sigma^2)^2}\right)} \right] \right\}. \quad (17)$$

Наконец, из треугольника OAB имеем

$$\cos [90^\circ + (\varphi + \psi)] = -\sin(\varphi + \psi) = \frac{r^2 + l^2 - s^2 - e^2}{2rl} = \frac{1 + \lambda^2 - \sigma - \lambda^2\kappa^2}{2\lambda}$$

или

$$\cos(\varphi + \psi) = \frac{\sqrt{4\lambda^2 - (1 + \lambda^2 - \sigma^2 - \lambda^2\kappa^2)^2}}{2\lambda}. \quad (18)$$

Из изложенного следует, что отношение скоростей вполне определяется заданными параметрами λ и κ механизма и относительной координатой σ центра пальца поршня, если значения $\cos \varphi$ и $\cos(\varphi + \psi)$ подставить из уравнений (17) и (18) в уравнение (14).

При проектировании механизмов необходимо подобрать параметры, наилучшим образом удовлетворяющие поставленным условиям. Поскольку количественный анализ полученных уравнений затруднен, рассматривают ряд вариантов расчета. При этом следует иметь в виду, что в случае $\varphi \pm \psi = 90^\circ$, т. е. в случае совпадения направлений кривошипа и шатуна, механизм находится в мертвом положении. Поэтому угол φ_0 должен быть выбран из условия

$$\cos \varphi_0 > \frac{e}{r + l} = \frac{\lambda\kappa}{1 + \lambda}.$$

На рис. 24 приведены кривые, показывающие изменение отношения скоростей $\frac{v_A}{v_B}$ для $\lambda = 0,56$, $\kappa = 0,685$ и $\kappa = 1$ в зависимости от перемещения s_B поршня, отсчитываемого от положения точки B (см. рис. 23), при котором кривошип перпендикулярен к оси цилиндра.

Все кривые, показывающие отношение $\frac{v_A}{v_B}$ (рис. 24) в функции s_B , проходят через точку F , соответствующую $\frac{v_A}{v_B} = 1$ и несимметричны относительно оси $\frac{v_A}{v_B}$, за исключением кривой, соответствующей $\lambda = 0$ при любом значении κ .

Если необходимо, чтобы скорость кривошипа при постоянной скорости поршня мало отличалась от постоянной, следует выбрать несимметричные крайние положения кривошипа относительно перпендикуляра. Задавшись превышением скорости v_A в крайних положениях над минимальным ее значением $v_A = v_B$ при $\varphi = 0$, проводим горизонталь, пересекающую кривые, характеризующие отношения $\frac{v_A}{v_B}$. На рис. 24 это построение показано для превышения скорости на 10%. Из этого построения видно, что ход H поршня для данного условия делится на неравные части s_{B_0} и s'_{B_0} . На этом же рисунке нанесены кривые изменения угла поворота кривошипа в функции перемещения s_B .

Углы поворота φ_0 и φ'_0 также не одинаковы. Однако для κ , лежащего между 1 и 0,685, ход будет для данного превышения скорости в крайних положениях делиться пополам.

При проектировании такого типа механизмов необходимо учитывать также силовые факторы и прежде всего — соотношение между силой P_B , приложенной к поршню, и моментом на кривошипе. Пренебрегая силами инерции подвижных звеньев механизма, находим искомое соотношение, используя уравнение мощностей,

$$M = -P_B \frac{v_B}{v_A} r.$$

При постоянном моменте M на кривошипе сила изменяется по такому же закону, как и отношение скоростей $\frac{v_A}{v_B}$.

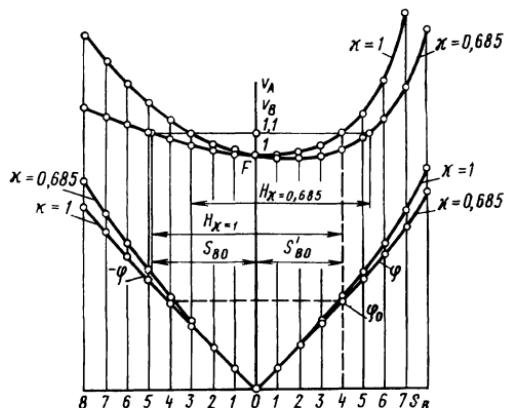


Рис. 24

Мощность установки может быть сохранена на постоянном уровне при $M = \text{const}$, если отношение скоростей $\frac{v_A}{v_B}$ не будет значительно отклоняться от единицы. Это может быть достигнуто в некоторой степени и в том случае, если M является функцией положения кривошипа, что имеет место, например, при использовании гидравлического кривошипно-ползунного механизма для вращения дроссельной заслонки и в других подобных случаях.

При выборе параметров рассматриваемого механизма углы давления ψ для поршня и $\varphi + \psi$ для кривошипа не должны быть чрезмерно большими во избежание появления значительных реакций в кинематических парах.

Механизмы с качающимися цилиндрами

Кроме лопастных и кривошипно-ползунных гидравлических механизмов, в исполнительных органах металлургических машин применяют также механизмы с качающимися цилиндрами (рис. 25). Их используют, например, для подъемно-качающегося стола прошивного трубопрокатного стана (см. рис. 112), в качестве исполнительного механизма пакетирпресса. В последнем случае ось вращения механизма смешена относительно оси цилиндра на некоторую величину e .

В отличие от широко распространенных кулисных механизмов, для которых задается скорость кривошипа, в гидравлических механизмах необходимо считать скорость v движения поршня в цилиндре заданной расходом Q жидкости, который выражается известной функцией времени или функцией давления.

Если Q л/мин — расход жидкости и v м/с — скорость движения поршня в цилиндре площадью F см², то

$$Q = \frac{60vF \cdot 10}{100} = 6vF \text{ л/мин.} \quad (19)$$

Если заданы ход поршня H см и время хода t , то

$$Q = \frac{6FH}{t} \text{ л/мин.} \quad (20)$$

При определении полного времени t хода поршня предполагается, что переходный режим весьма кратковременный, т. е. скорость поршня постоянна на протяжении всего хода.

Формулы (19) и (20) справедливы для случая постоянного расхода жидкости, когда гидравлический механизм питается от индивидуального насоса. Для случая постоянного давления (например, при питании механизма водой от насосной станции или аккумулятора) расход жидкости, а следовательно, и скорость

поршня будут зависеть от нагрузки и гидравлических сопротивлений в магистралях. Скорость движения поршня в этом случае может быть найдена решением дифференциального уравнения движения с переменными коэффициентами.

Скорость движения ведомого звена 1 (рис. 25) исполнительного гидравлического механизма переменна; ее значения являются функцией положения и скорости поршня, отношений $\lambda = \frac{r}{l}$ и $\kappa = \frac{e}{r}$. Разность углов α_0 и α'_0 , координирующих крайние положения ведомого звена 1, определяет его ход.

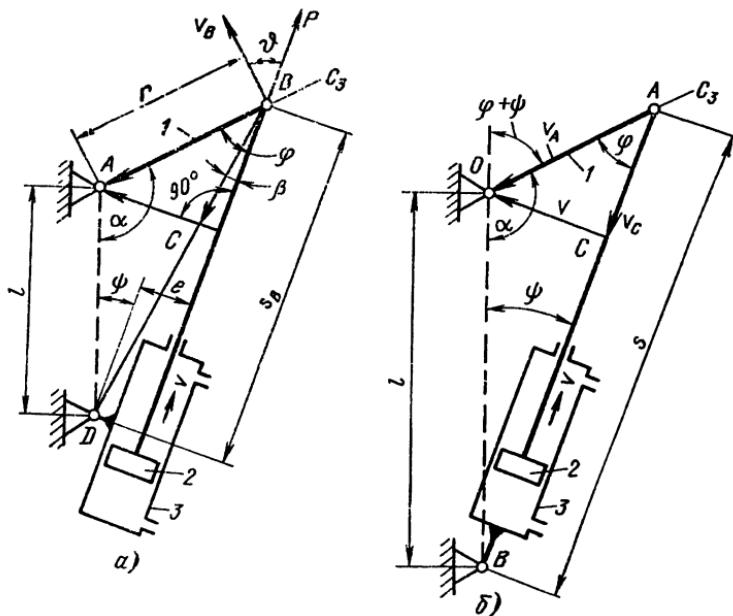


Рис. 25

Для решения задач динамики и общей оценки механизма с качающимися цилиндрами важно знать так называемую передаточную функцию или, иначе, отношение скоростей ведомого и ведущего звеньев:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{v} \frac{\text{угловая скорость звена 1}}{\text{скорость поршня}}.$$

Передаточную функцию легко определить из повернутого плана скоростей (рис. 25, а).

Окружная скорость шарнира *B* может быть представлена геометрической суммой

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC},$$

где $v_{BC} = v$ — скорость поршня;
 v_c — скорость точки C цилиндра, совпадающей с центром B шарнира.

Из треугольника скоростей CBA находим

$$\frac{\omega_1 r}{v} = \frac{v_B}{v} = \frac{\sin(90^\circ + \beta)}{\sin(\varphi - \beta)} = \frac{\cos \beta}{\sin(\varphi - \beta)}. \quad (21)$$

Значение β определяется из равенства

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{e}{s_B},$$

т. е. β является функцией положения точки B .

Угол передачи φ связан с углом давления ψ равенством $\varphi + \psi = 90^\circ$. Качество работы передачи может быть оценено углом давления ψ , т. е. углом между направлением усилия P_B и вектором скорости v_B . Чем больше угол ψ , тем хуже условия работы передачи.

Из выражения (21) находим

$$i_{12} = \frac{1}{r} \frac{1}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi} = \frac{1}{r} \frac{1}{\sin \varphi - \frac{e}{s_B} \cos \varphi}. \quad (22)$$

Угол передачи φ является функцией координаты s_B . Искомую функциональную зависимость можно получить из суммы проекций длин звеньев на ось цилиндра и перпендикуляр к ней, т. е. из

$$s_B = r \cos \varphi + l \cos \psi \quad \text{и} \quad l \sin \psi = r \sin \varphi - e,$$

или

$$\frac{s_B}{l} = \sigma_B = \lambda \cos \varphi + \cos \psi \quad (23)$$

и

$$\sin \psi = (\sin \varphi - \kappa) \lambda; \quad (24)$$

здесь

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad \text{и} \quad \kappa = \frac{e}{r}.$$

Уравнения (23) и (24) позволяют, в результате исключения функций угла ψ , получить функциональную зависимость угла передачи φ от относительной координаты σ_B :

$$\sigma_B^2 - 2\lambda \sigma_B \cos \varphi + \lambda^2 - 2\lambda \kappa \sin \varphi + \lambda^2 \kappa^2 = 1.$$

Отсюда получаем квадратное уравнение относительно $\cos \varphi$, если обозначим $\lambda^2(\kappa^2 + 1) - 1 = a$:

$$\cos^2 \varphi - \frac{(\sigma_B^2 + a)\sigma_B}{\lambda(\sigma_B^2 + \lambda^2\kappa^2)} \cos \varphi + \frac{(\sigma_B^2 + a)^2 - 4\lambda^4\kappa^2}{4\lambda^2(\sigma_B^2 + \lambda^2\kappa^2)} = 0.$$

Из этого уравнения имеем

$$\cos \varphi = \frac{(\sigma_B^2 + a)\sigma_B}{2\lambda(\sigma_B^2 + \lambda^2\kappa^2)} \left[1 - \sqrt{1 - \left(1 + \frac{\lambda^2\kappa^2}{\sigma_B^2} \right) \left(1 - \frac{4\lambda^4\kappa^2}{(\sigma_B^2 + a)^2} \right)} \right] \quad (25)$$

и

$$\sin \varphi = \frac{\kappa(\sigma_B^2 + a)}{2(\sigma_B^2 + \lambda^2\kappa^2)} \left[1 \pm \sqrt{1 - \left(1 + \frac{\sigma_B^2}{\lambda^2\kappa^2} \right) \left(1 - \frac{4\lambda^2\sigma_B^2}{(\sigma_B^2 + a)^2} \right)} \right]. \quad (26)$$

Полученные значения $\sin \varphi$ и $\cos \varphi$ позволяют передаточную функцию выразить в зависимости от координаты s_B , определяющей положение поршня в цилиндре.

Для центрального механизма с качающимся цилиндром $e = 0$, тогда $\beta = 0$ и $\kappa = 0$ (рис. 25, б).

Из рис. 25, б получаем

$$\frac{v_A}{v} = \frac{1}{\sin \varphi}.$$

Угол передачи φ можно найти из выражения (25), положив $\kappa = 0$:

$$\cos \varphi = \frac{\lambda^2 + \sigma^2 - 1}{2\lambda\sigma}. \quad (27)$$

Угол ψ , координирующий ось цилиндра относительно линии центров, может быть найден из выражения (23):

$$\cos \psi = \sigma - \lambda \cos \varphi; \quad (28)$$

$$\sin \varphi = \frac{\sin \psi}{\lambda} = \frac{\sqrt{4\sigma^2 - (1 + \sigma^2 - \lambda^2)^2}}{2\lambda\sigma}. \quad (29)$$

Поскольку в практике используется преимущественно гидравлический механизм с центральным качающимся цилиндром, произведем более детальный анализ зависимостей, относящихся к нему:

$$v_A = \frac{Q}{3F} \frac{\lambda\sigma}{\sqrt{4\sigma^2 - (1 + \sigma^2 - \lambda^2)^2}}. \quad (30)$$

Угловую скорость вращения цилиндра находим из отношения

$$\omega_3 = \frac{v_C}{s} = \frac{v}{s \operatorname{tg} \varphi} = \frac{v_A \cos \varphi}{s} = \frac{v}{s} \frac{\lambda^2 + \sigma^2 - 1}{\sqrt{4\sigma^2 - (1 + \sigma^2 - \lambda^2)^2}}. \quad (31)$$

Выражение (30) показывает, что скорость точки B ведомого звена является функцией относительного радиуса-вектора $\sigma = \frac{s}{l}$, определяющего положение точки A относительно точки B , и параметра λ механизма с центральным качающимся цилиндром. Изменяя пределы значений σ при заданном λ , можно создать наиболее благоприятные условия работы исполнительного механизма или же выполнить определенные условия, например создать заданное отношение наибольшей и наименьшей скорости ведомого звена.

Из уравнения (29) видно, что угол φ передачи обращается в нуль или π , а скорость v_A — в бесконечность при $\sigma = 1 - \lambda$ или $\sigma = 1 + \lambda$, т. е. для положений механизма, когда кривошип совмещается с осью цилиндра. Ввиду того, что механизм находится в мертвом положении, необходимо, чтобы угол передачи φ находился в пределах $0 < \varphi < 180^\circ$, причем его предельные значения определяются допустимой перегрузкой цапф кривошипа в крайних положениях.

Параметр λ механизма с центральным качающимся цилиндром существенно влияет на закон изменения отношения скоростей $\frac{v_A}{v}$. При $\lambda = 1$, т. е. при $r = l$, ведомое звено вращается с угловой скоростью

$$\omega_1 = \frac{v_A}{r} = \frac{2v}{r \sqrt{4 - \sigma^2}}.$$

Угол φ передачи при $\sigma = 1$ равен 60° .

При малых значениях σ угловая скорость ω_1 будет незначительно отличаться от постоянной. Для $\lambda = 1$ угловая скорость вращения цилиндра равна половине угловой скорости $\omega_1 = \frac{v}{r}$ ведомого звена. Действительно, для $\lambda = 1$ из уравнений (31) и (27) получаем

$$\omega_3 = \frac{v_A \cos \varphi}{s} = \frac{v_A \sigma}{2s} = \frac{\omega_1}{2}.$$

Для подъемно-качающихся столов, у которых значения r и l велики по сравнению с s , очевидно, целесообразно принимать $\lambda = 1$.

Выбранные предельные значения α_0 и α'_0 угла α , координирующего положения ведомого звена относительно линии центров, дают возможность определить требуемый ход поршня (рис. 25, б):

$$H = s'_0 - s_0 = \left[\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha'_0} - \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha_0} \right] l.$$

Угол α с углом передачи φ и углом ψ отклонения оси цилиндра от линии BO центров связан равенством

$$\alpha = \pi - (\varphi + \psi).$$

Задавшись предельными значениями углов φ и α , из последнего равенства находим соответствующие значения угла ψ , а затем из уравнения (28) определяем искомые значения σ'_0 и σ_0 .

На рис. 26, а показана схема сил, действующих на механизм со смещенной осью качания цилиндра. Вследствие того, что для звеньев 2 и 3 давление жидкости приводится к внутренним уравновешивающимся силам, а силами и моментами сил инерции для тихоходных механизмов можно пренебречь, реакции в шарнирах B и D равны и противоположны, поэтому уравновешивают друг друга. Рассматривая отдельно равновесие поршня со штоком, найдем силы P_{12} и P_{32} построением силового треугольника (рис. 26, б).

При заданном M_1 имеем

$$P_{12} = \frac{M_1}{r \sin(\varphi - \beta)},$$

а из силового треугольника

$$P = P_{12} \cos \beta \quad \text{и} \quad P_{32} = P_{12} \sin \beta.$$

Реакцию P_{32} со стороны цилиндра, приложенную в центре шарнира D , следует рассматривать как равнодействующую реакции со стороны уплотнения цилиндра на поршень. Значения эти определяются положением поршня в цилиндре.

С точки зрения надежности работы гидравлического исполнительного механизма смещение e не следовало бы делать, потому что уплотнение и поршень находятся под действием реакций P_{32}' и P_{32}'' , которые для центрального механизма обращаются в нуль. Однако сила P_{12} при углах передачи, близких к 180° , значительно уменьшится за счет угла β . В то же время сила давления жидкости на поршень увеличивается мало. С точки зрения статики механизмов целесообразней использовать центральный механизм, ось вращения цилиндра которого совпадает с его осью, что обычно и делают на практике.

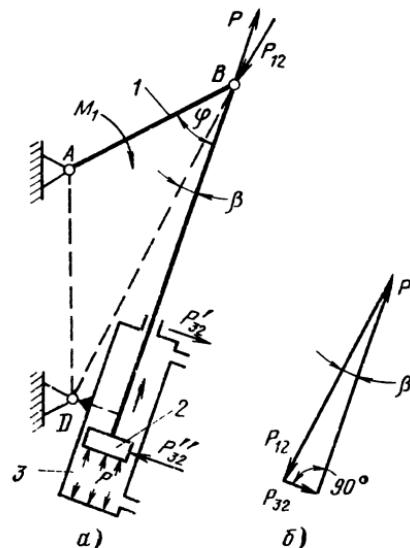


Рис. 26

Глава IV

КОНТРОЛЬНАЯ, РЕГУЛИРУЮЩАЯ И УПРАВЛЯЮЩАЯ АППАРАТУРА ГИДРОАВТОМАТИКИ

В гидросистемах клапаны различного рода позволяют предохранять систему от перегрузки, создавать определенное направление потока рабочей жидкости при разветвленных магистралях, обеспечивать заданную последовательность работы исполнительных механизмов, поддерживать на данном участке постоянное давление независимо от колебаний давления в напорной линии, разделять поток жидкости на части в заданном отношении, создавать определенный постоянный перепад давления на некоторых участках системы и пр. Используемые в практике контрольные, регулирующие и управляющие устройства имеют определенные характеристики, существенно влияющие на работу гидросистемы в целом. Поэтому важно знать свойства и характеристики этих устройств с тем, чтобы при проектировании гидросистем выбирать их параметры из условия наиболее благоприятного протекания или полного устранения динамических процессов.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ, ПЕРЕПУСКНЫЕ И ПОДПОРНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительные клапаны предназначены для исключения возможности повышения давления в напорной линии сверх допустимого. Это может иметь место при возрастшем сопротивлении на ведомом звене исполнительного гидромеханизма, при внезапном перекрытии магистралей, резко увеличившемся гидравлическом сопротивлении в напорной магистрали и в других случаях. При достижении строго установленного давления жидкости в напорной магистрали срабатывает предохранительный клапан и излишек жидкости, нагнетаемой насосом, сливается обратно в резервуар.

При дроссельном регулировании скорости жидкости на определенном участке магистрали необходимо обеспечивать постоянное давление независимо от перепада давления. В этом случае производительность насоса принимается больше расхода жидкости в исполнительном механизме и излишек жидкости сливается в резервуар через перепускной клапан.

Наконец, в ряде механизмов на сливной линии требуется создавать определенное давление жидкости, что может быть осуществлено при помощи так называемого подпорного клапана.

Принципиально устройство предохранительного, перепускного и подпорного клапанов может быть одинаковым. Однако различные условия работы указанных клапанов определяют их

некоторые конструктивные различия. Так, в практике получили применение предохранительные клапаны тарельчатые (с плоским, коническим и фигурным седлом), шариковые и плунжерные.

В зависимости от характера действия предохранительные, перепускные и подпорные клапаны разделяют на простые, дифференциальные и комбинированные.

Простой предохранительный клапан с коническим седлом изображен на рис. 27, а). Если давление в системе повышается сверх установленного, то пружина 1 сжимается и излишек жидкости через зазор между клапаном и седлом сливается в резервуар. Давление p_1 начала открытия клапана определяется из условия

$$\frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) = P = c\lambda_0,$$

где d — диаметр круга, на который действует давление жидкости при закрытом клапане;

c — жесткость пружины;

λ_0 — предварительное сжатие пружины;

P — результирующая сила давления на клапан.

При открытии клапана на величину h в образовавшуюся щель устремляется жидкость, дросселируемая от давления p_1 до давления $p_2 = 0$. На рис. 27, б) показана примерная диаграмма изменения давления жидкости при прохождении ею щели. В результате увеличения активной площади клапана, на которую действует давление жидкости, пружина будет воспринимать при неизменном давлении большее усилие по сравнению с усилием в момент открытия клапана.

Давление при открытии и закрытии клапана будет одинаковым, если гнездо имеет острую кромку.

Количество жидкости, проходящее через предохранительный клапан, можно выразить через площадь проходного сечения, образовавшегося при подъеме клапана на величину h , и перепад давления от p_1 в напорной линии до p_2 — в сливной:

$$Q = \alpha dh \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)},$$

где α — коэффициент расхода, зависящий от вязкости жидкости, сужения струи и пр.; для конических и шариковых клапанов можно принять $\alpha = 0,52 \div 0,55$;

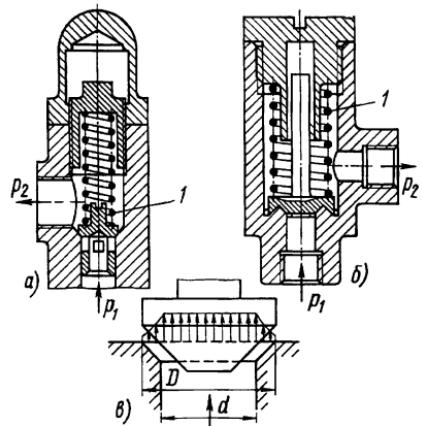


Рис. 27

γ — объемный вес жидкости;
 p_1 — допустимое давление в напорной магистрали.

Отсюда при известной производительности Q насоса

$$d \cdot h = \frac{Q}{\alpha l} \sqrt{\frac{\gamma}{2g(p_1 - p_2)}}.$$

В некоторых случаях требуется, чтобы давление при открытом клапане было меньше давления при закрытом клапане. Этому условию удовлетворяет клапан с двойным коническим седлом, показанный на рис. 27, б. При закрытом клапане в предельном состоянии пружина уравновешивает давление на площадь клапана, равную площади сечения канала. При открытом клапане его активная площадь значительно увеличена, следовательно, пружина уравновешивается при меньшем давлении.

Получили применение также шариковые предохранительные клапаны, в которых сливной канал перекрывается шариком, прижимаемым к гнезду пружиной.

В предохранительном клапане плунжерного типа (рис. 28) плунжер имеет две ступени диаметрами d_1 и d_2 . В этой конструкции пружина уравновешивает лишь давление по кольцевой поверхности среднего диаметра $\frac{d_1 + d_2}{2}$ шириной $\frac{d_1 - d_2}{2}$. Вследствие этого при большой пропускной способности клапана пружина может быть взята достаточно эластичной.

Рис. 28

С целью уменьшения шума при работе перепускных клапанов применяют демпфирующие устройства, смягчающие удар при открытии и закрытии клапана.

Одним из средств, устраивающих большое изменение давления при открытии и закрытии клапана, является выполнение комбинированных клапанов, сочетающих конструкции перепускного золотникового клапана с предохранительным шариковым. Схема такого клапана показана на рис. 29, а.

При закрытом шариковом клапане 3 с пружиной 4, отрегулированной на определенное давление, давления p_1 в нагнетающей магистрали и p_3 в камере над дифференциальным клапаном 2 одинаковы. Клапан 2 прижимается к седлу действием слабой пружины 1 и давлением жидкости. Как только давление в камере достигнет значения, при котором срабатывает шариковый предохранительный клапан 3, давление в камере d понижается вследствие дросселирующего действия отверстия с малого диаметра

и ступенчатый плунжер открывает проходное сечение для жидкости в резервуар. В результате давление p_1 в камере b понижается.

Расход жидкости через дросселирующее отверстие c и шариковый предохранительный клапан одинаков. Вследствие этого дифференциальный плунжер всегда установится в положение, при котором силы давления жидкости и упругости пружины будут уравновешиваться.

Этот комбинированный клапан может быть использован как клапан постоянного давления, для чего необходимо, чтобы насос

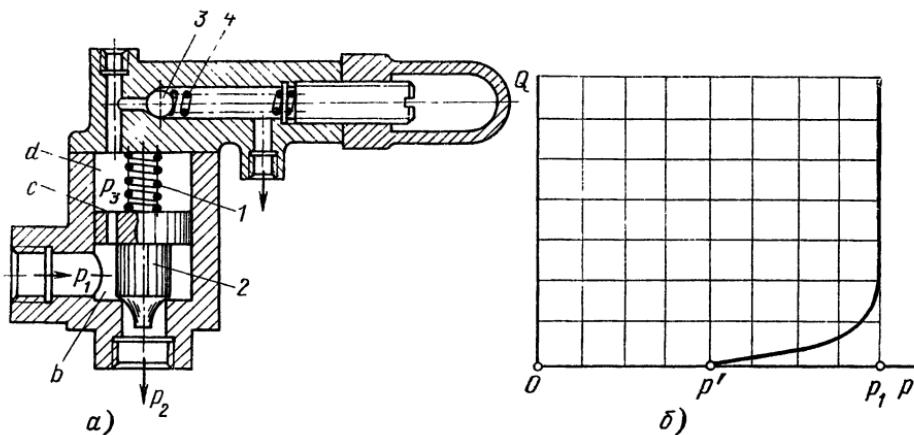


Рис. 29

мог развить давление p_1 больше давления p_2 в напорной линии. При понижении давления p_1 , следовательно, при данном положении плунжера и давлении p_2 , плунжер под действием пружины 1 опускается до тех пор, пока не восстановится заданное соотношение между давлениями.

На рис. 29, б показана характеристика клапана рассматриваемого типа, из которой видно, что рабочее давление при достижении значения p_1 сохраняется постоянным независимо от величины расхода жидкости через предохранительный клапан. В пределах изменения давления от 0 до p' жидкость не расходуется, при изменении давления от p' до p_1 жидкость протекает только через шариковый клапан.

Клапан рассматриваемой конструкции может быть применен и в качестве разгрузочного. При разгрузке системы камера d краном соединяется со сливной линией.

На рис. 30 показан редукционный клапан с регулятором, который может быть использован при создании постоянного давления, сниженного по сравнению с давлением, развивающим насосом. Действие клапана заключается в следующем. Ступенчатый

золотник 1 в верхнем положении разъединяет камеры *h* подвода и *d* отвода жидкости. В нижнем положении золотника камеры *h* и *d* соединяются и давление жидкости в них становится одинаковым.

Жидкость из камеры *d* через дроссель *e* может проходить в камеру *g*, а через отверстие *c* — сначала в камеру *a*, а затем через второй дроссель *b* в золотнике 1 — в камеру *f* над золотником. При давлении в отводящей магистрали ниже предельного,

во всех перечисленных камерах, в том числе и в камере, перекрываемой шариком, давление будет одинаково. Если давление жидкости на шарик превысит упругость пружины, то шарик приподнимается и через образовавшуюся щель жидкость сливаются в резервуар. Давлением жидкости в камере *a* золотник будет перемещаться вверх и частично перекрывать проходное сечение между камерами *h* и *d*. В результате дросселирования жидкости давление в камере *d* снизится до первоначального. При понижении давления в камере *d* будет происходить обратное перемещение золотника до тех пор, пока не восстановится давление в камере.

Величина поддерживаемого давления устанавливается регулировкой пружины шарикового предохранительного клапана

Редукционные клапаны применяют в тех случаях, когда гидросистема имеет главную и вспомогательную линии. При этом клапан предохраняет вспомогательную линию от повышения давления сверх требуемого. Редукционный клапан, включенный, например, в механизм зажима изделия, позволяет осуществить постоянство зажимного усилия.

Для предохранения гидросистемы от перегрузки, а также для поддержания в ней постоянного давления применяют напорные золотники. Последние могут быть использованы и для дистанционного управления или же для блокировки гидравлических механизмов.

На рис. 31 показана конструкция напорного золотника, который может быть смонтирован в нескольких вариантах. У золотника, показанного на рис. 31, *a*, напорная магистраль *b* соединяется с камерой *f* отверстиями *c*, *d* и *e*, при этом отверстие *d* имеет малый диаметр с целью создания сопротивления при прохождении через него жидкости. Если давление жидкости на пра-

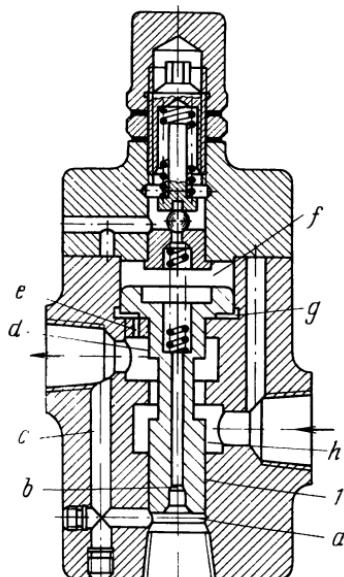


Рис. 30

вый торец золотника 1 превысит упругость пружины, то золотник, перемещаясь влево, соединяет напорную линию со сливной g, поддерживая постоянный перепад давления.

На рис. 31, б показана модификация напорного золотника: золотник 1 перемещается совместно с плунжером 2. Демпфирование колебаний золотника осуществляется гидравлическими сопротивлениями, возникающими при течении жидкости через отверстие h.

Для использования такого золотника в качестве механизма дистанционного управления крышка 3 поворачивается так, что

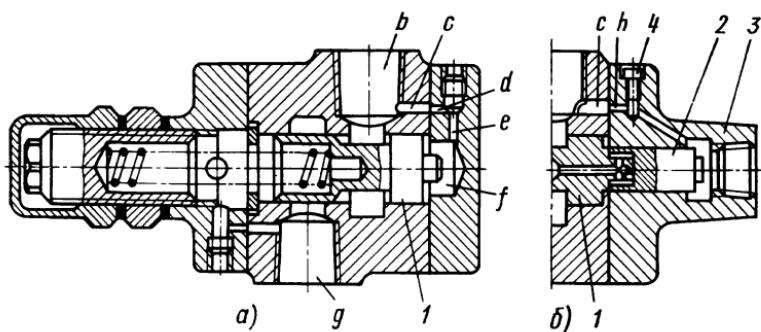


Рис. 31

отверстия *c* и *h* разобщаются. Вывернув пробку 4 и поставив штуцер, через него можно подать командное давление, перемещаясь под действием которого, золотник соединяет магистраль исполнительного механизма с напорной линией. В этом исполнении напорный золотник может быть использован также в качестве клапана последовательности работы гидравлических механизмов.

Напорный золотник в комбинации с другими аппаратами управления применяется в системах с регулируемой скоростью исполнительного механизма при постоянной производительности насоса, а также для удержания поршня исполнительного механизма в заданном положении, если в камеру давления не подается жидкость.

В гидросистемах с большим расходом жидкости, в частности в прессах, возникает необходимость наполнять полость цилиндра при холостом ходе под некоторым давлением, исключающим возможность разрыва жидкости. При появлении технологической нагрузки клапан наполнения отключается и цилиндр подключается к магистрали высокого давления. В системах гидравтоматики используются клапаны наполнения нормально открытые и нормально закрытые.

На рис. 32 показан нормально закрытый клапан наполнения, открывающийся при наличии командного давления в верхней камере цилиндра 4. В качестве командного может быть использовано давление в возвратных цилиндрах и цилиндре ускоренного хода, как, например, в брикетировочном прессе. При подаче давления в пространство над поршнем 5 сначала открывается вспомогательный клапан 6, разгружающий рабочий цилиндр от

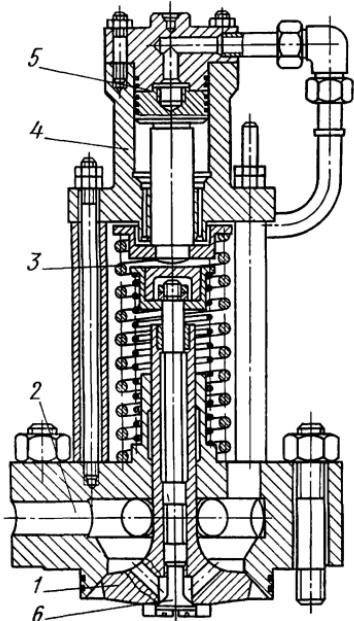


Рис. 32

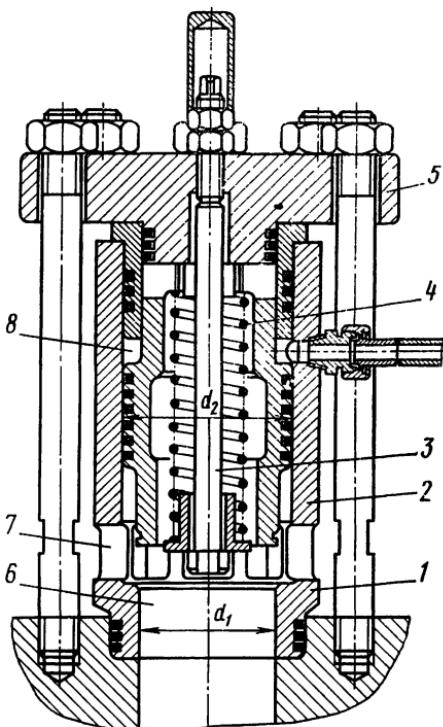


Рис. 33

давления, которое может быть к концу обратного хода, а затем клапан наполнения 1. При упоре в изделие давление в цилиндре 4 падает и действием пружин 3 клапаны закрываются, отсекая полость рабочего цилиндра от наполнительного бака.

На рис. 33 показан нормально открытый клапан наполнения с встроенной пружиной. Клапан размещается в корпусе, к которому подводятся трубопроводы. Полость 6 клапана соединяется с рабочим цилиндром, а полость 7 — с наполнительным баком. Клапан силой упругости пружины 4 нормально отжимается от седла 1; второй конец пружины опирается на чашку штока 3, закрепленного на фланце 5. При выполнении рабочего хода жид-

кость от насосов подается в полость 8 и под действием давления клапан садится на седло, обеспечивая герметичное разделение наполнительного бака и цилиндра.

ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Обратные клапаны, устанавливаемые в системах гидравтоматики, позволяют направить поток жидкости только в одну сторону. При изменении направления потока обратный клапан закрывается и пропуск жидкости в соответствующую магистраль прекращается.

На рис. 34, а и б показаны обратные клапаны с шариком, находящимся под действием слабой пружины. Если направление потока жидкости совпадает с указанным стрелкой, то давлением жидкости на шарик пружина сжимается и жидкость свободно проходит в щель между шариком и седлом. При изменении направления потока жидкости шарик силой упругости пружины и давлением жидкости прижимается к седлу и не пропускает жидкость.

На рис. 34, в показан обратный клапан с коническим золотником и седлом, обеспечивающий надежное уплотнение при посадке клапана 1 на седло 2. Чтобы при изменении направления потока жидкости клапан был прижат к седлу, он имеет отверстия а, сообщающие внутреннюю полость клапана с запираемой магистралью. Сила прижатия определяется давлением жидкости.

Кроме конических и шариковых обратных клапанов, в гидросистемах используются пластинчатые обратные клапаны (рис. 34, г). При малом весе пластины пружина имеет малую жесткость, поэтому потеря давления в пластинчатом обратном клапане весьма незначительна. Размеры проходного сечения обратного клапана должны быть рассчитаны так, чтобы при данном расходе жидкости не возникало большого гидравлического сопротивления.

ДРОССЕЛИ

Для регулирования скорости поршня в цилиндре или роторе гидромотора, приводимого в движение жидкостью от насоса постоянной производительности, служат дроссели различного

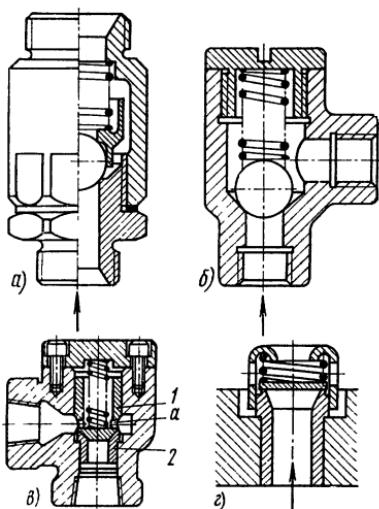


Рис. 34

типа, создающие необходимый перепад давления при прохождении через них некоторого количества жидкости.

Через дроссель может быть пропущена жидкость, либо поступающая в рабочее пространство цилиндра, либо вытесняемая из цилиндра, или же часть нагнетаемой насосом жидкости, протекающей в линии, параллельной магистрали, которая питает гидравлический исполнительный механизм. В последнем случае поток жидкости, нагнетаемый насосом, разветвляется; часть жидкости поступает в цилиндр, а остальная сливаются через дроссель обратно в резервуар. Очевидно, чем больше сопротивление дросселя, установленного в шунте, тем больше жидкости поступает в единицу времени в цилиндр и, следовательно, тем большая скорость поршня.

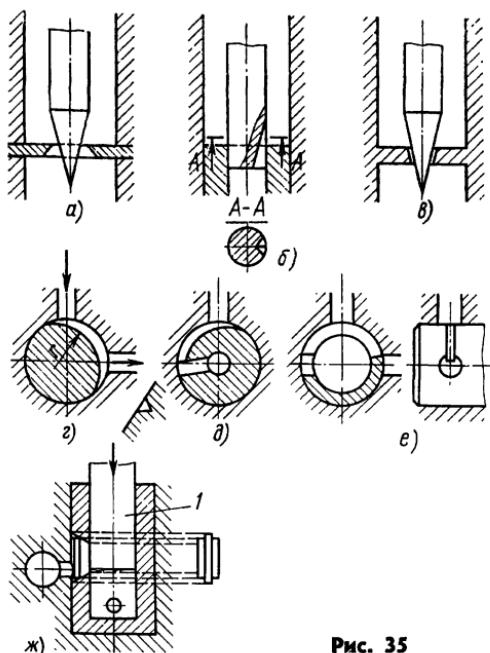


Рис. 35

Падение давления жидкости при ее движении через дроссель зависит от отношения длины l канала к площади s его поперечного сечения. Если $\frac{l}{s}$ очень мало, то характеристика дросселя приближается к характеристике диафрагмы, т. е. падение давления пропорционально квадрату количества Q жидкости, проходящей через дроссель (один из предельных случаев). Для дросселей, у которых отношение $\frac{l}{s}$ велико, гидродинамическое сопротивление будет приближаться по значению к сопротивлению, возникающему при движении жидкости в трубопроводе, и падение давления при прохождении жидкости через дроссель будет пропорционально Q (другой предельный случай). Очевидно, что практически применяемые дроссели будут создавать перепад давления

$$\Delta p = k Q^n,$$

где n — показатель степени ($2 > n > 1$);

k — коэффициент пропорциональности.

Игольчатые дроссели выполняются нескольких типов: с диафрагмой (рис. 35, а), где перепад давления пропорционален квадрату количества протекающей в единицу времени жидкости; с треугольным вырезом на плунжере (рис. 35, б); вентилем (рис. 35, в).

Вследствие того, что в игольчатых дросселях (рис. 35, б) возникают потери, вызываемые трением жидкости, их характеристика несколько отличается от параболической.

Щелевые дроссели также выполняются нескольких типов: с эксцентричной проточкой переменной высоты (рис. 35, г и д), со щелью переменной длины (рис. 35, е и ж). Длина щели в дросселе может изменяться при повороте пробки со щелью (рис. 35, е) или при поступательном перемещении плунжера 1 (рис. 35, ж).

В канавочных дросселях количество протекающей жидкости может быть изменено варьированием длины канавки, через которую протекает дросселируемая жидкость. Перепад давления в дросселях этого типа пропорционален количеству протекающей жидкости, т. е. они обладают линейной характеристикой.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЛЕ

В системах гидроавтоматики большое значение имеют различного вида реле, позволяющие обеспечить определенную последовательность отдельных элементов цикла, установить между ними некоторые, во многих случаях регулируемые интервалы времени, преобразовать сигналы различного вида в гидродинамическое давление, осуществить дистанционное управление и пр. К рассматриваемым устройствам относятся в первую очередь реле давления и реле времени. При помощи реле давления соответствующим элементам автоматических систем подаются сигналы при достижении давления жидкости определенной заданной величины. При помощи реле времени устанавливается заданная выдержка времени между двумя следующими друг за другом фазами движения ведомого звена, т. е. производится задержка сигнала на некоторый промежуток времени.

Гидравлическое реле давления может быть выполнено в виде отдельного устройства и подключаться к автоматической системе при помощи штуцеров. Реле давления используются: для автоматического отвода от обрабатываемого изделия головки с инструментом в случае его затупления (например, при сверлении или фрезеровании рельс), в результате чего повышается давление в рабочей полости; для автоматического отвода головки или суппорта при их встрече с жестким упором и в ряде других случаев.

На рис. 36 показано реле давления, в котором жидкость оказывает давление на мембрану, уплотненную по контуру закрепления. При прогибе мембранны на некоторую величину стержень

1 перемещается вниз и приводит в действие микровыключатель 2, включенный в электрическую цепь управления. Если для включения конечного выключателя необходимо, чтобы мембрана переместилась на величину s , то увеличение Δp давления с момента трогания штока с места будет

$$\Delta p = \frac{cs}{F},$$

где c — жесткость пружины;
 F — площадь плунжера.

Регулировка реле давления производится изменением сжатия пружины с помощью гайки.

На рис. 37 приведена схема гидравлического предохранительного устройства, имеющего реле давления, для 1500-тонного пресса, на котором изготавляются выдавливанием стальные трубы без шва.

Давление воды в главном цилиндре 2 так называемого гидроупора, на поршне которого смонтирован приемник для нагретой заготовки, может достигнуть во время прессования

130 кгс/см². При перемещении поршня 3 с приемником давление воды, выжимаемой из аккумулятора 1 сжатым воздухом, может достигнуть 3,5 кгс/см². С целью предохранения пресса от перегрузки, которая может появиться во время прессования недостаточно нагретой заготовки, служит реле давления 12, управляющее разгрузочным клапаном 1 большей пропускной способности. При случайном пиковом повышении давления срабатывает предохранительный клапан 7 малой пропускной способности.

Совместная работа клапана 1 и реле давления заключается в следующем. Разгрузочный клапан 4 диаметром 160 мм имеет отверстие a диаметром 6 мм, при помощи которого сообщаются между собой обе полости цилиндра 5. Действием давления воды и пружины 6 клапан прижимается к седлу тем сильнее, чем выше давление воды в цилиндре 2 гидроупора. Верхняя полость цилиндра 5 сообщается с реле давления, поршень клапана 7 которого нагружается силой упругости пружины 15, действующей на рычаг 14. Натяжение пружины 15 регулируется маховиком 16.

Если давление воды в цилиндре 2 гидроупора превысит 130 кгс/см², клапан 7, преодолевая силу упругости пружины 15, приподнимается. Вследствие этого давлением воды поршень 8 перемещается вниз, поворачивая рычаг 9, и открывает выпускной клапан 11, нагруженный пружиной 13. Вода из верхней полости

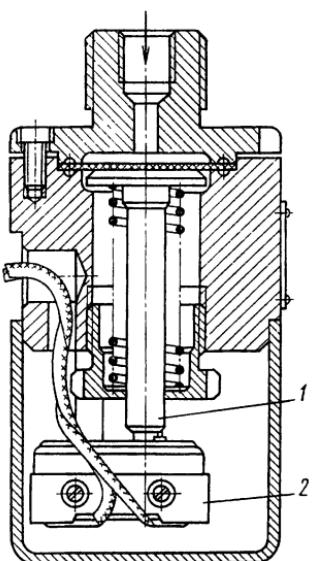


Рис. 36

перепускного клапана сливается в канализацию. Одновременно с этим давление воды в полости цилиндра 5 над клапаном 4 падает за счет дросселирования при проходе через отверстие в клапане, в результате чего давление в нижней полости оказывается достаточным, чтобы переместить клапан 4 в верхнее положение и открыть свободный пропуск воды через отверстие большого диаметра. Таким образом, при увеличении давления в процессе прессования свыше 130 кгс/см² гидроупор автоматически срабатывает и при перемещении инструмента вниз вода беспрепятственно сливается в аккумулятор или канализацию.

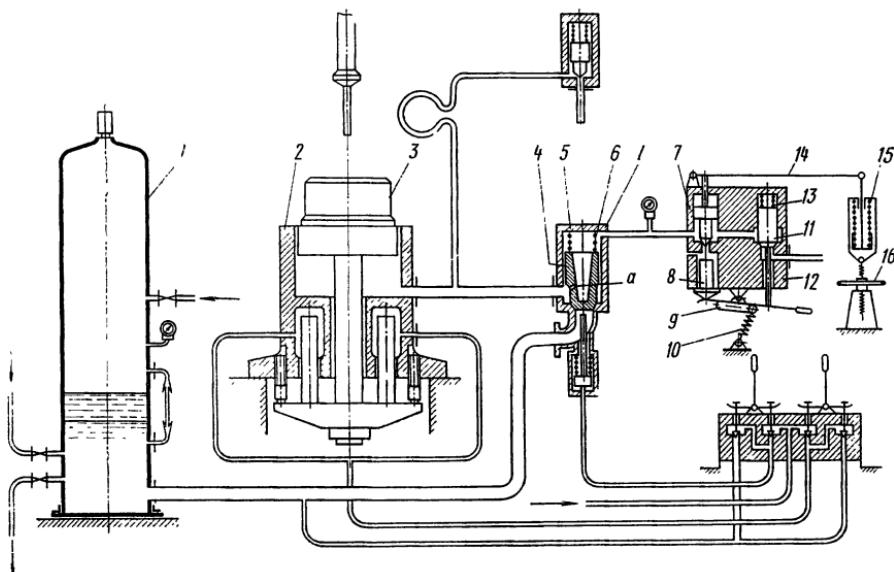


Рис. 37

Обратное действие реле давления исключено блокирующим рычагом 9 с пружиной 10, которая удерживает его в положении, соответствующем открытому клапану 11. Схема может быть включена после устранения причин перегрузки.

С целью создания некоторой выдержки времени между фазами движения отдельных рабочих органов применяются гидравлические реле времени. Выдержка реле может зависеть: 1) от времени наполнения жидкостью специального цилиндра, в котором поршень, перемещаясь в крайнее положение, переключает золотник или же включает конечный выключатель цепи соленоидного крана; 2) от времени истечения жидкости из цилиндра; 3) от времени перетекания жидкости из одной полости цилиндра в другую через дроссель. Регулируя во всех случаях ход поршня или проходное сечение дросселя, можно изменять выдержку реле времени.

ВИДЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ МЕХАНИЗМАМИ

Управление работой исполнительных гидравлических механизмов может быть ручным или автоматическим. При ручном управлении следует различать способ приведения в действие распределительных устройств, при помощи которых поток нагнетаемой насосом жидкости направляется в соответствующие полости цилиндров. Управление может быть непосредственным и дистанционным. В случае непосредственного ручного управления направление потока жидкости может быть изменено при помощи кранового, клапанного или золотникового распределителя поворотом или иным перемещением рукоятки.

Однако в случае мощных потоков жидкости, направляемых в гидравлический механизм, высоких давлений жидкости и отдаленности пульта управления от исполнительного механизма непосредственное ручное управление для неавтоматизированной гидросистемы может оказаться нерациональным. Более выгодным в этом случае может быть дистанционное управление при помощи вспомогательных устройств. Для дистанционного управления распределительными устройствами гидросистем применяются вспомогательные системы с гидравлическим датчиком и приемником, а также пневматические и электрические системы.

Автоматическое управление работой гидравлических исполнительных механизмов может быть: 1) позиционным, при котором звено, изменяющее направление потоков жидкости или отсекающее их, может занимать несколько позиций, например три: вперед, назад и нейтрально; 2) пропорциональным, в котором перемещение звена, изменяющего величину и направление потоков жидкости, пропорционально перемещению управляющего элемента, зависящего от какой-либо другой величины, например координаты, давления, количества, температуры и пр.; 3) программным, когда работой гидравлических механизмов управляет командааппарат, воспроизводящий заданную во времени последовательность работы механизмов; 4) следящим, в котором распределительное звено «следит» за перемещением управляющего элемента.

Крановые распределители

В крановых распределительных устройствах изменение направления потока жидкости производится поворотом пробки на определенный угол. Пробка может быть конической и цилиндрической, имеющей различное число ходов.

На рис. 38 показан крановый распределитель с цилиндрической пробкой для ручного или автоматического управления гидросистемой. Уравновешенность пробки достигается тем, что камеры крана, расположенные диаметрально противоположно, находятся под одним и тем же давлением при любом из двух

возможных фиксированных положений пробки. Если жидкость от насоса подается к отверстию *d* корпуса, то через радиальное отверстие пробки и отверстие *b* корпуса она отводится в рабочую камеру цилиндра, т. е. на пробку в противоположных направлениях действуют равные силы. Отработавшая в цилиндре жидкость подводится к отверстию *c* корпуса, а отводится в резервуар через отверстие *a*. Поворотом пробки крана на 45° соединяются между собой отверстия *d* и *c* кранового распределителя, вследствие чего изменяется направление подачи жидкости

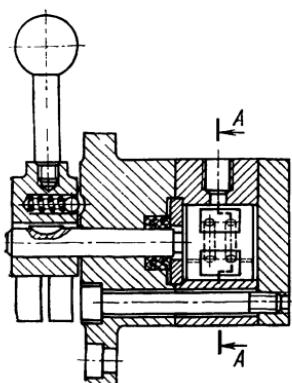


Рис. 38

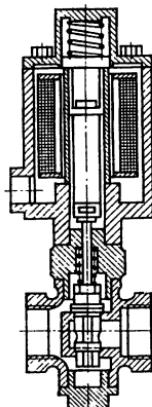
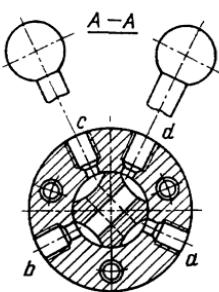


Рис. 39

в цилиндр. В промежуточном положении пробка отверстие *c*, производя отсечку сливной линии, и поршень засторонивается.

Клапанные распределители

Для непосредственного ручного и дистанционного, а также автоматического изменения направления потока жидкости или его отсечки используются тарельчатые клапаны и распределители.

На рис. 39 показано устройство двухседельного дифференциального отсечного клапана. В рабочем состоянии катушка соленоида находится под током и клапан приподнят, открывая проход для жидкости. При обесточивании катушки соленоида клапан под действием пружины резко опускается, перекрывая проход для жидкости.

В силу неуравновешенности клапанов тяговое усилие, определяемое величиной перестановочной силы клапана, оказывается очень большим, соответственно растут и размеры электромагнита. Поэтому в практике используются клапаны с двух- и многоступенчатым управлением: электропневмогидравлические, электрогидравлические, электрогидромеханические или с пред-

варительной разгрузкой. Относительно слабый электрический сигнал преобразуется в них в более мощное воздействие на перестанавливаемый клапан воздуха или жидкости.

На рис. 40 показана конструкция быстродействующего двухклапанного распределителя с пневматическим диафрагменным приводом. Гидравлические клапаны 2 с трубопроводами 1 размещены в отдельных корпусах соосно и навстречу друг другу. Пневматический механизм, образуемый двумя одинаковыми крышками 3 и разделительной диафрагмой 4 с жестким центральным кругом, управляет двумя электропневматичес-

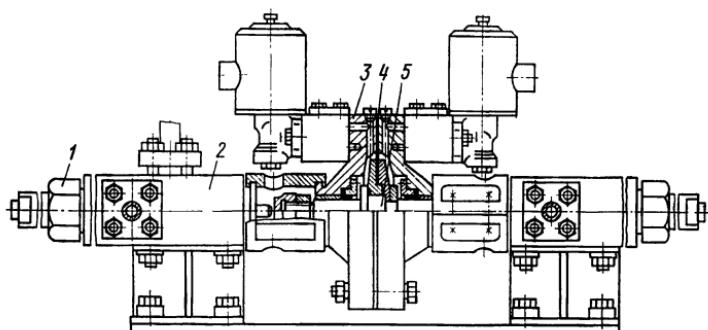


Рис. 40

кими клапанами типа ВВ-32Ш. Для управления можно использовать как релейную, так и бесконтактную полупроводниковую схемы. Перемещение клапанам от диафрагмы сообщается укрепленным на ней штоком 5. Эластичная часть диафрагмы выполнена из маслостойкой резины с тканевой прослойкой. Воздух давлением 4,5—6 кгс/см² через пневматические клапаны при умеренных перестановочных силах может подаваться в правую или левую камеру непосредственно. При увеличенных перестановочных силах с целью достижения быстродействия воздух может подаваться в камеры через пневмоусилитель.

Экспериментальное исследование этого клапанного распределителя показало, что время срабатывания при включении составляет 0,05 с, а при выключении — около 0,12 с.

Клапаны напорные и сливные для больших расходов и давлений выполняются с предварительной разгрузкой. Простейший клапан этого типа показан на рис. 41. Давление в камере над клапаном 1 при закрытом разгрузочном клапане 2 такое же, как и в камере 4, связанной с цилиндром. В результате действия командного давления поршень 3 поднимает клапан и соединяет камеру над клапаном 1 со сливом; давление в ней за счет дросселирования жидкости при перетекании через отверстия *a* ма-

лого диаметра падает и усилием, определяемым разностью давлений, клапан 1 поднимается, соединяя соответствующую полость цилиндра со сливом. При отсутствии перепада давления клапан 1 пружиной прижимается к седку.

На рис. 42 показана конструкция пятиклапанного распределителя с многоступенчатым управлением. Электрический сигнал подается на одну из катушек электромагнита золотникового распределителя (рис. 43, а), управляющего потоком жидкости командной линии давлением 50 кгс/см².

Жидкость поступает в правую или левую полость цилиндра, в результате чего поршень, снабженный рейкой, перемещается право или влево, сообщая вращение зубчатому колесу и через муфту кулачковому валу. Углы φ за-клинивания на валу кулачков, сообщающих перемещение *h* разгрузочным клапанам, определяются циклографмой (рис. 43, б). После открытия каждого из разгрузочных клапанов под действием разности давлений открываются основные наполнительные или сливные клапаны. После выполнения цикла работы клапанов кулачковый вал занимает исходную позицию, а поршень гидравлического сервомеханизма — крайнее положение.

По такой схеме работают двух- и четырехходовые клапанные распределители.

Клапанные распределители с комбинированной системой управления использованы в прессе усилием 3150 тс для прессования труб из труднодеформируемого материала. Схема их включения показана на рис. 131.

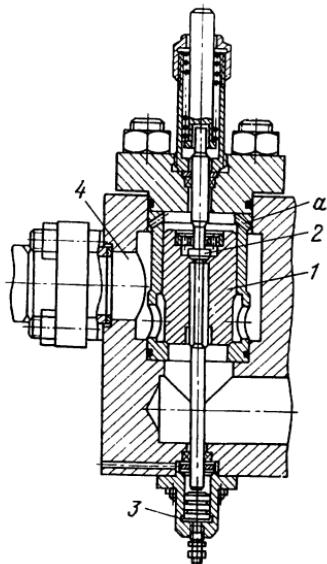


Рис. 41

Золотниковые распределители

В гидравлических механизмах получили распространение золотниковые распределители с ручным, гидравлическим, электрическим и электрогидравлическим управлением.

На рис. 44, а показан реверсивный золотник с ручным управлением. Жидкость от насоса подается к отверстию *c*, а через отверстие *e* отработавшая жидкость сливается в бак. Камеры *b* и *d* корпуса соединяются с полостями цилиндра. Фиксация золотника в крайних и нейтральном положениях производится при помощи шарикового фиксатора 1. Жидкость, попавшая в камеру фиксатора, отводится в сливную линию через отверстие *f*.

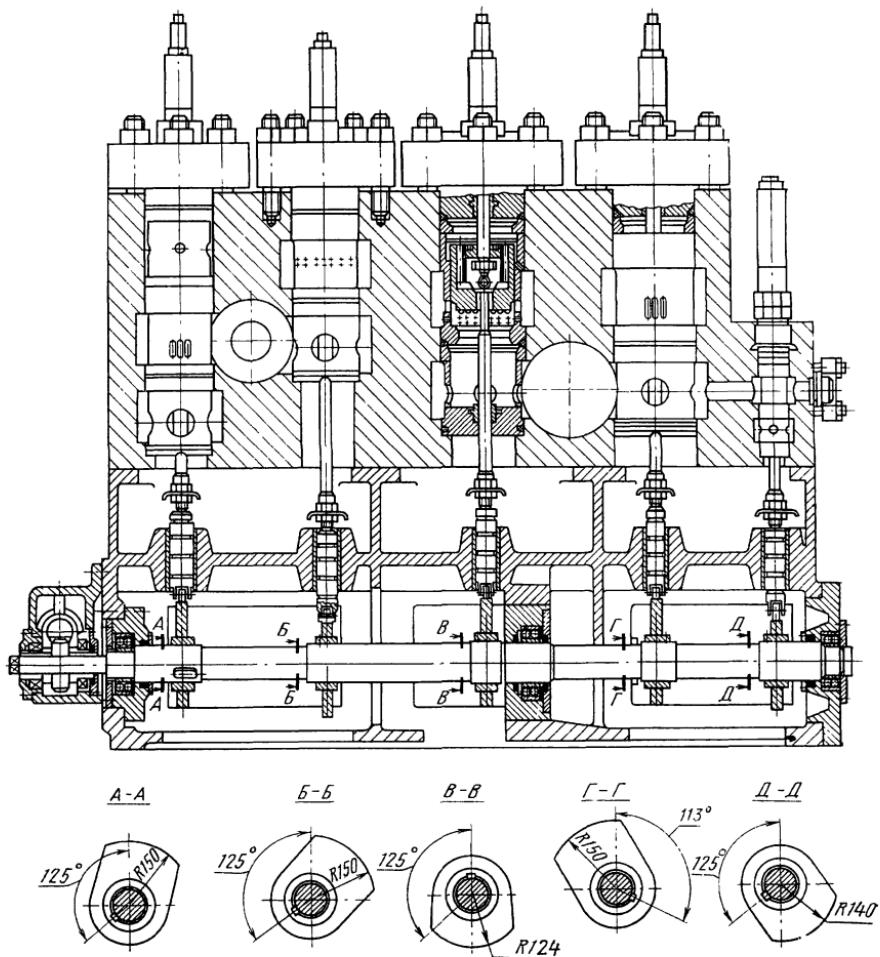


Рис. 42

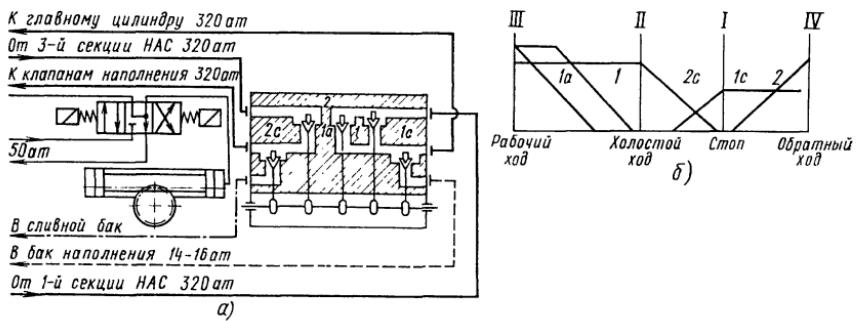


Рис. 43

Принудительный возврат золотника в нейтральное положение может быть осуществлен заменой фиксатора предварительно сжатой пружиной 5, как это показано на рис. 44, б; блокирование жидкости в полостях цилиндра можно достигнуть удлинением крайних поясков золотника с тем, чтобы они перекрывали сливные отверстия при среднем положении рукоятки.

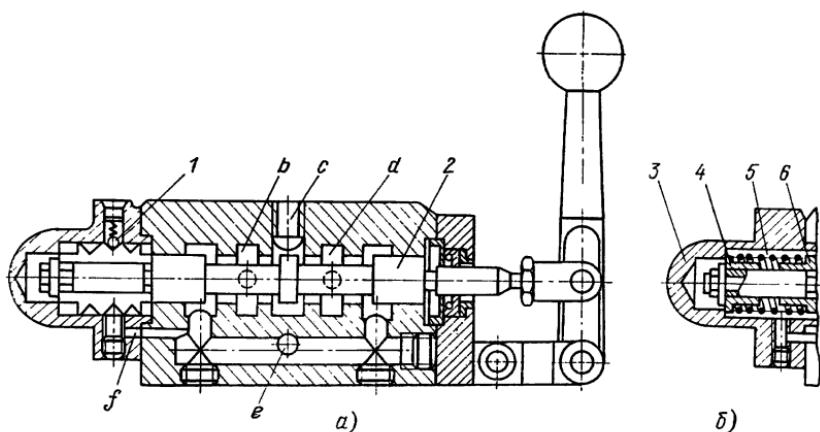


Рис. 44

На рис. 45 показано гидравлическое золотниковое распределительное устройство с гидравлическим управлением. Командное давление жидкости к торцам золотника 1 подводится через обратные шариковые клапаны 3, а отводится через дроссели 4, смонтированные в крышках распределительного устройства. Регулировкой дросселей 4, создающих противодавление при перемещении золотника 1, можно исключить его удар о торцы винтов 2, регулирующих ход золотника.

На рис. 46 показан электрогидравлический распределитель. Толкающие электромагниты 2 воздействуют на датчики давления 1, посылающие жидкость в соответствующие камеры распределительного золотника 4, в результате чего последний перемещается вправо или влево. При снятии напряжения с катушек 3 соленоидов золотник 4 занимает нейтральное положение.

На рис. 47 показана конструкция четырехходового золотника, используемого в качестве реверсивного датчика давления. Для положения золотника 1, показанного на схеме, жидкость от насоса через отверстия *a* и *c* попадает в одну камеру золотникового распределителя с гидравлическим управлением, а из другой камеры сливается через отверстия *d* и *b* в резервуар.

Используя ряд датчиков давления, приводимых в действие от кулачков одного распределительного вала, можно создать

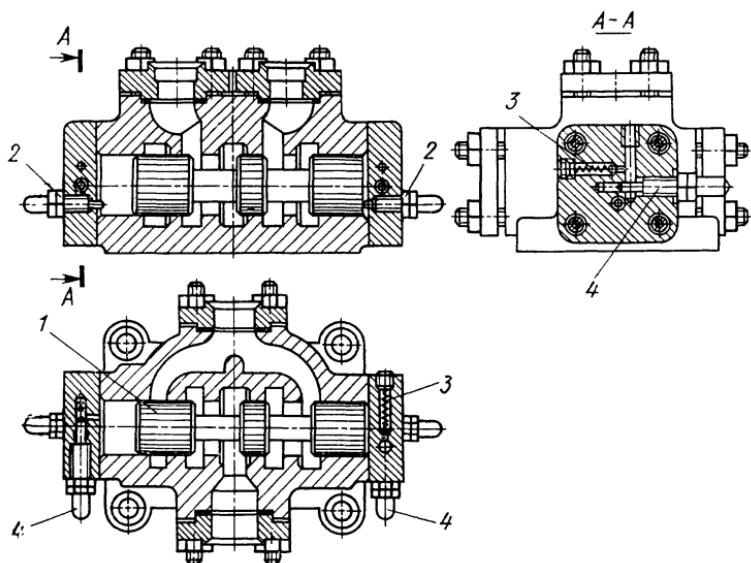


Рис. 45

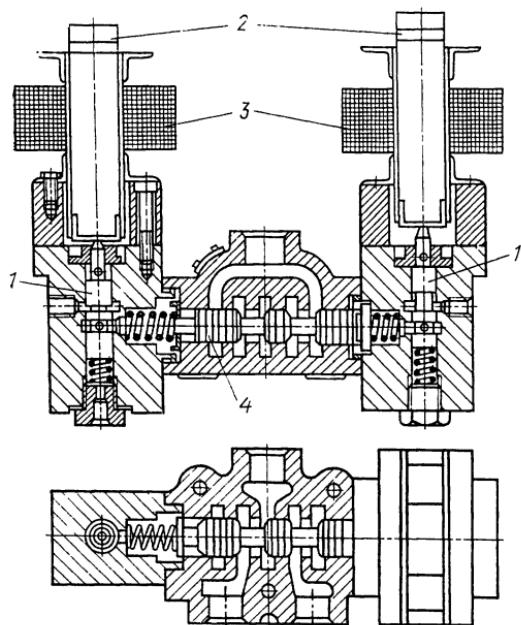


Рис. 46

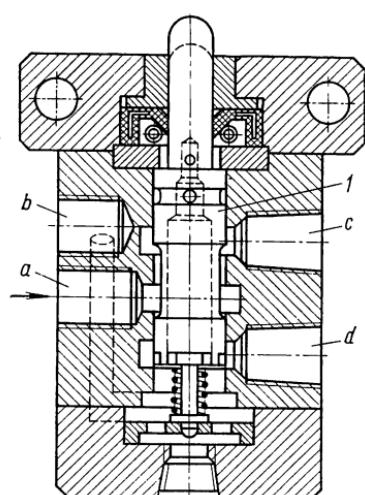


Рис. 47

гидравлический командоаппарат, который будет обеспечивать заданную программой последовательность работы исполнительных гидравлических механизмов.

УСИЛИТЕЛИ И СЛЕДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА

Широкое применение в различных областях гидроавтоматики получили усилители и следящие устройства, позволяющие за счет энергии дополнительного источника сообщать ведомому звену движение, согласованное с движением ведущего звена, к которому прикладывается незначительная сила. Задающее движение может быть осуществлено вручную, от чувствительного элемента регулятора, от шаблона или копира, или каким-либо другим образом. В случае использования следящего устройства для перемещения тяжелых деталей, например кареток, упоров и пр., задающим движением может быть вращение рукоятки или поступательное движение управляющего звена.

Следящее устройство может быть использовано в схемах автоматического регулирования, если изменение регулируемого параметра возможно преобразовать при помощи чувствительного элемента в механическое движение.

Следящее устройство необходимо рассматривать как случай программного автоматического регулирования линейных или угловых перемещений с обратной связью, осуществляющейся механическим, гидравлическим или каким-либо другим путем.

В гидроусилителе ВНИИМЕТМАШа (рис. 48) управляющий двухкромочный золотник 1 в равновесном состоянии перекрывает средним пояском окно в гильзе 3 поршня, на торцы которого действует постоянное давление со стороны напорной линии; поэтому золотник уравновешен. Если управляющий золотник 1 сместить влево, то через открывшуюся справа в окне гильзы 3 щель и продольный канал жидкость устремляется под правый кольцевой торец поршня и смешает его влево до тех пор, пока образовавшаяся щель не перекроется. При смещении управляющего золотника вправо левая полость цилиндра соединяется со сливом и под действием давления жидкости на левый кольцевой торец поршень перемещается вправо до тех пор, пока не будет перекрыто окно в гильзе 3.

Рассматриваемый усилитель выполнен с положительным перекрытием 0,05—0,2 мм, поэтому малые смещения управляющего золотника воспроизводятся довольно точно.

В качестве примера укажем на использование гидроусилителя ВНИИМЕТМАШа в механизме подающе-поворотного устройства станов ХПТ (рис. 49). Золотнику 3, укрепленному на ролике 1, движение задается кулачком 2. Поршень 4 связан с зубчатой рейкой 5, зацепляющейся с колесом 6 [1]. Возвратно-поступательное движение золотника с остановками копируется рейкой.

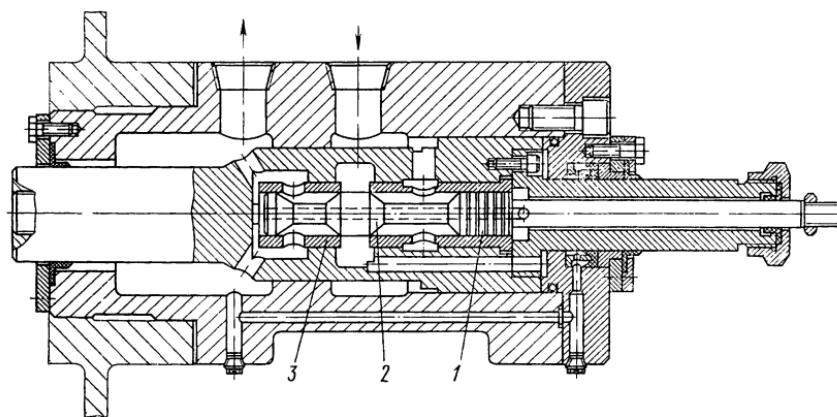


Рис. 48

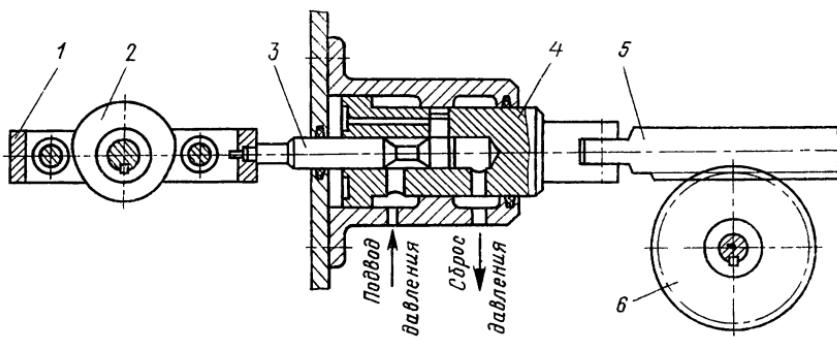


Рис. 49

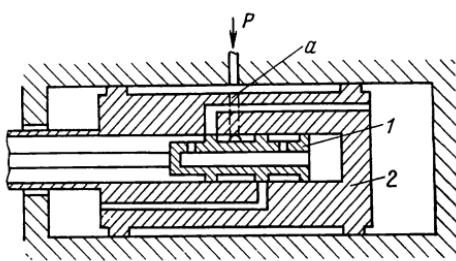


Рис. 50

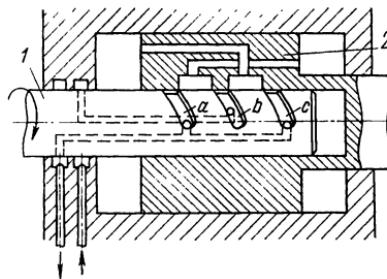


Рис. 51

На рис. 50 показано простое следящее устройство другой конструкции с поступательным задающим и воспроизведимым движениями. Жидкость от насоса подается через отверстие *a* в поршне 2 в полость между поясками четырехкромочного золотника 1. Смещение золотника вправо или влево вызывает соответствующее перемещение поршня.

На рис. 51 показана схема следящего устройства с вращательным задающим и поступательным воспроизведимым движением. Втулка 1 имеет три винтовые канавки *a*, *b* и *c*; канавка *b* соединена осевым сверлением с нагнетательной линией, а канавки *a* и *c* — со сливной. По сверлениям в поршне 2 жидкость подводится к его торцам. Если, например, втулку 1 повернуть в направлении, указанном стрелкой, то жидкость будет подводиться к правому торцу поршня 2 и он будет перемещаться влево до тех пор, пока разделительная перегородка не установится против канавки *b*. При повороте втулки в обратном направлении поршень будет перемещаться вправо.

В следящей схеме роль обратной связи, приводящей звенья системы к равновесному состоянию, осуществляется гидравликой. При отклонении положения звеньев от состояния равновесия появляются перестановочные силы, возвращающие систему в состояние равновесия, но уже в новом положении, соответствующем заданному перемещению датчика.

Во многих следящих системах в качестве жесткой обратной связи используются рычажные или зубчато-рычажные кинематические цепи. На рис. 52 показана схема следящего механизма с вращательным задающим и вращательным следящим движением с жесткой обратной связью, осуществляющейся при помощи рейки 4 и зубчатого колеса 5. Движение задается пробке 1, имеющей на правом конце четыре сегментные расточки, как у пробки уравновешенного кранового распределителя (см. сечение *B-B*). Полости расточек, расположенные диаметрально противоположно, находятся под одинаковым давлением. Жидкость от насоса подводится к кольцевой проточке *a*, а отводится в резервуар от кольцевой проточки *e*. Эти кольцевые проточки связаны

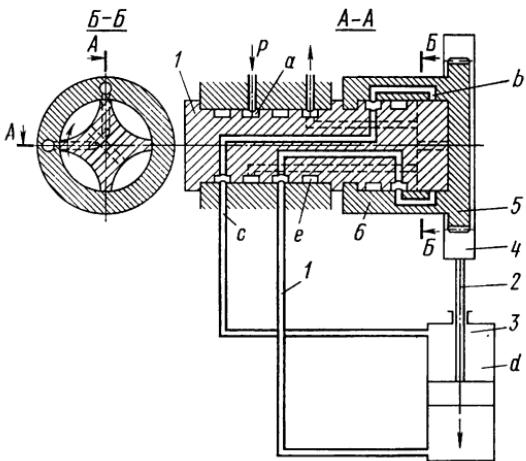


Рис. 52

продольными отверстиями с соответствующими расточками краевого распределителя.

Втулка 6 механизма обратной связи, снабженная зубчатым колесом 5, приводится в движение рейкой 4, укрепленной на штоке 2, воспроизвождяющем заданное движение. При повороте пробки 1 относительно втулки 6, например по часовой стрелке, жидкость по осевому каналу *b* втулки 6 поступает в канал *c* и далее в полость *d* цилиндра 3. В результате этого следящая втулка 6 также повернется по часовой стрелке, и перегородки пробки 1 крана перекроют отверстия во втулке.

В качестве примера рассмотрим систему следящего автоматического управления моталкой.

При продольной резке полосы количество отходов металла уменьшается, а производительность агрегата увеличивается, если разрезаемая полоса, сматываемая с рулона, центрируется. Необходимость центрирования возникает и в других случаях, например

при намотке полосы, выходящей из жестелудильного непрерывного автомата. Неизбежная серповидность полосы при неподвижном в осевом направлении намоточном барабане приводит к тому, что на торце рулона выступают кромки отдельных витков, сминающиеся при транспортировке рулона. Для правильной намотки ленты необходимо смещать в осевом направлении намоточный барабан в зависимости от положения контролируемой кромки. Моталки и разматыватели такого типа называются плавающими.

На рис. 53 показана схема управления плавающим разматывателем, использованная на агрегате продольной резки Череповецкого металлургического завода [5]. Здесь поперечное смещение разматывателя 5 вместе с рулоном 6 осуществляется гидравлическим поступательным механизмом 3. Рабочая жидкость в соответствующую полость цилиндра 3 подается от двухкаскадного гидравлического усилителя 11 через блокирующий гидравлический распределитель 10 с электромагнитным управлением. Первичный сигнал о положении кромки разрезаемой полосы подается от фотоэлектрического датчика 7 с фотосопротивлением в качестве чувствительного элемента. Проходящий через электронный усилитель 1 электрический сигнал преобразуется электромеханическим преобразователем 12 в пропорциональное перемещение якоря. Последний воздействует на входное устрой-

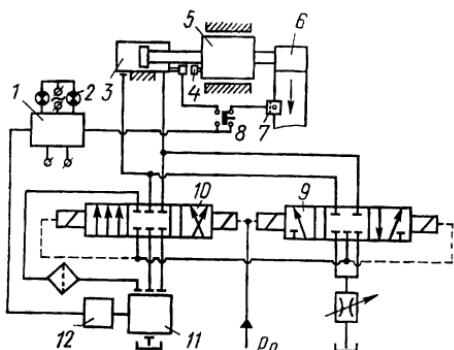


Рис. 53

ство элементов типа сопло-заслонка, управляющего четырехщелевым цилиндрическим золотником гидравлического усилителя 11.

Таким образом, слабый электрический сигнал преобразуется в следящей системе в давление жидкости до 100 кгс/см², обеспечивающее быстродействие и достаточную точность отработки слежения за положением кромки полосы. Жидкость давлением p_0 при включенном левом электромагните распределителя 10 подается через фильтр на вход второго каскада усилителя и в зависимости от сигнала — в левую или правую полость исполнительного гидравлического механизма. При включенном правом электромагните распределителя 10 система автоматического слежения отключается или блокируется.

Дистанционное управление плавающим разматывателем осуществляется при помощи распределителя 9. Установка плавающего разматывателя в среднее положение осуществляется при подаче сигнала от фотодатчика 4, перекрываемого заслонкой на корпусе разматывателя. Для этого переключатель 8 должен быть установлен в соответствующее положение. В системе предусмотрена сигнализация «Норма» и «Внимание» лампами 2 о положении кромки. Второй сигнал дает знать об отклонениях положения кромки более, чем на 1 мм.

РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ПОРШНЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Скорость поршня исполнительного гидравлического механизма зависит от производительности насоса, размеров цилиндра, максимального давления, развиваемого насосом, а также от гидродинамических и механических сопротивлений в системе. Изменять скорость поршня исполнительного механизма проще всего изменением производительности насоса. Если производительность насоса постоянна, то изменение скорости поршня за счет утечек жидкости будет происходить всякий раз при изменении механических или гидродинамических сопротивлений в системе. Для создания неизменного давления жидкости насосом постоянной производительности необходимо, чтобы производительность таких насосов была больше расхода жидкости в напорной линии. В этом случае излишек жидкости сливается в резервуар через предохранительный клапан, отрегулированный на заданное давление.

Механические сопротивления, преодолеваемые при движении поршня, могут изменяться по ходу технологического процесса, вследствие чего скорость движения поршня при питании цилиндра от аккумулятора, установленная изменением гидравлических сопротивлений (т. е. дросселированием жидкости на напорной или сливной линии или на той и другой), будет также изменяться. В ряде случаев можно допустить изменение скорости движе-

ния поршня колебаниями нагрузки, исключив этим необходимость установки специальных регуляторов скорости.

С целью определения величины колебаний скорости рассмотрим прежде всего общий случай, когда дросселирование производится на напорной и сливной линиях, а затем различные частные случаи. Полученные данные позволят установить, когда необходимо вводить специальные регуляторы скорости и когда можно пренебречь получающейся неравномерностью.

Давление в полости цилиндра, в которую нагнетается жидкость, можно определить по уравнению

$$p_{\text{п.н}} = p_0 - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{\text{т.н}}),$$

где Δp_1 — падение давления в дросселе, при помощи которого устанавливается заданная скорость поршня;

$$\Delta p_1 = \frac{Q_{\text{н}}^2 \gamma}{2g\alpha_1^2 F_1^2};$$

Δp_2 — падение давления, пропорциональное $Q_{\text{н}}^2$ на всех участках с квадратичной зависимостью сопротивления;

$$\Delta p_2 = \frac{Q_{\text{н}}^2 \gamma}{2g\alpha_{\text{н}}};$$

$\Delta p_{\text{т.н}} = Q_{\text{н}} R_{\text{н}}$ — падение давления в трубопроводах ($R_{\text{н}}$ — сопротивление напорного трубопровода).

Противодавление $p_{\text{п.с}}$, действующее на поршень со стороны сливной линии, определится из условия равновесия поршня:

$$p_{\text{п.н}} F_{\text{н}} = p_{\text{п.с}} F_{\text{с}} + P, \quad (32)$$

где P — сила сопротивления, приложенная к поршню.

Давление $p_{\text{п.с}}$, возникающее при вытеснении жидкости из камеры противодавления, создается в результате появления сопротивлений движению жидкости, аналогичных сопротивлениям напорной линии:

$$p_{\text{п.с}} = \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_{\text{т.с}},$$

где Δp_3 — падение давления в дросселе (F_3 — площадь проходного сечения дросселя);

$$\Delta p_3 = \frac{Q_{\text{с}}^2 \gamma}{2g\alpha_3^2 F_3^2};$$

Δp_4 — падение давления в постоянных квадратичных сопротивлениях;

$$\Delta p_4 = \frac{Q_{\text{с}}^2 \gamma}{2g\alpha_{\text{с}}};$$

$\Delta p_{\text{т.с}} = R_c Q_c$ — падение давления в трубопроводах (R_c — сопротивление сливного трубопровода).

Заменяя в уравнении (32) $p_{\text{п.н}}$ и $p_{\text{п.с}}$ их значениями и имея $Q_h = vF_h$ и $Q_c = vF_c$, после преобразований получим

$$v^2 + 2bv - c = 0, \quad (33)$$

где

$$\begin{aligned} 2b &= \frac{(\varphi^2 R_h + R_c) F_c}{\frac{\gamma F_c^2}{2g} \left[\varphi^3 \left(\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_h} \right) + \frac{1}{a_3^2 F_3^2} + \frac{1}{a_c} \right]} ; \\ c &= \frac{\varphi p_0 - p}{\frac{\gamma F_c^2}{2g} \left[\varphi^3 \left(\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_h} \right) + \frac{1}{a_3^2 F_3^2} + \frac{1}{a_c} \right]} ; \\ \varphi &= \frac{F_h}{F_c} ; \quad p = \frac{P}{F_c} . \end{aligned}$$

Решая квадратное уравнение (33) относительно v , получаем выражение для последнего в общем виде:

$$v = -b \pm \sqrt{b^2 + c}.$$

При коротких трубопроводах трением жидкости в них можно пренебречь, тогда

$$\varphi^2 R_h + R_c = 0$$

и

$$v = \sqrt{c} = \frac{\sqrt{\varphi p_0 - p}}{F_c \sqrt{\frac{\gamma}{2g} \sqrt{\varphi^3 \left(\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_h} \right) + \frac{1}{a_3^2 F_3^2} + \frac{1}{a_c}}}}. \quad (34)$$

Из этого уравнения видно что, при одном и том же давлении p_0 жидкости, нагнетаемой в рабочее пространство цилиндра, скорость v поршня зависит от ряда параметров.

В исполнительных гидравлических механизмах, применяемых в металлургической промышленности, обычно устанавливается один дроссель на сливной или напорной линии. Поэтому целесообразно решить вопрос о влиянии места установки дросселя на закон движения поршня, тем более, что этот закон при движении поршня вперед и назад может быть различным.

Пренебрегая всеми сопротивлениями, кроме сопротивления дросселя, в уравнении (34) оставляем только член, который характеризует сопротивление установленного дросселя. При коэффициенте φ мультилицирования давления, равном единице,

место установки дросселя не имеет значения. В этом случае $F_c = F_h = F$ и $\varphi = 1$:

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \frac{aF \sqrt{p_0 - p}}{F_c}.$$

При одной и той же регулировке дросселя скорость поршня изменяется от минимального значения v_{pp} , соответствующего наибольшему значению $p = \frac{P}{F_c}$, до максимального v_{px} — соответствующего $p = 0$. Таким образом,

$$k = \frac{v_{px}}{v_{pp}} = \sqrt{\frac{p_0}{p_0 - p}},$$

т. е. коэффициент увеличения скорости холостого хода всегда больше единицы. На практике имеют место случаи, когда $\varphi \neq 0$; при этом дроссель может быть установлен на напорной или сливной линии. В первом случае из уравнения (34) получаем

$$v = aF \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \frac{\sqrt{\varphi p_0 - p}}{\frac{3}{F_c^2}} = \frac{aF}{F_h} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_0 - p_h}, \quad (35)$$

где

$$p_h = \frac{P}{F_h}.$$

Во втором случае имеем

$$v = aF \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \frac{\sqrt{\varphi p_0 - p}}{F_c}. \quad (36)$$

Сравнение равенств (35) и (36) показывает, что при $\varphi > 1$, т. е. при $F_h > F_c$, эффект дросселирования при прочих одинаковых условиях оказывается больше в $\varphi^{\frac{3}{2}}$ раз в том случае, если дроссель установлен на напорной линии. При $\varphi < 1$ и при той же настройке дросселя скорость поршня при установке дросселя на сливной линии можно снизить больше, чем при установке его на напорной линии.

Практика проектирования и эксплуатации гидросистем металорежущих станков показала, что применение рассмотренных систем регулирования при больших рабочих давлениях жидкости нерационально и что они могут быть успешно использованы лишь в станках с малым сопротивлением перемещению поршня, при котором рабочее давление не превышает 10—20 кгс/см². Такое же заключение можно сделать для гидравлических систем

с дроссельным регулированием, используемых при автоматическом регулировании давления в рабочем пространстве маркеновской печи, в регуляторах количества газа, регуляторах соотношения газов и других устройствах, используемых на газосмесительных станциях и при сжигании топлива в маркеновских и нагревательных печах металлургических заводов.

СТАБИЛИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ПОРШНЯ

В гидравлике приходится часто регулировать скорость движения ведомого звена, на которое может действовать меняющаяся нагрузка (периодически или эпизодически). Например, в механизмах летучих ножниц, прокатных станов и других необходимо скорость движения исполнительного механизма сохранить постоянной независимо от действующей нагрузки. Выше было показано, что при помощи одного дросселя поставленной задачи решить нельзя.

Если требуется сохранить скорость поршня постоянной, то перепад давления в одном из сопротивлений, через которое проходит все количество жидкости Q , нагнетаемой в цилиндр или вытекающей из него, должен оставаться неизменным независимо от величины нагрузки, действующей на поршень исполнительного механизма.

Допустим, что на поршень со стороны напорной линии действует постоянное давление p_0 . Реализовать постоянство расхода на сливной линии можно при помощи двух последовательно включенных дросселей: первого с постоянной настройкой на данную скорость исполнительного механизма и второго — с автоматически изменяющимся сопротивлением при изменении внешней нагрузки на поршень.

Количество жидкости Q , проходящей через первый и второй дроссели, из условия неразрывности потока жидкости одно и тоже. Поэтому

$$Q = \alpha_1 F_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} = \alpha_2 F_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2}.$$

Отсюда

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_2 \left(\frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1} \right)^2.$$

Таким образом, противодавление p_1 в цилиндре можно представить в виде суммы

$$p_1 = \Delta p + p_2.$$

При установке регулирующего устройства на сливной линии количество проходящей по магистрали жидкости будет оста-

ваться неизменным только в том случае, если при определенной площади проходного сечения дросселя перепад давлений для него будет оставаться постоянным независимо от противодавления в цилиндре.

При установке регулятора скорости на сливной линии возможны два варианта регулирования скорости поршня: 1) создание постоянной разности давлений во втором дросселе при заданной площади его проходного сечения путем изменения разности давлений в первом дросселе; 2) создание постоянной разности давлений в первом дросселе путем изменения площади проходного сечения второго дросселя. Оба эти варианта регулирования скорости применяются на практике.

Схема регулирования скорости поршня путем изменения давления перед вторым дросселем, установленным на сливной линии, приведена на рис. 54. Жидкость насосом через перепускной клапан, создающий постоянное давление в напорной линии, поступает в рабочую полость цилиндра. Из другой полости жидкость вытесняется через регулятор скорости и по сливной линии

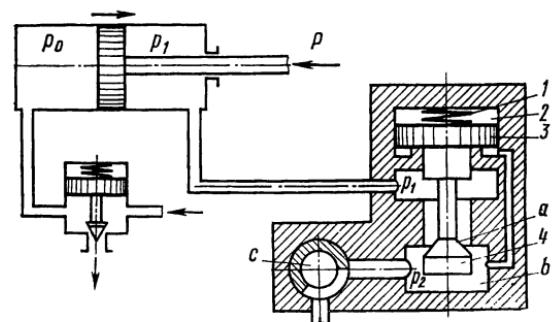


Рис. 54

на поршень 3 с одной стороны действует давление жидкости p_2 , а с другой — сила $P_{\text{пр}}$ упругости пружины 1.

На величину давления p_2 оказывает влияние сила упругости пружины, изменяющаяся при перемещении клапана. Однако при малой жесткости пружины и небольших перемещениях клапана изменение упругости пружины невелико и им можно пренебречь.

Опыты показывают, что такого типа дозирующее устройство с регулятором давления дает возможность при широком изменении давления сохранять постоянным объемный расход жидкости и, следовательно, скорость движения поршня.

проходит в дроссель a , имеющий переменное проходное сечение, и дроссель c , настроенный на заданную скорость поршня. Камера b , в которой должно быть установлено давление p_2 , соединяется каналом малого диаметра с цилиндром 2 регулятора давления, в котором перемещается поршень 3, связанный с клапаном 4. На пор-

Глава V

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ТРУБОПРОВОДЫ

АККУМУЛЯТОРЫ И НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫЕ СТАНЦИИ

Для сокращения времени холостых ходов гидравлических механизмов необходимо обеспечить соответствующий расход жидкости, поступающей в полость рабочего цилиндра. Если исполнительный механизм работает эпизодически, то насос высокой производительности значительную часть времени будет работать с малой нагрузкой или на холостом ходу, сбрасывая жидкость обратно в резервуар. Кроме того, в ряде механизмов значительная нагрузка имеет место только на некоторой части хода, вследствие чего использование насоса высокого давления в течение всего цикла работы механизма оказывается неполным и неэкономичным (например, при работе прессов, в которых подвод инструмента в исходную рабочую позицию и обратный ход происходят без рабочей нагрузки, при работе гидравлических манипуляторов и кантователей и в других случаях). В зажимных механизмах давление в цилиндре необходимо поддерживать на уровне, определяемом усилием зажима. Поэтому насос, непосредственно питающий цилиндр механизма зажима, должен работать все время, сбрасывая жидкость через предохранительный клапан в резервуар.

Назначение аккумулятора — накопление потенциальной энергии за счет работы насосов в промежутки времени, когда в исполнительный механизм жидкость не посыпается, а также когда расходование ее во время работы механизма ограничено. В качестве носителей потенциальной энергии в аккумуляторах используются груз, пружины и газ, в связи с чем гидравлические аккумуляторы бывают грузовые, пружинные и пневматические. Для большого расхода жидкости используются беспоршневые аккумуляторы в виде батареи баллонов, из которых часть заполняется жидкостью, а остальные — газом. Газовые и жидкостные резервуары соединяются между собой параллельно (см. рис. 57).

Работа пневматического аккумулятора связана со значительными потерями энергии вследствие того, что в начале работы гидравлического механизма, когда совершается холостой ход, имеется избыток давления, теряющийся в гидравлических сопротивлениях и дросселях в процессе расходования жидкости.

Примерная характеристика пневмогидравлического аккумулятора показана на рис. 55. Здесь кривая 1 характеризует закон изменения давления воздуха (политропа) в процессе вытеснения жидкости, 2 — кривая сил технологического сопротивления. Площади, ограниченные соответствующими кривыми и ординатами начала и конца действия механизма, пропорциональны ра-

боте. Таким образом, заштрихованная площадь пропорциональна потерянной работе.

Потери энергии в пневмогидравлическом аккумуляторе больше, чем в грузовом, однако они снижаются при увеличении отношения объемов воздушной и гидравлической камер. Если V_0 — объем жидкости в заряженном аккумуляторе, который подлежит расходованию, p — давление в заряженном аккумуляторе и kV_0 — объем воздуха в разряженном аккумуляторе, то, считая

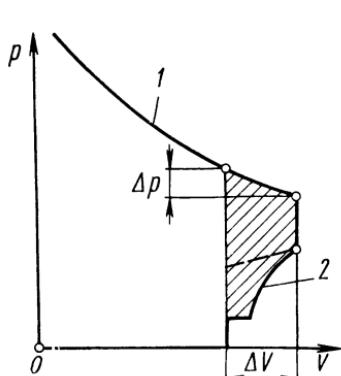


Рис. 55

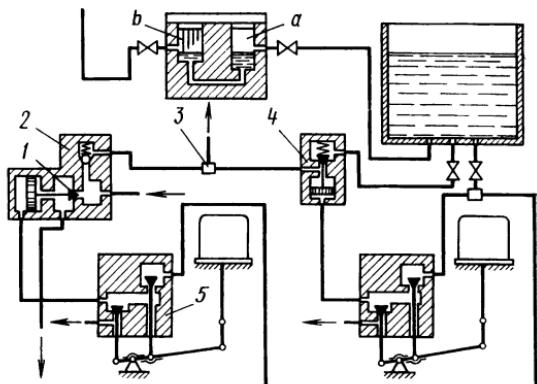


Рис. 56

для простоты процесс расширения воздуха изотермическим, изменение состояния воздуха при расходовании жидкости аккумулятором можно описать уравнением

$$V_0(k-1)p = (p - \Delta p)V_0k.$$

Отсюда

$$\frac{p}{p - \Delta p} = \pi = \frac{k}{k-1} \quad \text{или} \quad \frac{\Delta p}{p} = k.$$

Таким образом, отношение k объема воздуха к объему жидкости в аккумуляторе определяется наибольшим давлением при заряженном аккумуляторе и конечным давлением $p_2 = p - \Delta p$.

В процессе эксплуатации аккумуляторов весьма важно поддерживать уровень жидкости в заданных пределах. Если сжатый газ из аккумулятора попадает в рабочий цилиндр, то это может привести к его разрушению и несчастным случаям. В связи с этим возникает необходимость включать в систему управления гидравлическим механизмом блокировочные устройства, отключающие аккумулятор при достижении минимально допустимого уровня жидкости. Кроме этого, возникает необходимость также предусматривать аппаратуру, отключающую газовые баллоны при аварийном состоянии системы, например при разрушении трубопроводов. Эта задача, в частности, решается включением

в систему управления гидравлическим механизмом регулятора уровня, действие которого основано на принципе сообщающихся сосудов, заполненных жидкостями различной плотности.

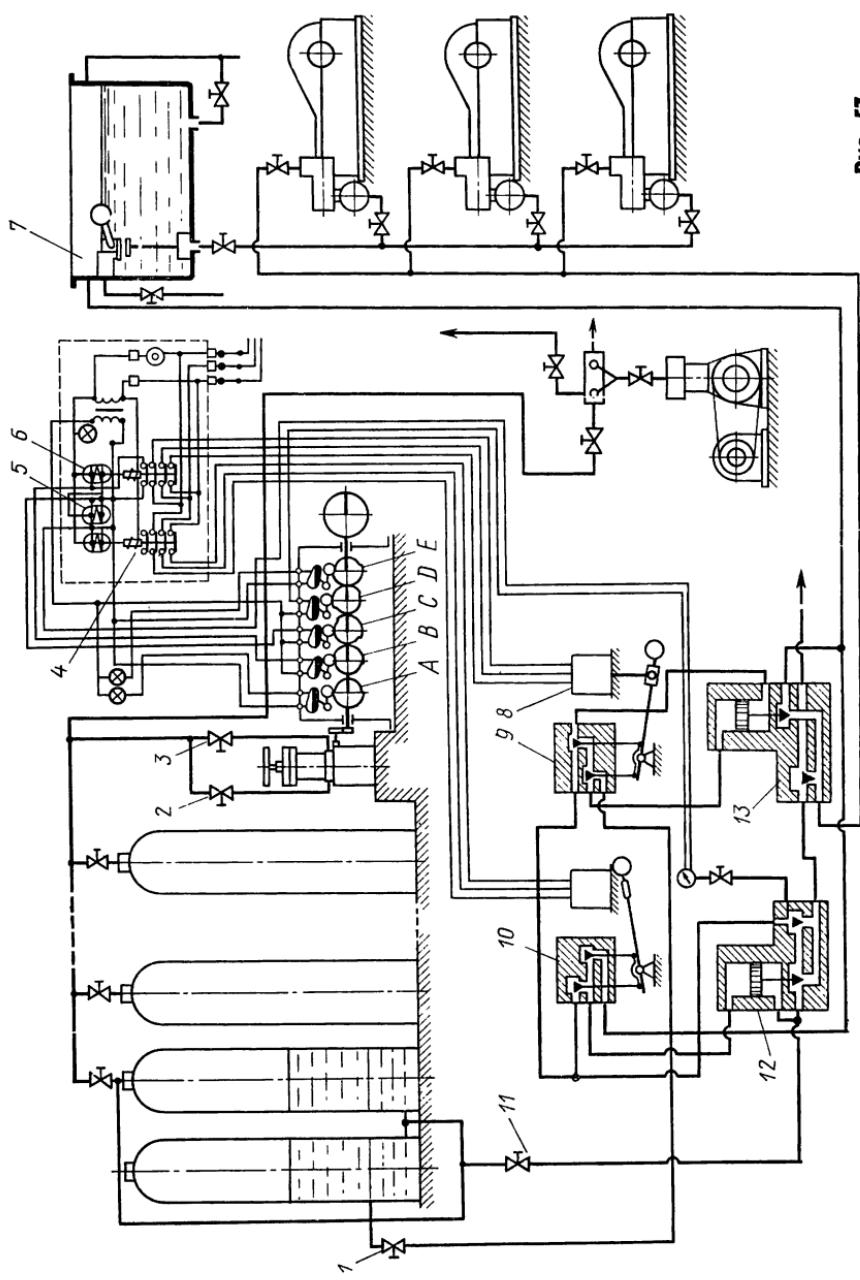
На рис. 56 представлена коммуникационная схема системы управления работой аккумулятора с ртутным регулятором уровня. В воздушной камере *b* установлены контакты с платиновыми наконечниками, управляющие работой распределительных устройств. Камера *a* соединяется с гидравлической емкостью. Подъем уровня ртути в воздушной камере в 26,2 раза меньше разности *H* максимального и минимального уровней в сосуде, заполненном водой. Жидкость от насоса через распределительное устройство 2 может подаваться к тройнику 3 или на слив, в зависимости от того, закрыт или открыт циркуляционный клапан 1 при помощи распределительного устройства 5. При закрытом клапане 1 жидкость от насоса подводится к тройнику 3 и далее либо в цилиндр исполнительного механизма, если он работает, либо в аккумулятор.

Если аккумулятор заряжен, т. е. жидкость достигает высшего уровня, то клапан 1 открывается и насос работает на сливе, т. е. вхолостую. Когда уровень жидкости в аккумуляторе ниже установленного, командное давление в отсечном клапане 4 снижается и аккумулятор отключается от сети. Рабочий цилиндр может питаться в этом случае только от насоса. Если расхода жидкости нет, то она может через клапан 4 поступать в аккумулятор, пока не будет восстановлен минимальный уровень.

На рис. 57 представлена схема гидропневматической аккумуляторной станции, включающей пять баллонов для воздуха и два для жидкости. Автоматическое управление аккумулятором осуществляется с помощью командоаппарата, который приводится в действие пневматическим устройством с сильфонами. Внутренняя полость сильфонов 16 (рис. 58) находится под давлением воздуха, соответствующим наиболее низкому уровню жидкости в баллонах. Давление воздуха доводится до требуемой величины в процессе подготовки аккумулятора к работе. Производится это следующим образом.

При закрытом циркуляционном клапане 13 (рис. 57), открытых кранах 11 и 1 и отсутствии давления в баллонах для воздуха жидкость насосом нагнетается в баллоны для жидкости. При повышении уровня жидкости сверх минимального она сливается в резервуар 7 через кран 1. После этого нагнетание жидкости прекращается, кран 1 перекрывается и в баллоны для воздуха компрессором нагнетается воздух до давления 46,5 кгс/см². Затем компрессор отключается от аккумулятора, контакты манометра устанавливаются на это давление (разомкнуты) и настраивается электропневматическое управляющее устройство. Вращением маховика клапан 15 (рис. 58) поднимается, сообщая внутренние полости сильфонов с полостью цилиндра, и открывается кран 2, при помощи которого баллоны для воздуха сооб-

Рис. 57



щаются с внешним объемом сильфонов, т. е. с полостью цилиндра.

Наполнение цилиндра воздухом вследствие его дросселирования при проходе через отверстие *a* малого диаметра происходит постепенно. После заполнения воздушных баллонов откры-

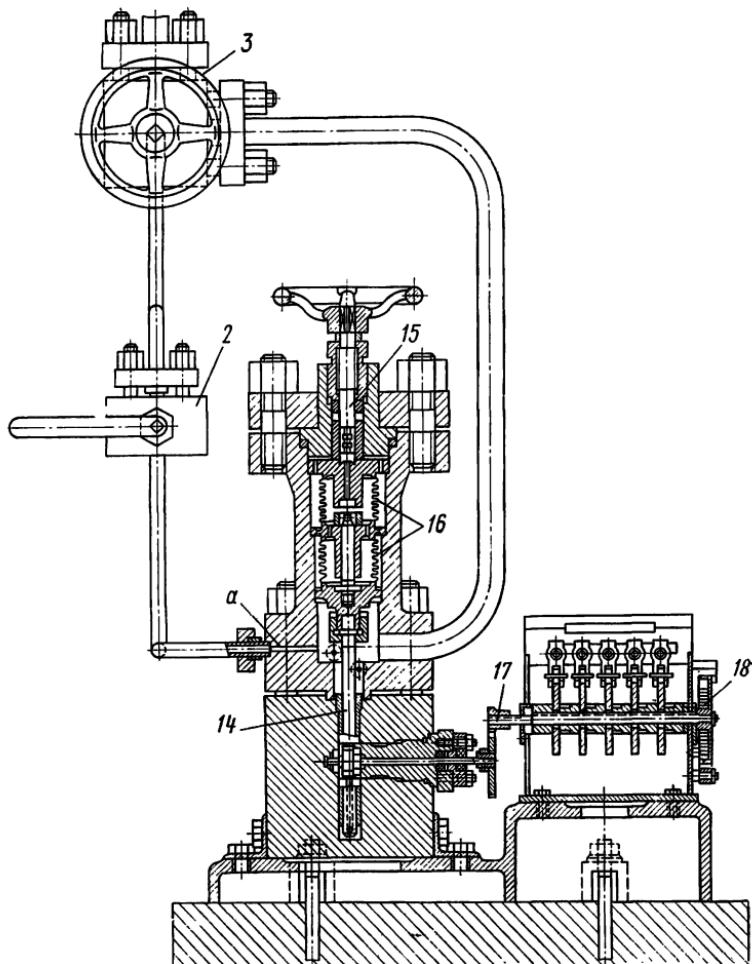


Рис. 58

вается кран 3, включающий трубу большого проходного сечения, а кран 2 перекрывается. Наконец, клапан 15 прижимается к верхней крышке сильфонной коробки, упирающейся в бортик цилиндра, и разобщает внешнюю и внутреннюю полости сильфона. Таким образом, во внутренней полости сильфона начальное давление равно 46,5 кгс/см². После этого жидкость нагнетается

в гидравлические цилиндры аккумулятора, в результате чего давление воздуха повышается. Сильфон 16 сжимается и через рейку 14 и зубчатые колеса 17 поворачивает вал командааппарата. Возвратное движение вала командааппарата осуществляется при помощи пружины 18.

При помощи шайб *A*, *B*, *C*, *D* и *E* (рис. 57) производится включение и выключение стеклянно-ртутных контактов, при этом шайба *E* включает красную лампу при наиболее низком уровне, соответствующем давлению 46,5 кгс/см², а шайба *A* — зеленую лампу при наиболее высоком уровне жидкости, соответствующем давлению 53 кгс/см². Выпускной клапан распределителя 12 (рис. 57) действует при подаче сигнала при помощи шайбы *D*, включающей катушку реле и, следовательно, контактор трехфазного тока, через который питается катушка электромагнита управляющего клапанного распределителя 10. При включенном электромагните поток жидкости из полости над обратным клапаном распределителя 12 отсекается от верхней полости выпускного золотника распределителя, в результате чего он занимает верхнее положение и жидкость из баллонов может поступать в магистраль. При выключенном контакторе, следовательно, при обесточенном электромагните действием груза клапаны управляющего распределителя 10 переключаются, жидкость подается в верхнюю полость выпускного золотника распределителя 12 и баллоны аккумулятора отключаются от магистрали.

Вследствие утечки воздуха давление его может снизиться, что контролируется контактным манометром, последовательно включенным в цепь катушки реле, управляющего работой выпускного клапана.

При помощи шайб *B* и *C* производится управление работой циркуляционного клапана 13 посредством электромагнита 8 гидравлического распределителя 9. В цепь управления включены вспомогательные реле 5 и 6 с контакторами 4.

МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

В ряде случаев в исполнительных механизмах требуется получить давление жидкости значительно больше, чем то, которое развивает насос. С этой целью используются так называемые

мультиплаторы давления, в основу работы которых положен принцип действия дифференциального поршня (рис. 59), у которого отношение давлений (p_1 и p_2) обратно пропорционально активным площадям в соответствующих камерах.

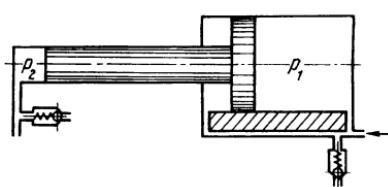


Рис. 59

ТРУБОПРОВОДЫ

Весьма важными элементами гидросистем являются трубопроводы, включающие не только прямолинейные участки, но и всякого рода переходы, закругления, сужения, расширения и пр., оказывающие существенное влияние на режим течения жидкости и на величину гидравлических сопротивлений. Точный учет сопротивлений на основании теоретических расчетов весьма затруднен, в связи с чем при проектировании гидросистем в основном используют данные экспериментальных исследований.

Рассмотрим отдельные элементы гидравлического тракта и установим соответствующие коэффициенты сопротивлений, которые необходимо принимать во внимание при расчетах.

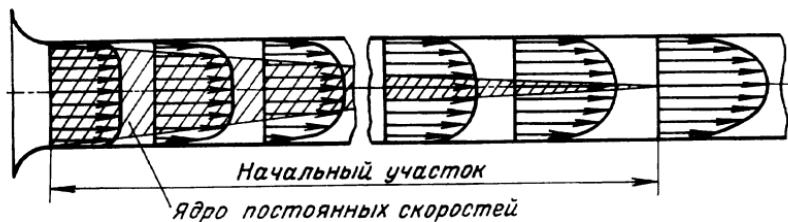


Рис. 60

Прямые участки трубопроводов. Следует различать два случая течения жидкости: в начальном участке, где происходит формирование профиля скоростей, и в трубе с установленнымся профилем скоростей. Характер течения жидкости в пределах начального участка зависит от конфигурации входа в трубу, т. е. от тех возмущений, которые определяются характеристикой входной части. Если вход жидкости в трубу происходит через плавно изменяющееся сечение, то поток в трубу вступает с одной и той же скоростью во всех точках сечения (рис. 60). В сечениях, смежных с входом, скорость падает до нуля только в слоях, граничащих со стенками трубы.

Под действием сил внутреннего трения начальный профиль скоростей изменяется так, что слои жидкости, лежащие ближе к пограничному, приобретают скорость меньшую, а слои, лежащие ближе к центру трубы,— большую, чем скорость при входе. В связи с тем, что количество жидкости, протекающей через различные сечения трубопровода по его длине одно и то же, средние скорости в них одинаковы.

Профиль скоростей за начальным участком трубопровода зависит от режима течения жидкости и имеет параболическую форму для ламинарного течения и приближенно логарифмическую или степенную форму — для турбулентного (вихревого) течения. В большинстве случаев течение жидкости по трубопроводам будет турбулентным.

При течении жидкости по прямолинейным участкам труб постоянного сечения возникает только сопротивление в виде гидродинамического трения. При протекании через фасонные участки появляются главным образом местные сопротивления в результате срыва потока, вихреобразования и перераспределения скоростей.

Определим гидродинамическое сопротивление при ламинарном течении жидкости по трубе. Выделим два соседних поперечных сечения трубы на расстоянии dl друг от друга (рис. 61, a) и возьмем центральную струю радиуса ρ . К торцам струи при условии равновесия должны быть приложены силы $\rho\pi\rho^2$ и $(p - dp)\pi\rho^2$, разность которых уравновешивается силой трения, распределенной по цилиндрической поверхности и равной $2\pi\rho dl\tau$, где τ — сила трения, отнесенная к единице площади цилиндрической поверхности. В результате получаем

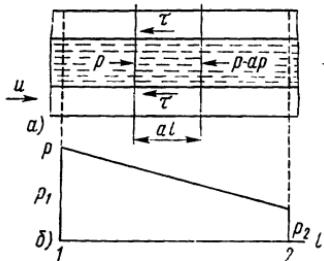


Рис. 61

где τ — сила трения, отнесенная к единице площади цилиндрической поверхности. В результате получаем

$$\pi\rho^2 dp = 2\pi\rho\tau dl.$$

Отсюда

$$\tau = \frac{\rho}{2} \frac{dp}{dl}. \quad (37)$$

Согласно закону Ньютона сила трения, отнесенная к единице поверхности,

$$\tau = \mu \frac{du}{d\rho}.$$

Заменив τ из уравнения (37) и интегрируя, найдем

$$u - u_0 = \frac{dp}{dl} \frac{\rho^2}{4\mu}. \quad (38)$$

Скорость жидкости у стенок трубы равна нулю, поэтому, приняв $\rho = r$, имеем

$$u_0 = -\frac{dp}{dl} \frac{r^2}{4\mu}. \quad (39)$$

Количество жидкости, проходящей через данное сечение,

$$Q = \pi r^2 u_{cp} = \int_0^r 2\pi r \rho d\rho = -\frac{\pi r^4}{8\mu} \frac{dp}{dl}.$$

Отсюда

$$\frac{dp}{dl} = -\frac{8\mu u_{cp}}{r^2} = -\frac{8\mu Q}{\pi r^4}.$$

Градиент давления $\frac{dp}{dl}$ может быть представлен (рис. 61, б) как отношение

$$\frac{dp}{dl} = \frac{p_2 - p_1}{l_2 - l_1} = -\frac{p_1 - p_2}{l_2 - l_1} = -\frac{\Delta H}{\Delta l}; \quad (p_1 > p_2).$$

Вследствие этого падение давления водяного столба на длине Δl составляет

$$\Delta H = \frac{8\mu Q}{\pi r^4} \Delta l = \frac{8\mu u_{cp}}{r^2} \Delta l.$$

Это выражение можно представить иначе, введя $d = 2r$ и $Re = \frac{u_{cp}d}{\nu} = \frac{\rho u_{cp}d}{\mu}$ (ρ — плотность жидкости):

$$\Delta H = \frac{32\rho\nu u_{cp}^2}{d^2 u_{cp}} \Delta l = \lambda \frac{\Delta l}{d} \frac{\rho u_{cp}^2}{2}. \quad (40)$$

Потеря напора в трубопроводе при ламинарном движении жидкости прямо пропорциональна кинетической энергии единицы объема жидкости, коэффициенту сопротивления $\lambda = \frac{64}{Re}$ и отношению длины к диаметру трубопровода.

В формуле (40) λ является функцией скорости и уменьшается с увеличением средней скорости в сечении.

При турбулентном движении жидкости по трубопроводу сопротивление является функцией шероховатости труб, характеризуемой высотой Δ неровностей и диаметром D трубопровода. О характере изменения коэффициента сопротивления λ можно судить по экспериментальным кривым (рис. 62), полученным Никурадзе, на которых можно отметить три различных режима.

I режим — ламинарный для малых значений числа Рейнольдса, приблизительно до 2000 ($\lg Re = 3,3$). В этом режиме для всех значений шероховатости можно принять

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

Для II режима можно выделить 3 участка:

1) в пределах которого λ возрастает быстро и одинаково для различных относительных шероховатостей;

2) в пределах которого λ изменяется согласно закону

$$\lambda = \frac{0,3614}{Re^{0,25}}.$$

Длина этого участка тем меньше, чем больше относительная шероховатость;

3) в пределах которого кривые расходятся, приближаясь к постоянному для данной шероховатости значению логарифма λ , не зависящему от числа Re .

III режим, называемый квадратичным, характеризуется постоянством коэффициента сопротивления независимо от числа Re .

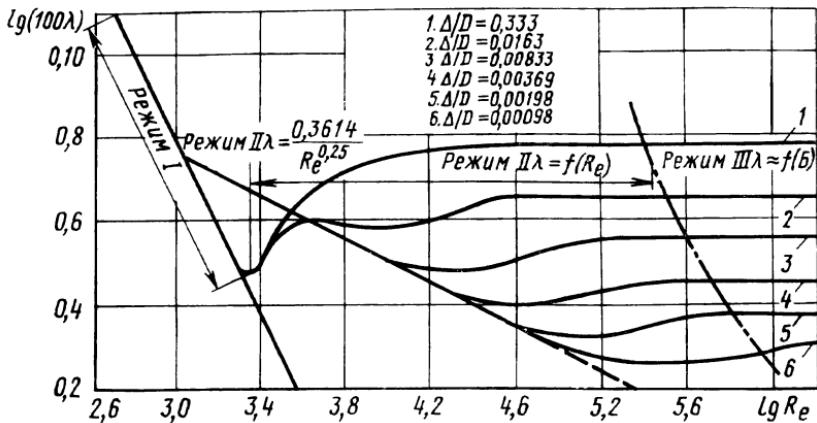


Рис. 62

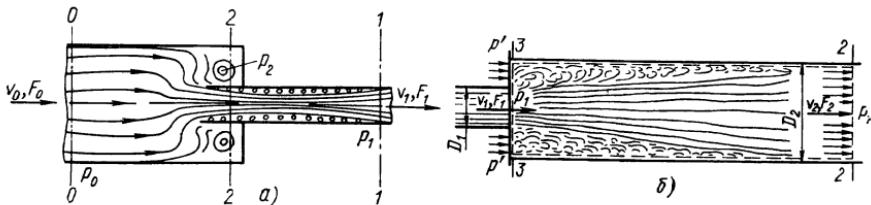


Рис. 63

Воспользоваться этим графиком можно, если известна шероховатость трубы различного вида [15].

Всякое сужение трубы вызывает местное сопротивление, которое можно охарактеризовать коэффициентом сопротивления. Вход в трубу или канал можно рассматривать как частный случай сужения потока. Геометрическая форма сужения оказывает значительное влияние на величину коэффициента сопротивления. При внезапном сужении входа линии тока искривляются, вследствие чего поток не контактирует со стенкой. Сечение потока продолжает уменьшаться в пределах некоторого расстояния от места внезапного сужения трубы. В результате вихреобразования (рис. 63, а) при внезапном сужении возникает сравнительно большое сопротивление.

Предположим, что вход суженной части трубопровода выдвинут относительно стенки, закрывающей торец трубопровода большого диаметра настолько, что влиянием стенки можно пренебречь. Толщина входа равна нулю, т. е. вход имеет острую кромку. Тогда для сечений 0—0 и 1—1, в которых поток имеет установившийся характер, можно написать уравнение Бернулли, из которого получаем [15]

$$\Delta H = \frac{\rho v_0^2}{2} \left(\frac{F_0}{F_1} - 1 \right) \frac{F_0}{F_1} = \frac{\rho v_1^2}{2} \left(1 - \frac{F_1}{F_0} \right).$$

Отсюда коэффициент сопротивления входа с острой кромкой, определенный как отношение потерянного давления к скоростному напору в сечении после входа, будет

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{\rho v_1^2}{2}} = 1 - \frac{F_1}{F_2}. \quad (41)$$

Значения коэффициента ζ , определяемые по этой формуле, хорошо совпадают с экспериментальными данными.

Утолщение кромки, косой срез ее или закругление уменьшают сопротивление входу, или, иначе, «смягчают» вход. Оценку смягчения входа можно дать при помощи коэффициента смягчения η , представив формулу (41) в виде

$$\zeta_1 = \eta \left(1 - \frac{F_1}{F_0} \right).$$

Опытным путем найдено, что ζ_1 при прямом входе зависит от отношения $\frac{b}{D_1}$ и $\frac{\delta}{D_1}$. При этом для $\frac{b}{D_1} = 0$, т. е. когда вход в трубу заподлицо со стенкой и $F_0 = \infty$, $\zeta_1 = 0,5$; для острой кромки $\frac{b}{D_1} > 0,4$, $\zeta_1 = 1$. Все остальные случаи для плоского торца трубы, выдвинутой относительно стенки, имеют промежуточные значения ζ_1 .

На величину коэффициента сопротивления входа существенное влияние оказывает экран (стенка) перед входом, если расстояние до него меньше D_1 . В этом случае

$$\zeta_{1\text{экр}} = \zeta_1 + \Delta\zeta_1,$$

где ζ_1 — коэффициент сопротивления входа соответствующей формы;

$\Delta\zeta_1 = \sigma \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2$ — увеличение сопротивления вследствие наличия экрана (значение коэффициента σ определяется по специальным графикам).

Значительные сопротивления возникают также при внезапном расширении трубопровода в результате образования вихревых

зон (рис. 63, б). В процессе перемешивания жидкости происходят потери энергии струи.

При равномерном распределении скоростей потери энергии жидкости могут быть оценены коэффициентом сопротивления при гидравлическом ударе:

$$\zeta_{уд} = \frac{\Delta H}{\rho v^2} = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2, \quad (42)$$

где v_1 и v_2 — средние скорости жидкости соответственно до и после расширения.

При выходе в сосуд $F_2 = \infty$ и $\zeta_{уд} = 1$, т. е. весь скоростной напор теряется при расширении.

При неоднородном поле скоростей в формулу (42) должны быть введены поправки.

Сопротивление при расширении можно уменьшить, устранив условия образования завихрений. Достигнуть этого можно соответствующим профилированием переходной части трубопровода.

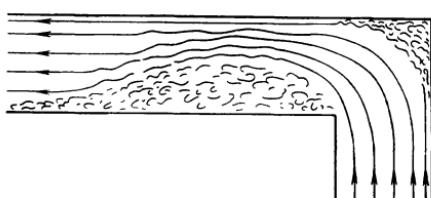


Рис. 64

Криволинейные участки трубопроводов. При изгибе трубопровода (колено, отвод, обвод) вследствие искривлений линий тока появляются центробежные силы инерции движущейся жидкости, способствующие образованию вихревых зон (рис. 64), и, следовательно, потерям энергии жидкости.

Коэффициент сопротивления зависит от угла поворота потока (угол между осями прямолинейных участков трубопровода) и от отношения радиуса искривления оси трубопровода к его диаметру и может быть определен по формуле

$$\zeta_{кол} = \zeta' \frac{\theta^\circ}{90},$$

где ζ' — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{D}{2r_k}$;

D — диаметр трубопровода;

r_k — радиус кривизны трубы;

$\frac{D}{2r_k}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ'	0,13	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

КОЛЕБАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Колебания, возникающие от наличия периодической составляющей давления газа или жидкости, особенно сильно проявляются в местах резкого изменения направления трубопровода, где пульсация давления вызывает значительные реакции. Под действием пульсирующего давления могут возникнуть продольные, крутильные, горизонтальные и вертикальные колебания трубопровода, причем со значительными амплитудами, если частота возмущающего воздействия совпадает с одной из частот собственных колебаний трубопровода или имеет место акустический резонанс.



Рис. 65

При наличии нескольких гармоник, отличающихся частотой, результирующие вынужденные колебания могут иметь сложную зависимость от времени, причем при совпадении знаков перемещений отдельных гармонических составляющих могут появиться всплески или колебания типа биений.

На рис. 65 показана одна из осциллограмм колебаний корпуса насоса и трубопровода, свидетельствующая о возможности появления сложного колебательного процесса со значительными периодическими динамическими усилениями.

Во время работы гидравлических установок могут быть возбуждены и собственные затухающие колебания, например при резком изменении расхода жидкости на сливной линии при торможении поршня и связанных с ним масс.

Колебания трубопроводов нежелательны, потому что они нарушают уплотнения соединений, разрушают отдельные детали трубопровода и элементов опор и, наконец, вредно влияют на работу элементов гидравлических установок. В связи с этим возникает проблема устранения причин, вызывающих механические колебания в процессе работы гидросистемы или локализации их вблизи источника возмущения с целью предотвращения распространения пульсации расхода или давления по трубопроводу.

Пульсация подачи жидкости

Количество жидкости, нагнетаемой одним поршнем (плунжером) за один ход,

$$V = 2Fr,$$

где r — радиус кривошипа кривошипно-ползунного механизма. При нескольких цилиндрах площадью F количество нагнетаемой жидкости за один оборот вала соответственно увеличивается.

Секундная подача Q поршневого насоса неравномерна. Если скорость поршня v , то секундная подача из одного цилиндра

$$Q_1 = vF.$$

Скорость v может быть представлена гармоническим рядом с быстро уменьшающимися амплитудами гармоник. Если ограничиться только двумя первыми членами разложения скорости в ряд, то для угла поворота кривошипа в пределах $0 < \varphi < \pi$

$$v = r\omega \left(\sin \varphi - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right); \quad \lambda = \frac{r}{l};$$

для угла $\pi < \varphi < 2\pi$ скорость подачи $v = 0$.

Среднее значение скорости подачи при одном цилиндре

$$Q_{cp_1} = Fv_{cp_1} = \frac{F}{2\pi} \int_0^{\pi} v d\varphi = 0,318\omega rF.$$

При нескольких цилиндрах средняя скорость теоретической подачи жидкости соответственно увеличивается. На рис. 66 показано изменение скорости подачи при различном числе цилиндров.

При двух цилиндрах, поршни которых приводятся кривошипами с углом заклинивания их на валу 180° (рис. 66, а), скорость подачи может быть представлена суммой

$$Q = Fr\omega \left\{ \left| \sin \varphi \right| - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right\}.$$

Абсолютное значение $\sin \varphi$ может быть разложено в ряд Фурье:

$$\left| \sin \varphi \right| = \frac{2}{\pi} - \frac{4}{\pi} \left(\frac{1}{3} \cos 2\varphi + \frac{1}{3 \cdot 5} \cos 4\varphi + \dots \right).$$

Это разложение позволяет Q выразить формулой

$$Q = Fr\omega \left(\frac{2}{\pi} - \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - \frac{4}{3\pi} \cos 2\varphi - \dots \right),$$

т. е. скорость подачи жидкости двухцилиндровым насосом определяется постоянной (средней) составляющей $Q_{cp} = \frac{2Fr\omega}{\pi}$ и накладываемой на нее периодической составляющей с периодом, в 2 раза меньшим времени одного оборота.

При достаточно большом числе цилиндров изменение скорости поршня можно принять синусоидальным, потому что влияние высших гармоник на формировании общего расхода жидкости не оказывается. В дальнейшем высшие гармонические составляющие скорости принимать во внимание не будем.

В случае трех цилиндров следует отличать фазу φ_1 , когда подачу осуществляет один плунжер, от фазы φ_2 , в пределах которой подача осуществляется двумя плунжерами (рис. 66, б); при этом $\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{2\pi}{2 \cdot 3}$ или 60° . В пре-

делах фаз φ_1 и φ_2 скорость подачи описывается как при подаче одним, так и при подаче двумя поршнями симметричной усеченной косинусоидой с минимальным значением $0,866 Fr\omega$ и максимальным $Fr\omega$.

При любом другом нечетном числе цилиндров k не следует различать фазу φ_1 (рис. 66, в), в пределах которой нагнетается жидкость $\frac{k-1}{2}$ поршнями, от

фазы, когда подачу осуществляют $\frac{k+1}{2}$ поршней. Соответ-

ствующие угловые периоды $\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{2\pi}{2k} = \frac{\pi}{k} = 2\alpha_1$ равны половине угла между направлениями двух соседних кривошипов на ведущем валу.

Для удобства отсчет угла φ поворота вала будем производить от положения, соответствующего симметричному расположению кривошипов в зоне подачи, вводя для каждого из кривошипов соответствующие фазовые углы. Для многоцилиндрового насоса можно написать выражение производительности в случае, если в рабочем состоянии находится $\frac{k+1}{2}$ цилиндров, в форме

$$Q = Fr\omega \left[\sin \left(\varphi + \frac{2 \cdot 2\pi}{k} - \alpha_1 \right) + \right. \\ \left. + \sin \left(\varphi + \frac{2 \cdot 2\pi}{k} - \alpha_1 \right) + \dots + \sin \left(\varphi + \frac{k-1}{2} \frac{2\pi}{k} - \alpha_1 \right) \right].$$

Конкретно для пятицилиндрового насоса имеем при подаче двумя поршнями

$$Q_5 = Fr\omega [\sin(\varphi + 54^\circ) + \sin(\varphi + 126^\circ)] = \\ = 2Fr\omega \sin 54^\circ \cos \varphi = 1,62Fr\omega \cos \varphi.$$

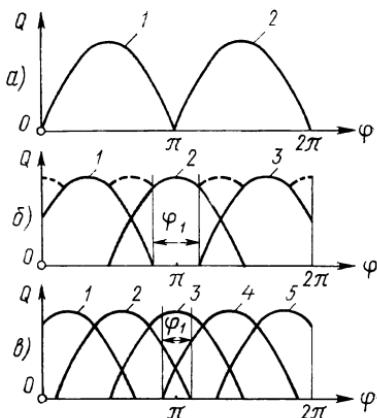


Рис. 66

Обобщая, можно утверждать, что во всех случаях при нечетном числе цилиндров секундная подача насоса может быть определена из выражения

$$Q = CFr\omega \cos \varphi; \quad -\frac{\pi}{2k} < \varphi < \frac{\pi}{2k}. \quad (43)$$

Если $\frac{k+1}{2}$ четное и суммирование производится в пределах угла $\frac{\pi}{2}$, то

$$C = 2 \left[\sin \alpha_1 + \sin \left(\frac{2\pi}{k} + \alpha_1 \right) + \dots \right]; \quad (44)$$

если $\frac{k+1}{2}$ нечетное при тех же пределах суммирования, то

$$C = 1 + 2 \sin \alpha_1 + 2 \sin \left(\frac{2\pi}{k} + \alpha_1 \right) + \dots; \quad (45)$$

здесь $\alpha_1 = \frac{\pi}{2k}$.

Для насоса с четным числом цилиндров можно пользоваться формулой (43) при определении секундной подачи, вычисляя C по формуле (44) при $\frac{k}{2}$ четном и по формуле (45) при $\frac{k}{2}$ нечетном.

Вследствие того, что секундную подачу поршневого насоса при любом числе цилиндров и равномерном распределении кривошипов можно, как это показано выше, представить усеченной косинусоидой

$$Q = B \cos \varphi; \quad -\varphi_1 < \varphi < \varphi_1,$$

то целесообразно теоретическую подачу представить разложенной в ряд Фурье:

$$Q = A_0 + A_1 \cos k\varphi + A_2 \cos 2k\varphi + A_3 \cos 3k\varphi + \dots$$

Так как период разлагаемой кривой $\frac{2\pi}{k}$, то коэффициенты Фурье могут быть определены по формуле

$$A_m = \frac{k}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{k}}^{\frac{\pi}{k}} B \cos \varphi \cos m\varphi d\varphi,$$

где $m = 0, 1, 2, \dots$.

Принимая различные значения m и интегрируя, получим

$$A_m = -\frac{2kB}{\pi(k^2m^2 - 1)} \cos m\pi \sin \frac{\pi}{k}.$$

Отсюда постоянный член разложения

$$A_0 = \frac{1}{2} \frac{2kB}{\pi} \sin \frac{\pi}{k}$$

и амплитуды гармоник

$$A_1 = \frac{2kB}{(k^2 - 1)\pi} \sin \frac{\pi}{k} \text{ и т. д.}$$

В результате подстановки A_0, A_1, \dots и упрощений получаем

$$Q = \frac{kB}{\pi} \sin \frac{\pi}{k} \left[1 + \frac{2 \cos k\varphi}{k^2 - 1} - \frac{2 \cos 2k\varphi}{2^2 k^2 - 1} + \dots \right]. \quad (46)$$

Амплитуды гармонических составляющих расхода быстро уменьшаются с увеличением числа цилиндров. Если принять во внимание, что при изложенном выше расчете не были приняты во внимание утечки в цилиндре и др., то, очевидно, для практических расчетов можно ограничиться малым числом гармоник. Наложенные на среднюю подачу насоса гармонические составляющие имеют частоты, кратные произведению числа оборотов кривошипного вала и числа цилиндров, т. е. $kn, 2kn$ и т. д. При анализе процессов возбужденных колебаний, когда возникает необходимость установить источник возмущения, указанное соотношение необходимо иметь в виду.

Устранение пульсации жидкости в трубопроводе

Для выравнивания подачи жидкости насосом в трубопроводе, при наличии сопротивления на противоположном конце его, применяют различного вида устройства: воздушные (газовые) колпаки без местного сопротивления и с местным сопротивлением, уравнительные камеры при полном отсутствии воздуха (газа), способные существенно снижать колебания давления в насосах высокого давления.

Если в трубопроводе среднее давление

$$p_{cp} = \frac{p_{max} - p_{min}}{2}$$

и желательное колебание давления оценивается заданным коэффициентом неравномерности

$$\delta = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}},$$

то в воздушном колпаке с разделительной перегородкой, установленной между жидкостью и газом, происходит изменение объема, причем можно считать

$$V_{cp} = \frac{V_{max} + V_{min}}{2}.$$

С целью упрощения можно положить процесс изменения состояния газа изотермическим, т. е. считать

$$\frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{V_{\min}}{V_{\max}};$$

следовательно,

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}} = \frac{\Delta Q}{V_{cp}}; \quad (47)$$

здесь ΔQ — периодическая составляющая производительности насоса, определяемая по выражению (46).

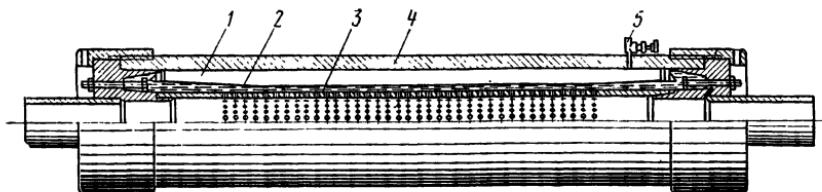


Рис. 67

Выражение для δ получено из условия, что остальные емкости не деформируются при изменении давления; это, конечно, является первым приближением.

Объем сжатого в колпаке газа, обеспечивающий заданные пределы изменения давления, т. е. δ , определяется из выражения (47):

$$V_{cp} = \frac{\Delta Q}{\delta} = \frac{4kB \sin \frac{\pi}{k}}{\delta \pi (k^2 - 1)}.$$

Объем воздушного колпака зависит от того, заполняется ли газовое пространство сжатым газом или начальным давлением является атмосферное.

Конструктивно воздушные колпаки выполняются по-разному. На рис. 67 показано принципиальное устройство трубчатого колпака с резиновой цилиндрической оболочкой 2, разделяющей газ и жидкость.

Заполнение сжатым газом пространства 1 между наружной трубой 4 и оболочкой 2 производится через кран 5. Дополнительное сжатие газа производится жидкостью, проходящей из магистрали через отверстия в стенках внутренней трубы 3.

На рис. 68 приведен схематический чертеж сферического нагнетательного колпака мембранныго типа; роль мембранны вы-

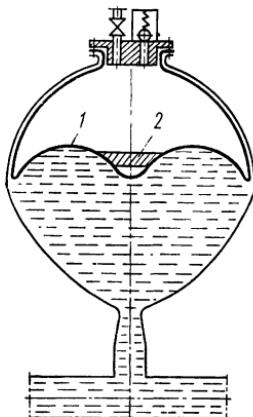


Рис. 68

полняет резиновая камера 1 с привулканизованным к ней клапаном 2. Если давление в магистрали становится меньше минимального давления газа в воздушном колпаке, клапан 2 перекрывает входное отверстие. Разделительные диафрагмы необходимы для того, чтобы исключить возможность растворения газа в рабочей жидкости, который при понижении давления выделяется из жидкости, что недопустимо.

ПРИНЦИП РАБОТЫ УРАВНИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ

Уравнительная камера (рис. 69), включаемая между насосом 1 и магистралью 4, состоит из емкости 2 объемом V_2 , целиком заполненной жидкостью, и отрезка трубопровода 3 меньшего сечения по сравнению с основной магистралью. При изменении давления в камере на Δp количество жидкости, накопленное в ней за счет сжатия жидкости и деформации стенок камеры, определяется из выражения

$$\Delta V_2 \frac{E}{V_2} = \Delta p \text{ или } \Delta V_2 c_2 = \Delta p, \quad (48)$$

где E — приведенный модуль упругости.

Если известна переменная составляющая насоса ΔQ_1 и секундный расход через трубу 3 $\Delta Q_3 = F_3 \Delta v_3$, то из условия неразрывности потока

$$\Delta Q_1 - \Delta Q_3 = \Delta V_2. \quad (49)$$

Расход жидкости через трубу 3 определяется из дифференциального уравнения

$$\Delta p = \rho l_3 \dot{\Delta v}_3 + R_3 \Delta v_3, \quad (50)$$

где R_3 — сопротивление трубы 3.

Первое слагаемое представляет собой ту часть давления Δp , которая определяет ускорение столба жидкости сечением 1 см^2 и длиною l_3 (ρ — плотность жидкости), а второе слагаемое — часть Δp , соответствующая вязкому трению, отнесенному к единице сечения при ламинарном течении, в трубе 3. Совокупность полученных уравнений позволяет описать либо пульсирующий поток в трубе, либо закон изменения давления в камере. Исключив Δp и ΔV_2 из уравнений (48) — (50), имеем

$$\frac{c_2 F_3}{\rho l_3} \Delta Q_1 = \Delta \ddot{Q}_3 + \frac{R_3}{\rho l_3} \Delta \dot{Q}_3 + \frac{c_2 F_3}{\rho l_3} \Delta Q_3.$$

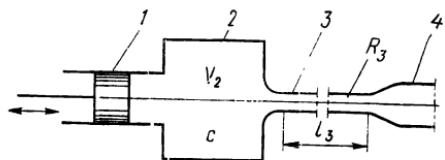


Рис. 69

Исключая из тех же уравнений ΔQ_3 , получим дифференциальное уравнение, описывающее закон изменения давления в уравнительной камере:

$$\ddot{\Delta p} + 2h\dot{\Delta p} + \beta^2\Delta p = H \cos(\omega t + \varepsilon); \quad (51)$$

здесь

$$2h = \frac{R_3}{\rho l_3}, \quad \beta^2 = \frac{c_2 F_3}{\rho l_3}.$$

Если из выражения (46)

$$\Delta Q_1 = \frac{2kB_1}{\pi(k^2 - 1)} \sin \frac{\pi}{k} \cos k\omega t = A_1 \cos \omega t,$$

то

$$H = c_2 A_1 \sqrt{\omega^2 + \left(\frac{R_3}{\rho l_3}\right)^2} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\omega \rho l_3}{R_3}.$$

Решение дифференциального уравнения (51) можно получить, положив

$$\Delta p = D \cos(\omega t + \varepsilon) + E \sin(\omega t + \varepsilon). \quad (52)$$

Подставив в уравнение (51) решение (52) и сравнивая коэффициенты при одинаковых гармониках в правой и левой частях, найдем после преобразований

$$\Delta p = \frac{H}{\sqrt{(\beta^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}} \cos(\omega t + \varepsilon + \delta),$$

причем

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2h\omega}{\beta^2 - \omega^2}.$$

Из теории колебаний известно, что для уменьшения амплитуды, в данном случае уменьшения амплитуды давления, необходимо чтобы механизм работал в зарезонансной области, т. е. необходимо соответствующим образом подобрать параметры уравнительной камеры. Возвращаясь к исходным данным, имеем

$$\Delta p = \frac{A_1 \sqrt{\omega^2 + \left(\frac{R_3}{\rho l_3}\right)^2}}{\frac{F_3}{\rho l_3} \sqrt{\left(\frac{\omega^2 \rho l_3}{c_2 F_3} - 1\right)^2 + \left(\frac{R_3 \omega}{c_2 F_3}\right)^2}}.$$

Отсюда видно, что главным параметром, позволяющим снизить до желаемого уровня пульсацию давления в уравнительной камере, а следовательно, и в трубопроводе, является ее жесткость $c_2 = \frac{E}{V_2}$, уменьшающаяся при снижении приведенного модуля за счет упругости стенок камеры и при увеличении ее объема V_2 .

Глава VI

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ ОБОРУДОВАНИЯ ДОМЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Применение гидравлических систем для приведения в действие различных исполнительных механизмов доменного производства может быть значительно расширено. Кроме указанных выше преимуществ, гидравлические механизмы позволяют исключить канатные системы, надежность и долговечность которых уменьшается с ростом объемов и интенсификации процессов доменных печей, стержневые и зубчатые механизмы, быстро изнашивающиеся при работе в абразивной среде.

В качестве примеров приведем некоторые из механизмов доменного производства, качество работы которых проверено практикой.

ПРИВОД КЛАПАНА ГОРЯЧЕГО ДУТЬЯ

Гидравлический привод нашел применение для манипулирования клапаном воздухонагревателей, совершающим возвратно-поступательное движение. На рис. 70 показан охлаждаемый клапан горячего дутья диаметром 1100 мм с встроенным гидроприводом [8]. Сочленения диска 9 с трубами 5 и с крышкой 3, выполненные в виде шарниров с монтажными уплотнениями из асбестовой прографиченной ткани, обеспечивают герметичность клапана благодаря самоустановке диска относительно колец 8, смонтированных в корпусе 6, и исключают поперечное смятие мягких уплотнений этих труб. Трубы диска связаны с траверсой 1, движение которой сообщается штоками двух гидроцилиндров 7, закрепленных на крышке 3 клапана. Ход диска строго определен упорами в цилиндрах (для верхнего положения) и упорами 2 на крышке клапана (для нижнего положения). Крайние положения диска фиксируются при помощи конечного выключателя 4. Во фланцевых соединениях клапана с трубопроводом предусмотрено двухрядное асбестовое уплотнение с подводом к нему холодного нейтрального газа или воздуха под давлением, превышающим давление рабочей среды.

Применение гидравлического привода позволяет легко осуществить его включение на открытие или закрытие от системы автоматической перекидки клапанов.

МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КОНУСОВ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Для управления движением конусов доменных печей вместо канатного привода начинают использовать гидравлические системы, надежные в работе и простые в эксплуатации. Гидравли-

ческие механизмы позволяют исключить удары при посадке конуса на чашу, которые имеют место при канатном приводе, приблизить двигатели непосредственно к конусам, устранив дополнительные боковые нагрузки на металлоконструкции копра и печи от натяжения канатов.

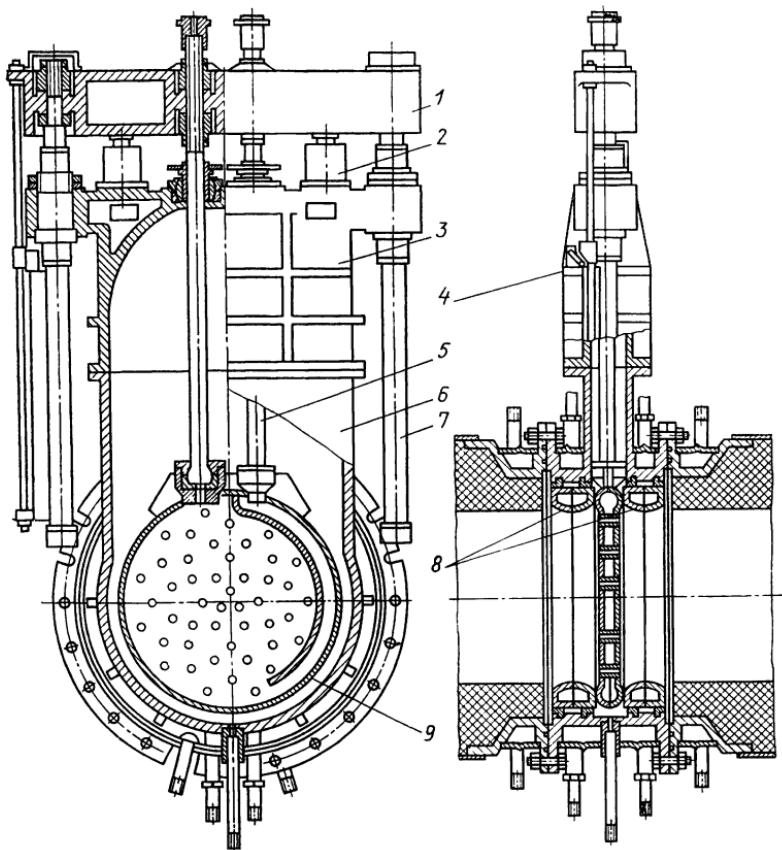


Рис. 70

В гидросистеме засыпного аппарата доменной печи завода «Запорожсталь» предусмотрено опускание малых конусов под действием силы тяжести при дросселировании жидкости на сливе и принудительное закрытие при нагнетании жидкости в цилиндр гидропривода. Большой конус открывается гидроприводом, а закрывается под действием избыточного момента противовеса на балансире. Привод позволяет реализовать технически необходимое время открывания и закрывания конусов и «ползучую» скорость при подходе конусов к воронкам, равную 20 мм/с. На малых конусах предусмотрена регулируемая сила

поджатия к воронке при помощи предохранительных клапанов, настроенных на определенное давление, а на большом — изменением веса контргруза.

На рис. 71 приведена конструктивная схема, дающая представление о расположении в будке 10 гидравлических механизмов для передвижения конусов доменной печи, состоящих из блока 9 цилиндров, демпферной коробки 21, двух распределите-

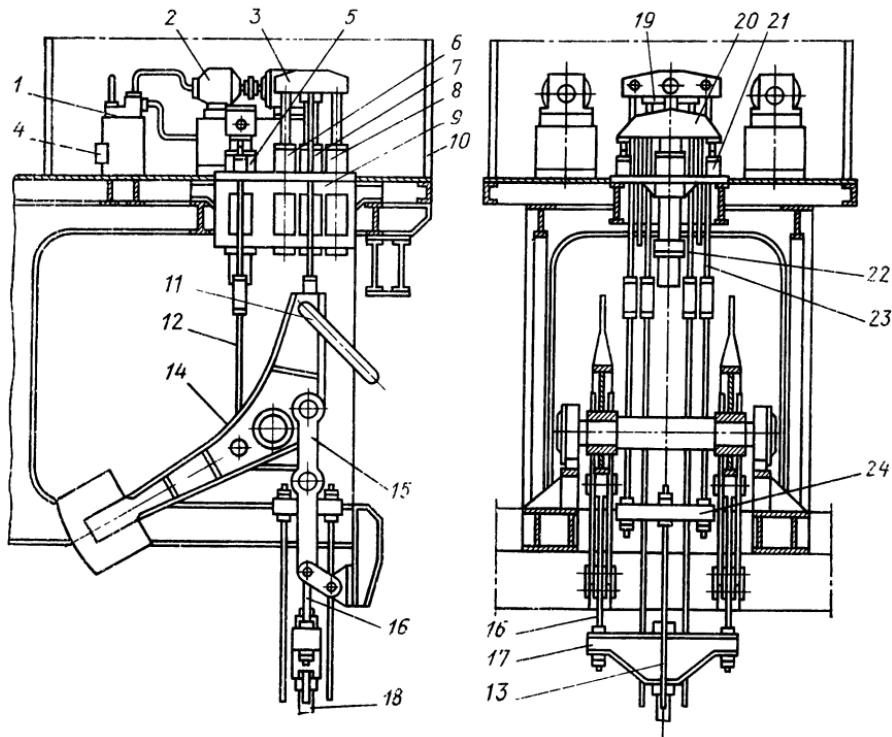


Рис. 71

тельных коробок 1, насосных станций 2, двух блоков управления 4 и обменной установки.

В блоке цилиндров установлены два цилиндра 6 и 8 для перемещения верхнего конуса, цилиндр 7 для перемещения среднего конуса и цилиндр 5 для опускания большого конуса. Плунжеры цилиндров 6 и 8 посредством траверсы 3, тяги 23 и 13 и штанги 24 соединены с верхним конусом. Плунжер цилиндра 7 связан через траверсу 19, тяги 22 и штангу со средним конусом. Плунжер цилиндра 5 посредством траверсы 20 и тяг 12 приводит в движение рычаг балансира 14, второй конец которого через шатун 15 приводит, тяги 16 и 18 и поперечину 17 соединяется с большим конусом. В канатной системе опуска-

ния конуса рычаг 14 приводится в движение тросом 11 от лебедки.

Демпфер 21 предназначен для снижения скорости закрывания большого конуса при подходе к воронке и для плавного увеличения скорости в начальный момент опускания. Предусмотрена установка двух распределительных коробок, из которых одна рабочая, а другая — резервная.

Насосная станция включает радиально-поршневой насос НП4М-715М с четырьмя электромагнитами для переключения его производительности, электродвигатель переменного тока, масляный бак со змеевиком, через который подается пар или вода в зависимости от температурного режима станции, и вентиль трубопровода обменной установки. Из двух насосных станций одна является резервной.

Система управления работой конусов состоит из поршневого насоса Н-400, приводимого электродвигателем переменного тока, и распределителя типа Р75 с электромагнитным управлением. Из двух блоков один является резервным.

На рис. 72 приведена схема гидравлической системы управления механизмами передвижения конусов [7] доменной печи.

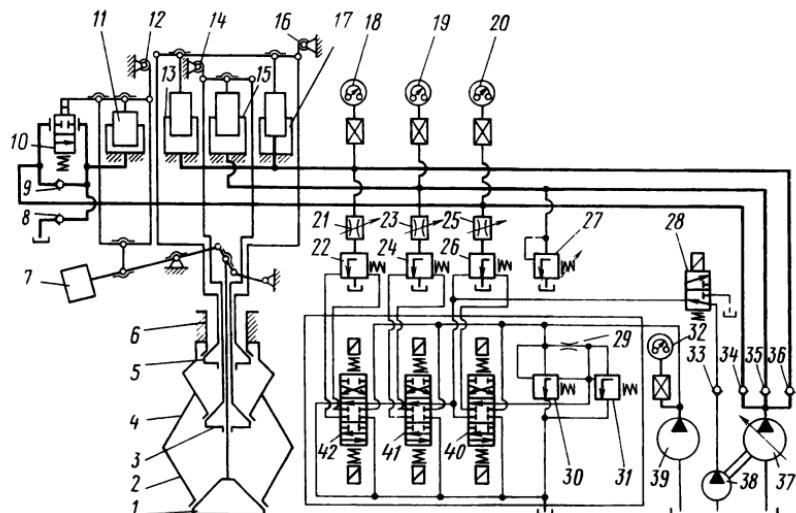


Рис. 72

В исходном положении, когда все конусы закрыты, плунжеры цилиндров 13, 15 и 17 находятся в верхнем положении под действием давления жидкости, которое контролируется контактными манометрами 18 и 19, а плунжер цилиндра 11 — в нижнем положении. Большой конус 1 прижимается к воронке 2 действием силы тяжести контргруза 7. Переливной клапан 27 отрегулирован на давление, обеспечивающее плотное прилегание

конуса 3 к воронке 4. При падении давления в цилиндрах 13 и 17 или 15 (вследствие утечек) реле 18 или 19 подают команды на включение электромагнита 1-й ступени производительности насоса 37, который подпитывает цилиндры жидкостью через обратные клапаны 35 и 36. Процесс подпитки с целью поддержания давления жидкости можно также осуществить включением в систему аккумуляторов.

Управление клапанами 22, 24, а также перекрытие клапана 26, осуществляется потоком жидкости от насоса 39. Если золотники распределителей 40, 41 и 42 находятся в среднем положении, то жидкость на слив может проходить через дроссель 29. В левой полости клапана 30 давление оказывается больше, чем в правой, и клапан открывается, сообщая нагнетательную линию со сливной.

При смещении золотника распределителя 42 вниз расход жидкости через дроссель 29 прекращается, давление в полостях клапана 30 выравнивается и он под действием пружины закрывается. Теперь левая полость клапана 22 находится под давлением, он открывается и сообщает цилиндры 13 и 17 через дроссель 21 со сливной линией. Верхний конус 5 под действием силы тяжести опускается, а насос 39 через предохранительный клапан 31 работает на слив. При подходе конуса к нижнему положению командоаппарат подает сигнал на перемещение золотника распределителя 42 в верхнее положение. Левая полость клапана 22 при этом соединяется со сливом, клапан закрывается, отсекая полости цилиндров 13 и 17 от сливной линии.

При повышении давления в линии нагнетания насоса 39 срабатывает реле давления 32, отключая катушку электромагнита распределителя 42, золотник которого занимает среднее положение, приводя систему управления в исходное состояние.

После истечения времени, необходимого для высыпания шихты из воронки 6, из системы управления загрузки доменной печи поступает сигнал на включение 1-й ступени производительности насоса 37, который нагнетает жидкость через обратный клапан 36 в цилиндры 13 и 17. Конус начинает медленно подниматься. Вслед за этим командоаппарат 16 включает электромагнит 2-й ступени и насос 37 развивает полную производительность, осуществляя быстрый подъем конуса. При подходе конуса к верхнему положению командоаппарат выключает электромагнит 2-й ступени, производительность насоса уменьшается, обеспечивая «ползучую» скорость движения конуса при подходе его к воронке 6. При достижении давления, необходимого для надежного прижатия конуса ко дну воронки, реле давления 18 выключает электромагнит 1-й ступени, переводя насос 37 в режим холостого хода. Вся система привода верхнего конуса приходит в исходное положение.

Аналогично осуществляется перемещение среднего конуса. В этом случае работает золотник 41, клапан 24, дроссель 23,

командаоаппарат 14, цилиндр 15 и предохранительный клапан 27, назначение которого — защищать засыпной аппарат и его гидравлическую систему от «хлопков» и повышения давления в воронке 4.

Для опускания большого конуса подается команда на перемещение золотника 40 вверх. Плунжер цилиндра 11, питаемого от насоса 37 через обратные клапаны 34 и 9, при помощи системы штанг поднимает контргруз 7 балансира и конус медленно опускается. Затем командаоаппарат 12 включает электромагнит 4-й ступени и насос 37, развивая полную производительность, осуществляет опускание большого конуса с повышенной скоростью. При подходе конуса к своему нижнему положению командаоаппарат переводит насос на 3-ю ступень, в результате чего скорость опускания уменьшается.

При крайнем нижнем положении большого конуса командаоаппарат 12 выключает электромагнит 3-й ступени, переводя насос в режим холостой работы. Если по какой-либо причине отключение насоса не произойдет, штанги цилиндра 11 своими упорами коснутся станины блока цилиндра и балансир, а с ним и большой конус остановятся.

После некоторой паузы система управления загрузкой доменной печи подает сигнал на подъем большого конуса, в результате золотник 40 перемещается вниз, а распределитель 28 — вверх, соединяя левую полость клапана 26 через обратный клапан 33 с насосами 38 и 39, а правую полость — со сливом. Клапан 26 соединяет цилиндр 11 через дроссель 25 со сливной магистралью, и под действием контргруза жидкость вытесняется из цилиндра в бак. Скорость подъема конуса регулируется дроселем 25.

При подходе плунжера к нижнему положению связанная с ним траверса упирается в золотник 10 демпферной коробки, который при опускании уменьшает проходное отверстие для вытесняемой из цилиндра жидкости, осуществляя плавное торможение плунжера и связанного с ним конуса. Скорость снижается до «ползучей», обеспечивая безударное закрывание конуса. Контргруз 7 надежно прижимает конус к чаше.

Для предохранения от «хлопков» над большим конусом используется всасывающий клапан 8. При повышении давления в газовом шлюзе 2 сверх допустимого большой конус опускается в печь, поднимая контргруз и плунжер, в результате чего через клапан 8 из сливной магистрали засасывается жидкость.

После падения давления в газовом шлюзе 2 конус закрывается без удара так же, как и при нормальном программном подъеме конуса.

В системе использованы электрические дистанционные манометры, связанные с указывающими и самопишущими приборами, установленными в машинном зале доменной печи, непрерывно показывая и регистрируя работу конусов.

Рассмотренная гидравлическая система может быть использована и при манипулировании двухконусным засыпным аппаратом. Работа засыпного аппарата в этом случае протекает аналогично описанной работе верхнего и большого конусов.

Гидравлические механизмы для передвижения конусов доменной печи значительно улучшают работу засыпного аппарата. Свободное закрывание большого конуса и свободное открывание верхнего и среднего конусов отвечают требованиям эксплуатации, обеспечивая закрытие большого конуса при обесточивании системы управления и предохранение малых конусов при повышении давления во время «хлопков».

Промышленные испытания гидравлических механизмов показали, что имеют место колебания давления жидкости в трубопроводах и усилий в тягах конусов. При работе насоса возникают колебания жидкости с высокой частотой и постоянной амплитудой, а в начальной и конечной фазах движения конусов и в моменты переключения насоса с одной производительности на другую — колебания низкой частоты.

Стоимость загрузки 1 т шихты при использовании гидравлического привода вдвое меньше, чем при канатном приводе.

Глава VII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ МАШИН СТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

В машинах сталеплавильного производства гидравлические системы применяют в качестве приводных устройств в прессах для разделки металлического лома и брикетирования стружки, прессах для пакетирования легковесного лома, в заправочных машинах, механизмах управления стопорами разливочных ковшей, машинах для выталкивания слитков из изложниц, для привода отдельных механизмов электросталеплавильных печей, агрегатах непрерывной разливки стали и многих других машинах.

Возможности использования гидравлических механизмов в сталеплавильном производстве далеко не исчерпаны, особенно в тех случаях, когда необходима ограниченная скорость ведомых звеньев и приходится включать в кинематическую цепь редукторы, а для преобразования вращательного движения в поступательное — реечную или канатную передачи.

Для целого ряда механизмов неизбежные зазоры в подвижных соединениях или нестационарность гибких звеньев (канатов) отрицательно сказываются на протекании технологических

операций (например, при регулировании положения электродов электросталеплавильных печей) и являются причиной возникновения больших динамических нагрузок при переходных или неустановившихся режимах работы. Более широкое внедрение гидропривода в машины сталеплавильного производства может способствовать улучшению динамических качеств машин, их надежности и долговечности.

Рассмотрим отдельные гидравлические системы, используемые в машинах для подготовки шихты и в машинах, обслуживающих основной технологический процесс.

ПАКЕТИРОВОЧНЫЙ ПРЕСС

Уплотнение легковесного металлического лома, предназначенного для использования в качестве шихты мартеновских печей, производится на пакетировочных прессах. Рассмотрим уст-

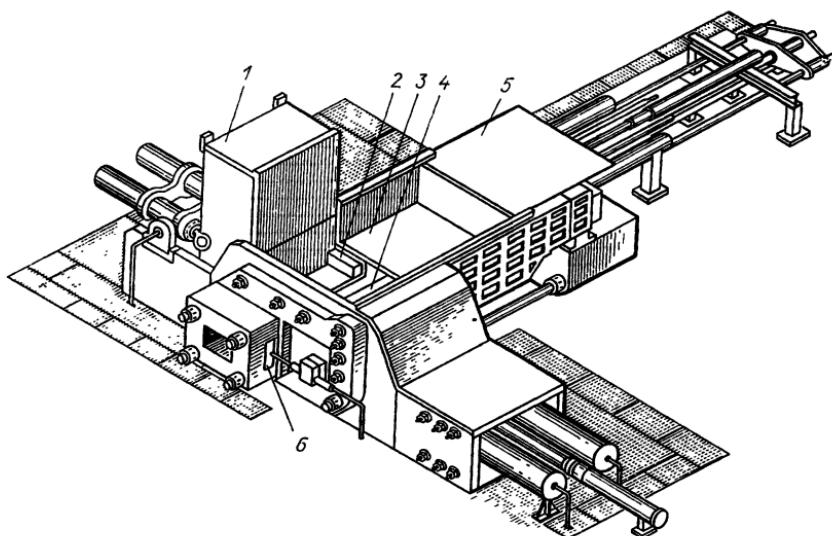


Рис. 73

ройство и систему управления мощного гидравлического пресса ПГ-1500 конструкции Новосибирского завода им. Ефремова. Пресс (рис. 73) развивает усилие 1500 тс и предназначен для пакетирования крупногабаритного лома из мягкой стали до 10 мм толщины в пакеты $700 \times 1000 \times 2000$ мм. Большие размеры загрузочной камеры позволяют наполнять ее кузовами автомобилей, бочками и пр.

При формировании пакета пресс работает следующим образом. Штемпелем 5 сбрасывается загруженный лом в камеру 3

прессования и производится подпрессовка крупногабаритного лома. Затем массивной крышкой 1 лом прессуется сверху и обрезаются его концы, выступающие за пределы камеры прессования. После этого штемпель 5 возвращается в исходную позицию. Основное прессование выполняется штемпелем 4. При окончательном формировании пакета при помощи штемпеля 2 в полостях прямого хода цилиндров механизмов, сообщающих рабочее движение крышке 1 и штемпелю 4, поддерживается постоянное давление. После некоторой выдержки времени, необходимой для завершения пластических деформаций в пакети-

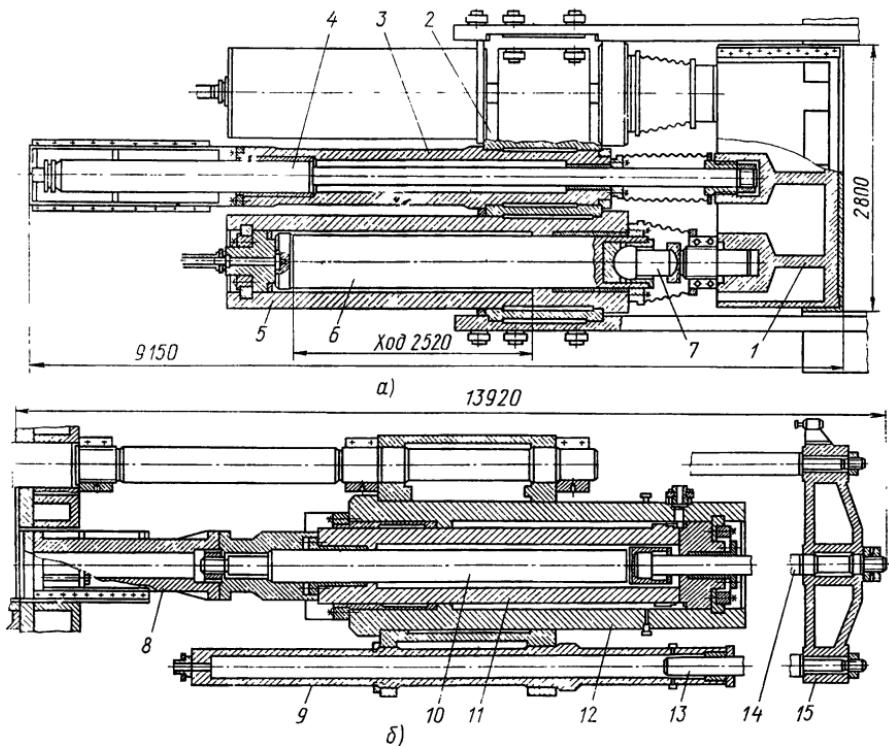


Рис. 74

руемом материале, открывается шибер 6 и штемпелем 2 сформированный пакет выталкивается из камеры прессования. После выдачи пакета штемпели 2, 4 и крышка 1 возвращаются в исходное положение.

Все исполнительные механизмы пресса ПГ-1500 имеют плунжерные или поршневые гидравлические приводы.

Привод механизма 3-й ступени прессования показан на рис. 74, а. Как и для предыдущей ступени, прямой ход штемпеля 1 осуществляется двумя цилиндрами 5, укрепленными на

траверсе 2 станины и одним цилиндром 3 обратного хода, плунжер 4 которого на свободном конце поддерживается кареткой во избежание прогиба от собственного веса. Усилие от штоков 6 к штемпелю 1 передается через промежуточные звенья 7 со сферическими опорными поверхностями. Введение этих звеньев исключает возможность боковых нагрузок на поверхностях скольжения плунжеров из-за непараллельности осей цилиндров и других неточностей изготовления и монтажа пресса.

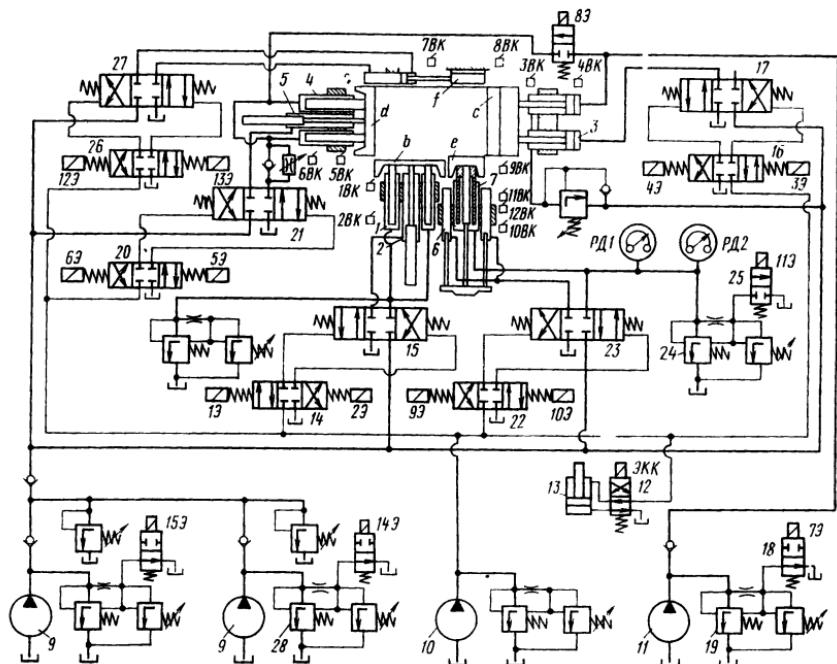


Рис. 75

На рис. 74, б показан механизм 4-й ступени прессования и выдачи сформированного пакета из пресса. Здесь со штемпелем 8 связан только полый плунжер 11 цилиндра 12 прямого хода. Связь же между плунжерами 13 двух цилиндров 9 обратного хода и тяги 14 плунжера 10 выталкивателя, перемещающегося внутри полого плунжера 11, осуществляется посредством подвижной траверсы 15.

В гидравлической системе пресса предусмотрено раздельное питание рабочей жидкостью рабочих цилиндров тремя плунжерными насосами 9 (рис. 75) с двумя ступенями давления — 160 и 320 кгс/см² производительностью соответственно 1000 и 500 л/мин. Питание командных золотников также раздельное — от шестеренных насосов 10 ШДП-125 производительностью

125 л/мин и давлением 15 кгс/см². Один из трех плунжерных насосов 9 — резервный.

Кроме того, в системе предусмотрен специальный поршневой насос 11 Г17-33 производительностью 35 л/мин и давлением 300 кгс/см² для поддержания давления в полостях цилиндров 2-й и 3-й ступеней прессования во время работы цилиндров 4-й ступени.

Рабочие механизмы пресса управляются комбинированной электрогидравлической системой, позволяющей переходить от автоматического режима при нормальной работе пресса к дистанционному управлению работой отдельных механизмов при наладке пресса. При автоматическом режиме работы пресса последовательное включение механизмов осуществляется командоаппаратом с гидравлическим приводом, получающим первичные сигналы от конечных выключателей ВК, на которые воздействуют связанные с плунжерами упоры.

Перед началом работы пресса насосы 9 (на рис. 75 показан один насос с двумя ступенями давления) работают на сливе при открытых клапанах 28. Электромагнит ЭКК открывает золотник 12, соединяющий нижнюю полость цилиндра 13 с напорной командной линией. Вал командоаппарата переводится в положение, отвечающее работе механизма прессования 1-й ступени. Электромагниты 14Э—15Э переключают клапаны 28, прекращающие сливы, и в рабочей линии создается давление.

Работа всех главных золотников 15, 17, 21, 23 и 27 протекает одинаково, поэтому рассмотрим лишь работу золотника 15. При включенном электромагните 13 управляющий золотник 14 подключает к командной напорной магистрали левую полость главного золотника 15, при помощи которого цилиндры 1 1-й ступени прессования подключаются к напорной магистрали. Включение электромагнита 2Э соответствует переводу золотника 14, следовательно и главного золотника 15, в левое положение, при котором цилиндры 1 подключаются к сливи, а цилиндр 2 1-й ступени прессования — к напорной линиям, т. е. включение электромагнита 1Э соответствует рабочему, а включение электромагнита 2Э — обратному ходу штампеля b. При выключенных электромагнитах 1Э и 2Э управляющий золотник 14 при помощи пружин устанавливается в нейтральное положение.

Итак, после включения электромагнита 1Э плунжер цилиндра 1 совершает рабочий ход, конечный выключатель 2ВК обесточивает электромагнит ЭКК и поршень цилиндра 13 командоаппарата возвращается в исходное положение. Если давление жидкости возрастает до 160 кгс/см², то насосы автоматически переводятся на 2-ю ступень давления 320 кгс/см². При достижении штампелем b крайнего положения срабатывает конечный выключатель 1ВК, подается сигнал в катушку ЭКК командоаппарата и его вал, поворачиваясь, отключает электро-

магнит 1Э, а электромагнит 3Э управляющего золотника 16 и электромагнит 7Э золотника 18 включаются. Происходит переключение гидросистемы на работу 2-й ступени прессования, в результате крышка с цилиндром 3 закрывается, производя прессование лома. Во избежание ударов крышки в полости слива цилиндра 3 создается противодавление. В цилиндры 3 подается масло при помощи насоса 11.

В начале движения поршня цилиндра 3 срабатывает конечный выключатель 4ВК, электромагнит ЭКК выключается и поршень цилиндра 13 командоаппарата возвращается в исходное положение. В конце хода, в результате срабатывания конечного выключателя 3ВК вал командоаппарата поворачивается и переводит гидросистему на 3-ю ступень прессования.

При этом электромагнит 3Э обесточивается, золотник 17 занимает среднее положение, при котором в цилиндр 3 не поступает жидкость из напорной магистрали, но давление в нем поддерживается насосом 11 при соответствующей настройке перепускного клапана 19. Одновременно включаются электромагнит 2Э, обеспечивающий наполнение цилиндра 2 и опорожнение цилиндров 1 при возвратном движении штемпеля b, и электромагнит 5Э золотника 20, при включении которого обеспечивается наполнение цилиндров 4 и штемпель совершает рабочий ход.

В начале хода срабатывает конечный выключатель 6ВК, включающий поршень цилиндра 13 командоаппарата на обратный ход, а в конце хода срабатывает выключатель 5ВК, в результате чего командоаппарат переводит гидросистему на последнюю, 4-ю ступень прессования. Главные золотники 15 и 21 занимают нейтральное положение, а главный золотник 23, в результате включения катушки 9Э командного золотника 22, занимает положение, при котором обеспечивается наполнение цилиндра 7 прессования 4-й ступени. В начале работы этой ступени прессования срабатывает выключатель 10ВК, в результате чего ЭКК обесточивается, электромагнит 8Э включается, открывая проход жидкости от насоса 11 через золотник в цилиндр 4 прессования 3-й ступени. Поэтому в течение 4-й ступени прессования в цилиндрах 3 и 4 насосом 11 поддерживается постоянное давление.

При повышении давления в цилиндре 7 до 320 кгс/см² срабатывает реле давления РД-1, включающее реле времени и отключающее электромагнит ЭКК. Выдержка времени необходима для того, чтобы произошло окончательное формирование пакета. По окончании выдержки времени вал командоаппарата переводится в положение «Открыть затвор»; при этом цепь катушки 9Э разрывается и золотник 23 устанавливается в нейтральное положение, а электромагнит 11Э включается. В цилиндре 7 давление падает вследствие стравливания жидкости через клапан 24. При падении давления в цилиндре 7 до 310 кгс/см² срабатывает реле давления РД-2, включающее ка-

тушку 12Э управляющего золотника 26 на открытие шибера f, приводимого поршнем цилиндра 8. В левом крайнем положении шибера срабатывает конечный выключатель 7ВК, электромагнит ЭКК включается и вал командоаппарата поворачивается в положение, при котором подаются команды на выталкивание пакета. При этом электромагнит 11Э выключается, а 9Э включается. Жидкость под давлением вновь подается в цилиндр 7 и пакет выталкивается из камеры прессования.

В конце выталкивания срабатывают конечные выключатели 9ВК, 11ВК и 12ВК. Контакты выключателя 9ВК замыкают катушку ЭКК и вал командоаппарата переводится в положение «Обратный ход». При этом включаются электромагниты 4Э, 6Э и 10Э и главные золотники 17 управления гидроцилиндрами 3 крышки c, 21 управления гидроцилиндрами 4 и 5 штемпеля d 3-й ступени прессования и 23 управления гидроцилиндрами 2-й ступени прессования переключаются в положение, соответствующее наполнению цилиндров 6 обратного хода. Через контакты 11ВК подается напряжение на катушку 13Э золотника, управляющего цилиндром перемещения шибера. В исходном крайнем положении перечисленных гидромеханизмов включаются контакты конечных выключателей 4ВК, 6ВК, 8ВК и 10ВК, электромагнит ЭКК получает питание и командоаппарат переводится в исходное положение. Механизмы пресса готовы к повторению цикла.

БРИКЕТИРОВОЧНЫЙ ПРЕСС

Использование металлургической стружки в качестве шихты и ее транспортирование с машиностроительных на металлургические заводы чрезвычайно затруднено и неэкономно. Поэтому целесообразно применять машины для приведения витой или дробленой стружки к виду, удобному для транспортирования и переработки в сталеплавильных цехах. Рассмотрим горизонтальный автоматизированный пресс Б-654 для холодного брикетирования стальной дробленой или чугунной стружки, развивающий усилие прессования 630 тс. Производительность пресса 3,5—4 т/ч брикетов из стальной стружки плотностью 5—5,5 кг/дм³.

На рис. 76 показан в разрезе узел прессования. В левом положении поршня 7, перемещающегося в цилиндре 1, пресс-штемпель 5 на штоке 6, матричная втулка 3 контейнера 4 и пресс-шайба 2 образуют камеру прессования. Шток 6 движется с повышенной скоростью, если жидкость поступает в правую или левую камеру цилиндра 9, поршень 8 которого связан с поршнем 7, и с малой скоростью в процессе прессования, если жидкость подается в правую полость цилиндра 1.

На рис. 77 приведена гидравлическая схема управления механизмами пресса, питаемого двумя гидронасосами 17, защи-

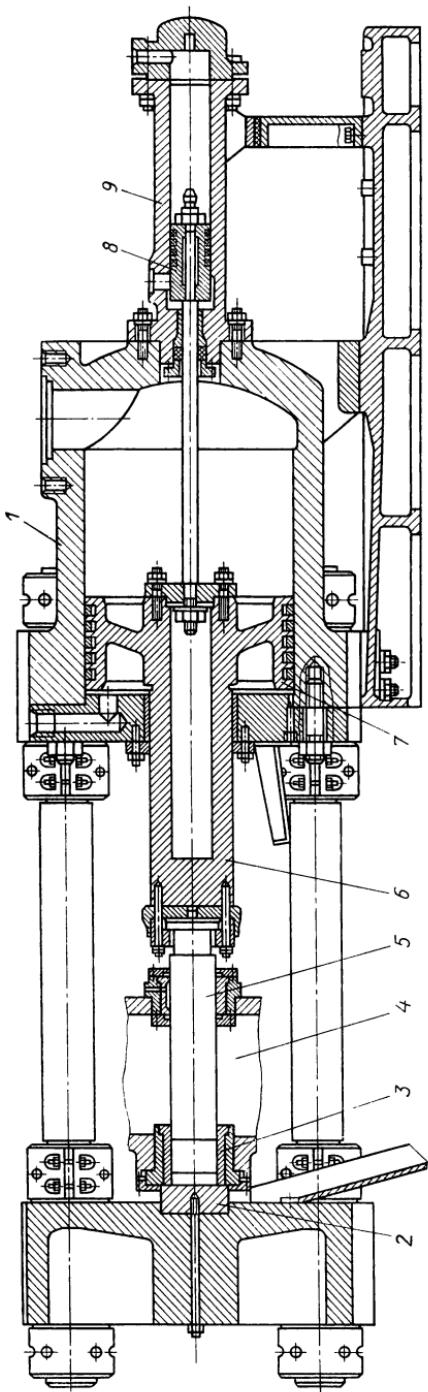


Рис. 76

щенными предохранительным клапаном с переливным золотником. Контейнер 4, в зависимости от фазы работы пресса, может быть установлен гидроцилиндрами 10 в левое положение, при котором происходит прессование стружки в образовавшейся камере, или при помощи возвратных гидроцилиндров 11 — в правое положение, при котором производится выбрасывание брикетов на лоток. Предварительное уплотнение стружки производится трамбовкой, приводимой в действие пневмоцилиндром при выведенном из контейнера прессе-штемпеле 5. При ходе пресс-штемпеля справа налево стружка сначала заталкивается в матричную втулку 3, а затем прессуется.

Перемещение пресс-штемпеля 5 справа налево начинается при смещении реверсивного золотника 18 вправо; тогда давлением жидкости в напорной магистрали золотник распределителя 19 смещается также в правое положение. Золотник распределителя 13 находится в исходном правом положении. Жидкость из напорной магистрали поступает в правую полость цилиндра 9, а правая полость главного цилиндра 1 заполняется через распределитель 15 из аккумулятора. С увеличением сопротивления прессуемой стружки давление в напорной магистрали повышается и при

достижении 120 кгс/см² срабатывает напорный золотник 16 с обратным клапаном. Распределитель 15 при этом отсекает правую полость главного цилиндра 1 от аккумулятора и соединяет ее с напорной магистралью.

При достижении давления в гидросистеме 135—140 кгс/см² срабатывает напорный клапан 12. Давлением жидкости золотник распределителя 13 перемещается в крайнее левое положение. Происходит отключение питания главного цилиндра и подключение цилиндров 11 перемещения контейнера вправо.

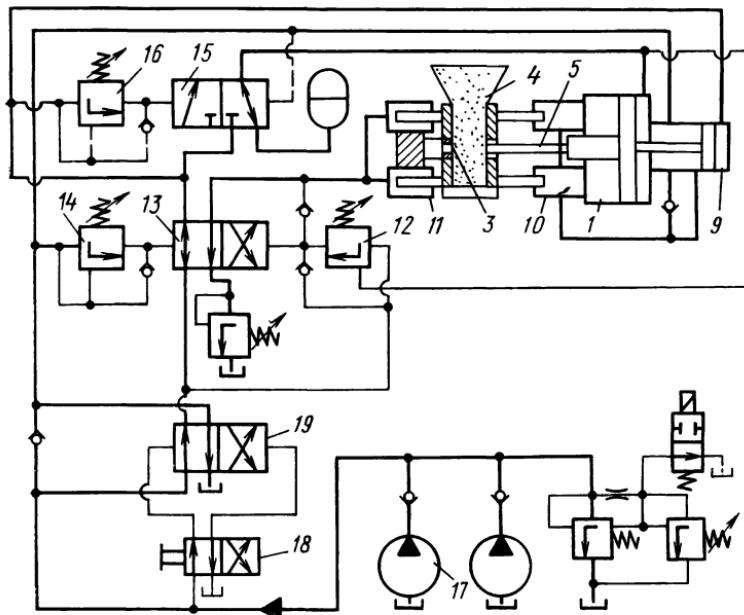


Рис. 77

При смещении контейнера на определенную величину специальным рычагом, поворачиваемым упором на контейнере, реверсивный золотник 18 перемещается влево, вследствие чего давлением жидкости золотник распределителя 19 перемещается в том же направлении. Золотник распределителя 15 занимает левое положение, а жидкость под давлением подается в левую полость цилиндра 9. Штеппель 5 освобождает брикету, падающую на лоток.

Из правой полости главного цилиндра жидкость вытесняется в аккумулятор, а из правой полости цилиндра 9, в результате срабатывания напорного клапана 14 и перемещения золотника распределителя 13 вправо, жидкость направляется на слив. При достижении поршнем в цилиндре 9 определенного положения жидкость через открывшийся проход подается также в правые

цилиндры 10 перемещения контейнера влево. Наконец, при под-
ходе прессштампеля к крайнему правому положению реверсив-
ный золотник упором на штемпеле, действующим на рычаг,
возвратит реверсивный золотник 18 в правое положение. Следо-
вательно, золотник распределителя 19 также переместится вправо,
т. е. начнется новый цикл работы пресса.

СТАЦИОНАРНАЯ МАШИНА ДЛЯ ВЫТАЛКИВАНИЯ СЛИТКОВ

В машине для выталкивания слитка из изложницы, схема
которой показана на рис. 78, а, гидравлический привод поршне-
вого типа осуществляет последовательно операции захвата из-
ложницы и выталкивания. Подлежащий раздеванию слиток 7

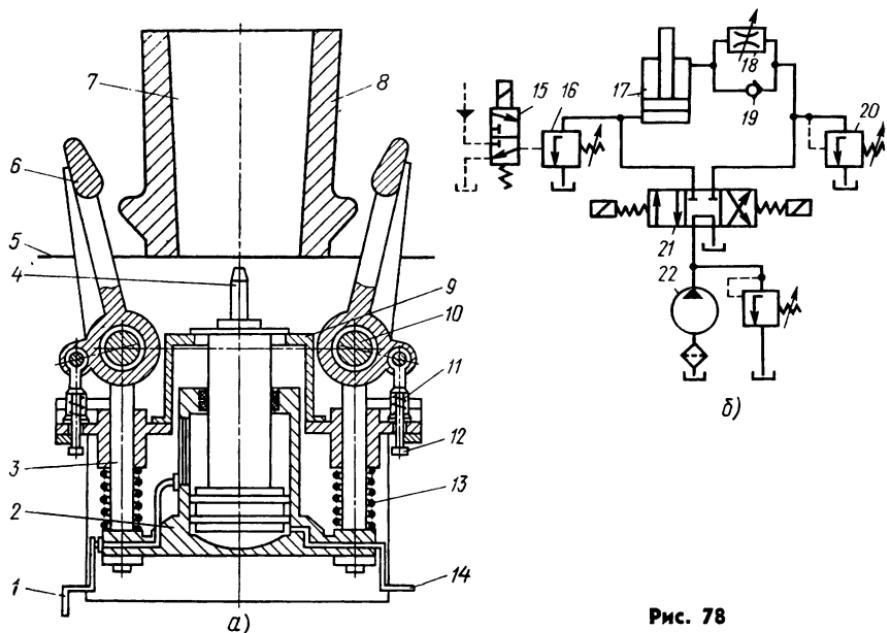


Рис. 78

устанавливают краном на раму 5. При выталкивании слитка жидкость под давлением через трехпозиционный распределитель по трубопроводу 14 поступает в нижнюю полость цилиндра 2. Верхняя его полость через трубопровод 1 соединяется со сли-
вом. При перемещении поршня вверх штампель на конце штока упирается в основание слитка.

После этого цилиндр 2 начинает перемещаться вниз, сообщая при этом посредством тяг 3 движение осям 10 клещевин 6. Последние поворачиваются каждая вокруг своей оси 10 под дей-
ствием тяг 12 с предварительно сжатыми пружинами 11. Систе-
ма натягивается после захвата клещевинами упоров на наруж-

ных стенках изложницы 8. В результате цилиндр 2 останавливается, а поршень 4 начинает выталкивать слиток из изложницы. После завершения операции выталкивания распределителем нижняя полость цилиндра соединяется со сливом, а верхняя — с напорной магистралью. При опускании поршень упирается на стол 9.

Жидкость, продолжая поступать в верхнюю полость, заставляет перемещаться цилиндр относительно неподвижного поршня 13 вверх. Вместе с цилиндром поднимаются оси 10, в результате чего клещевины 6 разводятся в стороны, освобождая захваты изложницы. Изложница с приподнятым слитком убирается краном с машины.

На рис. 78, б приведена схема гидравлической системы машины. В магистраль для подвода рабочей жидкости от насоса 22 через распределитель 21 в верхнюю полость цилиндра 17 встроены обратный клапан 19 и дроссель 18 с предохранительным клапаном 20. Дроссель служит для регулирования скорости опускания цилиндра, а предохранительный клапан настраивается на предельное давление. Предохранительный клапан 16 с электромагнитным управлением 15 служит для разгрузки магистрали в верхнем положении поршня и настраивается на давление 50—200 кгс/см² в зависимости от требуемого усилия выталкивания слитка. Максимальное усилие выталкивания 600 тс.

МЕХАНИЗМЫ ЭЛЕКТРОПЕЧЕЙ

Дуговые электропечи с выкатным корпусом оборудуются электрическим или гидравлическим приводом для механизма наклона печи, механизма выкатки корпуса и др. Кроме этого, для

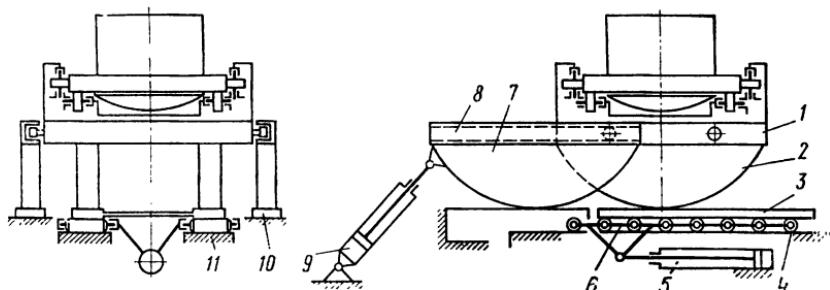


Рис. 79

перемещения электродов применяют электрогидравлические регуляторы.

На рис. 79 показана схема механизма выдвижения корпуса печи с выкатной платформой и механизмы наклона электродуговой печи вместимостью 20 т с гидравлическими приводами [10]. Портал 8 и платформа 1 имеют дуги 7 и 2 одинакового

радиуса. Если оси мгновенного вращения портала и платформы совпадают, то возможен их совместный поворот при качении дуг портала по неподвижным балкам 10, а опорных сегментов корпуса — по выдвижной платформе 3. Перекатывание корпуса печи осуществляется двумя гидроцилиндрами 9. Перед выкатыванием корпуса печи для загрузки шихтой свод должен быть поднят.

Выкатывание корпуса печи вместе с платформой 3 осуществляется гидроцилиндром 5, шток которого шарнирно связан с рамой 6 опорных катков 4, катящихся по неподвижным балкам 11. Для исключения проскальзывания часть катков снабжена радиальными отверстиями, а на неподвижных балках и на платформе имеются шипы, входящие в эти отверстия. Перемещение платформы 3 с корпусом печи равно удвоенному перемещению штока. Усилие, развиваемое на штоке, определяется со-противлением при перекатывании катков.

МЕХАНИЗМЫ УСТАНОВОК НЕПРЕРЫВНОЙ РАЗЛИВКИ СТАЛИ

Многие механизмы установок непрерывной разливки стали получают более простое конструктивное решение при использовании в качестве привода гидравлического двигателя. Рассмотрим некоторые из гидравлических механизмов, в состав которых входят следующие агрегаты: промежуточный разливочный ковш, кристаллизатор, устройство вторичного охлаждения, тянувшая клеть, устройство для порезки слитка на мелкие заготовки, транспортирующие механизмы.

В устройстве подъема и поворота стола промежуточного разливочного устройства четырехпоточной установки непрерывной разливки стали (рис. 80) гидравлический привод использован как для подъема, так и для поворота стола, на котором устанавливаются два разливочных ковша (один рабочий, а другой — подготовляемый к работе). Ковши оборудованы двумя стопорами, управляемыми гидроцилиндрами. Плунжер 8, на торец которого через подшипник качения опирается башмак 9 с кронштейнами 10 для установки промежуточных ковшей, перемещается в цилиндре 7, связанном с колонной 6 корпуса 1.

Цилиндрическая направляющая стола перемещается по бронзовым втулкам на колонне 6. Для поворота стола на 180° использовано два гидравлических цилиндра 2, штоки 4 которых через ролики 5 и цепи 3 сообщают вращательное движение столу. В процессе работы механизма поворота в системе может быть создано натяжение дросселированием жидкости в цилиндре, работающим на слив. Этим устраняется возможность появления удара в начале и конце поворота.

В механизмах тянувших клетей установок непрерывной разливки стали гидравлические механизмы используются в качестве установочных и нажимных устройств тянувших роликов.

Рис. 81

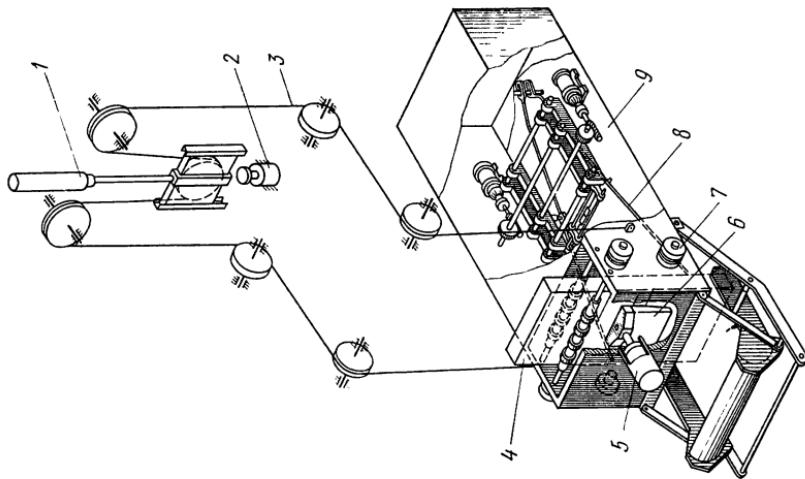
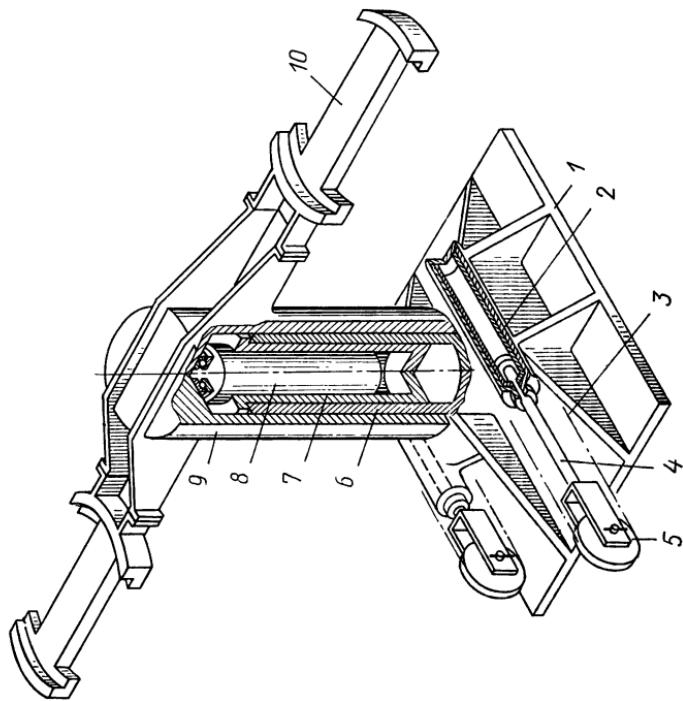


Рис. 80



Вытягиваемый с постоянной скоростью из кристаллизатора слиток должен быть разделен на мерные длины с целью дальнейшей его переработки на прокатных станах. Для этого используются различного вида подвижные газорезки, перемещающиеся вместе со слитком в процессе разрезания и возвращающиеся в исходное положение после завершения резания слитка.

Ходовые ролики 7 кабины 9 газорезки двухпоточной установки (рис. 81) перемещаются по направляющим путям, смонтированным на конструкции установки. Привод кабины гидравлический с длинноходовым 1 и короткоходовым 2 цилиндрами. Длинноходовой цилиндр при помощи гибкой связи 3 с концами, закрепленными по бокам кабины, предназначен для совершения больших ходов при движении кабины вместе со слитком, при возврате кабины в исходное положение, при опускании последнего короткого отрезка слитка на тележку подъемника и при подаче затравки в кристаллизатор.

Короткоходовой вспомогательный цилиндр 2 предназначен для разгона кабины газорезки на участке пути 150 мм до скорости, равной скорости выхода слитка из кристаллизатора. В гидросистему управления короткоходовым цилиндром включен регулятор скорости. После того, как скорости кабины и слитка 4 станут равными, включаются цилиндры 5 зажимов 6. В результате кабина газорезки и слиток в процессе резания движутся синхронно. После порезки цилиндры зажимов освобождают слиток и кабина газорезки при помощи длинноходового цилиндра 1 возвращается в исходное положение на повышенной скорости.

Привод газовых резаков 8, сообщающий им движение поперек заготовки, электромеханический.

Г л а в а VIII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ МАШИН ПРОКАТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Гидравлический привод нашел довольно широкое применение в основных и вспомогательных машинах прокатного производства, начиная от обжимных и кончая мелкосортными станами, а также в машинах трубного и колесопрокатного производства, в станах поперечной прокатки и др. В зависимости от характера основных или вспомогательных операций технологического процесса в качестве гидравлических механизмов используются поступательные механизмы (поршневые или плунжерные), моментные приводы с ограниченным углом поворота ведомого зве-

на и роторные двигатели с постоянным или регулируемым числом оборотов.

По характеру режима работы гидравлический привод используется для эпизодического действия, например для механизма смещения клетей с оси прокатки при перевалке валков; для приводов клиновых механизмов фиксации клети в плитовине; для короткоходовых механизмов перемещения клетей на величину, необходимую для расцепления рабочих валков со шпинделями, чтобы клеть можно было удалить краном, а новую клеть надвинуть длинноходовым цилиндром на плитовину; для манипулирования лулькой слиткоопрокидывателя; для подъема и поворота столов, упоров, сбрасывателей; для создания предварительного натяжения клетей с целью получения более точного проката и в ряде других механизмов.

Гидравлические механизмы в прокатном производстве используются также в качестве нажимных механизмов, обеспечивающих постоянный или переменный раствор валков в зависимости от изменения сечения по длине проката, для автоматического регулирования размера проката (например, для получения периодических профилей или конических труб), для уравновешивания верхних валков и шпинделей. В ряде машин прокатного производства гидравлические механизмы используются в качестве следящих систем или работающих по определенной программе, например, механизмы подачи и поворота, механизмы манипуляторов и кантователей. Наконец, гидравлические системы используются в качестве компенсирующих, например, для равномерного распределения нагрузки между звеньями и в качестве предохранительных устройств, демпферов и тормозов.

Такое широкое применение в прокатном производстве гидравлические механизмы и устройства получили потому, что с их помощью относительно легко реализовать требуемые кинематические или динамические характеристики. Гидравлические роторные двигатели еще не нашли себе широкого применения, хотя возможности использования их кинематических и динамических характеристик в ряде все более усложняющихся металлургических машин в принципе неограничены.

В зарубежной практике известны, например, регулируемые насосы для прокатных станов с единичной мощностью до 2700 кВт, изготовленные в США и Швейцарии, роторные насосы с плоскостной кинематикой для прокатных станов Японии, Бразилии и Индии с единичной мощностью до 570 кВт [4].

УСТРОЙСТВА ДЛЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

В прокатных машинах уравновешивание верхних рабочих и опорных валков шпинделей производится для исключения влияния силы тяжести деталей на момент двигателя (на перестановку

вочное усилие) при вращении ротора его в разных направлениях и создания некоторого натяжения, исключающего удар при выборке зазора между опорной подушкой и шейкой верхнего валка, а также между опорной подушкой и нажимным винтом. Коэффициент переуравновешивания в практике принимают равным 1,2—1,4.

Гидравлические уравновешивающие устройства имеют явные преимущества по сравнению с грузовым или пружинным уравновешиванием и поэтому находят все большее применение в практике [16, 24].

На рис. 82 показана гидравлическая система уравновешивания верхних валков бронепрокатного стана на заводе Марелл во Франции, имеющего рабочие валки диаметром 1000 мм и опорные диаметром 1400 мм. Уравновешивание валков осуществляется при помощи двух гидроцилиндров 1, штоки 2 которых связаны общей траверсой 3. Подушка рабочего валка с траверсой связана при помощи тяг 4. Давление в цилиндрах создает некоторое превышение уравновешивающей силы над силой тяжести комплекта верхних валков, обеспечивая этим натяжение в системе рабочий валок — нажимной винт.

На рис. 83 показано гидравлическое устройство для уравновешивания верхних рабочих и опорных валков стана кварто 1700 плунжерами, расположеннымми между подушками. Гидроцилиндры, устройство которых показано на разрезах справа, вмонтированы в подушках валков. Жидкость в цилиндры под давлением подается из грузового аккумулятора, вес груза которого может быть меньше веса уравновешиваемых деталей, если площадь поперечного сечения его плунжера меньше площади плунжера уравновешивающего устройства.

Для разгрузки опор от статической нагрузки, определяемой весом шпинделей, последние должны быть уравновешены при любом растворе валков. Грузовое уравновешивание увеличивает приведенную к подушкам валков массу, чем ухудшает динамическую характеристику привода нажимных винтов. С этой точки зрения явное преимущество имеют гидравлическое или пружинное уравновешивание перед грузовым. На рис. 84 показаны уравновешивающие устройства: пружинное для нижнего шпинделя и гидравлическое для верхнего шпинделя, ось которого смещается в вертикальной плоскости при увеличении или уменьшении раствора валков.

В вертикальных клетях необходимости в уравновешивании веса деталей нет, однако с целью исключения динамических нагрузок от ударов во время захвата полосы валками целесообразно создать в системе натяжение. На рис. 85 изображен механизм натяжения нажимных винтов 1 вертикальных валков 3 клети широкополосного стана, в котором зазоры в системе валок — станина устранены при помощи гидроцилиндра 2. В отличие от нажимного механизма здесь необходимое давление

Рис. 83

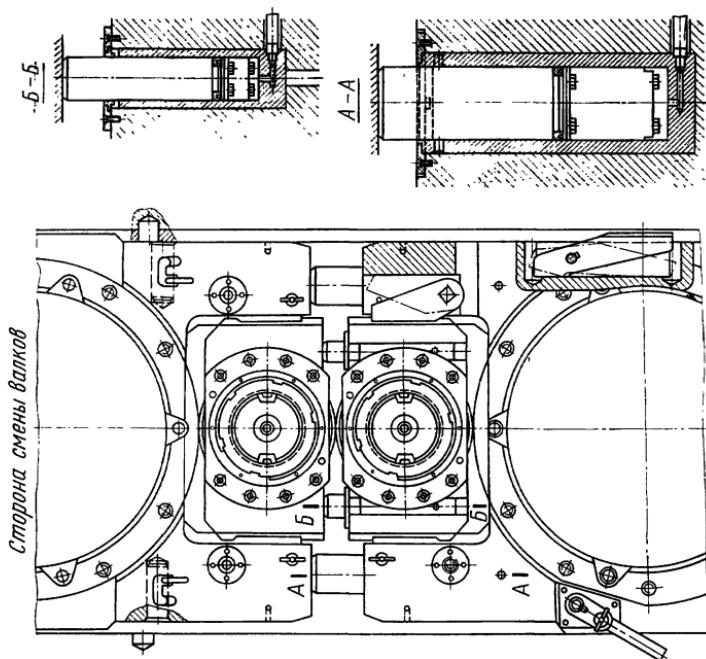
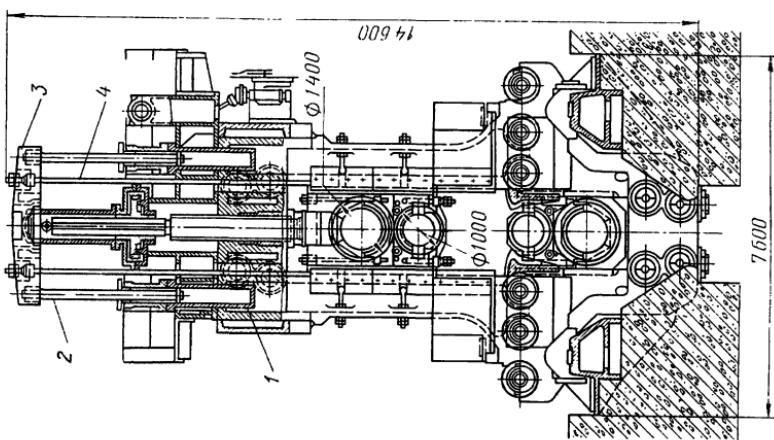


Рис. 82



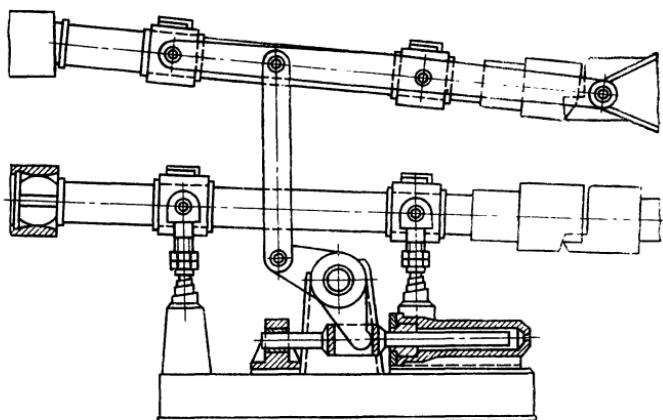


Рис. 84

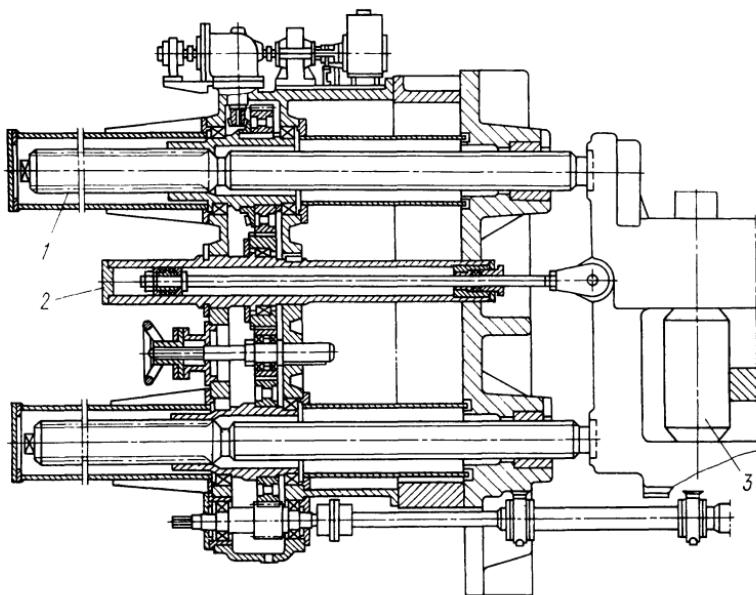


Рис. 85

в штоковой полости цилиндра определяется силами трения подушки в направляющих при движении ее влево [26].

Параметры уравновешивающей гидравлической системы оказывают влияние на время срабатывания нажимного механизма и установленную мощность двигателя. Если вес валка G_B , вес подушек, тяг, коромысла и плунжера G_{Π} , то для прижатия подушек к нажимным винтам двумя цилиндрами необходимо соблюдение неравенства

$$p_B \frac{\pi d_B^2}{4} > \frac{G_B + G_{\Pi}}{2} = G;$$

здесь G — вес подвижных частей, отнесенный к одному уравновешивающему плунжеру.

При движении плунжера уравновешивающего устройства необходимо к силам тяжести добавить еще силу трения в уплотнении. Ее можно принять постоянной, поскольку давление p_B изменяется незначительно.

В грузовом аккумуляторе давление жидкости p_a определяется весом G_a груза и диаметром d_a плунжера. Для равномерного движения груза вверх во время опускания валков вниз или при их перемещении вверх

$$p_a \frac{\pi d_a^2}{4} = G_a \pm F_a,$$

где F_a — сила трения в уплотнении плунжера аккумулятора.

Параметры уравновешивающей гидравлической системы (рис. 86) оказывают влияние на время срабатывания нажимного механизма и установленную мощность двигателя. При учете переходного процесса, характеризуемого ускорением a электромеханической системы привода нажимного винта, и гидравлических сопротивлений (местных, пропорциональных квадрату скорости жидкости, и линейных при течении ее по трубопроводам) уравнение движения приведенной к подушке валков массы m системы имеет вид

$$ma = (m_a i_{av} - m_B - m_{\Pi})g - (R_1 v_T + R_2 v_T^2) i_{TB},$$

где

$$m = m_B + m_{\Pi} + m_a i_{av}^2 + m_T i_{TB}^2;$$

$$i_{av} = \frac{v_a}{v_B} = \frac{\pi d_B^2}{d_a^2}; \quad i_{TB} = \frac{v_T}{v_B} = \frac{\pi d_B^2}{d_T^2};$$

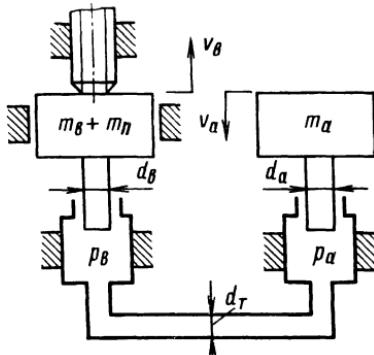


Рис. 86

здесь m_a и m_b — массы груза аккумулятора и валка;
 m_n — масса подушек, тяг, коромысла и плунжера;
 m_t — масса жидкости в трубопроводе;
 v_a и v_b — скорости масс груза и валка;
 v_t — скорость жидкости в трубопроводе;
 d_b , d_a и d_t — диаметры плунжеров и трубопровода;
 n — количество гидроцилиндров для поджатия подушек к нажимным винтам.

Тогда имея в виду, что при подъеме валков движущая приведенная сила создает избыточное давление подушки на винт, должно иметь место неравенство, полагая при этом движение винта равноускоренным:

$$(m_a i_{ab} - m_b - m_n)g > ma + (R_1 at + R_2 a^2 t^2) i_{tb}.$$

Аналогичную проверку можно сделать для других фаз совместного движения нажимного механизма и подвижных масс уравновешивающего устройства.

Для быстроходных нажимных устройств при большой длине трубопровода между нажимным устройством и аккумулятором необходимо вести более точный расчет с учетом упругости жидкости в гидроцилиндрах и неустановившегося движения жидкости в трубопроводе.

МЕХАНИЗМЫ НАТЯЖЕНИЯ ЖЕСТКИХ КЛЕТЕЙ И ПРОТИВОИЗГИБА

Для повышения точности проката важно, чтобы предварительно установленный при настройке клети раствор валков мало изменялся при нагрузке. Для этого необходимо исключить возможность раскрытия зазоров и обеспечить работу клети на крутом участке характеристики жесткости. При отсутствии предварительного натяжения клети всегда имеется пологий участок в начале кривой силы — деформация, определяемый контактными деформациями в сопряжениях, имеющими случайный характер.

Поэтому для повышения точности прокатки все больше используются предварительно напряженные клети, натяжение в которых должно быть больше давления прокатки [32].

С целью устранения всех зазоров в сопряжениях деталей,

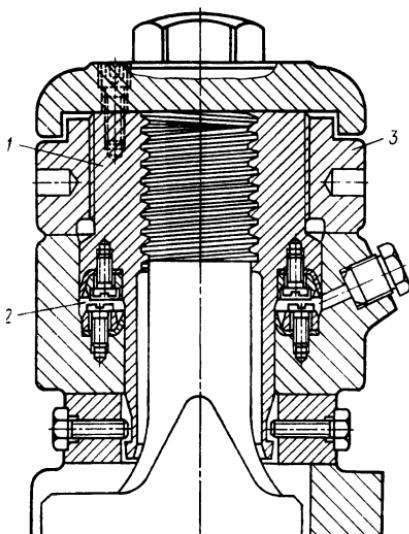


Рис. 87

воспринимающих давление при прокатке и, следовательно, для увеличения жесткости станины применяют клети, в которых подушки валков стягиваются между собою болтами с усилием, превышающим давление прокатки. Этим самым исключается

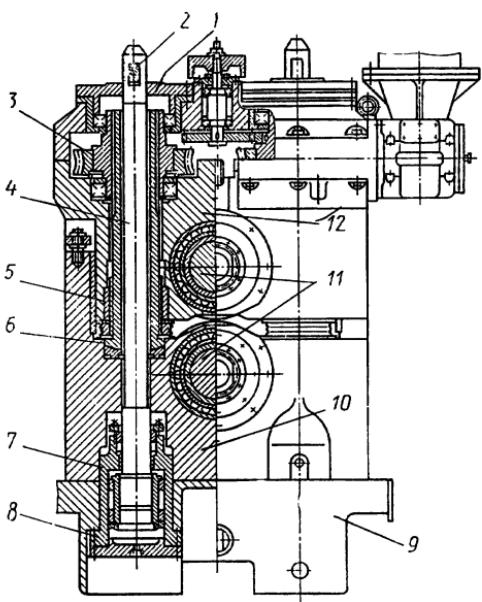


Рис. 88

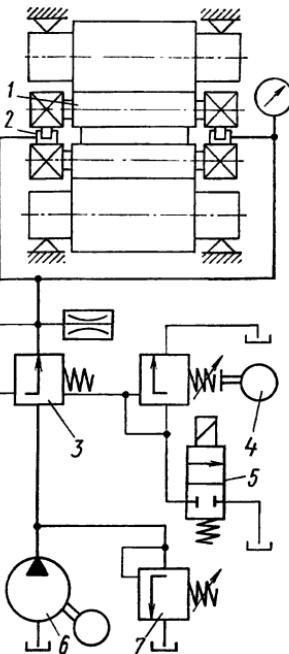


Рис. 89

возможность раскрытия зазоров. Для осуществления значительного натяжения болтов использована гайка-домкрат, конструкция которой показана на рис. 87. После предварительной затяжки внутренней гайки 1 через штуцер подается давление жидкости в полость 2, в результате чего стержень болта деформируется на требуемую величину. После этого наружная гайка 3 довердается до упора [24].

На рис. 88 показан один из вариантов гидравлического механизма натяжения клети для мелкосортного стана. Постоянное, действующее вдоль штоков 4 усилие затяжки, создаваемое гидромеханизмом 7, выбирается из условия, чтобы оно превосходило усилие от максимального давления прокатки. В результате верхние 12 и нижние 10 подушки, винты 6 с гайками 5 и рама 9, стянутые между чеками 2 (опирающимися на крышки 1 верхней подушки) и заплечиками 8 гидроцилиндров, представляют собой единый блок. Гидромеханизм выполняет функции и предохранительного устройства. В случае превышения установленного максимума давления прокатки валки 11 расходятся. На

верхних подушках размещены механизмы для регулировки раствора валков, в которых винтам 6, вращающимся относительно неподвижных гаек 5, движение сообщается через червячные колеса 3 от электродвигателя.

В процессе прокатки, вследствие непостоянства температуры по длине полосы, натяжения и других параметров происходит изменение давления металла на валки, приводя к изменению упругих деформаций валков и несущих элементов рабочей клети. Поэтому профиль рабочих валков и их раствор являются переменными, что приводит к непостоянству профиля поперечного сечения прокатываемой полосы и ее плоскостности. Широкое распространение получает способ механического воздействия на профиль валков в процессе прокатки путем их противоизгиба [38].

По принятой схеме (рис. 89) противоизгиб валков 1 создается гидравлическими домкратами, выполненными в виде кассет с двумя плунжерами. Необходимое в процессе регулирования давление обеспечивается гидросистемой, основными узлами которой являются резервуар-отстойник емкостью 1000 л с принудительным охлаждением, три насосные установки типа УН-451 и регулятор 3 давления рабочей жидкости. Клапан 5 служит для быстрой разгрузки системы от давления. Управление регулировочным клапаном производится также при помощи электродвигателя 4 через червячный редуктор. Для защиты системы от перегрузки установлен предохранительный клапан 7.

УСТАНОВОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Для установки валков при образовании необходимого раствора применяют электромеханические приводы с перестановкой опорных подушек верхнего валка при помощи винтовых механизмов. В процессе работы обжимных станов возникает необходимость частой перестановки верхнего валка, а для листовых, мелкосортных и других станов — реализации относительно малых перемещений с целью регулирования положения верхнего валка для получения заданного размера прокатываемой полосы. Электромеханические нажимные механизмы обладают рядом конструктивных (малая износостойкость, возможность самоотвинчивания) и динамических (недостаточное быстродействие) недостатков, многие из которых устраняются при использовании гидравлических установочных устройств.

В обжимных станах гидравлические нажимные механизмы пока применяются редко. Из зарубежной практики известно гидравлическое установочное устройство на блюминге 850 завода Сент-Этьен во Франции [27]. Гидравлическая система (рис. 90) состоит из нажимного 1 и уравновешивающих 2 механизмов. Цилиндры уравновешивающего устройства питаются непосредственно от насосно-аккумуляторной станции рабочей

жидкостью под давлением 50 кгс/см². Нажимные цилиндры работают в следящем режиме как при перестановке верхнего вала с передачей жидкости от аккумуляторов, так и при удержании верхнего вала в заданном положении при наличии давления на валки с питанием жидкостью нажимного цилиндра от мультипликаторов 5.

При перестановке вала работает задающий реверсивный двигатель 4, вращающий гайку относительно подвижной траверсы 7 через коническую передачу. При опускании вала золотник 3 относительно неподвижной золотниковой коробки, укрепленной на станине клети, смещается вверх. Жидкость из аккумулятора поступает в полость нажимного цилиндра, а из уравновешивающего цилиндра вытесняется в магистраль. Одновременно поршень мультипликатора поднимается вверх. При реверсировании двигателя следящий золотник 3 соединяет полость нажимного цилиндра со сливом, и давлением жидкости шток уравновешивающего цилиндра перемещается вверх. Указанные перемещения осуществляются при полностью открытых окнах следящего золотника.

После установки валков в положение, соответствующее заданному размеру прокатываемой полосы или заготовки, двигатель 4 отключается и окна в корпусе следящего золотника перекрываются. При увеличении раствора валков в процессе прокатки, вследствие сжатия жидкости под действием усилия прокатки траверса вместе с гайкой, винтом и следящим золотником перемещается вверх, окна в корпусе золотника открываются, в результате чего жидкость поступает в полость *a* дифференциального управляющего золотника 6, перемещая его также вверх. Мультиплликатор 5 вытесняет жидкость под высоким давлением в полость нажимного цилиндра, и подушки верхнего вала опускаются до тех пор, пока не будут перекрыты окна следящего золотника. При прокатке слитка давление жидкости в нажимном цилиндре достигает 400 кгс/см².

На станах горячей и холодной прокатки листа гидромеханическое нажимное устройство применяют в сочетании с обычным винтовым нажимным механизмом, который используют при перенастройках на другой размер полосы и при перевалках для перемещения верхнего вала. На рис. 91 показана конструкция одного из вариантов такого устройства. Нажимные винты 2 и связанные с ними подушки 5 верхнего вала работают от электродвигателя через червячные передачи 1 только при настройке зазора между валками. Усилие прокатки передается на станину 3 клети через гайки 4, которые вращаются отдельного гидравлического привода 8, воздействующего через рейку 6 на зубчатые секторы 7 гаек. Нажимные винты имеют один правую, а другой левую нарезку. При подвижных червячных передачах вращение гаек вызывает перемещение нажимных винтов, регулируя толщину полосы.

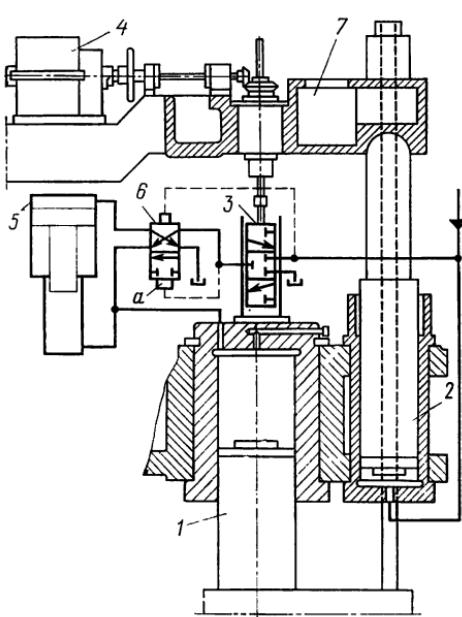


Рис. 90

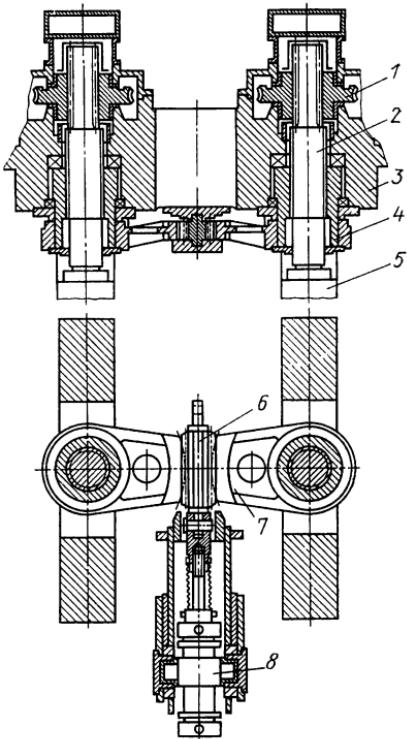


Рис. 91

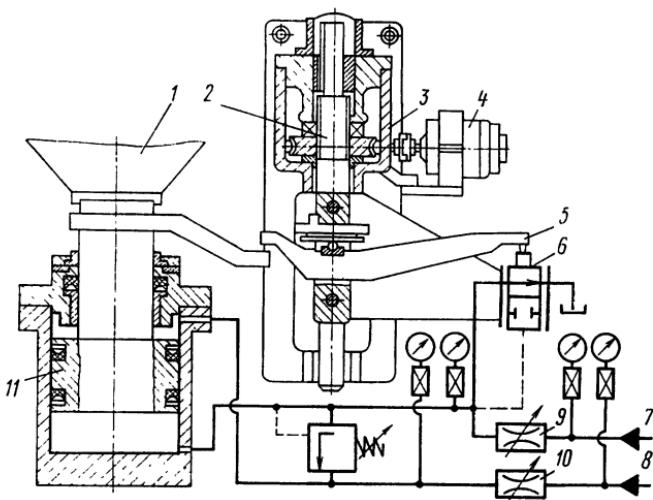


Рис. 92

К недостаткам этой конструкции следует отнести пониженную жесткость рабочей клети, а также тяжелые условия работы упорных подшипников, воспринимающих все давление на винты. Кроме того, зона нечувствительности гидравлического механизма очень велика из-за больших моментов трения на винтах, находящихся под полной нагрузкой.

Быстро действие гидромеханической системы нажимных винтов в 3—4 раза выше электромеханической. Величина перемещения нажимных винтов от гидроцилиндра составляет 1,6 мм, скорость перемещения — 1,6 мм/с.

Эта комбинация гидросистемы и электропривода обеспечивает возможность корректировки толщины полосы на всем диапазоне хода нажимных винтов.

Гидравлическая система безвинтового нажимного устройства для автоматического регулирования толщины полосы, приведенная на рис. 92, имеет гидроцилиндр 11 со следящим золотником 6 (расчетанные на работу при давлении до 320 кгс/см²), связанным со штоком гидроцилиндра обратной связью. Цилиндры 11 воздействуют непосредственно на подушки 1 опорного валка. Рабочая жидкость в цилиндрах поступает от независимых насосных установок по трубопроводам 7 и 8 через дроссели 9 и 10. При приложении нагрузок шток цилиндра перемещается, увлекая рычаг 5 обратной связи по перемещению. Золотник, смещаясь, изменяет давление в поршневой полости цилиндра до величины, необходимой для компенсации приложенной внешней нагрузки. Первоначальный зазор между валками при перенастройке системы устанавливают при помощи приводимого от шагового электродвигателя 4 через червячный редуктор 3 винта 2, который посредством рычага 5 смещает золотник в ту или другую сторону.

ОПРОКИДЫВАТЕЛИ СЛИТКОВ

Гидравлические механизмы применяются в опрокидывателях слитков для поворота люльки и укладки слитка на рольганг. Использование гидравлического привода в таком механизме позволяет получить более компактную и легкую конструкцию по сравнению с электроприводом.

В конструкциях стационарных опрокидывателей Уралмашзавод использует гидравлические механизмы, что позволило усовершенствовать машины. Такой опрокидыватель показан на рис. 93. Он применяется в технологических линиях блюмингов 1150 для слитков массой до 15 т. Опрокидыватель состоит из четырехстенной люльки 1 без дна, откидного амортизированного днища 2 и двух приводимых в движение от одного вала четырехзвенных механизмов: одного для поворота опрокидывателя, и другого для сообщения движения откидному днищу.

Вал 3 опрокидывателя приводится в движение двумя штоками 10, снабженными в средней части зубчатыми рейками 11, находящимися в зацеплении с колесом 4, которое закреплено на валу 3 опрокидывателя. Штоки 10 в процессе работы дви-

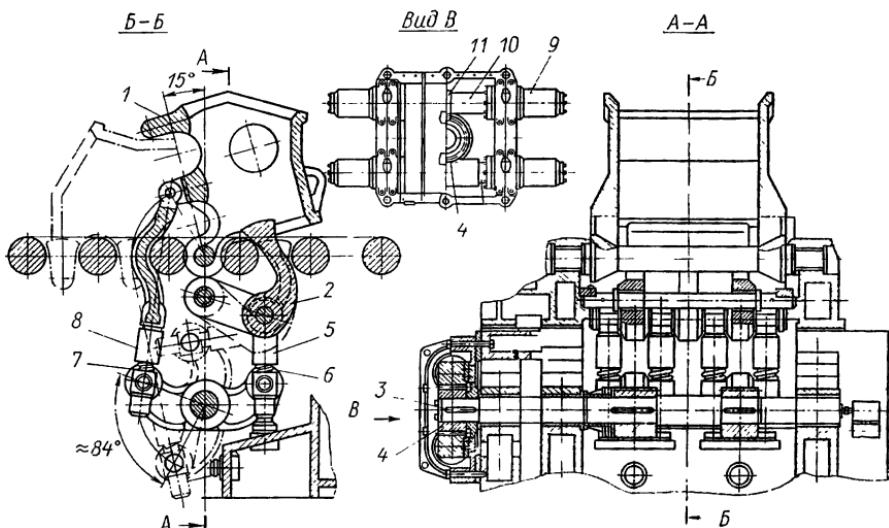


Рис. 93

жутся в противоположных направлениях под давлением жидкости, нагнетаемой в цилиндры 9, которые расположены с противоположных сторон каждого из штоков. Цилиндры попарно

работают так, что к колесу 4 прикладывается пара сил и, следовательно, вал 3 разгружен от давления жидкости.

При посадке краном слитка в люльку опрокидывателя рычаг 5 опирается на неподвижную стойку и сила удара при посадке смягчается пружиной 6. Боковой удар воспринимается второй амортизационной пружиной 7 на рычаге 8. Применение гидравли-

ческого привода дает возможность плавно опустить слиток на рольганг, обеспечив соответствующий скоростной режим работы опрокидывателя либо при помощи командоаппарата, связанного с валом опрокидывателя и посылающего сигналы в управляющую аппаратуру с целью изменения количества нагнетаемой в полости цилиндров жидкости, либо при помощи дросселирования жидкости на сливной линии в конце рабочего хода. На

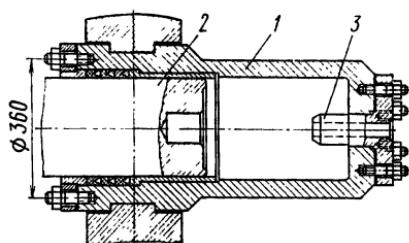


Рис. 94

рис. 94 показана одна из конструкций силового цилиндра опрокидывателя, в котором плавность опускания слитка на рольганг обеспечивается дроссельным устройством, создающим большое сопротивление проходу жидкости в конце рабочего хода поршня 2. В торец цилиндра 1 вделан патрубок 3 с отверстием для слива и нагнетания жидкости.

МАНИПУЛЯТОРЫ И КАНТОВАТЕЛИ

Для перемещения слитков и заготовок в процессе прокатки в направлении, перпендикулярном к оси прокатки, используются манипуляторы, а для кантования заготовки — кантователи. В качестве привода этих механизмов используются электрические и гидравлические двигатели.

Гидравлические манипуляторы и кантователи дают возможность более точно установить заготовку по оси калибра, потому что влияние зазоров в подвижных сочленениях здесь во много раз меньше, чем в механических манипуляторах и кантователях с электрическим приводом, снабженным редуктором.

На рис. 95 показана кинематическая схема гидравлического кантователя крупносортного стана, в котором кantuющие ролики 1 и 2 смонтированы на поворачивающихся обоймах. Обойма 8 имеет ось 7 вращения, смонтированную на подвижной раме 3, а обойма 10 может вращаться на оси 9 относительно обоймы 8. При подаче жидкости в нижнюю полость цилиндра 5 рама кантователя 3 поднимается вверх, причем в результате подачи жидкости в полости цилиндров 4 и 6 ролики занимают горизонтальное или близкое к нему положение. Затем кантователь надвигается на заготовку A. Для захвата заготовки, подлежащей кантованию, жидкость подается в верхнюю полость цилиндра 4, в результате чего заготовка зажимается между роликами. При подаче жидкости в верхнюю полость цилиндра 6 оба ролика вместе с заготовкой поворачиваются относительно оси 7, жидкость из верхней полости цилиндра 4 вытесняется в магистраль. Таким образом, последовательным перемещением поршней в цилиндрах 5, 4 и 6 производится полный цикл кантования. После завершения кантования подвижная рама 3 вместе с роликами 1 и 2 опускается ниже уровня рольганга.

В рельсобалочном стане манипулятор и роликовые кантователи монтируют на подъемно-качающемся столе 1 (рис. 96).

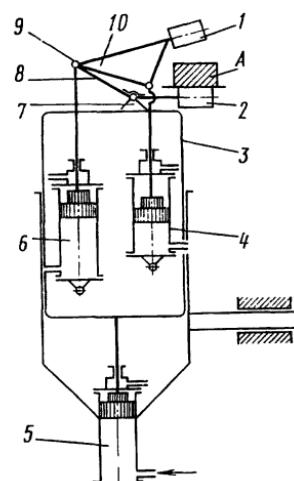


Рис. 95

Смещение заготовки в направлении, перпендикулярном к оси прокатки при установке заготовки по оси соответствующего калибра, производится при помощи четырех линеек, из которых линейки 8 и 9 совершают поступательное движение, а линейки 2 и 3 вращаются вокруг неподвижных пальцев, будучи связанными с ними при помощи пазов. Линейки 2 и 9 манипуляторов при зажатии заготовки перемещаются при помощи пневматических цилиндров 5 и 7, укрепленных на трехплечих рычагах 13 и 10. Все линейки после сближения перемещаются совместно и устанавливают заготовку по оси соответствующего калибра при помощи гидроцилиндра 4, в который подается вода высокого давления.

Рычаги 11 и 14 соединены тягой 12 так, что образуют параллелограмм, вследствие чего линейки 8 и 9 движутся при перестановке заготовки поступательно. Перестановка каретки 6 роликового кантователя 15 производится совместно с линейками манипулятора.

Гидравлическая схема манипулятора рельсобалочного стана показана на рис. 97. Вода из бака 3 нагнетается при помощи двух насосов 1 и 2 в аккумулятор 6 через золотник 9 автоматической отсечки жидкости. Изменение направления потока жидкости, нагнетаемой в полости цилиндра 4, производится при помощи двух гидравлических золотниковых распределителей 5 и 12.

Гидравлическая система имеет защиту, уровень в аккумуляторе 6 контролируется уровнемерами 7 и 8, регулирование уровня производится автоматически. В случае прорыва магистрали и, следовательно, резкого увеличения расхода жидкости, возникший перепад давлений на участке контрольного манометра 11 используется для дачи сигнала в электропневматический распределитель 10, который управляет работой аварийного отсечного золотника 9.

На рис. 98 показан роликовый кантователь, смонтированный на линейках манипулятора и перемещающийся вместе с ними. Кантование заготовки производится при подъеме ролика 1 с помощью гидравлической следящей системы, цилиндр 2 которой связан с опорами этого ролика. Направление потока жидкости в полости цилиндра 2 зависит от положения золотника 5, приводимого в действие от сельсин-приемника 7, повторяющего перемещение, заданного рукояткой сельсин-датчику 8.

Цилиндр 2 вместе с кантующим роликом 1 перемещается вверх и при этом производится кантовка. Обратная перестановка золотника 5 осуществляется при помощи клина 3, смонтированного на цилиндре 2, воздействующего на ролик 4 штока подвижного цилиндра 6 золотника. Таким образом, использование следящей системы позволяет на расстоянии управлять движением кантующего ролика 1. Принудительное вращение ролику 11 кантователя сообщается электродвигателем 10 через редуктор 9.

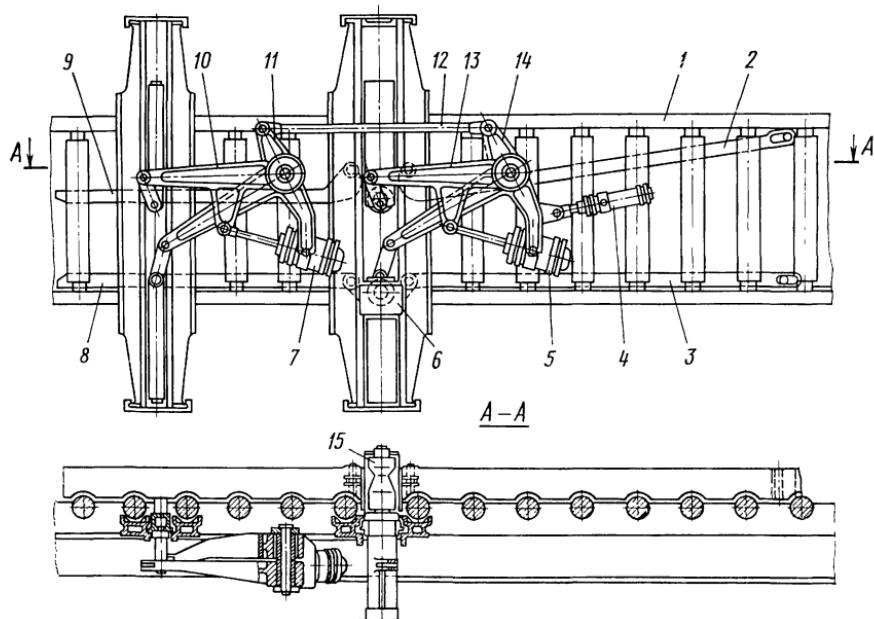


Рис. 96

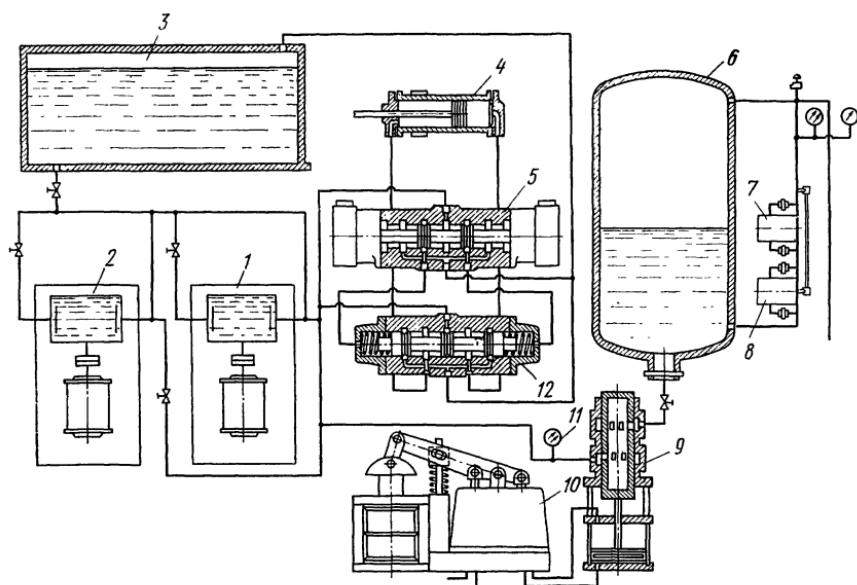


Рис. 97

Для приема (или съема) рулона с барабана моталки листопрокатных станов, кантования и передачи их на конвейер используют различной конструкции кантователи с гидравлическим и пневматическим приводами.

На рис. 99 показан передвижной кантователь рулона массой до 8 т, в котором использованы гидравлический и пневматический механизмы. Тележка 6, на которой установлены приемная

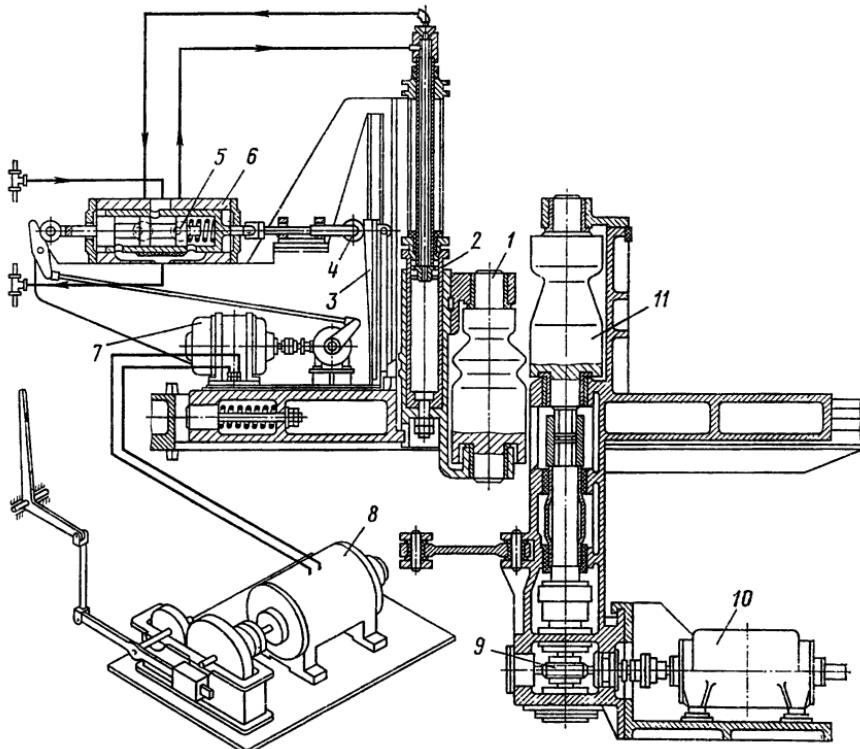


Рис. 98

люлька 1 с рогом 2 и электрический привод 5 кантования, передвигается по рельсам на ходовых колесах при помощи пневматического цилиндра 4 диаметром 300 мм. Приемная люлька смонтирована на валу привода кантования и соединена через пружину 7 с рычагами 3, жестко насаженными на этот вал. Время кантования люльки не превышает 5 с. Для ограничения поворота люльки на раме тележки предусмотрены стойки.

Для установки рулона строго по оси конвейера в роге люльки имеется гидравлический механизм. В начальный момент соединенные жестко поршень цилиндра 8, ползун 9 и поршень цилиндра 10 находятся в крайнем правом положении. После приема и кантования рулона ползун 9 при помощи цилиндра 10 прижи-

мается к внутренней части рулона, перемещая поршень цилиндра 8 на некоторую величину от оси конвейера. После этого прекращают подачу жидкости в цилиндр 10 и подают ее в левую полость цилиндра 8, поршень которого, двигаясь вправо до упо-

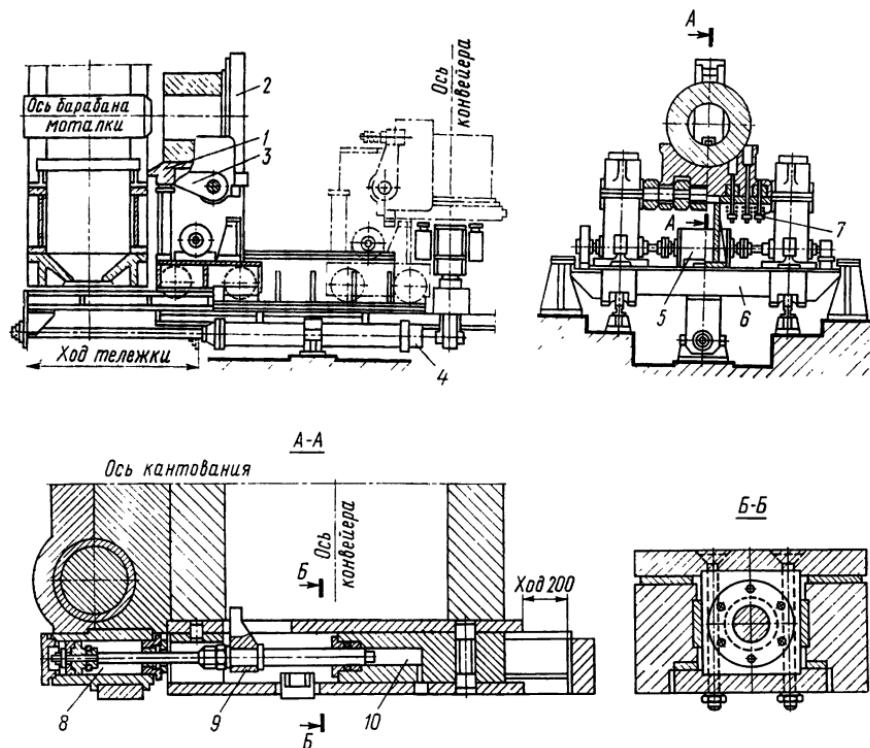


Рис. 99

ра, перемещает подвижную часть механизма вместе с рулоном на ту же величину, устанавливая рулон по оси конвейера независимо от его наружного диаметра.

МАНИПУЛЯТОР И КАНТОВАТЕЛЬ БЛЮМИНГА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ

При разработке систем программного автоматического управления блюмингом наибольшие трудности возникают при переводе на автоматический режим работы механизмов кантователя и манипулятора с электрическим приводом. Затруднения возникают прежде всего из-за больших зазоров в подвижных соединениях, меняющих знак при изменении направления действующих сил, больших приведенных масс, ограничивающих быстродействие механизмов, необходимости установки двигателя с большим

моментом с целью устранения кривизны заготовки в последних проходах.

Вследствие того, что механизм крюкового кантователя не всегда обеспечивает кантовку на 90° и имеют место срывы кантуемого раската с крюка, возникла необходимость разработки нового механизма. На рис. 100 показан механизм с двумя гидравлическими приводами с угловым кантующим звеном¹. Поступательное перемещение кантующему уголку 3 сообщается подвижным гидроцилиндром 4, а поворот — цилиндром 1 через промежуточный поводок 2. Комбинацией перемещения цилиндров, двигающихся одновременно в противоположных направлениях, можно кантовать раскат к правой или левой линейке. Подвижные цилиндры механизма кантования располагаются как в направляющих, так и в штангах линейки манипулятора. При перемещении линейки без кантовки вертикальное перо уголка спрятано в пазу линейки, а горизонтальное — располагается ниже уровня рольганга.

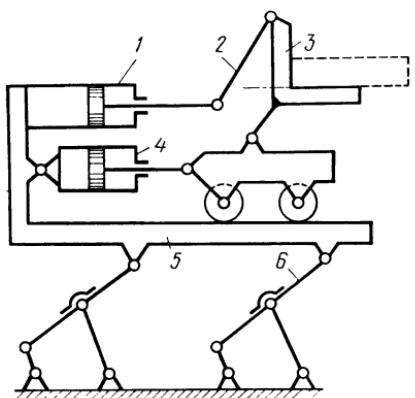


Рис. 100

передаче заготовки из калибра в калибр, преодолевая относительно небольшие сопротивления; в то время как при правке раската линейки перемещаются с малой скоростью, но должны развиваться большие усилия. При гидравлическом механизме привода линеек манипулятора такой режим работы может быть легко осуществлен от источников питания низкого давления и большой производительности и высокого давления, но низкой производительности. Реле давления обеспечивает переключение питания с одного источника на другой.

Чтобы исключить влияние износа открытых направляющих линеек манипулятора, поступательное перемещение линеек 5 обеспечивается установкой на ламбообразных направляющих 6 механизма Чебышева с закрытыми опорами качения в шарирных соединениях. Гидроцилиндры перемещения линеек работают по заданной маршрутом прокатки программе.

Отработка заданного перемещения линеек производится при помощи четыреххромочного золотника, управляемого дифференциальным реечным механизмом в обратной связи поршня гид-

¹ Кожевников С. Н. и др. Кантователь для автоматизированного быстро действующего манипулятора прокатных станов. Авт. св. 142273.— Бюллетень изобретений, 1961, № 21.

равлического механизма. Кроме основного перемещения к оси заданного калибра, необходимо задавать дополнительные смещения в сторону раската при его торможении после выброса из валков и от раската при его кантовке. Такого типа программа реализуется двойным зубчато-реечным дифференциалом и системой неподвижных упоров, располагаемых в соответствии с заданными перемещениями (рис. 101). В механизме рейка 5, связанная с подвижным звеном гидромеханизма (рис. 102), отрабатывает его перемещения. На подвижных гидроцилиндрах имеются собачки 1 и 4 (рис. 101), ограничивающие перемещение цилиндров при контактировании с неподвижными упорами.

Для цилиндра 3 имеется два стационарных кольцевых упора и два «исчезающих» промежуточных упора, приво-

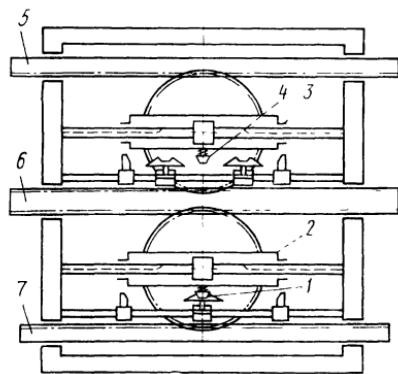


Рис. 101

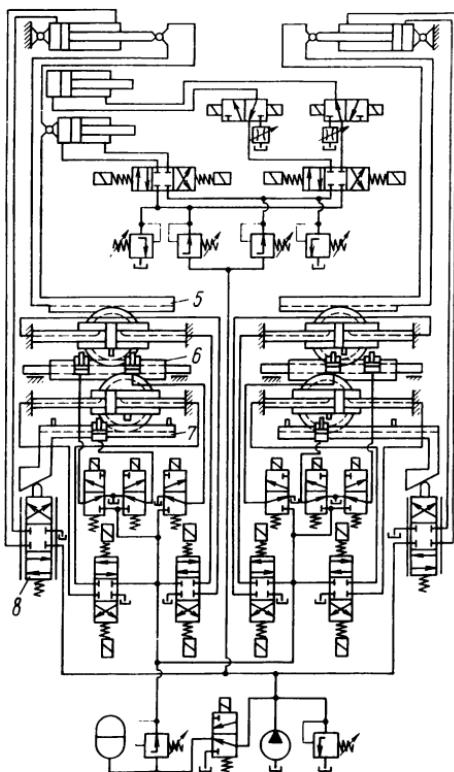


Рис. 102

димых в действие гидравлическим или каким-либо иным механизмом. Ограничение положений цилиндра 2 осуществляется тремя упорами, из которых промежуточный «исчезающий». На каждом из цилиндров монтируены оси зубчатых колес, имеющих зацепление с промежуточной рейкой 6. Как это видно, перемещение рейки 7 пропорционально сумме перемещений гидравлических цилиндров задатчиков перемещений. Имеющийся на рейке копир заставляет смещаться подпружиненный золотник в сторону, соответствующую подаче жидкости в рабочую полость цилиндра. Например, при смещении цилиндра 3 влево при неподвижной рейке 5 (рис. 102) обратной связи рейка 7 пе-

реместится вправо, золотник 8 опустится под действием копира вниз и жидкость будет поступать в правую полость рабочего цилиндра. При неподвижных задающих цилиндрах рейка 5 обратной связи сообщает через зубчатые колеса движение рейке 7 в обратном направлении и золотник будет перекрыт при отработке цилиндром исполнительного механизма заданного положением упора перемещения.

При больших перестановочных усилиях в линии питания исполнительного механизма следует включить гидравлический усилитель мощности.

МЕХАНИЗМЫ СТЫКОСВАРОЧНЫХ МАШИН

В процессе прокатки заготовок ограниченной длины в многоклетевых станах при прохождении переднего и заднего конца заготовки через последовательно расположенные клети возникают переходные процессы в приводах, в результате которых появляются большие динамические нагрузки в главных линиях, нажимных механизмах и др. Кроме того, изменение режима наряжения при входе или выходе конца заготовки влечет неоднородность проката, усложнение систем автоматического регулирования. Большинство затруднений, связанных с увеличением производительности и улучшением качества проката на многоклетевых станах, снимается, если прокатывается заготовка неограниченной длины, т. е. к концу обрабатываемой полосы наращивается приваркой встык очередная полоса и процесс прокатки делается непрерывным и форсированным.

В зависимости от жесткости (гибкости) полосы используются летучие (подвижные) или стационарныестыко сварочные машины. Для широких относительно тонких полос или сортового проката могут быть использованы стационарные сварочные машины при наличии копителя между выходной стороной непрерывной линии и сварочной машины [6]. При большой жесткости обрабатываемой заготовки сварочная машина должна быть подвижной, причем ее скорость в процессе сварки должна быть равна скорости заготовки на входе линии.

В летучей сварочной машине операции зажима концов заготовки, перемещения во время оплавления свариваемых концов и осадки заготовок осуществляются при помощи гидравлического привода [41].

На рис. 103 приведена конструктивная схема летучейстыко сварочной машины, установленной на мелкосортном стане. Механизм зажима состоит из связанных осью 14 рычагов — неподвижного 9 и подвижного 10 с захватами, приводимых гидроцилиндром 8. Станина или ходовая тележка 3 приводится в движение электроприводом. Рабочую жидкость под давлением 25 и 65 кгс/см², воду для охлаждения трансформатора, электро-

энергию и смазку подают от стационарной установки при помощи подвижной траверсы.

Для фиксации и зажима заготовок на рычагах укреплены захваты 7 и 12 на штоках гидромеханизмов 6 и 13. Перемещение концов заготовок во время оплавления и осадки обеспечивается вращением подвижного рычага 10 при помощи гидравлического механизма 8. Рычаг 9 и трансформатор 4 монтируются на подвижной станине, приводимой в движение через редуктор и

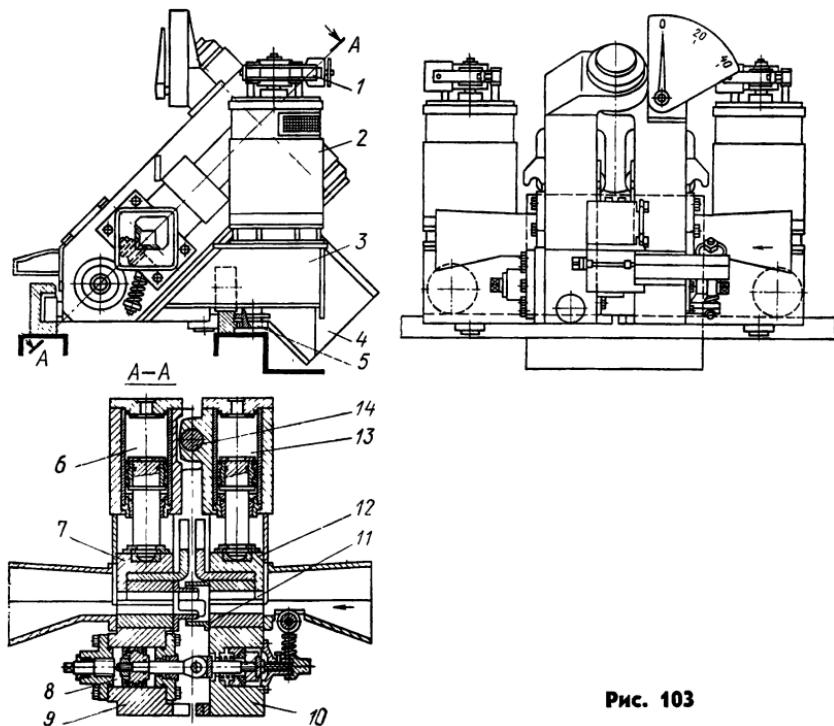


Рис. 103

реечную передачу 5 двумя электродвигателями 2. Механизм передвижения снабжен колодочными тормозами 1. Для защиты механизма от брызг расплавленного при сварке металла установлены защитные щитки 11.

На рис. 104 показана схема гидравлической системы машины. В исходном положении машина находится у печи. При подходе заднего конца заготовки к неподвижному рычагу подается команда на включение механизма передвижения и летучая машина разгоняется электродвигателями до скорости, равной скорости прокатки в первой клети. В конце разгона задний конец заготовки устанавливается по оси сварки, подается команда на катушку электромагнита распределителя 20, управляющего распределителем 19. Жидкость из магистрали 21 давлением

25 кгс/см² поступает через распределитель 19 и аварийный клапан 9 в правую полость распределителя 10. В результате напорная магистраль 32 с давлением жидкости 65 кгс/см² через обратный клапан 18 и дроссель 17 соединяется с цилиндром 4, установленным на неподвижном рычаге. Под давлением жидкости поршень цилиндра 4 передвигает захват, фиксируя и зажимая задний конец плети, проходящей через многоклетевой стан. Достижение магистрального давления контролируется реле 5 дав-

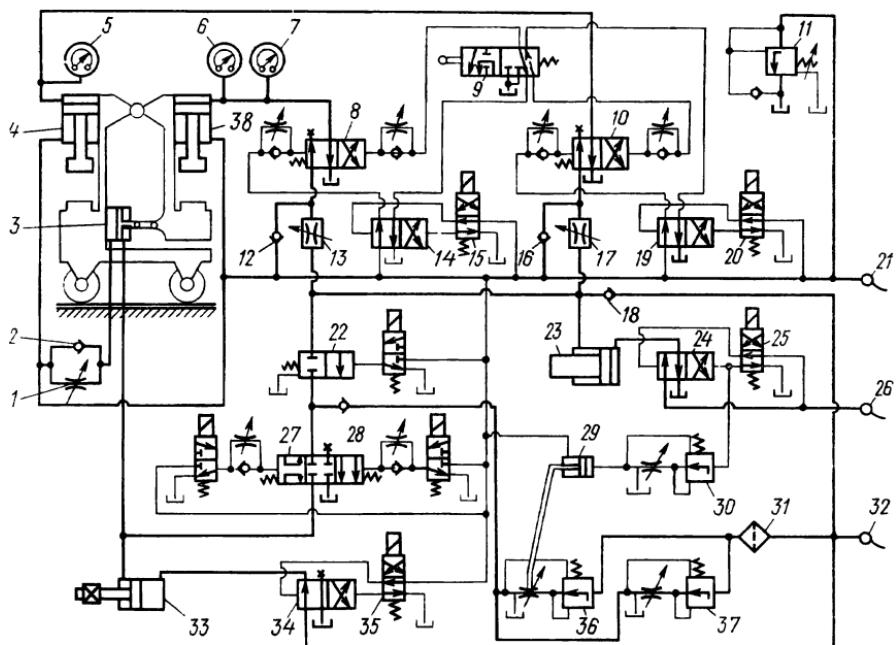


Рис. 104

ления. Выданная из печи заготовка движется со скоростью, несколько большей скорости машины, поэтому ее передний конец «догоняет» зажатый задний конец плети.

При подходе переднего конца привариваемой заготовки к зажиму на подвижном рычаге подается команда на катушку электромагнита распределителя 15, управляющего распределителями 8 и 14. В результате жидкость из напорной магистрали 32 через клапан 18, дроссель 13 и распределитель 8 подается в верхнюю полость цилиндра 38, установленного на подвижном рычаге. Давлением жидкости поршень цилиндра передвигает захват, фиксируя и зажимая передний конец наращиваемой заготовки. При достижении магистрального давления реле 6 давления «разрешает» производить следующие операции.

При подходе губки захвата подвижного рычага к заготовке конечный выключатель подает команду на катушку распределителя 25, управляющего распределителем 24, при помощи которого напорная магистраль 26 с давлением 65 кгс/см² соединяется через регулятор 30 скорости с правой полостью цилиндра 29 и с мультипликатором 23. Под действием магистрального давления поршень мультипликатора 23, перемещаясь влево, создает высокое давление (250 кгс/см²) в цилиндрах 4 и 8, обеспечивая необходимое при осадке усилие зажима заготовок, а поршень цилиндра 29 открывает отверстие переменного сечения дросселя регулятора 36 скорости.

При достижении необходимого давления реле 7 давления подает команды на включение сварочного тока и на катушку распределителя 35, при помощи которого правая полость дозатора 33, ранее соединенная через распределитель 34 с напорной магистралью, соединяется со сливом. Под действием давления жидкости в магистрали 21 поршень цилиндра 3 перемещается вправо, вытесняя жидкость из правой полости цилиндра в левую полость дозатора до тех пор, пока поршень дозатора не упрется в регулируемый упор, разводя рычаги и образуя зазор между концами заготовок для получения надежного зажигания дуги сварочного тока.

После образования дуги подаются команды на катушки распределителей 27 и 35. Распределитель 27 соединяет напорную магистраль 32 через обратный клапан 28, регуляторы 36 и 37 скорости и фильтр 31 с цилиндром 3. Под действием давления в правой полости поршень, перемещаясь влево, сводит рычаги и концы заготовок со скоростью, определяемой настройкой дросселей постоянного и переменного сечений регуляторов 36 и 37. Распределитель 35 управляет распределителем 34, соединяя правую полость дозатора с напорной магистралью и обеспечивая его зарядку на случай возникновения короткого замыкания в процессе оплавления или для следующего цикла сварки.

После оплавления концов заготовок подается команда на катушку распределителя 22, в результате чего к цилинду 3 подводится высокое давление, необходимое для осуществления осадки оплавленных концов и их сварки. Одновременно подается команда на выключение сварочного тока.

После осадки и сварки заготовок подаются команды на катушки распределителей 22 и 27, вследствие чего цилиндр 3 отсоединяется от мультипликатора и соединяется со сливом, снижая усилие осадки. Затем подаются команды на катушки распределителей 15, 20 и 25, соединяя поршневые полости цилиндров 4 и 38 и правую полость мультипликатора со сливом. Так как штоковые полости цилиндров 4 и 38 постоянно находятся под давлением, то захваты освобождают концы сваренных заготовок. Кроме того, давление через обратный клапан 18 подводится к мультипликатору, и плунжер перемещается вправо,

производя зарядку мультиплексора для следующего цикла. Обратные клапаны 12 и 16 отсекают высокое давление от давления в командной магистрали 21, а клапан 11 предохраняет ее от превышения давления. Дроссель 1 с обратным клапаном 2 служит для регулировки скорости поршня. После освобождения заготовок машина останавливается, а затем возвращается в исходное положение.

Гидравлическая система стационарнойстыкосварочной машины (рис. 105) состоит из двух автономных гидроустановок

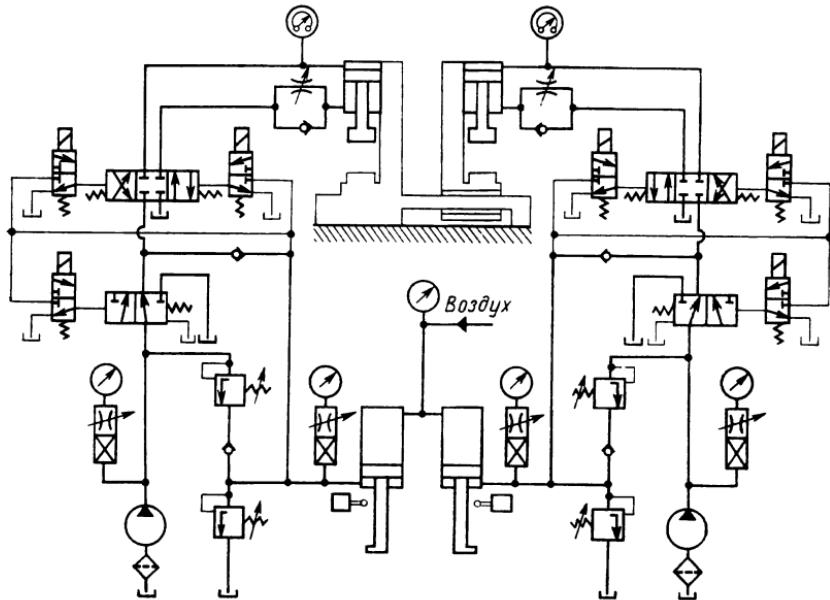


Рис. 105

(левого и правого исполнения), связанных между собой общей электрической схемой и смонтированных на раме машины. Каждая гидроустановка состоит из насосно-аккумуляторной станции, гидроаппаратуры управления, системы трубопроводов и настенного цилиндра, жестко связанного с зажимными губками.

На рис. 106 приведена схема гидромеханической системы оплавления и осадкистыкосварочной машины для сварки полосы толщиной до 6,5 мм [11]. Подвижная станина 1 поворачивается вокруг неподвижной оси при помощи двух гидроцилиндров 5, расположенных на неподвижной станине 6 и соединенных с подвижной станиной тягами. Для зажатия полос служат гидроцилиндры 2 и 4. Полосы устанавливаются и торцы их выравниваются при помощи калибровочного ножа, приводимого в действие поступательным гидравлическим механизмом 3.

В систему управления гидроцилиндрами, позволяющую быстро менять параметры сварки, включен клапан 7, приводимый в движение вращающимся вокруг оси 11 входного вала редуктора 14 рычагом 8. На последнем смонтирован кулачок 16, контактирующий с роликом на штанге 15, связанной шарнирно с подвижной станиной. Кулачок прижимается к ролику пружиной клапана 7. Конечное расстояние между губками и припуски на оплавление и осадку устанавливаются при помощи гаек, закрепленных на штанге 15. В исходном положении кулачок останавливается концевым выключателем 17, на который воздействует поворотная планка кулачка. При включении электромагнита 9 золотник копировального клапана устанавливается в нейтральное положение. Команда на начало осадки подается от конечного выключателя 12, а конечный выключатель 13 служит для остановки станины в промежуточном положении, при котором производится установка заднего конца полосы. Закон оплавления и осадки задается кулачком 16 приводимым в движение электродвигателем 10 через редуктор 14.

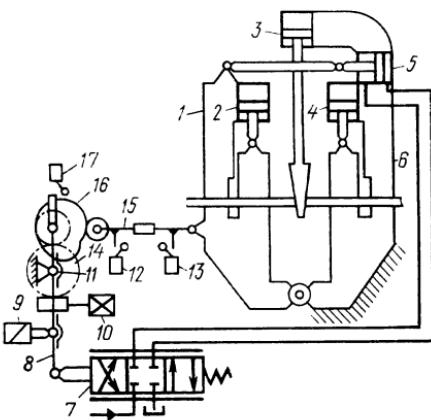


Рис. 106

СТАН ПОПЕРЕЧНОЙ ПРОКАТКИ

Поперечная прокатка заготовки в форме тела вращения с изменяющимся по длине диаметром из цилиндрической заготовки позволяет получить значительную экономию металла в процессе производства, придавая предварительно заготовке форму, отличающуюся от формы готовой детали только на величину припуска.

На рис. 107 показана схема гидромеханической системы стана 50 для прокатки круглых периодических профилей. Три приводных валка 9 рабочей клети 2, вращающие круглую заготовку, перемещаются синхронно одним цилиндром. Натяжение заготовки создается двумя плунжерными гидроцилиндрами 1 через расположенный в каретке 3 свободно вращающийся патрон, захватывающий передний конец заготовки. Точная установка валков 9 на требуемый межвалковый размер осуществляется гидравлической следящей системой в соответствии с профилем копирной линейки 7, определяемым профилем готового изделия. Во время прокатки вращающиеся валки сводятся и разводятся, повторяя

форму копира и обжимая натянутую в осевом направлении заготовку. Вследствие этого выходящая из валков заготовка имеет переменный диаметр по длине. Изделия такого типа используются в качестве заготовок для полуосей автомобилей, валов электродвигателей и т. п.

Следящая система, состоящая из цилиндра 13 и копировального клапана 11, охвачена жесткой отрицательной обратной

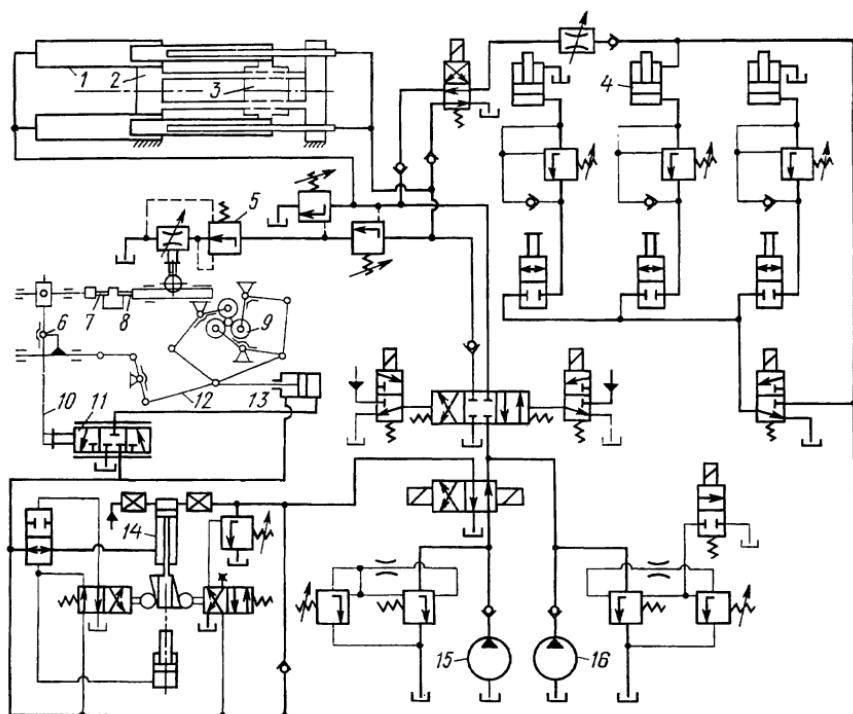


Рис. 107

связью по перемещению через стержень 12. Измеритель рассогласования — рычажный дифференциал 6 осуществляет непосредственное управление клапаном 11 через рычаг 10. Линейка-копир 7 перемещается вместе с кареткой 3, скорость которой выбирается в соответствии с режимом обжатий и определяется положением дросселя регулятора 5 скорости, перемещаемого при помощи линейки 8. Питание системы валков осуществляется от насосной установки 14—15. Насос 16 осуществляет рабочий и обратный ход каретки 3. Цилиндры 4 служат для перемещения поддерживающих лотков.

МАШИНЫ ДЛЯ ОБВЯЗКИ ПАКОТОВ

Механизация обвязки бунтов или пакетов позволяет повысить производительность и улучшить условия труда. На рис. 108 приведена схема полуавтоматической машины для обвязки пакетов штрапсов, поступающих по рольгангу. В машину включены следующие исполнительные механизмы: 1) выравнивания пакета, 2) прижатия пакета, 3) правки и подачи вязальной проволоки,

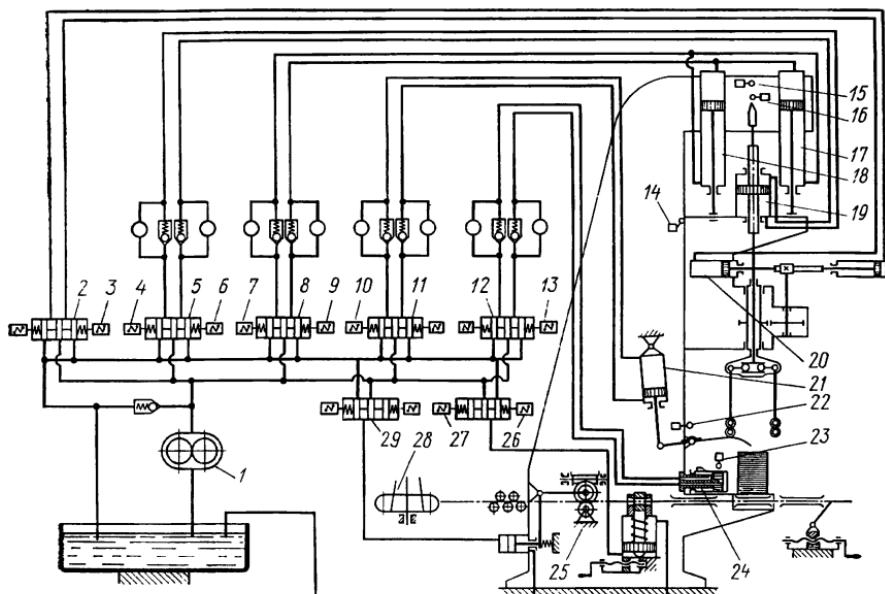


Рис. 108

4) отрезания проволоки мерной длины, соответствующей размерам пакета, 5) подъема и опускания вязальных рычагов, 6) сближения вязальных рычагов и 7) вращения вязальных рычагов для образования узла. Последовательность работы механизмов следующая. При подходе пакета полос к стационарному упору (на схеме не показан), при помощи которого пакет устанавливается в рабочую позицию по длине, срабатывает конечный выключатель, включающий цепь электродвигателя насоса 1 и электромагниты 3, 6 и 9 золотников распределителей 2, 5 и 8 гидравлических цепей, устанавливающихся в положение, соответствующее исходному положению механизма обвязки. Одновременно с этим включается катушка 13 электромагнита гидравлического распределителя 12 механизма выравнивателя пакета.

Гидравлический поступательный механизм 24 выравнивателя пакета в крайнем положении воздействует на конечный выключатель 23. Последний включает цепи: 1) переключения золотника 12, в результате чего механизм выравнивателя реверсируется; 2) гидравлического распределителя 11, открывающего доступ жидкости в нижнюю полость качающегося цилиндра 21 механизма прижатия; 3) гидравлического распределителя 8, управляющего подачей жидкости в гидроцилиндры 17 и 18 каретки механизма вязущих рычагов. Каретка в нижнем положении воздействует на конечный выключатель 22, включающий цепь электродвигателя механизма подающих проволоку роликов 25, отключающий цепь электротормоза 28 с бунтом вязальной проволоки и включающий гидравлический распределитель 29 нажимного ролика подающего аппарата. При срабатывании этого конечного выключателя цепь двигателя механизма подающих роликов отключается, включаются цепи электромагнитов тормозов двигателей механизма подачи проволоки и электромагнит 26 гидравлического распределителя, управляющего ножницами отрезки проволоки.

Одновременно с этим рычаги механизма обвязки прижимаются к пакету и начинают подниматься вверх в результате включения электромагнитов 7 и 4 гидравлических распределителей 5 и 8, направляющих поток жидкости в нижние полости цилиндров 17, 18 и 19. При подъеме рычагов механизма обвязки шток воздействует на выключатель 16, обесточивающий электромагниты распределителя 8, золотник которого устанавливается в нейтральное положение, и жидкость в полостях цилиндров 17 и 18 запирается. В результате продолжающейся подачи жидкости в нижнюю полость цилиндра 19 рычаги механизма обвязки начинают сходиться, обводя вязальную проволоку сверху пакета. Конечный выключатель 15 установлен в положение, соответствующее полному сближению вязальных рычагов.

При включении конечного выключателя 15 распределитель 5, управляющий потоком жидкости, поступающей в цилиндр 19, устанавливается в среднее положение и одновременно включается цепь катушки распределителя 2, управляющего цилиндрами 20 механизма вращения вязальных рычагов. Последние работают при вязке двух следующих друг за другом пакетов попарно в противоположных направлениях. После выдержки в течение 1 с включаются катушки 4, 7 и 10 гидравлических распределителей 5, 8 и 11 механизма разведения вязальных рычагов, механизма прижима, который устанавливается в исходную позицию, и механизма подъема каретки.

В крайнем верхнем положении каретки срабатывает выключатель 14, отключающий всю систему управления вязальной машины и включающий шлеппер, который транспортирует по технологической линии связанный пакет.

МЕХАНИЗМЫ НОЖНИЦ ДЛЯ ПОРЕЗКИ ПРОКАТА

В машинах для порезки проката на мерные длины или в машинах для обрезки концов — стационарных и летучих ножницах гидравлические механизмы используются в качестве основных (т. е. выполняющих непосредственно операцию реза) и вспомогательных. Подача раската, подлежащего делению на мерные длины, обычно осуществляется рольгангами, причем в процессе резания часть раската находится на рольганге.

При неподвижном нижнем ноже неизбежна передача части давления верхнего ножа на рольганг из-за относительного смещения сечений в месте реза, поэтому рольганг устраивается на

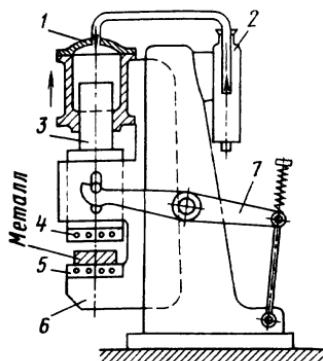


Рис. 109

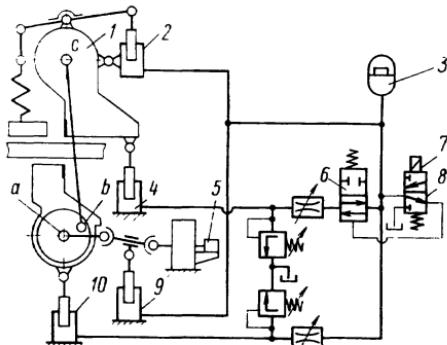


Рис. 110

уравновешенном качающемся столе. В связи с этим в стационарных ножницах для резки блюмсов и слябов вообще, в том числе и гидравлических ножницах, предпочтительно в качестве механизмов резания использовать механизмы с двумя степенями свободы переменной структуры, изменяющейся в зависимости от соотношения сил.

На рис. 109 показана принципиальная схема стационарных ножниц с гидравлическим механизмом переменной структуры. Здесь на суппорте 6 монтирован нижний нож 5 и в верхней части — гидроцилиндр 1. Усилие нижнему ножу передается от крышки цилиндра через корпус суппорта, верхнему ножу 4 — непосредственно от плунжера 3. Если жидкость в цилиндре заперта, то первичная система будет представлять собой как бы одно звено, уравновешенное силой упругости пружины на рычаге 7. При подаче жидкости в цилиндр через сальник 2 в пределах первой фазы будет перемещаться цилиндр относительно неподвижного плунжера вместе с суппортом, нижним ножом и заготовкой. После того, как оба ножа коснутся разрезаемой заготовки, начнется порез на весу, причем оба ножа будут перемещаться относительно неподвижной станины.

Система с двумя степенями свободы переменной структуры использована также в механических ножницах 1600 тс с нижним резом (рис. 110) [39]. Гидравлическая система уравновешивания позволяет при замыкании потоков жидкости в уравновешивающем цилиндре 4 изменять структуру механизма и, следовательно, изменять режим работы ножниц. При круговом режиме эксцентриковый вал в течение цикла резания совершает полный оборот. При качательном режиме начальный раствор ножей уменьшается поворотом экоцентрикового вала на определенный угол относительно его мертвого положения.

При включении электродвигателя на рез электромагнит 7 трехходового клапанного распределителя 8 обесточен. Полость под поршнем клапана 6 оказывается под давлением, поэтому и уравновешивающий гидроцилиндр 4 верхнего ползуна 1 соединен с аккумулятором 3. Так как жидкость из полости цилиндра 4 может свободно вытесняться в аккумулятор, то эксцентрики вращаются вокруг оси *a*, ползун 1 перемещается вниз и останавливается в результате запирания жидкости в полости уравновешивающего цилиндра 4. Сигнал на остановку подается командоаппаратом 5, включающим катушку электромагнита 7 трехходового управляющего распределителя. В результате этого клапан 6 отсекает уравновешивающий цилиндр от аккумулятора 3.

При дальнейшем вращении шпиндельного вала эксцентрик вращается вокруг оси *b*, потому что точка *c* неподвижна. Нижний ползун, скользящий в направляющих верхнего ползуна, перемещается вверх вместе с разрезаемым блюмом или слябом. При соприкосновении заготовки с прижимом жидкость из цилиндра 2 вытесняется в аккумулятор, а в цилиндры 10 уравновешивания нижнего ползуна и 9 уравновешивания шпинделя поступает из аккумулятора под давлением 180 кгс/см². Раскат, зажатый между нижним ползуном и прижимом, разрезается.

После завершения реза нижний ползун, перейдя мертвую точку, начинает опускаться, и когда достигнет нижнего положения, командоаппарат посыпает сигнал на отключение электромагнита 7. В результате клапан 6 соединяет цилиндр 4, уравновешивающий верхний ползун, с аккумулятором. Разблокированный ползун начинает подниматься вверх эксцентриками, вращающимися теперь вокруг оси *a*, до тех пор, пока ось *b* не займет симметричное исходному положение.

Опыт эксплуатации и экспериментальные исследования свидетельствуют о недостаточной надежности рассмотренной системы управления гидромеханизмами. Удары, имеющие место в процессе работы и расстраивающие всю систему, неизбежны из-за резкой отсечки вытесняемой из цилиндра 4 жидкости. Время срабатывания отсечного клапана должно быть регламентировано установкой тормозного устройства, которое ограничивало бы скорость перемещения поршня клапана 6.

В связи с форсированием процессов прокатки и стремлением внедрить непрерывный прокат мелкого сорта наращиванием заготовки на входе ее в линию, вырезка сварного шва из раската и порезка последнего на мерные длины приобретают характер проблемы. Затруднения возникают в связи с разгоном двигателя, мощность которого резко возрастает при увеличении скорости прокатки, и в связи с необходимостью синхронизировать в момент порезки скорости полосы и ножей. Конкурирующим с электроприводом стал регулируемый гидропривод вследствие его малой инерционности и большого быстродействия.

На рис. 111 приведена одна из возможных схем [17] гидравлического привода барабанов 1 летучих ножниц, в которой используются насос 3 переменной производительности и гидромотор 2 постоянной производительности. При маневрировании летучими ножницами нерегулируемый электродвигатель 5 работает при установленной скорости, а скорость гидромотора изменяется наклоном шайбы 4 от нуля, когда плоскость шайбы нормальна к оси ротора, до максимума при наибольшем наклоне. Поворот шайбы гидронасоса, изменяющей его производительность, осуществляется гидроусилителем 6, работающим в следящем режиме при отработке заданного перемещения золотника 7.

Гидросистема работает при непрерывном вращении, при пуске на отдельный рез и при программном изменении скорости. При непрерывном вращении барабана золотник 7 фиксируется в положении, соответствующем заданной синхронной скорости. Во втором случае золотник работает в релейном режиме и, наконец, в третьем случае — в режиме непрерывного слежения.

Параметры гидропривода должны быть определены в зависимости от характера работы летучих ножниц, а для большей надежности — для случая отдельного реза. При этом необходимо иметь в виду, что при резании не должно быть большого динамического падения скорости, влияющего на качество реза, которое будет снижаться при увеличении момента гидродвигателя и момента инерции масс, связанных с барабанами.

Летучие ножницы с гидравлическим приводом могут быть использованы на высокоскоростных листовых станах для порезки металла в широком диапазоне мерных длин, для вырезки

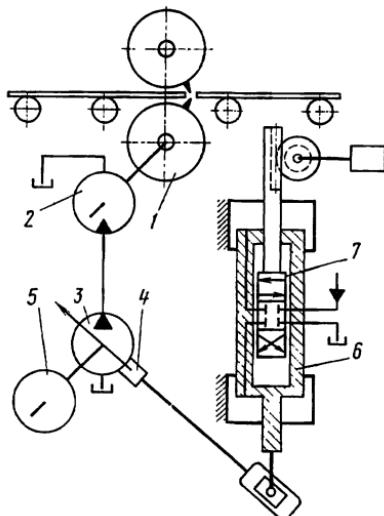


Рис. 111

участка металла со сварным швом на мелкосортных станах непрерывной (бесконечной) прокатки, для порезки гнутых профилей, изготавляемых из полосы, и пр.

МЕХАНИЗМЫ ПРОШИВНЫХ СТАНОВ ТРУБОПРОКАТНЫХ УСТАНОВОК

Прошивные станы, работающие в линиях пильгерных установок или установок типа Штифеля с автоматстанами, оборудуются на входной и выходной сторонах рядом механизмов с гидравлическим приводом. Время срабатывания механизмов и их

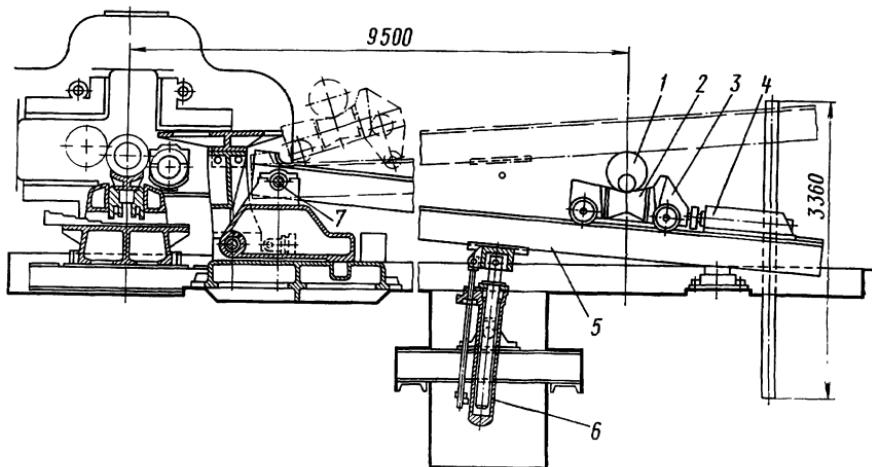


Рис. 112

надежность определяют производительность основного технологического оборудования.

На пильгерных установках производятся трубы без шва из слитков, в которых отверстие прошивается на прошивных станах. Слитки, нагретые в методических печах, по рольгангу подаются на специальную тележку, транспортирующую слиток к прошивному стану и сбрасывающую его в желоб. Один из типов сбрасывателя, изображенный на рис. 112, имеет тележку 3 с роликами 2, на которые поступает слиток с рольганга. Тележка передвигается на колесах по рельсам на площадке 5, поворачивающейся вокруг оси 7 с помощью гидравлического привода 6. При ударе тележки со слитком 1 об упор площадки слиток под действием сил инерции сбрасывается с площадки в приемный желоб стана. При опускании площадки тележка возвращается в исходную позицию и останавливается в крайнем положении при помощи амортизирующего упора 4.

На выходной стороне прошивного стана трубопрокатной установки 200 для производства шарикоподшипниковых труб для манипулирования дornoупорным подшипником и подъемным рольгангом используются гидравлические приводы. На рис. 113 показаны гидравлические механизмы поворота корпуса упорного подшипника и подъемного рольганга. После завершения прошивки фиксаторы (не показанные на рисунке), освобождают головку 7 дornoупорного подшипника. Головка смонтирована на оси, вращающейся в подшипниках станины 8. На нижнем

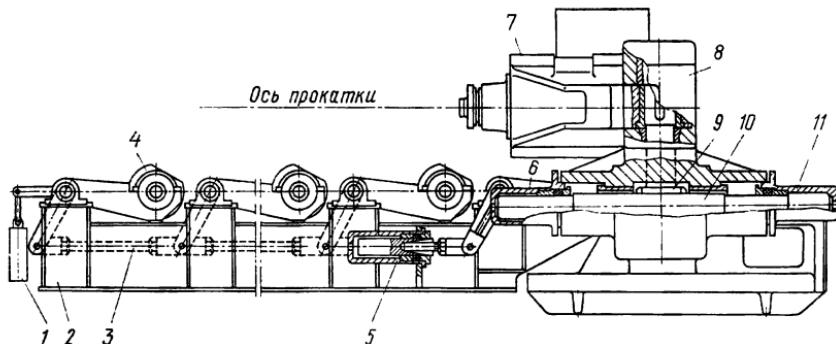


Рис. 113

конце оси укреплено зубчатое колесо 9, приводимое нарезанной на сдвоенном плунжере рейкой 10.

Поворот головки дornoупорного подшипника осуществляется при подаче жидкости в цилиндры 11 или 6. Последовательное движение плунжера преобразуется рейкой и колесом во вращательное движение головки, поворот которой ограничен упорами на станине 8. Поворот головки вокруг оси, смещенной относительно оси прокатки, необходим для свободного прохода гильзы. После отвода головки производится подъем роликов 4, размещенных на связанных между собою тягами 3 коромыслах, при помощи гидроцилиндра 5, установленного на раме 2. Частичное уравновешивание роликов осуществляется контргрузом 1. Под действием неуравновешенной силы тяжести ролики опускаются, при этом жидкость из цилиндра 5 вытесняется в сливную магистраль.

МЕХАНИЗМЫ ПИЛИГРИМОВЫХ СТАНОВ ТРУБОПРОКАТНЫХ УСТАНОВОК

В трубопрокатной промышленности для получения труб без шва диаметром от 6 до 16 дюймов из предварительно прошитого слитка используются установки с валками круглого переменного калибра. При прокатке в валках такого типа, вращающихся с постоянной угловой скоростью, оправке вместе с посаженной на нее заготовкой задается возвратно-поступательное движение

при помощи подающего аппарата. Кроме этого, корпусу подающего аппарата в течение каждого оборота валка сообщается дополнительное движение в направлении к валкам.

Пилигримовые станы по устройству и динамическим процессам, сопровождающим их работу, являются наиболее сложными прокатными станами. На рис. 114 показаны последовательные

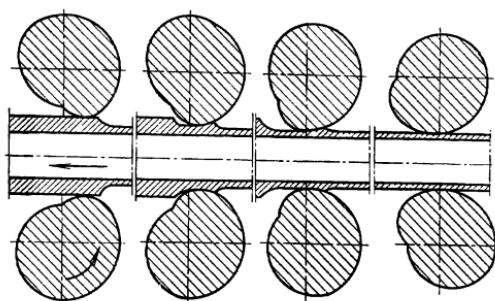


Рис. 114

положения валков относительно заготовки в процессе прокатки в этих станах. В соответствии с технологической схемой можно отметить несколько фаз движения стержня с оправкой, реализуемых подающим аппаратом: 1) вынужденное перемещение заготовки, обжимаемой валками, зависящее от катающего диаметра валков; 2) торможение

мажение заготовки, освобожденной валками; 3) разгон заготовки при подходе к положению, в котором происходит ее захват валками. Каждая из фаз, кроме 1-й, может быть разделена, в зависимости от типа подающего аппарата, на подфазы, в пределах которых происходит изменение структуры уравнений, описывающих процесс.

Пильгерные установки, как правило, снабжены гидравлическими или гидропневматическими механизмами, выполняющими основные или вспомогательные операции технологического процесса: перемещение каретки подающего аппарата, подъем выводных проводок, центрирование заготовки при заправке стержня и др.

На рис. 115 показана схема гидравлического механизма перемещения каретки подающего аппарата, состоящего из двух симметрично расположенных относительно оси прокатки цилиндров 1, штоки которых связаны с кареткой, и распределителя, в качестве которого использован трехходовой дистрибутор 2. Правая полость соединена непосредственно с напорной магистралью и поэтому в ней действует постоянное давление воды. Левая полость при помощи дистрибутора может быть соединена с напорной магистралью (давление 100 кгс/см²) при быстром перемеще-

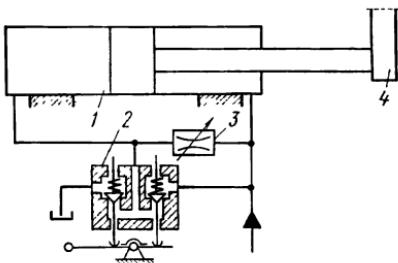


Рис. 115

нии вперед, со сливной магистралью при быстром отводе каретки 4 подающего аппарата и, наконец, при закрытых клапанах дистрибутора соединяется через дроссель 3 с напорной магистралью. Регулировкой дросселя можно получить различную скорость перемещения вперед или запереть левую полость.

Гидравлический механизм с такой системой управления не может обеспечить стабильность подачи каретки подающего аппарата вследствие отклонений от синхронной работы подающего аппарата и валков, колебаний каретки подающего аппарата, поршни которого опираются на упругий столб жидкости, различия в форме силового импульса со стороны валков и др. [22]. Более стабильную регламентированную подачу, при которой для данного режима работы стана будет наивысшая производительность, можно получить объемным дозированием жидкости.

Одна из схем, обеспечивающих эти условия, приведена на рис. 116. При нейтральном положении распределителя 2 и полностью закрытом дросселе 3 жидкость в левую полость цилиндра 1 может подаваться только из правой или левой полости дозатора 5. При положении крана 4, показанном на схеме, под действием магистрального давления жидкость вытесняется в цилиндр 1 из правой полости дозатора. При повороте пробки крана на 90° жидкость в цилиндр будет вытесняться из левой полости дозатора. Величина подачи регулируется упором 6, скорость подачи — дросселем 3.

На рис. 117 приведена схема всех гидравлических механизмов пилигримового стана. Перед началом работы механизмов включают автоматические запорные клапаны 23 и 25 при помощи распределителей 24 и 26, подавая напряжения на их катушки. При обесточивании электрической схемы управления механизмами клапаны 23 и 25 запирают жидкость в цилиндрах 1 и 3, останавливая каретку 2.

При движении каретки 2 механизма подачи подающего аппарата к валкам клети при прокатке трубы цилиндр 1 соединяют через клапанный распределитель 12, приводимый в движение электрическим приводом 13, с магистралью 27 (давлением 100 кгс/см²), а цилиндры 3 — через регулируемый дроссель 16 и клапан 25 со сливом. Величина подачи каретки за один оборот валков регулируется дросселем 16. Распределитель 14 с электрическим приводом 15 при этом занимает нейтральное положение, отсоединяя цилиндры 3 от магистрали 27.

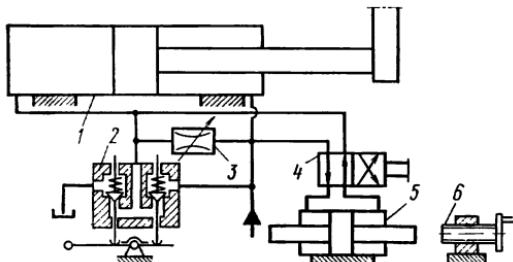
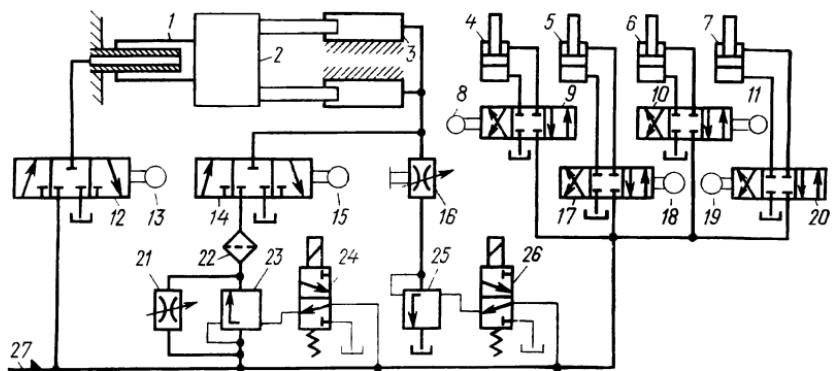


Рис. 116

Быстрый подвод каретки к валкам и отвод ее от валков осуществляется при помощи распределителей 12 и 14, при этом включается запорный клапан 25 обесточиванием катушки распределителя 26. При медленном отводе каретки от валков жидкость в цилиндры 3 поступает из магистрали через дроссель 21, фильтр 22 и распределитель 14, минуя запорный клапан 23.

Цилиндры 4, 5, 6 и 7 механизмов опорного ролика для поддержания переднего конца дорна при крайнем положении каретки, снятия трубы с дорна, подъемного стола для дорна и гильзы и подъемного ролика для поддерживания переднего конца гильзы управляются при помощи клапанных распределителей 9, 10,



Устройство конического участка на конце оправки позволяет частично снять эти ограничения.

Для подачи оправки с заготовкой в направлении к валкам используется сжатый воздух, и подающие аппараты в этом отношении отличаются только параметрами: давлением воздуха, степенью сжатия при торможении после выхода заготовки из валков и др. Системы торможения, поглощающие или рекуперирующие кинетическую энергию подвижного комплекта звеньев подающего аппарата, отличаются принципиально. Трудно поддающимися регулировке являются пневматические или пневмомеханические системы торможения, которые рассмотрены во второй части книги. Более совершенными являются гидравлические системы.

Подающий аппарат с наиболее простой системой торможения показан на рис. 118. В литом корпусе 1 имеется водяная камера 4 торможения и воздушная камера 9, сообщающаяся через ходы в дрели 12 с внутренней полостью плунжера 5.

Вертикальный цилиндр 10 с поршнем 11 предназначен для регулирования объема воздушной камеры при настройке аппарата. К переднему концу (слева) плунжера крепится дорновый замок, а на противоположном его конце монтирована сменная гайка 7, находящаяся в зацеплении с дрелью 12. Последняя предназначена для поворота плунжера вместе с заготовкой при его движении в направлении к валкам (влево). Поворот осуществляется при скольжении гайки 7 на плунжере по шлицевым пазам дрели, удерживаемой от вращения собачками, зацепляющимися с зубьями храпового колеса 13 на правом конце дрели.

Торможение подвижного комплекта деталей плунжера после выхода заготовки из валков производится действием сжатого воздуха, а торможение в левом крайнем положении — давлением жидкости, вытесняемой плунжером через кольцевую щель между ним и буксой 3 и через регулируемый дроссель 2. Водяная и воздушная камеры разделены уплотнением 6. Смазка подвижных частей производится масленками 8.

В Институте черной металлургии АН УССР был разработан более простой вариант тормозной системы (рис. 119), в которой букса 1 имеет профиль, рассчитанный по заданному закону изменения ускорения.

Как на недостатки обеих приведенных схем гидравлического торможения следует указать на отсутствие регулировки пути торможения, которую необходимо иметь в связи с изменением веса подвижного комплекта при переходе от одного размера трубы к другому. Профиль буксы, рассчитанный для одного размера трубы, не годится для другого размера. В Институте черной металлургии АН УССР предложены конструкции подающих аппаратов, в которых устранены отмеченные недостатки¹.

¹ Кожевников С. Н. и др. Подающий аппарат пильгерстана. Авт. св. 160146.—Бюллетень изобретений, 1964, № 3.

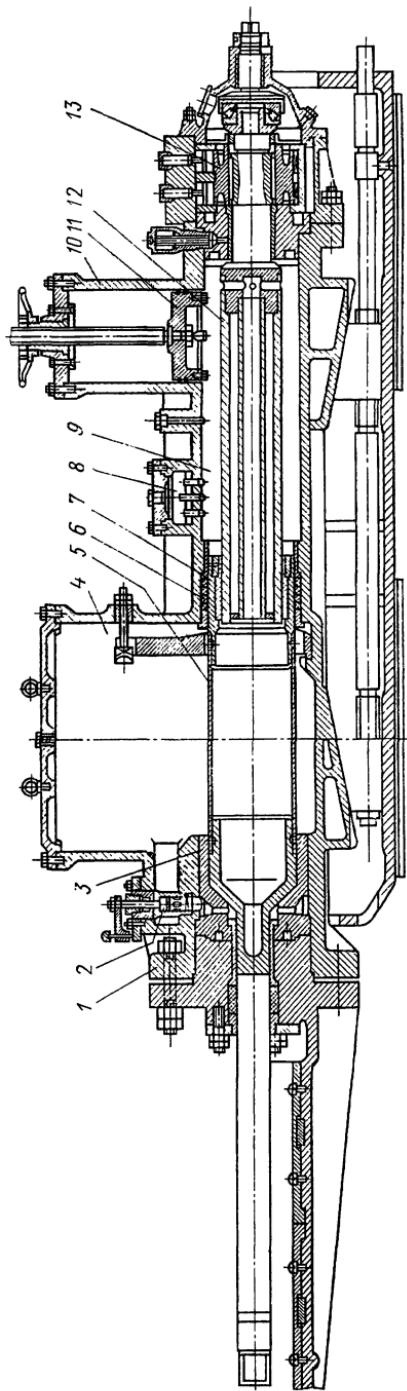


Рис. 118

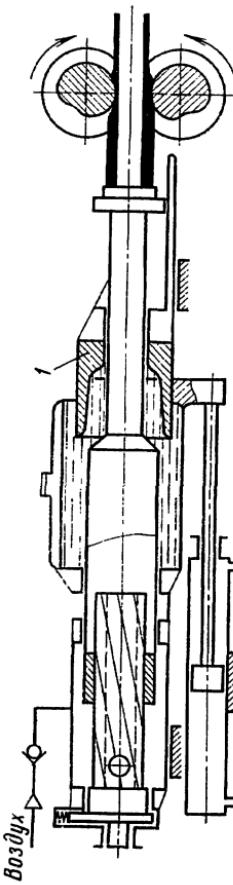


Рис. 119

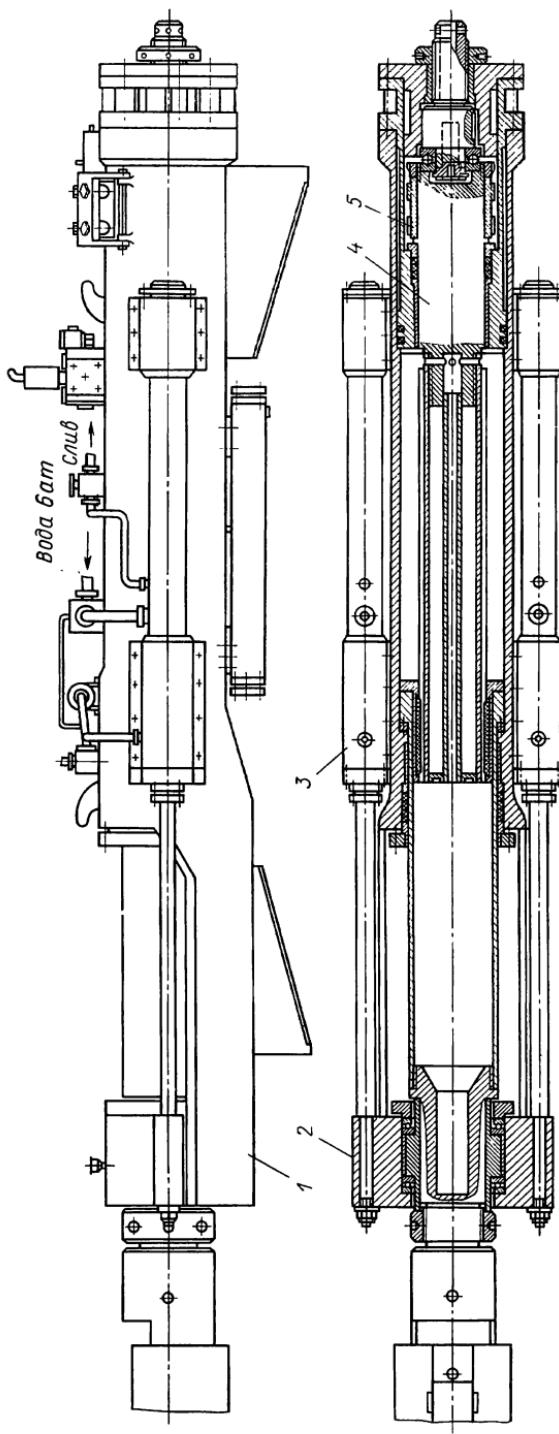


Рис. 120

В одном из них для торможения используется два однотипных гидротормоза, расположенные по обе стороны каретки (рис. 120). В расточке на правом конце каретки 1 смонтирован корпус механизма кантовки, храповое колесо 5 которого посажено на задний конец дрели 4. К проушинам траверсы 2, связанной с плунжером, крепятся штоки гидротормозов 3, которые являются отличительной особенностью подающего аппарата.

Принцип работы тормоза поясним по схеме, показанной на рис. 121. При ходе плунжера вправо в течение времени прокатки вода поступает из магистрали 2 через обратный клапан 3. При движении штока подающего аппарата к валкам плунжер тормоза

перемещается влево и выталкивает воду через клапан 13, удерживаемый пружиной 12 в левом положении. После того, как веерообразная часть плунжера 7 войдет в кольцо 5, давление в камере 1 повышается, клапан 14 отсекает тормозную камеру от сливной магистрали. Давление в тормозной камере повышается за счет сопротивления регулируемого дросселя 11.

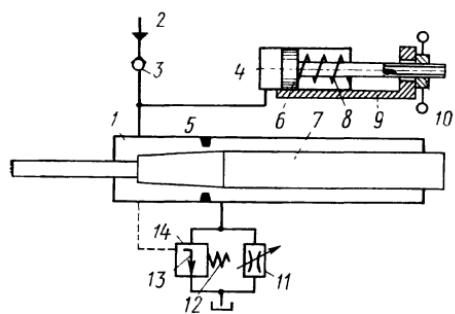


Рис. 121

ля 11, через который вытесняется часть жидкости. Второй поток жидкости направляется в цилиндр 4, поршень 6 которого сжимает пружину 8. Свободный ход поршня относительно корпуса 9 регулируется упорной гайкой 10. При достижении поршнем правого крайнего положения весь поток вытесняемой жидкости направляется через дроссель 11 и давление в тормозной камере резко возрастает. Регулировка величины пути торможения осуществляется изменением свободного хода поршня 6, а величина тормозного усилия — регулировкой дросселя 11.

МЕХАНИЗМЫ СТАНОВ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Станы холодной прокатки труб получают все большее распространение вследствие того, что позволяют прокатывать трубы с большой точностью из трудно деформируемых материалов, причем — с малым отношением толщины стенки трубы к диаметру. Пилигримовый способ прокатки дает возможность получить также высокое качество наружной и внутренней поверхностей труб.

Гидравлические механизмы в станах холодной прокатки труб могут быть использованы в качестве механизмов главного привода, подачи и поворота трубы в процессе прокатки, смещения оправки при прокатке конических труб и др., а также в качестве

вспомогательных механизмов, например, сбрасывателей, выравнивателей, упоров, механизмов зажимов, предохранительных и др.

Главный привод

Гидравлический привод нашел применение для сообщения возвратно-поступательного движения клетей крупных станов холодной прокатки труб, в которых использование кривошипно-ползунного механизма нерационально. На рис. 122 показана клеть стана для холодной прокатки труб диаметром 230—405 мм, масса

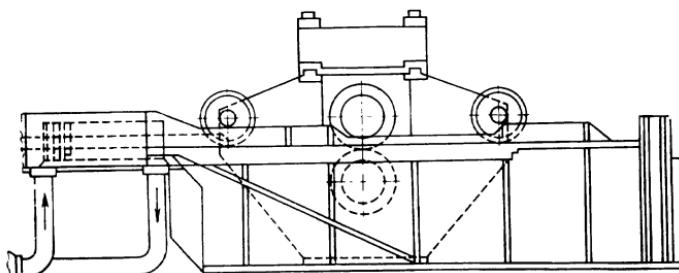


Рис. 122

которой составляет в собранном виде 135 т при максимальном ходе 1,8 м [24]. Такой ход соответствует повороту валков, приводимых зубчатым колесом, катящимся по неподвижной рейке, на угол около 180° . О размерах клети можно судить по величине валков (диаметр 1270 мм) и сферических подшипников (наружный диаметр 1219 мм, ширина 438 м, максимальная нагрузка 1450 тс, масса 2335 кг). Движение клети осуществляется двумя гидроцилиндрами внутренним диаметром 330 мм, работающими при давлении жидкости 154 кгс/см². Расход масла при 100 ходах в минуту составляет 24 300 л. Для отвода тепла небольшое количество масла непрерывно выводится через клапаны на стороне низкого давления и охлаждается в холодильнике, потребляющем 45 м³/ч воды.

Механизмы подачи и поворота труб

В процессе работы металлургических машин периодического действия возникает необходимость осуществлять регламентированные и синхронизированные с другими исполнительными механизмами периодические перемещения с остановками. Например — перемещение корпуса подающего аппарата пилигримового стана, подача и поворот трубной заготовки станов холодной прокатки труб и ряд других. Осуществление указанного вида движения при помощи стержневых и зубчатых механизмов или при помощи электромеханизмов не всегда приводит к оптималь-

ному решению вследствие большой протяженности валов, расположенных между ведущими и ведомыми звеньями, или недостаточной точности. Использование для этих целей гидросистем может оказаться более выгодным.

В некоторых крупных станах холодной прокатки труб для поворота и подачи трубы использованы механизмы гидромоторного типа (рис. 123) [1]. Винту 2, совершающему поступательное движение вместе с патроном, перемещение сообщается гайкой, поворачивающейся гидромотором 1. Периодическая подача жидкости

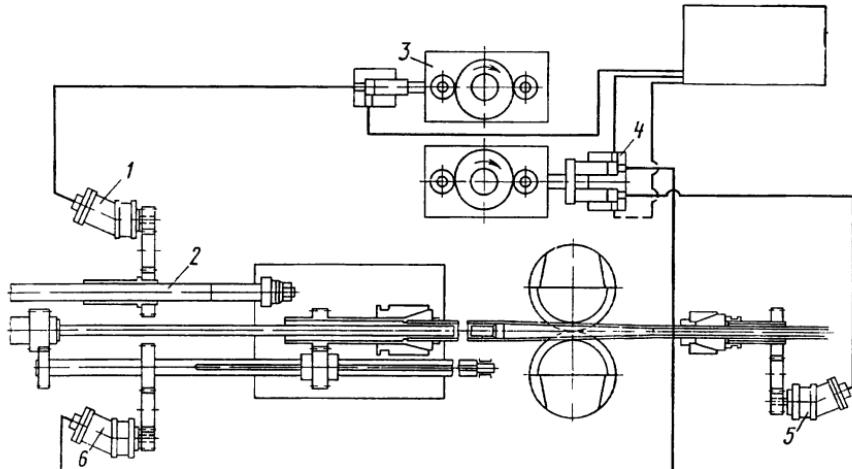


Рис. 123

сти в гидромотор осуществляется поршнем нагнетательной установки 3 с рамочным толкателем, приводимым в движение силовым кулачком. Аналогично осуществляется поворот патрона и заднего конца трубы, а также ее переднего конца, при помощи роторных гидродвигателей 6 и 5 с косой шайбой, питаемых каждый от индивидуальных цилиндров нагнетательной установки 4.

Приведенная схема обладает рядом недостатков. Во-первых, углы поворота переднего и заднего патронов трудно согласовать вследствие разницы между деформацией жидкости трубопроводов и деформацией длинного вала, через который передается вращение заднему патрону. Это рассогласование может быть значительным в случае образования двухфазной жидкости. Во-вторых, силовые кулачки, осуществляющие порционное питание роторных двигателей под давлением 200—250 кгс/см², должны иметь очень большой диаметр (около 1 м).

Надежность механизмов подачи и поворота трубы станов ХПТ во многом зависит от муфт обгона, обеспечивающих движение вперед с остановкой. Частый выход этих муфт из строя и воз-

можность проскальзывания уменьшают надежность стана и не позволяют строго регламентировать подачу и поворот. Вместо роликовых обгонных муфт возможно использование гидравлических муфт, работающих с точки зрения нагрузки в более благоприятных условиях. На рис. 124 показана принципиальная схема такой муфты [23]. Колесо 1 шестеренного насоса жестко связано с ведомым валом. Корпус 2 насоса может свободно вращаться относительно оси ведомого вала от стержневого механизма с переменной величиной хода. Колесо 3, имеющее зацепление с колесом 1, совершает планетарное движение. Камеры *a* и *b* насоса соединены трубопроводом, в который встроен обратный клапан 4. При ходе корпуса насоса в одну сторону жидкость свободно перетекает из камеры *a* в камеру *b* через открытый обратный клапан. При ходе корпуса в противоположном направлении обратный клапан 4 закрывается и вся система блокируется. Ведомый вал, к которому приложена внешняя нагрузка, будет вращаться вместе с блокированной системой. Аккумулятор 5 восполняет утечки через уплотнения на валу.

Описанная гидравлическая муфта может выполнять роль неразрушающегося предохранительного устройства, если параллельно обратному клапану включить предохранительный.

Экспериментальные исследования гидромуфты свободного хода показали ее высокую работоспособность. Она имеет мягкую характеристику за счет перетекания жидкости через неплотности из камеры высокого в камеру низкого давления.

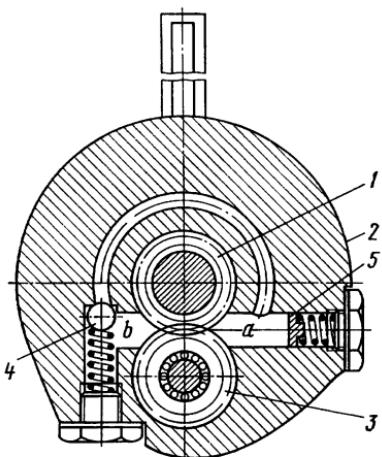


Рис. 124

Механизмы станов прокатки труб переменного сечения

Для получения конических труб или труб с переменной толщиной стенок необходимо смешать оправку вдоль оси прокатки и изменять раствор валиков по закону, соответствующему заданной конусности. Во ВНИИМЕТМАШе разработан опытный стан ХПТР-120К для прокатки конических труб диаметром до 120 мм с гидравлическим приводом клети [34]. Гидромеханическая схема этого стана показана на рис. 125. Два гидроцилиндра 3 привода клети питаются от двух параллельно работающих аксиально-поршневых насосов 1 и 2 переменной производительности 450 и 650 л/мин при рабочем давлении 80 кгс/см².

Производительность насосов изменяется поворотом их статоров при помощи гидроусилителя 13, работающего в следящем режиме и питающегося от системы подпитки 12—14 насосов. Положение статоров зависит от положения задающего золотника гидроусилителя. За один двойной ход поршня 3 статоры должны совершить полное качание относительно нейтрального положения, причем амплитуда колебаний будет зависеть от числа двойных ходов в минуту, от величины хода и от скорости вращения ротора насоса. Точность воспроизведения заданных движений

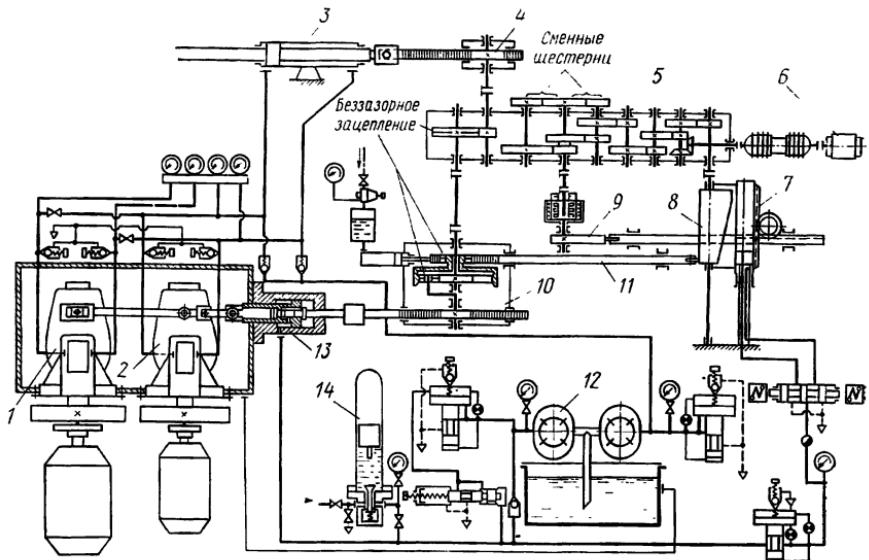


Рис. 125

будет зависеть от угла размаха, поэтому насосы должны иметь некоторый резерв производительности, что может быть учтено при установлении числа двойных ходов клети.

Гидравлическая система работает в следящем режиме, обрабатывая заданную закономерность перемещений. В качестве задатчика использован коноид 8, сообщающий движение штанге 11 с рейкой на конце. По рейке обкатывается зубчатое колесо, связанное с колесом внутреннего зацепления дифференциальной передачи 10. Коноид смещается вдоль оси вращения при помощи плоского кулака 9 и двух реек, связанных между собою зубчатым колесом, поэтому угол поворота центрального колеса дифференциала с внутренним зацеплением будет непрерывно изменяться по закону, определяемому изменением профиля сечения коноида. Вращение коноида и смещение его вдоль оси определяется режимом работы гидродвигателя 7 и настройкой редуктора-вариатора 5, приводимого в движение электродвигателем 6. Обратная связь

осуществляется реечно-зубчатой передачей, связанной через промежуточные колеса со вторым центральным зубчатым колесом дифференциала. Суммирование задающего перемещения и обратной перестановки осуществляется на водиле дифференциальной передачи.

Для повышения точности работы следящей системы все зубчатые зацепления, имеющие реверсивный режим работы, выполнены без зазоров.

Скорость движения клети, определяемая положением поршня гидроусилителя, зависит от величины рассогласования, т. е. от положения золотника.

В стане ХПТ-120П правого исполнения предусмотрено гидравлическое предохранительное устройство, срабатывающее при увеличении нагрузки на валки на 25 % по сравнению с допустимой. Принципиальная схема этого устройства показана на рис. 126. Давление прокатки через обойму валковых подшипников передается верхнему рельсу 5, опирающемуся через сферические подпятники на два плунжера 4. Сумма давлений на подпятники равна усилию прокатки независимо от того, в каком месте между осями плунжеров находится обойма подшипников. Активные площади поршня 3 одинаковы, поэтому результирующее усилие, воспринимаемое срезной шпилькой 1, пропорционально усилию прокатки. Если давление на валки превысит допускаемое на 25 %, то шпилька должна срезаться, в результате чего поршень 3 перемещается влево, а поршни 4, поднимаясь, разгружают рельс 5. Конечный выключатель 2 дает сигнал на отключение двигателя.

С точки зрения структуры описанный механизм построен неправильно, потому что имеет лишние связи, делающие систему статически неопределенной. Точность срабатывания можно было бы повысить, если один из цилиндров сделать качающимся.

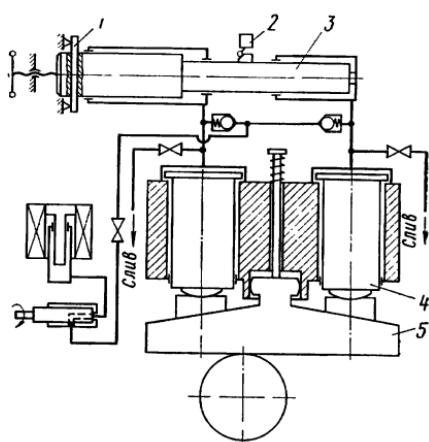


Рис. 126

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ ТРУБНОГО ПРОИЗВОДСТВА

В трубном производстве прессы различной мощности выполняют основные технологические или подготовительные операции. В производстве бесшовных труб прессы используются для ломки заготовки на мерные длины, для прошивки отверстия в заготовке

перед прокаткой или прессовкой, высадки концов бурильных и обсадных труб, испытаний на давление и в ряде других случаев.

В зависимости от характера технологических операций прессы имеют соответствующее количество гидравлических исполнительных механизмов с общим или раздельным питанием. Наиболее простые прессы имеют один исполнительный механизм, как например, пресс для ломки заготовок.

В зависимости от величины давления могут быть использованы поршневые или плунжерные исполнительные механизмы. В последнем случае имеется не менее двух цилиндров, из которых один используется для прямого и второй — для обратного хода исполнительного органа.

Прессы могут быть с ручным, автоматическим или полуавтоматическим управлением.

Прессы для ломки заготовок

Перед нагревом в печах поступающая из прокатных цехов с непрерывных заготовочных станов трубная заготовка должна быть разделена на штуки мерной длины, соответствующей заказам на готовые трубы. Ломка надрезанной заготовки производится на гидравлических прессах.

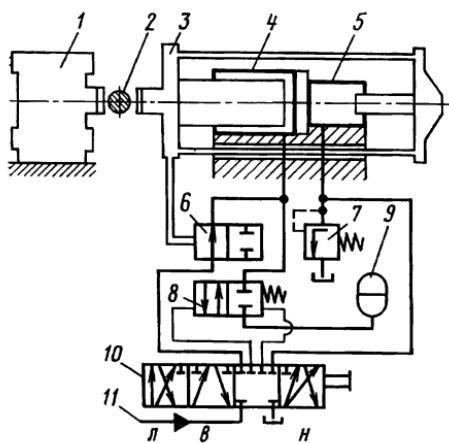


Рис. 127

нного в положении *в*. Вытесняемая из возвратного цилиндра 5 жидкость сливается через предохранительный клапан 7, отрегулированный на давление, несколько превышающее давление в магистрали 11 (120 кгс/см²).

При подходе траверсы к заготовке распределитель 10 переводят в положение *л*. Жидкость из магистрали 11 через распределитель 10 и регулятор 6 поступает в цилиндр 4, перемещая траверсу 3 к заготовке 2. Происходит ломка заготовки на упоре 1. После этого траверса быстро перемещается вперед под действием маги-

стрального давления, соединенный с ней регулятор 6 отсекает поступление жидкости из магистрали в главный цилиндр, в результате чего траверса останавливается. Предохранение системы от гидравлического удара в цилиндр 5, возникающего в результате быстрого перемещения траверсы, осуществляется клапаном 7.

Траверса отводится от заготовки при помощи возвратного цилиндра, соединенного через распределитель 10 (положение *и*) с магистралью. При этом жидкость из главного цилиндра вытесняется через главный клапан в резервуар технической воды.

Пресс для высадки концов труб

Схема гидромеханической системы пресса усилием 500 тс для высадки концов труб приведена на рис. 128. Одна часть пресса предназначена для зажима трубы, другая — для высадки ее конца. В исходном положении траверса 3 вертикального зажимного пресса находится в верхнем положении, создавая своим весом давление жидкости в цилиндре 1, в результате чего питательный клапан 16 соединяет цилиндр 2 с резервуаром 11 технической воды низкого давления ($2 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

После подвода трубы к вертикальному зажимному прессу и расположения ее между матрицами траверсу 3 опускают при помощи возвратного цилиндра 1, соединяя его через распределитель 17 и дроссельную шайбу 19 со сливом. Затем переводят распределитель в новое положение, и когда траверса достигнет трубы, давление в цилиндре 1, создаваемое дросселем 19, падает до нуля. Клапан 16 автоматически отсекает цилиндр 2 от резервуара 11 и соединяет его через дроссельную шайбу 18 с магистралью 23; в результате происходит зажим трубы в матрице.

Дроссель 15 с обратным клапаном 14 служит для регулировки скорости перемещения клапана. Если цилиндр 9 соединен через распределитель 20 и дроссельную шайбу 22 со сливной магистралью, то траверса 6 высадочного пресса с пуансоном 4 перемещается по направлению к трубе при помощи плунжеров цилиндров 7, соединенных постоянно с магистралью высокого давления. Заполнение цилиндра 8 при этом производится водой из резервуара 11. При соприкосновении пуансона с трубой вытеснение жидкости через дроссель прекращается, давление в цилиндре 9

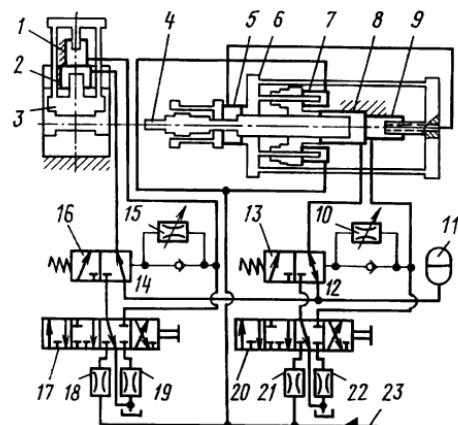


Рис. 128

падает и клапан 13 автоматически под действием пружины занимает правое положение. Если теперь распределитель 20 также перевести в правое крайнее положение, то цилиндр 8 через дроссель 21 соединяется с магистралью 23 высокого давления. Пуансон, внедряясь в трубу, высаживает ее конец.

После окончания высадки трубы цилиндры 5 и 9, а следовательно, и правую полость питательного клапана 13 через обратный клапан 12 с дросселем 10 соединяют при помощи распределителя 20 с магистралью 23. Траверса 6 и пуансон 4 перемещаются в исходное положение, вытесняя жидкость из цилиндра 8 через клапан 13 в резервуар 11. Когда пуансон займет исходное положение, осуществляется разжатие матриц в зажимном прессе и подъем траверсы в исходное положение, соединяя при помощи распределителя 17 цилиндры 1 и 2 с магистралью 23 и резервуаром 11. Одновременно подается команда на уборку трубы из зажимного пресса.

Пресс для прошивки трубной заготовки

На рис. 129 приведена принципиальная схема гидромеханической системы пресса для прошивки слитков диаметром 600 мм и длиной 2000 мм, усилием 2000 тс и производительностью 50 штук

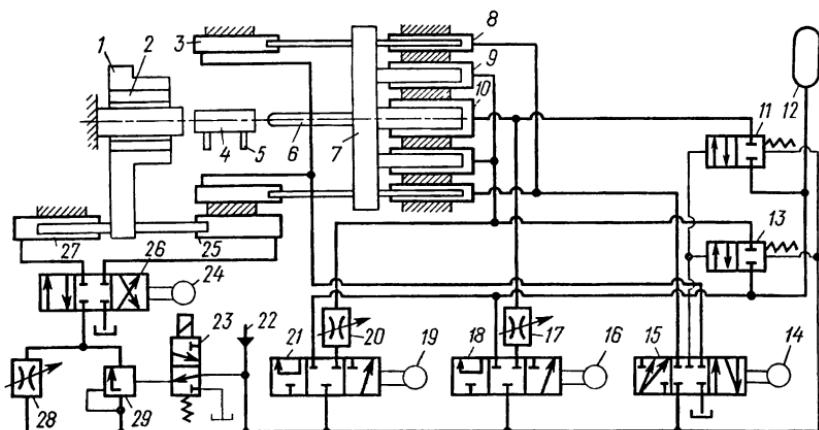


Рис. 129

в час, установленного на трубопрокатной установке с пилигримовыми станами.

Нагретые круглые или многогранные слитки при помощи рольганга, расположенного вдоль пресса, подводятся к упору и сталькователем подаются на загрузочное устройство, которое укладывает их на приемный стол 5. Процесс прошивки осуществляется в матрице 2, которая надвигается на заготовку 4 контейнером 1 при помощи гидроцилиндров 25 и 27. Для выполнения этой опе-

рации подаются команды на электродвигатель 24 катушку распределителя 23, при помощи которых цилиндр 27 через клапаный распределитель 26 и клапан 29 соединяется с магистралью 22 (давление 200 кгс/см²), а цилиндр 25 — со сливом. Контейнер с матрицей перемещается вправо и при подходе к крайнему положению подает команду на свое торможение. При помощи распределителя 23 правая полость клапана 29 соединяется со сливом и жидкость из магистрали 22 поступает теперь к распределителю 26 через дроссель 28, обеспечивая плавный подход контейнера к рабочей позиции.

Прошивку заготовки можно выполнить по трем программам, обеспечивающим различное усилие прошивки. Усилие, развивающееся главным цилиндром 10, составляет 1200 тс, два вспомогательных цилиндра 9 развивают усилие 600 тс и два дополнительных цилиндра 8 — 200 тс.

По 1-й программе после остановки контейнера в крайнем положении подаются команды на электродвигатели 14, 16 и 19 клапанных распределителей 15, 18 и 21. Жидкость из магистрали 22 поступает через соответствующие распределители и дроссели 17 и 20 в цилиндры 8, 9 и 10. Одновременно жидкость из возвратных цилиндров 3 и левых полостей клапанов 11 и 13 через распределитель 15 сливается в бак. Траверса 7 перемещается влево, прошивая иглой 6 заготовку 4. Усилие прошивки достигает максимального значения 2000 тс.

По 2-й программе (усилие 1400 тс) жидкость из магистрали высокого давления подводится только к цилиндрам 8 и 10, а цилиндры 9 через дроссель 20 и распределитель 21 соединяются с наполнительным баком 12, расположенным выше рабочих цилиндров.

По 3-й программе жидкость из магистрали подается в цилиндры 8 и 9 таким же образом, как и по 1-й, а цилиндр 10 через дроссель 17 и распределитель 18 соединяется с баком 12. Усилие прошивки при этом 800 тс.

Холостой ход траверсы при настройке или ремонте осуществляется при помощи цилиндров 8, а цилиндры 9 и 10 соединяются с баком 12 посредством распределителей 18 и 21.

После прошивки заготовки подаются команды на электродвигатели распределителей 15, 18 и 21, при помощи которых возвратные цилиндры 3 соединяются с магистралью, дополнительные цилиндры 8 — со сливом, а главный 10 и вспомогательные 9 цилиндры через клапаны 11 и 13 — с наполнительным баком. Траверса с иглой перемещается вправо и при подходе ее к крайнему положению отверстие в распределителе 15 прикрывается, и тем самым уменьшается расход жидкости из магистрали в цилиндры 3.

Затем подают команду на возврат контейнера с матрицей в исходное положение, соединяя цилиндр 25 с магистралью через распределитель 26 и клапан 29, а цилиндр 27 — со сливом. Под

действием возвратного цилиндра контейнер перемещается влево, а прошитый слиток остается на месте. При подходе к крайнему положению производится торможение контейнера при помощи дросселя 28, правая полость клапана 29 при этом соединяется с магистралью, затем подается команда на выброс прошитой заготовки на транспортирующий рольганг, и цикл прошивки заканчивается.

Пресс усилием 3150 тс для прессования труб

Гидравлический горизонтальный трубопрофильный пресс усилием 3150 тс предназначен для прессования труб и специальных профилей из труднодеформируемых сталей и сплавов. Предварительно на вертикальном прошивном прессе, приводимым в движение от гидросистемы основного пресса, производится прошивка заготовки, а затем — собственно прессование труб на основном прессе. Как правило, перед прошивкой заготовки из труднодеформируемых сталей и сплавов нагреваются в индукционных электропечах.

На рис. 130 представлена схема технологического процесса прессования труб на рассматриваемом прессе, отдельным операциям которого придан индекс в соответствии с их последовательностью. Технологический цикл начинается с рабочего хода пневматического механизма подачи прошитого слитка (операция 1), обратный ход которого (операция 4) начинается после вхождения иглы-оправки в отверстие прошитого слитка (операция 2) и заталкивания прессштемпелем слитка в матрицу контейнера (операция 3).

Игле-оправке рабочее давление сообщается гидроцилиндром одностороннего действия 29 (рис. 131), а обратное перемещение — подвижными цилиндрами 28, связанными общей траверсой с плунжером цилиндра 29. Последний при ходе вперед питается жидкостью из бака наполнения (давление 14 кгс/см²), а цилиндры 28 — жидкостью давлением до 320 кгс/см².

Процесс прессования трубы (операция 6) начинается после опускания ограничителя хода *a* прошивной группы (операция 5) и длится примерно 1—1,5 с, что составляет около 10% времени перечисленных выше подготовительных операций. После выпрессовки трубы, выполняемой главным цилиндром 27 при давлении жидкости 180—320 кгс/см² в зависимости от материала, размеров слитка и размеров прессуемой трубы, производится отвод иглы (операция 7), прессштемпеля (операция 8) и контейнера (операция 9). Отвод прессштемпеля выполняется цилиндрами 26 (рис. 131) одностороннего действия, расположенными симметрично относительно цилиндра 27 прямого хода, при давлении жидкости 320 кгс/см². Перемещение контейнера выполняется с помощью двух цилиндров 25 двустороннего действия при давлении жидкости в цилиндрах 320 кгс/см².

Прессостаток отрезается пилой (операции 10 и 11), причем опускание пилы происходит под действием веса, а подъем — цилиндром 5 с рабочим давлением 320 кгс/см².

После подъема ограничителя хода прессующей группы (операция 12) с помощью пневмоцилиндра выполняются операции, связанные с выпрессовкой и удалением прессостатка (операции

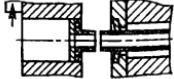
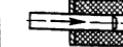
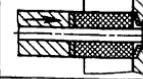
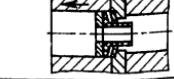
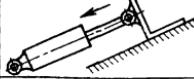
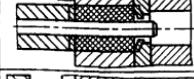
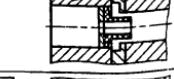
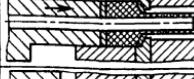
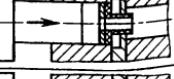
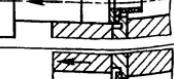
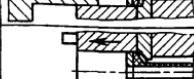
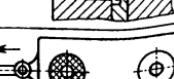
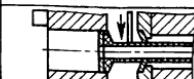
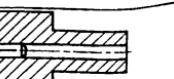
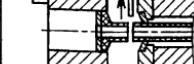
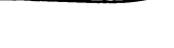
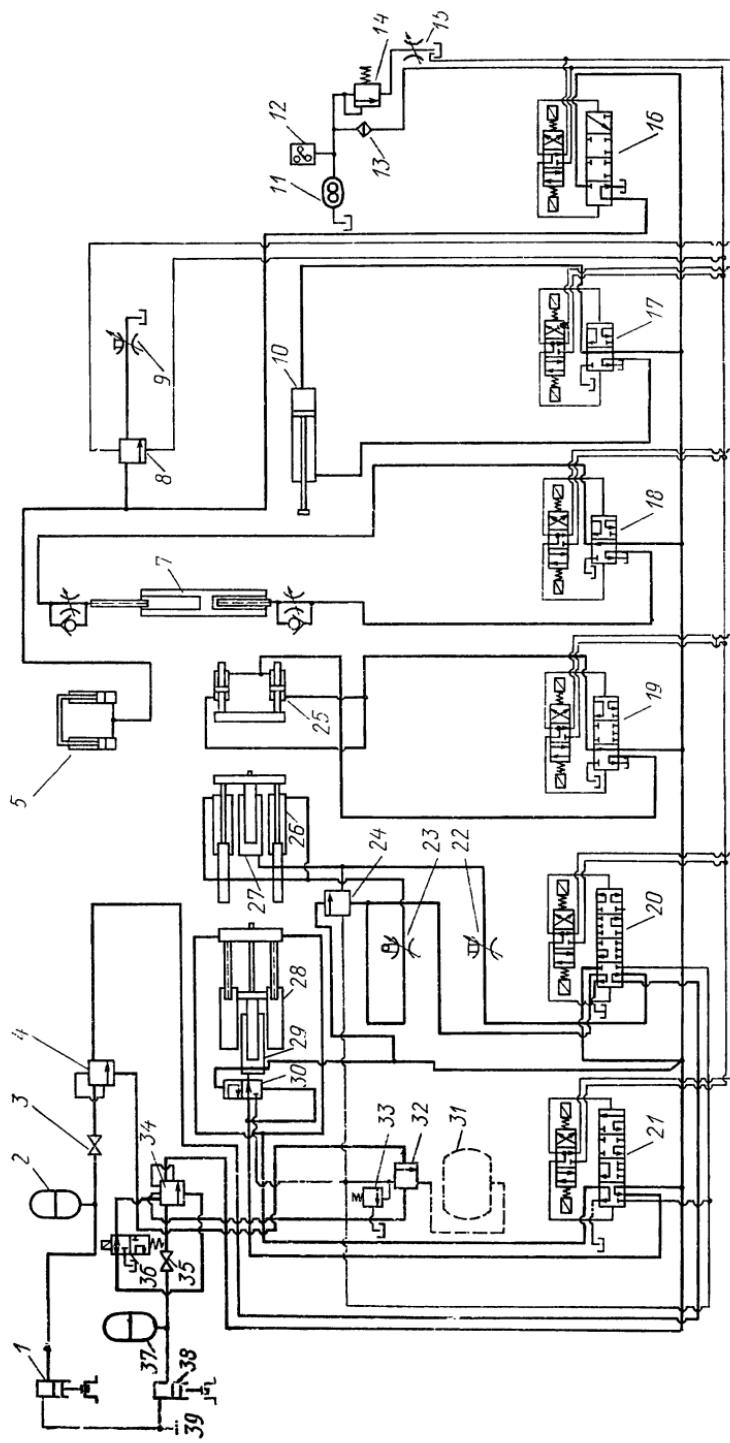
№ операции	Схема операции	Длительность, с	Последова- тельность и длитель- ность операции				№ операции	Схема операции	Длительность, с	Последова- тельность и длитель- ность операции			
			10	20	30	40				10	20	30	40
1		2,9					12		9,2				
2		8,7					13		2,1				
3		7,4					14		1,2				
4		1,7					15		3,1				
5		4,6					16		2,0				
6		1,3					17		2,4				
7		2,6					18		5,7				
8		1,8					19		1,4				
9		1,2					20		3,8				
10		4,8					21		1,6				
11		1,7					22		2,2				

Рис. 130

Рис. 131



13—20). Эти операции занимают значительную часть технологического цикла.

Инструментальная доска приводится в движение связанным с нею гидроцилиндром 7 с разделенными полостями, в которые входят неподвижные штоки. Давление рабочей жидкости перед дросселями 320 кгс/см².

Гидравлическая система пресса имеет три источника питания: 1) для управления сервораспределителями 16—21 — шестеренный насос 11 с аппаратурой управления 12—15, работающий при нормальном давлении 50 кгс/см²; 2) для наполнения аккумуляторов 2 и 37 два трехплунжерных насоса 1 и 38; 3) наполнительный бак 31 с давлением 14 кгс/см².

Отводом иглы (операция 21) и подводом контейнера к неподвижной передней траверсе пресса (операция 22) оканчивается технологический цикл изготовления трубы на прессе. Продолжительность цикла около 45 с; прессование трубы составляет примерно 3% времени цикла. Операции по удалению прессостатка занимают примерно 15 с, что составляет более 30% общего времени цикла.

Трехплунжерные насосы 1 и 38 являются совместно с аккумуляторами 2 и 37 источниками гидравлической энергии и образуют насосно-аккумуляторную станцию (НАС). Между НАС и потребителями гидравлической энергии установлены запорные вентили 3 и 35, запорные клапаны 4 и 34 с приводом последнего от электрогидравлического переключателя 36. Насосная станция забирает жидкость из сливного бака 39.

Бак наполнения 31, в котором поддерживается давление 14 кгс/см² с помощью предохранительного клапана 33 и запорного клапана низкого давления 32 обеспечивает выполнение холостых ходов главных цилиндров прессующей группы 27 и иглы-оправки 29.

Клапаны наполнения 30 и 24 соответственно главных цилиндров иглы-оправки и прессующей группы обеспечивают быструю отсечку высокого давления при жестком упоре. Цилиндры 28 обратного хода иглы-оправки подвижные и поэтому жидкость подводится через сверление в плунжере. Управление цилиндрами иглы-оправки осуществляется с помощью пятилинейного четырехходового распределителя 21, а питание жидкостью высокого давления — от 3-й секции НАС.

Задатчик скорости 22, включенный в систему привода главного цилиндра прессующей группы и представляющий собой дроссель с ручным управлением, служит для ручной регулировки скорости прессования.

Цилиндры 26 обратного хода прессующей группы, снабженные гидравлическим тормозным устройством 23, через главный распределитель 20 (шестилинейный четырехходовой) соединены со 2-й секцией НАС, а главный цилиндр 27 при прессовании и выпрессовке прессостатка — с 1-й секцией НАС.

Цилиндры 25 привода контейнера управляются с помощью пятилинейного трехходового распределителя 19.

Перемещение инструментальной доски 7 осуществляется с помощью цилиндров одностороннего действия с подводом жидкости через сверление в плунжере. Управление гидроцилиндрами выполняется двухходовым пятилинейным распределителем 18 от 2-й секции НАС.

Цилиндр выпрессовки матричных колец 10 управляетяется двухходовым пятилинейным распределителем 17.

Цилиндры иглы 5 управляются с помощью распределителя 16, дросселя 9, регулирующего скорость, и запорного клапана 8.

Пила опускается вниз под действием веса; скорость опускания можно регулировать дросселем 9. Привод пилы осуществляется от электродвигателя.

В гидросистему управления входят шестеренный насос 11, реле давления 12, фильтр 13, предохранительный клапан 14 и дроссель 15. Жидкость через золотниковые распределители с электрическим управлением подводится к гидроцилиндрам механизма поворота кулачковых валов распределителей пресса.

Пресс для испытания труб давлением

Схема гидромеханической системы горизонтального пресса усилием 750 тс для гидравлического испытания труб диаметром 110—400 мм с ручным управлением показана на рис. 132. Испыту-

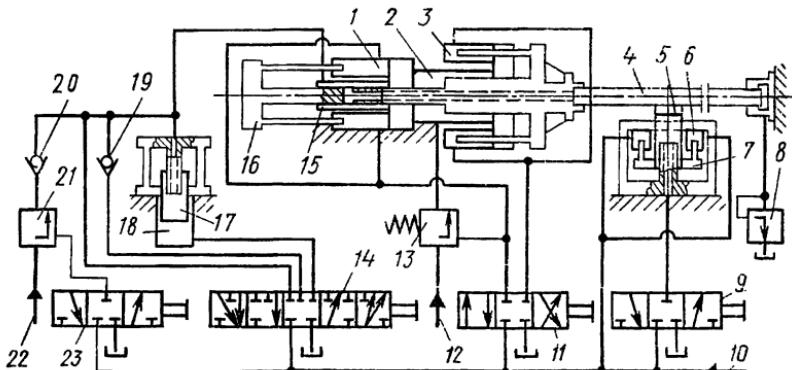


Рис. 132

емая труба 4 подается на переднюю опору 7 и поднимается до оси пресса при помощи цилиндра 5, соединенного через клапанный распределитель 9 с напорной магистралью 10 (давление 120 кгс/см²). Возвратные цилиндры 6 постоянно соединены с напорной магистралью, поэтому при соединении полости цилиндра 5 со сливом опора опускается.

Траверса 16 пресса перемещается к трубе при помощи цилиндров 3, соединенных через клапанный распределитель 11 с магистралью 10, и зажимает трубу по торцам. Вытесняемая в сливную магистраль из цилиндров 1 жидкость, создавая давление в системе, воздействует на клапан 13, через который цилиндр 2 заполняется водой из магистрали 12 (давление 1 кгс/см²) с тем, чтобы создать гидравлическую подушку, необходимую для предотвращения отхода траверсы во время испытания.

Перед началом гидравлического испытания производится заполнение испытуемой трубы жидкостью низкого давления (5 кгс/см²) через цилиндр 15, в который она поступает с помощью распределителя 23 из магистрали 22 через клапаны 21 и 20. Для удаления воздуха при наполнении трубы используется клапан 8.

При испытании трубы с помощью распределителя 14 соединяют магистраль 10 через обратный клапан 19 с цилиндром 15 подвода жидкости к испытуемой трубе и с цилиндром 17 мультиплексора, перемещая последний для зарядки в нижнее положение. Далее посредством этого же распределителя соединяют цилиндр 18 с напорной магистралью, перемещая цилиндр 17 вверх. В цилиндре 17 создается высокое давление (до 400 кгс/см²), на которое испытывается труба. При испытании траверса пресса удерживается гидравлической подушкой в цилиндре 2, давление которой не превышает 120 кгс/см².

При снятии давления соединяют через распределитель 14 сливом сначала цилиндр 18, а затем цилиндр 15. Далее отводят траверсу от трубы, соединяя цилиндры 1 и 3 через распределитель 11 с напорной магистралью и со сливом, а цилиндр 2 через клапан 13 — с магистралью 12.

МАШИНА ДЛЯ РЕЗКИ ТРУБ

Летучие труборезные станки электротрубосварочного стана, предназначенные для разрезания непрерывно свариваемой трубы на мерные длины, включают механизмы: 1) продольного перемещения корпуса станка; 2) зажатия трубы; 3) привода режущих роликов и 4) подачи режущих роликов.

Показанный на рис. 133 летучий станок (ножницы) состоит из корпуса 1, перемещающегося на роликах по направляющим 2 станины, гидроцилиндра 9, с помощью которого корпусу станка через тягу 8 сообщается возвратно-поступательное движение, и рычажной системы, производящей переключение кранов-пилотов, включенных в цепи управления гидравлическими механизмами станка.

Перед отрезкой труба должна быть зажата в патроне 17 с тем, чтобы в процессе резания ее положение относительно режущего механизма было зафиксировано. Зажим трубы производится тремя кулачками, движение которым вдоль радиальных прямых пат-

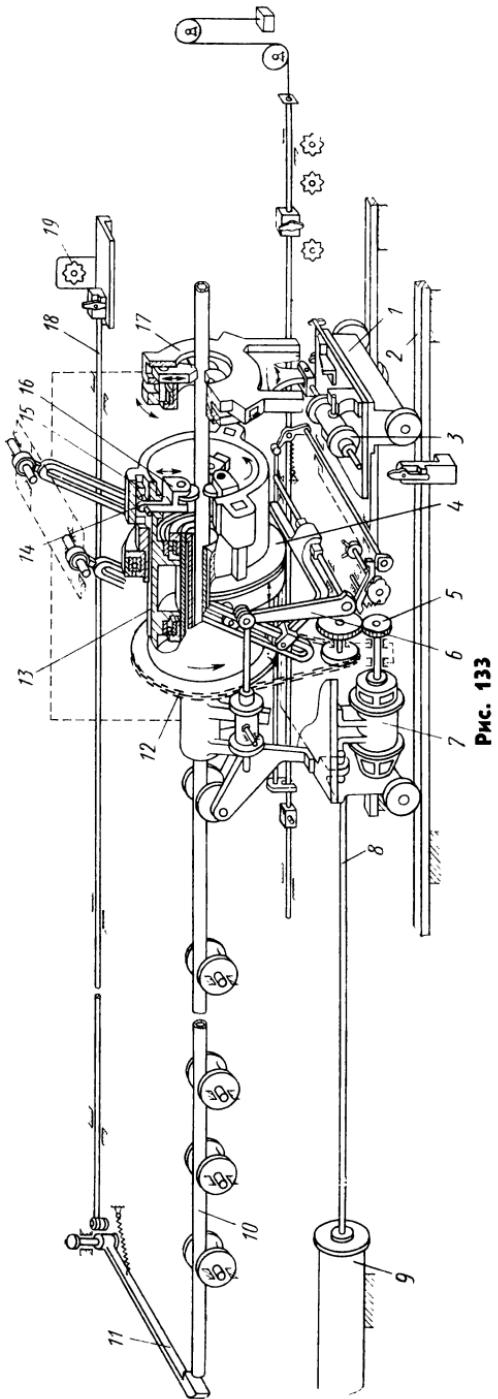


Рис. 133

рона сообщается вращающимся диском с помощью выполненных на нем трех пазов. Поворот вращающегося диска осуществляется гидравлическим поступательным механизмом 3.

Вращение посаженной на шпиндель головки 13 с тремя дисковыми ножами, свободно вращающимися в оправках 16, сообщается от электродвигателя 7 через редукционную пару 5 зубчатых колес и цепную передачу 12. Перемещение дисковых ножей осуществляется при помощи гидравлического механизма, шток которого связан с кривошипом 6 кулисного механизма, сообщающего кольцу 4 осевое перемещение. При осевом перемещении кольцо 4 оказывает давление через клиновой паз 15 на палец 14 оправок 16 с круглыми ножами, сообщая последним радиальное перемещение.

Питание гидравлических механизмов зажима трубы и подачи круглых ножей производится от индивидуального насоса, смонтированного в корпусе станка.

Механизмы работают по определенной программе, которая заключается в следующем: после того, как из электротрубосварочного станка выйдет отрезок трубы 10 требуемой длины, ее конец воздей-

ствует на упор механизма 11 и через штангу 18 поворачивает на угол 45° пробку крана-пилота 19, включающего механизм подачи станка. Включающая собачка при возвратном движении штанги 18 свободно поворачивается на своей оси, благодаря чему пробка крана-пилота 19 остается в том же положении. Корпус станка в первой фазе движется ускоренно, пока скорость его и скорость трубы не станут одинаковыми. В этой фазе движения корпуса станка насос, питающий цилиндр 9, имеет переменную (нарастающую) производительность.

После подготовительной фазы движения станка насос, питающий жидкостью цилиндр 9, переходит на работу с постоянной производительностью. Как только скорости корпуса станка и трубы сравняются, подается команда сначала на зажатие трубы, а затем на ее разрезание. После окончания разрезания подается команда на обратное перемещение режущих роликов, затем — на разжатие трубы, на торможение корпуса станка и на возврат станка в исходное положение. Остановкой в начальном исходном положении корпуса станка заканчивается комплекс движений операции процесса резки трубы. Далее движения повторяются в той же последовательности.

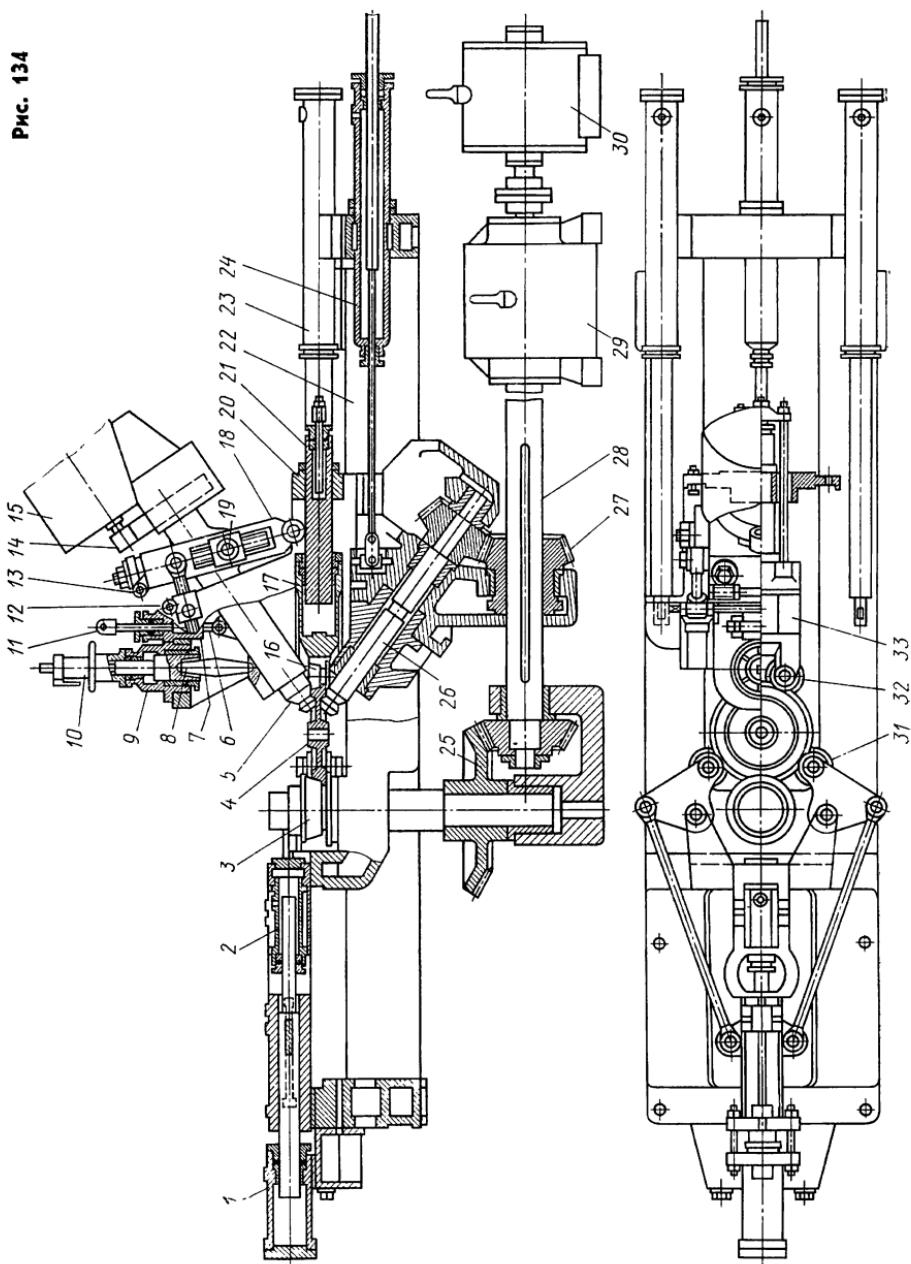
В гидравлической схеме управления перемещением корпуса труборезного станка предусматривается питание его потребителей от двух насосов: одного — постоянной производительности, питающей цепи управления, и другого — переменной производительности, питающего цилиндр 9 перемещения корпуса станка.

МЕХАНИЗМЫ КОЛЕСОПРОКАТНОГО СТАНА

На рис. 134 приведена конструктивная схема колесопрокатного стана. В рабочей клети 20, перемещающейся относительно станины 22 при помощи штоков цилиндров 23 и 24, размещаются: 1) салазки 33 с двумя роликами 16 и 32, передвижение которых относительно клети осуществляется штоками цилиндров 17 и 21; 2) верхний 5 и нижний 26 наклонные валы с головками, приводимые во вращение через редукторы 14 и 27 от электродвигателя 15 и вала 28 линии главного привода. Угол наклона верхнего вала во время настройки стана изменяется при помощи кулисного механизма 18, червячных редукторов 12 и 13 и электропривода.

Под действием давления жидкости на плунжер подпорного цилиндра 7 через траверсу 11 и тяги 6 и момента силы тяжести электродвигателя 15 относительно оси 19 кулисного механизма корпус верхнего вала прижимается через штангу 8 к плунжеру цилиндра 9, перемещение которого при опускании ограничивается при помощи передвижного упора 10. Прокатываемая колесная заготовка 4, приводимая во вращение коренным роликом 3 через редуктор 25, вал 14 и редуктор 29 от электродвигателя 30 главного привода, центрируется посредством направляющих роликов 31, шарнирно соединенных с плунжером цилиндра 1 и 2.

Рис. 134



Принципиальная схема гидромеханической системы колесопрокатного стана приведена на рис. 135 [31]. Управление гидравлическими механизмами осуществляется при помощи ручных клапанных распределителей и дросселя, конструктивно оформленных в виде двух блоков 15 и 29.

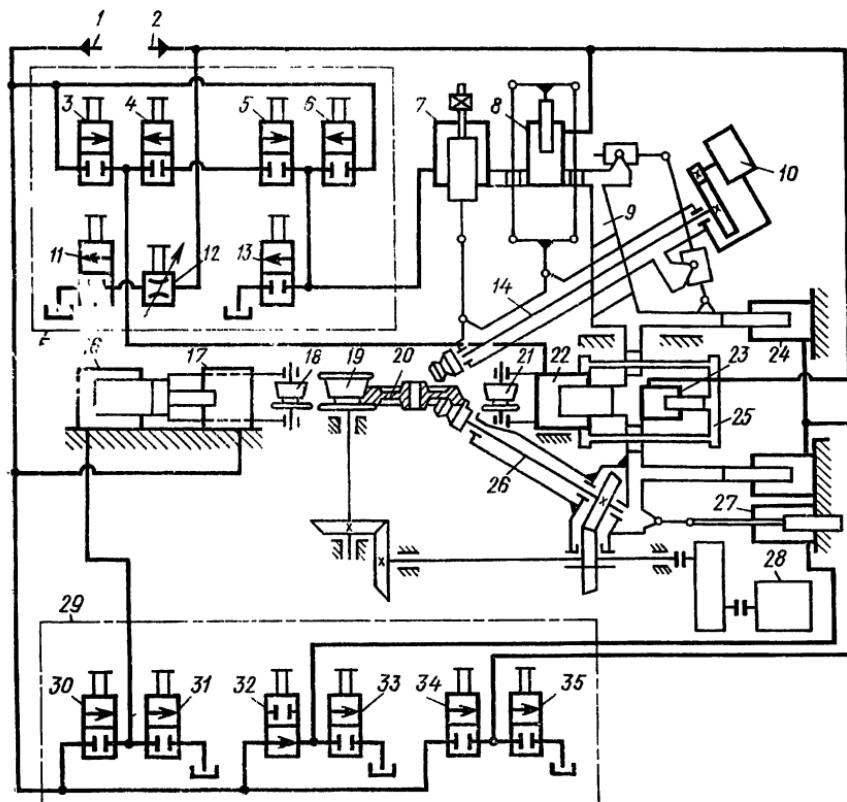


Рис. 135

Перед началом прокатки рабочая клеть 9 и салазки 25 находятся в правом крайнем положении, направляющие рамки 18 — в разведенном состоянии, а вал 14 — в верхнем положении. При этом распределители запирают полости цилиндров 7, 16, 22, 24 и соединяют цилиндр 27 с магистралью 1, а отверстие регулируемого дросселя 12 закрыто. Цилиндры 17, 8 и 23 соединены постоянно с магистралами низкого 1 ($60 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и высокого 2 ($160 \text{ кгс}/\text{см}^2$) давления. Головки верхнего 14 и нижнего 26 валов не врашаются.

Рабочий цикл колесопрокатного стана можно разбить на семь фаз определенной продолжительности.

В первой фазе, перемещая клапан распределителя 34 вниз, соединяют цилиндр 24 с магистралью 1, и рабочая клеть 9 движет-

ся вперед, а колесная заготовка 20 поворотным краном подается навстречу движущейся клети. Головка верхнего вала посредством плунжера 7, соединенного через распределитель 6 с магистралью 1, опускается с таким расчетом, чтобы к концу фазы она переместилась на половину своего хода и колесная заготовка легла на головку нижнего вала и опорную реборду коренного ролика 19. В середине фазы, в результате перемещения клапана распределителя 30 вниз и соединения магистрали 1 с цилиндром 16, начинают перемещаться направляющие ролики 18, поддерживая и центрируя колесную заготовку.

Вторая фаза начинается с момента остановки клети, включения главного 28 и вспомогательного 10 электроприводов и перемещения роликов 21 салазок в сторону загружаемой заготовки. В это время цилиндр 24 передвижения клети запирается при помощи распределителя 34, клапан которого устанавливается в исходную позицию, а цилиндр 22 посредством распределителя 3 соединяется с магистралью 1. В конце фазы обод колесной заготовки, уложенной к этому времени на коренной ролик и головку нижнего вала, зажимается между головками верхнего и нижнего валов и роликами салазок.

В третьей фазе клеть с зажатым ободом подводит колесную заготовку к коренному ролику. После упора заготовки в ролик скорость вращения электроприводов достигает установленного значения.

Четвертая фаза — раскатка заготовки до заданного внутреннего диаметра колеса. В течение этой фазы цилиндры 7 и 22 верхнего вала и салазок подключаются к магистрали 2 высокого давления при помощи распределителей 4 и 5, отсекая при этом распределителями 3 и 6 магистраль 1 низкого давления. Дроссель 12 предназначается для регулировки усилия обжатия колеса при прокатке. В этом случае, когда реборда колеса плохо выкатана (чаще всего это происходит при остывшей заготовке), отсекают распределителем 34 магистраль 1. Клеть останавливается, но по мере раскатки обода диаметр колеса увеличивается, в результате чего происходит выкатывание реборды колеса.

В течение пятой фазы электроприводы переходят в тормозной режим, а ролики салазок и головка верхнего вала, а также направляющие ролики, отводятся в исходное положение, для чего цилиндры 7, 16 и 22 соединяют через распределители 11, 13 и 31 со сливом, а распределители 4, 5 и 30 переводят вверх. В пределах этой фазы клеть остается неподвижной для осуществления захвата колеса поворотным краном.

После захвата колеса начинается шестая фаза, во время которой производится выгрузка колеса и отвод клети в исходное положение. Цилиндры 24 соединяются через распределитель 35 со сливом. В конце фазы все механизмы находятся в исходном положении, а распределители занимают нижние позиции.

Последняя, седьмая фаза определяется продолжительностью

технологической операции на стане и транспортировки колеса. При подходе новой заготовки цикл работы стана повторяется. Соединение цилиндра 27 с магистралью 1 и со сливом осуществляется при помощи распределителей 32 и 33.

Анализ работы колесопрокатного стана показал, что последовательность операций в течение каждого цикла вполне определенная и зависит от положения механизмов и заготовки при ее загрузке в стан. Следовательно, имеются условия для перевода стана на автоматическую работу. Однако существующий способ загрузки и выгрузки заготовки не позволяет осуществить комплексную автоматизацию стана. При ручном управлении станом обжатие диска и обода происходит неравномерно и снижает его качество, а также темп прокатки.

Глава IX

ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ

В гидравлических механизмах тяжелых машин, в том числе металлургических, динамические процессы возникают либо в результате изменения технологического режима, когда действующие на ведомое звено гидравлического механизма нагрузки изменяются по определенному закону, либо в результате воздействия на гидравлическую систему аппаратуры управления, т. е. распределителей, различного вида клапанов и пр. Характер протекания динамических процессов зависит прежде всего от параметров системы, т. е. от величины и распределения масс отдельных элементов системы, упругости жидкости, гидравлических трактов и твердых звеньев, диссипативных сопротивлений элементов системы, а также от внешних и внутренних (для системы) возмущений.

К внешним возмущениям следует отнести прежде всего переменные технологические нагрузки, воздействие на систему тормозных устройств, наконец, давление или вынужденный расход жидкости на входе или выходе гидравлической системы. Возмущение может быть периодической функцией. Внутренние возмущения связаны с изменением структуры системы в результате включения или выключения различных управляющих или регулирующих устройств, вследствие разрыва или восстановления действующих гидравлических связей, работающих только на сжатие.

Особо должна быть отмечена возможность появления так называемых автоколебательных процессов в гидравлических следящих системах при срабатывании предохранительных и перепускных клапанов и в других случаях систем с нелинейными характеристиками звеньев. Автоколебательные процессы, определяемые падающей характеристикой кулонова трения в зависимости от скорости, возможны также при малых скоростях движения по направляющим тяжелых деталей, приводимых гидравлическими цилиндрами.

В системах с упругими звеньями (механическими или гидравлическими) при нестационарных динамических процессах, к которым следует отнести также и удар, возникают колебательные процессы, при которых могут появиться на отдельных участках гидравлического тракта давления жидкости на много больше допустимых. Особенно большие динамические усилия могут появиться в результате соударения твердых тел или гидравлического удара при внезапном перекрытии клапанов или золотников. Их наличие снижает надежность гидравлической системы, поэтому параметры ее, а также закон изменения управляющего воздействия должны быть выбраны при проектировании такими, чтобы динамические усилия в процессе работы не возникали или, во всяком случае, не превосходили допускаемой величины.

В связи с развитием автоматического управления процессами, например автоматического регулирования толщины прокатываемой полосы, возникают дополнительные проблемы, связанные с точностью регулирования, устойчивостью процесса регулирования и пр. Если для целей регулирования используются гидравлические системы, то, как правило, не в чистом виде, а в сочетании с электрическими или электронными аппаратами, и устройствами. Возникает в связи с этим необходимость анализа работы гибридных систем, отдельные части которых — гидравлическая и электрическая — оказывают влияние друг на друга.

При малом коэффициенте связи между ними представляется возможным рассматривать переходные процессы в каждой из подсистем изолированно друг от друга, используя лишь внешнюю характеристику каждой из них. Например, для электрической системы, действующей на гидромеханическую, последняя может быть заменена приведенными к выходному звену электрической системы силой и массой, если дискретный спектр частот гидромеханической системы смешен в сторону более высоких частот относительно дискретного спектра электрической системы, и наоборот.

В связи с изложенным возникает необходимость математического описания процессов в разнородных по физической природе системах и совместного их рассмотрения либо для выяснения поведения ведомого (выходного) звена системы, либо для выбора параметров системы с целью обеспечения заданного движения ведомого звена.

При построении математической модели разнородных по физической структуре систем очень большую помощь оказывают метод аналогий и метод графов, позволяющих учесть все особенности и связи отдельных подсистем.

Характер и особенности расчетной схемы гидромеханизмов зависят от того, какие результаты желательно получить при расчете или какие характеристики системы требуется установить.

При проектировании или анализе действующих систем возникают обычно следующие задачи: 1) определение времени срабатывания механизма с учетом нестационарного движения его. Время срабатывания каждого из механизмов является составной частью циклограммы машины, характеризующей ее производительность; 2) обеспечение стационарной скорости на заданном участке перемещения; 3) обеспечение силовых воздействий при выполнении технологических операций; 4) обеспечение следящего режима работы гидромеханизма, используемого для целей дистанционного управления или автоматического регулирования; 5) обеспечение надежности работы гидромеханизмов снижением или исключением динамических нагрузок и правильным выбором размеров деталей гидросистемы из условий прочности. В зависимости от поставленной при расчете гидросистемы задачи выбирается и расчетная схема.

Для оценки работы гидравлических механизмов при построении циклограмм важно знать скорость стационарного движения при источнике питания постоянного давления или расхода и время нестационарного процесса во время трогания и торможения их. Такая оценка может быть дана в результате анализа простейшей модели, состоящей из постоянной или переменной массы механизма и гидропривода, источника питания, гидравлических сопротивлений постоянных (местных и трубопроводов) на напорной и сливной магистралях и переменных в распределителе, зависящих от перемещения его рабочих элементов. Предполагается, что к приведенной массе приложена приведенная сила сопротивления. Выбором параметров такой простейшей системы могут быть решены указанные выше задачи 1 и 3. Для решения задачи 2 система должна быть усложнена введением стабилизирующего устройства, т. е. регулятора скорости.

Действительная скорость ведомого звена гидромеханизма и давление в различных точках гидравлического тракта при различных динамических ситуациях могут быть определены при условии построения более сложной модели с учетом реальных физических свойств системы, т. е. упругости жидкости и трубопроводов, а в некоторых механизмах и упругости твердых звеньев — валов, шатунов и пр.

Динамические процессы возникают во время переходного режима, когда появляется возможность обмена энергией между звеньями — носителями кинетической и потенциальной энергии

и проявляются как колебания, налагающиеся на стационарное или нестационарное движение масс.

При построении расчетной схемы общая масса системы должна быть разделена на части, между которыми располагаются упругие носители потенциальной энергии и диссипативные звенья, рассеивающие потенциальную энергию. Анализ такой расчетной схемы позволяет определить действительные нагрузки в элементах системы при различного вида возмущениях. Во время переходных режимов работы гидромеханизмов в трубопроводах большой протяженности возникают бегущие волны давления, отражающиеся полностью или частично от препятствий различной степени прозрачности. Отраженные волны могут складываться с прямыми, в результате чего давление на отдельных участках гидравлического тракта могут достигнуть опасных величин. Расчетная модель гидромеханизмов должна быть построена в этом случае с учетом распределения масс.

Для многих тяжелых машин, источники питания гидромеханизмов располагают обычно в отдельных помещениях, вопросы прочности и надежности без рассмотрения волновых процессов, которые могут возникать в определенные отрезки времени, не могут быть разрешены.

ПРИВЕДЕНИЕ МАСС И СИЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА

Приведенная к ведомому звену гидромеханизма масса определяется из условия равенства кинетических энергий приводимых масс заданного механизма и приведенной массы, а приведенная сила — из условия равенства работ приводимых и приведенной сил. При наличии в механизме сил, имеющих потенциал, приведенная сила определяется из условия равенства соответствующих потенциальных энергий.

Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий отдельных звеньев. Приравнивая ее кинетической энергии приведенной массы, находим приведенную массу $m_{\text{п}}$ подвижных звеньев исполнительного механизма:

$$m_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{i=k} \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2 \right],$$

где m_i и J_{si} — соответственно масса и момент инерции массы i -го звена относительно оси, проходящей через центр тяжести его;

v_{si} — скорость центра тяжести i -го звена;

ω_i — угловая скорость i -го звена;

v — скорость поршня.

Отношения скоростей в этом выражении определяются из кинематики. В результате приведенная масса постоянная, если

отношения скоростей не зависят от положения звена приведения, и переменная в случае зависимости передаточных отношений от положения звена.

Кинетическая энергия жидкости на участке трубопровода постоянного диаметра зависит от распределения скорости по сечению трубопровода, т. е. от режима течения жидкости. При турбулентном режиме скорость во всех точках сечения можно принять равной средней скорости потока. При ламинарном потоке жидкости в трубе скорость u струи изменяется по параболическому закону в зависимости от расстояния ρ от оси трубы. Как это следует из выражений (38) и (39),

$$u_{\rho} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{d^2}{16} - \frac{\rho^2}{4} \right) \frac{p_1 - p_2}{l}$$

или иначе, если скорость по оси трубы u_{\max} , то

$$u_{\rho} = \left[1 - \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 \right] u_{\max}.$$

Расход жидкости в трубопроводе в единицу времени

$$Q = u_{cp} F = 2\pi \int_0^r u_{\rho} \rho d\rho = u_{\max} \frac{\pi r^2}{2} = u_{\max} \frac{F}{2}.$$

Отсюда максимальная скорость

$$u_{\max} = 2u_{cp}.$$

Кинетическая энергия жидкости на участке трубы длиной l_i

$$E_i = \frac{1}{2} \int_0^{r_i} u_{\rho}^2 dm = \frac{2\pi \gamma l_i u_{\max}^2}{2g} \int_0^{r_i} \left[1 - \left(\frac{\rho}{r_i} \right)^2 \right]^2 \rho d\rho.$$

После интегрирования и преобразования получаем

$$E_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \frac{\gamma}{g} F_i l_i u_{cp}^2.$$

Таким образом, если масса жидкости, заполняющей участок трубопровода длиной l_i , равна $\frac{\gamma}{g} F_i l_i$, то при выражении кинетической энергии через среднюю скорость при ламинарном движении, ее нужно увеличить в $k = \frac{4}{3}$ раза, а при турбулентном движении следует взять $k = 1$.

Если масса жидкости трубопроводов приводится к поршню или плунжеру, то вся гидравлическая система разбивается на n участков и полная кинетическая энергия жидкости будет

$$E_{\text{ж}} = \sum_1^n k_i \frac{\gamma F_i l_i u_{cp}^2}{2g} = \frac{\gamma v^2}{2g} \sum_1^n k_i F_i l_i \left(\frac{u_{cp}}{v} \right)^2, \quad (53)$$

где F_i и l_i — соответственно площадь поперечного сечения и длина трубопровода;

k_i — равно $\frac{4}{3}$ или 1 в зависимости от режима потока.

При различном секундном расходе жидкости на напорной Q_n и на сливной Q_c магистралях будем иметь

$$Q_n = vF_n = (u_{i \text{ cp}} F_i)_n \quad \text{и} \quad Q_c = vF_c = (u_{i \text{ cp}} F_i)_c. \quad (54)$$

Заменив в формуле (53) отношение скоростей для участков напорной и сливной магистралей их значениями из выражений (54), будем иметь

$$E_{jk} = \frac{m_* v^2}{2} = \frac{gv^2}{2g} \left[\sum_1^{n_n} k_i F_i l_i \left(\frac{F_n}{F_i} \right)^2 + \sum_1^{n_c} k_i F_i l_i \left(\frac{F_c}{F_i} \right)^2 \right].$$

Если напорная и сливная линии имеют различные параметры, то приведенная к поршню масса жидкости будет иметь различные значения при ходе поршня вперед и назад.

Пусть в отдельных точках механизма, имеющих скорость v_i , приложены силы P_i , а к звеньям, вращающимся с угловой скоростью ω_i , приложены моменты сил M_i . Из условия равенства суммы элементарных работ внешних сил и моментов элементарной работе приведенной к поршню силы

$$Pv = \Sigma (P_i v_i \cos \hat{P_i v_i} + M_i \omega_i)$$

находится приведенная сила P :

$$P = \Sigma \left(P_i \frac{v_i \cos \hat{P_i v_i}}{v} + \frac{M_i \omega_i}{v} \right).$$

Линейная и угловые скорости v_i и ω_i , а также угол $\hat{P_i v_i}$ между направлениями векторов P_i и v_i , находятся в результате кинематического анализа.

Пользуясь найденными выражениями приведенных массы и силы, можно составить уравнение движения гидравлического механизма.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТАНОВИВШЕЙСЯ СКОРОСТИ ПОРШНЯ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ

В ряде случаев к исполнительным механизмам подается рабочая жидкость при постоянном давлении p_1 в определенной точке линии нагнетания. Это имеет место, например, при использовании в напорной линии регуляторов давления, клапанов постоянного перепада давления, грузовых или воздушных аккумуляторов и пр. Расход жидкости при стационарном режиме работы исполнительного механизма будет зависеть от величины пере-

становочной силы, определяющей перепад давлений $p_n - p'_n$ в полостях цилиндра (рис. 136). Разность давлений p_1 и $(p_n - p'_n)$ будет теряться при прохождении через гидравлические сопротивления, причем эта потеря давления будет зависеть от скорости движения жидкости, т. е. от скорости поршня цилиндра.

Допустим, что золотник открыл окна так, что площадь проходного сечения на линии, через которую нагнетается жидкость в цилиндр, будет F_1 , а на сливной линии — F'_1 . Каждая из этих площадей может быть выражена в функции перемещения x золотника. При постоянной высоте окна можно записать

$$F_1 = x f_1 \text{ и } F'_1 = x f'_1,$$

где f_1 и f'_1 — площади окон при $x = 1$.

Из условия неразрывности потока следует, что расход жидкости через любое сечение напорной линии один и тот же. Если шток двусторонний, то такое же количество жидкости проходит через любое сечение сливной линии.

Через сечение F_1 , образовавшееся в напорной линии исполнительного механизма при смещении золотника на величину x , в 1 с проходит количество жидкости

$$Q_h = a_1 F_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} = a_2 F_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - p_3)}, \quad (55)$$

где a_1 и a_2 — коэффициенты расхода (принимаем их постоянными);

p_1 — давление жидкости на входе в золотниковую коробку (см. рис. 136);

p_2 и p_3 — давление жидкости на выходе из золотника и из дросселя.

Потеря давления вследствие трения жидкости выражается равенством

$$p_3 - p_n = Q_h \frac{128 \mu l}{\pi d^4} = Q_h R_h.$$

Если трубопровод состоит из участков различного диаметра, то полное линейное сопротивление равно сумме отдельных сопротивлений:

$$R_h = R_1 + R_2 + R_3 + \dots$$

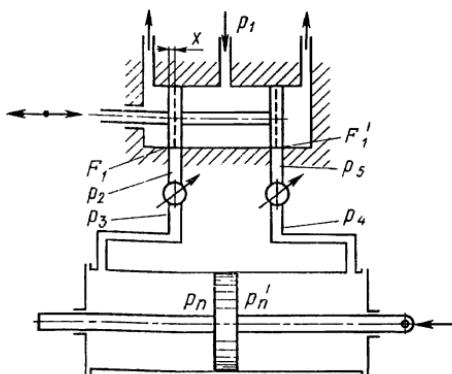


Рис. 136

Если P — приведенная сила внешних сопротивлений, приложенная к штоку, и T сила трения в цилиндре, то

$$p_{\text{н}} - \Phi p'_{\text{н}} = \frac{P + T}{F_{\text{н}}} = p,$$

где $F_{\text{н}}$ — активная площадь поршня и $\Phi = \frac{F_{\text{с}}}{F_{\text{н}}}$.

Аналогично можно выразить расход жидкости $Q_{\text{с}}$ на сливной линии через перепады давления на ее различных участках:

$$p'_{\text{н}} - p_4 = Q_{\text{с}} R_{\text{с}};$$

$$Q_{\text{с}} = a_5 F_5 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_4 - p_5)} = a'_1 F'_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_5 - p_0)}. \quad (56)$$

В этих уравнениях

$$Q_{\text{н}} = v F_{\text{н}} \text{ и } Q_{\text{с}} = v F_{\text{с}}.$$

Определяя из уравнений (55) и (56) перепады давления, а затем суммируя их, найдем

$$p_1 = v^2 \frac{\gamma F_{\text{н}}^2}{2g} \left[\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_2^2 F_2^2} + \Phi^2 \left(\frac{1}{a_5^2 F_5^2} + \frac{1}{a'_1^2 F'_1^2} \right) \right] + v F_{\text{н}} (R_{\text{н}} + \Phi R_{\text{с}}) + p + p_0.$$

Обозначая для краткости множитель при v^2 через $\frac{1}{c^2}$ и полагая $p_0 = 0$, получим

$$v^2 + v c^2 F_{\text{н}} (R_{\text{н}} + \Phi R_{\text{с}}) - (p_1 - p) c^2 = 0.$$

Решая это уравнение относительно скорости поршня, находим

$$v = -\frac{c^2 F_{\text{н}} (R_{\text{н}} + \Phi R_{\text{с}})}{2} + \sqrt{\left[\frac{c^2 F_{\text{н}} (R_{\text{н}} + \Phi R_{\text{с}})}{2} \right]^2 + (p_1 - p) c^2}. \quad (57)$$

Если пренебречь сопротивлением трубопроводов в сливной и напорной линиях, появляющемуся вследствие трения жидкости, то

$$v = c \sqrt{(p_1 - p)} = v_m.$$

При постоянных p_1 и p скорость v поршня целиком зависит от переменной c .

Из выражения (57) следует, что при $F_{\text{н}} = F_{\text{с}} = F$ можно установить лишь один регулировочный дроссель; при этом совершенно безразлично на какой линии, если шток двусторонний, так как характеристика источника питания от этого не изменяется. Это имеет весьма существенное значение, потому что сливная и напорная линии в процессе работы механизма функционально меняются местами.

Предполагая, что в системе размещен только один дроссель и что площади начальных зазоров $F_0 = F_0' = 0$, получаем

$$\frac{1}{c^2} = \frac{\gamma F^2}{g a_1^2 F_1^2} \left(1 + \frac{a_1^2 F_1^2}{2 a_2^2 F_2^2} \right)$$

и скорость установившегося движения поршня в общем виде можно выразить

$$v_m = a \frac{x}{\sqrt{1+bx^2}}, \quad (58)$$

где

$$a = \frac{f_1 a_1}{F} \sqrt{\frac{g}{\gamma}} \sqrt{p_1 - p} \text{ и } b = \frac{a_1^2 f_1^2}{2 a_2^2 F_2^2}.$$

Для более полного представления о влиянии x и параметра b на характер изменения скорости поршня приведем график функции

$$\eta = \frac{x}{\sqrt{1+bx^2}}$$

для x , изменяющегося от 0 до 1, и b , изменяющегося от 0,1 до 5 (рис. 137).

График дает возможность судить о том, какие значения параметра b следует выбирать, чтобы в заданных пределах изменения x перемещения золотника скорость v поршня была ему пропорциональна. Найденное значение b может быть использовано при анализе автоматических струйных регуляторов с усилителем, следящих гидравлических систем и в других случаях. Желательное значение скорости v можно получить после выбора b , установив значение второго параметра формулы (58):

$$a = \frac{a_1 f_1}{F} \sqrt{\frac{g}{\gamma}} \sqrt{p_1 - p},$$

т. е. при всех прочих заданных значениях величин можно установить требуемое давление p_1 жидкости в магистрали на входе в золотник.

С целью смягчения действия гидравлического удара во время переключения золотника на цилиндрической поверхности его поясков выполняются специальные дросселирующие канавки (см. рис. 47).

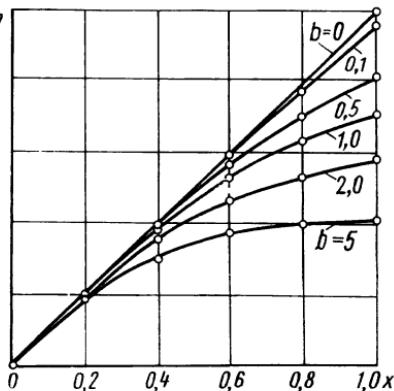


Рис. 137

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПРИВОДА БЕЗ УЧЕТА УПРУГОСТИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Для определения постоянной времени запаздывания или времени разгона и торможения следует воспользоваться уравнением движения поршня гидравлического механизма, к которому приведены массы всех подвижных звеньев, связанных с ним, и масса жидкости, приходящая в движение вместе с поршнем. Уравнение движения приведенной массы можно составить, пользуясь уравнением Лагранжа во второй форме:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i; \quad (59)$$

здесь E — кинетическая энергия приведенной массы или ее приведенный момент инерции в случае роторного двигателя;

q_i и \dot{q}_i — обобщенная координата и обобщенная скорость;

Q_i — обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате.

Кинетическая энергия для поступательного гидравлического механизма $E = \frac{mv^2}{2}$ и для вращательного $E = \frac{J\omega^2}{2}$. Приведенная масса может быть постоянной или зависеть только от положения исследуемого звена.

Если величины приведенных массы или момента инерции не зависят от положения звена приведения, то для поступательного механизма уравнение движения получаем из выражения (59) в виде

$$m\ddot{x} = F_n p_{nh} - F_c p_{nc} - (P + T) \quad (60)$$

и для роторного механизма в форме

$$J\ddot{\varphi} = M(p_{nh} - p_{nc}) - (M_P + M_T), \quad (61)$$

где F_n и F_c — площади поршня;

p_{nh} и p_{nc} — давление жидкости соответственно в напорной и сливной полостях цилиндра;

P — сила сопротивления, которая может быть функцией нескольких переменных;

$$P = P(x, \dot{x}, t);$$

T — сила трения;

J — приведенный момент инерции;

$M(p_{nh} - p_{nc})$ — момент, развиваемый на валу ротора при давлении жидкости p_{nh} и p_{nc} на напорной и сливной линиях;

M_P и M_T — моменты сил сопротивления и сил трения, приведенные к валу ротора.

Функция $M(p_{\text{пп}} - p_{\text{nc}})$ определяется типом роторного двигателя.

Решение дифференциальных уравнений движения возможно после конкретизации их правой части.

В случае, если приведенные массы или момент инерции являются функцией положения механизма, т. е. $m = m(x)$ и $J = J(\phi)$, то в результате подстановки производных E в выражение (59) получаем

$$mx + \frac{1}{2} \dot{x}^2 \frac{dm}{dx} = F_{\text{h}} p_{\text{пп}} - F_{\text{c}} p_{\text{nc}} - (P + T) \quad (62)$$

и

$$\ddot{J}\dot{\phi} + \frac{1}{2}\dot{\phi}^2 \frac{dJ}{d\phi} = M(p_{\text{пп}} - p_{\text{nc}}) - (M_P + M_T).$$

Нетрудно видеть, что записанные в более общем виде эти уравнения движения переходят в уравнения (60) и (61), если масса постоянная, т. е. если $\frac{dm}{dx}$ или $\frac{dJ}{d\phi}$ равны нулю.

Прежде чем переходить к интегрированию уравнения движения, следует установить начальные условия. Представим себе, что в начальный момент при $t = 0$ золотник мгновенно переместился на величину x , в результате чего образовались проходные сечения F_1 и F'_1 (рис. 136). В начальный момент $p_{\text{пп}} = p_1$ и $p_{\text{nc}} = 0$. В дальнейшем из-за появления сопротивлений при движении жидкости давления будут удовлетворять условию

$$p_1 > p_2 > p_3 > p_{\text{пп}} > p_4 > p_5.$$

Имея в виду, что $Q_{\text{h}} = vF_{\text{пп}}$ и $Q_{\text{c}} = vF_{\text{c}}$, получаем

$$p_1 - p_{\text{пп}} = \frac{\gamma F_{\text{h}}^2}{2g} \left(\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_2^2 F_2^2} \right) v^2 + F_{\text{h}} v R_{\text{h}} \quad (63)$$

и

$$p_{\text{nc}} = \frac{\gamma F_{\text{c}}^2}{2g} \left(\frac{1}{a_5^2 F_5^2} + \frac{1}{a_1'^2 F_1'^2} \right) v^2 + F_{\text{c}} v R_{\text{c}}. \quad (64)$$

Теперь уравнение движения поршня с переменной приведенной массой гидравлического исполнительного механизма, если отнести силы и массы к единице активной площади поршня на напорной линии, можно представить в виде

$$m_1 \frac{dv}{dt} + \frac{1}{2} v \frac{dm_1}{dt} = p_1 - \frac{v^2}{c^2} - v(R_{\text{h}} + \varphi^2 R_{\text{c}})F_{\text{h}} - p, \quad (65)$$

где c — определяется по уравнениям (63) и (64).

Решение дифференциальных уравнений движения (62) и (65) возможно после конкретизации правой части и будет рассмотрено ниже в применении к конкретным механизмам метал-

лургических машин. Если $m_1 = \text{const}$, то $\frac{dm_1}{dt} = 0$ и уравнение (65) переходит в уравнение движения системы с постоянной приведенной массой.

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПРИВОДА С УЧЕТОМ УПРУГОСТИ ЖИДКОСТИ

Упругие свойства гидравлической системы, определяемые сжимаемостью жидкости и деформативностью конструкции системы, могут быть положены в основу анализа многих динамических процессов, возникающих при работе гидромеханизмов. Удар и вызванные им колебания в системе могут быть подвергнуты анализу лишь при известных параметрах упругости отдельных ее элементов, так же как и динамические усиления при периодическом или непериодическом возмущении в системе.

Расчет тормозных устройств сильно нагруженных гидромеханизмов, анализ устойчивости следящих систем, синтез законов перемещения золотников и клапанов тяжелых гидравлических систем должны основываться на расчетных моделях, при конструировании которых учитываются основные физические свойства звеньев системы, в том числе упругость жидкости и конструктивных элементов. При анализе работы гидравлических систем с гидравлическими линиями большой протяженности приходится также считаться с волновыми процессами, возникающими в форме бегущих или стоячих волн напряжений при нестационарном или стационарном периодическом возбуждениях.

Прежде чем перейти к пояснению методов динамического расчета гидромеханизмов с учетом упругости элементов системы, рассмотрим наиболее существенные определения и ограничения. Приведенный модуль упругости гидравлического тракта зависит от объемного модуля упругости жидкости $E_{ж}$, модуля упругости E_t материала, толщины δ и внутреннего диаметра трубы d . Если в трубопроводе давление p , то за счет радиальной деформации трубы и сжатия жидкости в отрезке трубы длиною, равной единице, должна дополнительно поступить жидкость объемом

$$\Delta V = \Delta V_{tp} + \Delta V_{ж} = V_0 \frac{\rho d}{\delta E_t} + V_0 \frac{p}{E_{ж}}.$$

Отсюда приведенная объемная деформация единицы длины гидравлического тракта

$$\epsilon = \frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta V_{tp}}{V_0} + \frac{\Delta V_{ж}}{V_0} = \frac{\rho d}{\delta E_t} + \frac{p}{E_{ж}} = \frac{p}{E},$$

т. е. приведенный модуль упругости E будет

$$E = \frac{1}{\frac{1}{E_{ж}} + \frac{d}{\delta E_t}}.$$

Таким образом, E зависит от модулей упругости жидкости и материала трубы, ее диаметра и толщины стенки.

Приведенный модуль упругости позволяет определить жесткость участка трубопровода, под которым будем понимать коэффициент пропорциональности между полной силой $P = pF$ в сечении F трубопровода и перемещением этого сечения вследствие деформации.

Для определения жесткости c можно написать

$$P = pF = \frac{\Delta V}{V_0} EF = \frac{\Delta l}{l} EF = \Delta lc.$$

Отсюда жесткость участка трубопровода длиною l и поперечным сечением F

$$c = \frac{EF}{l}.$$

Потенциальная энергия P , накопленная в результате деформации жидкости в отрезке трубопровода,

$$P = \frac{P\Delta l}{2} = \frac{(\Delta l)^2}{2} c.$$

В случае, если трубопровод состоит из частей различного поперечного сечения, включенных последовательно (рис. 138, а)

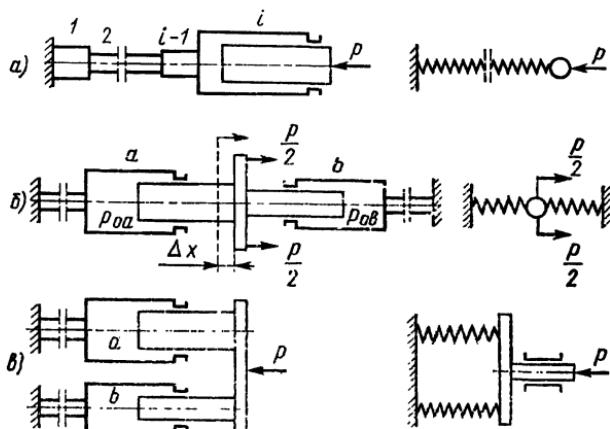


Рис. 138

или параллельно (рис. 138, б), то при динамических расчетах удобно заменить его эквивалентным трубопроводом, имеющим некоторую приведенную жесткость c . Пусть дан неоднородный трубопровод с последовательным соединением отдельных участков 1, ..., i (рис. 138, а). Давление на всех участках при отсутствии местных гидравлических и инерционных сопротивлений по

трассе будет одинаковым. Тогда деформация жидкости на каждом из участков

$$\Delta l_1 = \frac{pF_1}{c_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{pF_2}{c_2}; \quad \dots; \quad \Delta l_{i-1} = \frac{pF_{i-1}}{c_{i-1}}; \quad \Delta l_i = \frac{pF_i}{c_i}.$$

Если усилие P приложено к поршню, то количество жидкости, вытесненной из цилиндра, будет равно сумме сокращения объемов каждого из участков, т. е.

$$\Delta x_i F_i = \Delta l_1 F_1 + \Delta l_2 F_2 + \dots + \Delta l_{i-1} F_{i-1} + \Delta l_i F_i.$$

В таком случае

$$\Delta x_i = p \left(\frac{F_1^2}{F_i c_1} + \frac{F_2^2}{F_i c_2} + \dots + \frac{F_i^2}{F_i c_i} \right). \quad (66)$$

Так как результирующая деформация жидкости приводится к поршню, то можно положить

$$\Delta x_i = \frac{pF_i}{c_{i \text{ пр}}}, \quad (67)$$

где $c_{i \text{ пр}}$ — приведенная жесткость.

Сравнивая выражения (67) и (66), находим

$$\frac{1}{c_{i \text{ пр}}} = \left(\frac{1}{\frac{F_i^2 c_1}{F_1^2}} + \frac{1}{\frac{F_i^2 c_2}{F_2^2}} + \dots + \frac{1}{c_i} \right). \quad (68)$$

Знаменатель каждого из слагаемых данного выражения представляет собой приведенную к поршню жесткость жидкости соответствующего участка.

Если ввести понятие податливости $e = \frac{1}{c}$, то уравнение (68), можно представить в другом виде:

$$e_{i \text{ пр}} = e_{1 \text{ пр}} + e_{2 \text{ пр}} + \dots + e_i$$

и найти приведенную к полости цилиндра длину трубопровода.

Так как

$$\frac{l_k}{E_k F_k} = \frac{1}{c_k} = e_k, \quad \text{то} \quad e_{k \text{ пр}} = \frac{1}{c_{k \text{ пр}}} = e_k \frac{F_k^2}{F_i^2}.$$

Используя эти соотношения, можно определить приведенную длину цилиндра

$$l_{(\text{пр})i} = l_1 \frac{E_i}{E_1} \frac{F_1}{F_i} + l_2 \frac{E_i}{E_2} \frac{F_2}{F_i} + \dots + l_i.$$

Если можно пренебречь различием упругости участков трубопровода, то приведенные модули одинаковые $E_1 = E_2 = \dots = E_i$ и тогда

$$l_{(\text{пр})i} = l_i \frac{F_1}{F_i} + l_2 \frac{F_2}{F_i} + \dots + l_i.$$

Податливость приведенного столба жидкости

$$e_{np} = \frac{l_{np}}{E_i F_i}.$$

В гидравлических системах может иметь место параллельное соединение гидроприводов, как это показано на рис. 138, в. Предполагается, что в полостях цилиндров *a* и *b* действуют начальные давления p_{oa} и p_{ob} . При отсутствии внешней силы P , приложенной к траверсе, в цилиндрах по рис. 138, б давления связаны равенством $p_{oa}F_a = p_{ob}F_b$, а в цилиндрах, соединенных по рис. 138, в, $p_{oa} = p_{ob}$.

В случае действия силы P на траверсу последняя, вследствие упругой деформации жидкости, переместится на Δx , причем давления станут равными $p_a = p_{oa} - \Delta p_a$ и $p_b = p_{ob} + \Delta p_b$.

Из условия равновесия траверсы

$$P = (p_{ob} + \Delta p_b)F_b - (p_{oa} - \Delta p_a)F_a = \Delta p_b F_b + \Delta p_a F_a, \quad (69)$$

причем

$$F_a \Delta p_a = \Delta x c_a \text{ и } F_b \Delta p_b = \Delta x c_b.$$

Можно положить

$$P = \Delta x c, \quad (70)$$

где c — приведенная жесткость параллельно соединенных трубопроводов.

Из выражений (70) и (69) находим

$$c = c_a + c_b, \quad (71)$$

т. е. при параллельном соединении трубопроводов их жесткости складываются.

На рис. 138 справа показаны соответствующие механические аналоги, в которых пружины моделируют упругие гидравлические звенья.

Формулами (68) и (71) для определения приведенных жесткостей можно пользоваться только в случае, если отсутствуют местные сопротивления и можно пренебречь инерцией участков жидкости. Следует также иметь в виду, что формулы для определения приведенной жесткости гидравлического тракта выведены из условия, что гидравлический тракт линейный. В действительности трубопроводы, как правило, имеют пространственное расположение с недостаточно жестким креплением к опорам, сами же опоры упругие. В связи с этим на общую жесткость гидравлического тракта будет оказывать влияние не только упругость жидкости и поперечная жесткость трубопровода в его сечении, но и деформативность трубопровода как пространственного стержня, упруго закрепленного в определенных сечениях. Задача эта в настоящее время не решена.

Замена гидравлической системы с распределенными параметрами — массой жидкости, линейными диссипативными сопротивлениями и жесткостью — системой с сосредоточенными (дискретными) параметрами позволяет произвести приближенную динамическую оценку некоторых процессов. Например, можно оценить повышение давления в гидравлической системе при внезапном или быстро изменяющемся перекрытии выходного отверстия на сливной линии или при резком снятии и приложении нагрузки, при резком открытии проходного сечения распределителя на напорной линии, при работе системы на мертвый упор и в ряде других случаев.

В таких случаях гидромеханическую систему можно представить как колебательную, в которой носителем потенциальной энергии является деформируемая жидкость, трубопровод и упругие звенья, приводимые поршнем, а кинетической — масса m_p поршня и звеньев, с ним связанных и приведенная к поршню или замененная дискретной системой масса жидкости.

Рассмотрим некоторые из перечисленных выше задач.

Мгновенное перекрытие сливной линии

Пусть выходное сечение b (рис. 139, a) на сливной линии мгновенно перекрыто. Массы, связанные с подвижным поршнем, и жидкость к началу перекрытия обладали определенной кинетической энергией, которая к моменту остановки системы обратится в потенциальную энергию упругой жидкости и частично рассеется на гидравлических сопротивлениях.

Если начальная скорость поршня v_{po} , то средние по сечению скорости жидкости в трубопроводах a и b , определенные из уравнения неразрывности потока в момент перекрытия трубопровода b , будут соответственно

$$v_{oa} = v_{po} \frac{F_{\pi a}}{F_a} \quad \text{и} \quad v_{ob} = v_{po} \frac{F_{\pi b}}{F_b},$$

где F_a и F_b — площади сечения трубопроводов;

$F_{\pi a}$ и $F_{\pi b}$ — активные площади поршня или плунжеров.

При наличии распределенной массы в системе последняя будет иметь бесконечно большое число форм свободных колебаний, из которых первая форма соответствует наиболее низкой частоте, когда в системе имеется только один узел колебаний; следующей более высокой частоте из дискретного спектра соответствует вторая форма колебаний с двумя узлами и т. д.

Рассматриваемую гидромеханическую систему можно заменить механическим аналогом, показанным на рис. 139, б. На схеме плечи рычагов приняты пропорциональными площадями, чтобы сохранить соотношения, имеющие место в системе:

$$\frac{v_a}{v_{\pi a}} = \frac{F_{\pi a}}{F_a} \quad \text{и} \quad p_a = \frac{P_{\pi a}}{F_{\pi a}} = \frac{P_a}{F_a}.$$

До перекрытия проходного сечения на линии *b* система находится в состоянии равномерного движения, при этом скорости каждого инертного энергоносителя и потенциальная энергия упругих гидравлических звеньев известны.

После перекрытия начинается процесс обращения кинетической энергии в потенциальную при неподвижном конце связи *b* и заканчивается в момент остановки всей системы масс, если рассматривать только первую форму колебаний, т. е. синхронное и синфазное движение масс. Соответствующая схема показана на рис. 139, *a*. В точке *B* полагаем сосредоточенной всю массу сливного трубопровода, обладающую кинетической энергией $\frac{F_b l_b \rho v_b^2}{2}$, которая целиком обращается в потенциальную энергию упругого участка *b*.

Что касается кинетической энергии жидкости в трубопроводе *a*, оба конечные сечения которого подвижны, то она распределится после обращения в потенциальную энергию между участками *a* и *b*, что зависит от распределения масс между концами трубопровода *a*.

Эпюра скоростей для трубопровода *a* может быть представлена трапецией (рис. 139, *г*). В таком случае кинетическая энергия жидкости, заполняющей его во время сжатия [14],

$$E_a = \frac{1}{2} \int_0^{l_a} F_a \rho \left[v_{a_1} + \frac{(v_{a_3} - v_{a_1})(l_a - x)}{l_a} \right]^2 dx = \\ = \frac{1}{2} \left[\frac{F_a \rho l_a}{3} v_{a_1}^2 + \frac{F_a \rho l_a}{3} v_{a_1} v_{a_3} + \frac{F_a \rho l_a v_{a_3}^2}{3} \right].$$

Если среднее геометрическое $\sqrt{v_{a_1} v_{a_3}}$ принять равным средней скорости $\frac{v_{a_1} + v_{a_3}}{2}$ жидкости в трубопроводе, то ее массу можно заменить тремя равными сосредоточенными массами по концам и в середине трубопровода.

Теперь эквивалентную схему, приближенно моделирующую гидромеханическую систему в общем виде, можно представить, как это показано на рис. 139, *в*. Пренебрегая упругостью жидкости

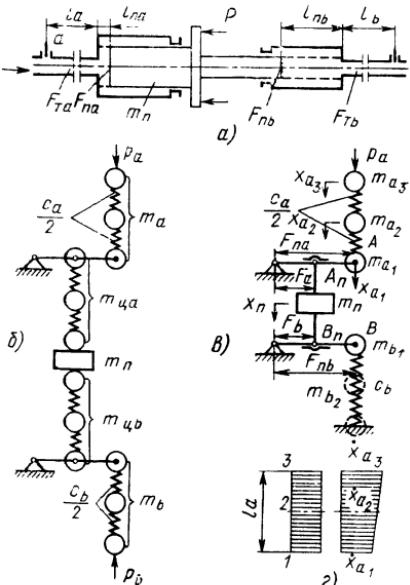


Рис. 139

сти, заключенной в полостях цилиндра, и предполагая трубопровод мгновенно перекрытым, гидромеханическую систему для первой фазы движения до полной остановки должны построить по рис. 139, в.

Сечения, в которых размещены массы, перемещаются с переменными скоростями, поэтому для каждой из масс можно составить уравнение движения, включив в число действующих на массу силы упругости. Рассмотрим прежде всего уравнение равновесия рычажной системы, моделирующей поршень (или прямой и возвратный цилиндры), в схеме по рис. 139, в:

$$\dot{x}_{\text{пп}} m_{\text{пп}} = [(x_{a_2} - x_{a_1}) c_{12} - m_{a_1} \ddot{x}_{a_1}] \frac{F_{\text{пп}a}}{F_a} - [m_{b_1} \ddot{x}_{b_1} + c_b x_{b_1}] \frac{F_{\text{пп}b}}{F_b}; \quad (72)$$

здесь $(x_{a_2} - x_{a_1}) c_{12}$ и $x_{b_1} c_b$ — силы упругости.

Между перемещениями точек рычагов имеет место связь

$$x_{\text{пп}} = x_{a_1} \frac{F_a}{F_{\text{пп}a}} = x_{b_1} \frac{F_b}{F_{\text{пп}b}}.$$

Исключив из выражения (72) $x_{\text{пп}}$ и x_{b_1} , имеем

$$m_{\text{пп}} \left(\frac{F_a}{F_{\text{пп}a}} \right)^2 \ddot{x}_{a_1} = [(x_{a_2} - x_{a_1}) c_{12} - m_{a_1} \ddot{x}_{a_1}] - \\ - m_{b_1} \left(\frac{F_a F_{\text{пп}b}}{F_{\text{пп}a} F_b} \right)^2 \ddot{x}_{a_1} - c_b \left(\frac{F_a F_{\text{пп}b}}{F_{\text{пп}a} F_b} \right)^2 x_{a_1}.$$

В этом уравнении

$$m_{\text{пп}} \left(\frac{F_a}{F_{\text{пп}a}} \right)^2 = m_{\text{пп}a}; \quad m_{b_1} \left(\frac{F_a}{F_{\text{пп}a}} \frac{F_{\text{пп}b}}{F_b} \right)^2 = m_{b_1 \text{пр}} \text{ и} \\ c_b \left(\frac{F_a}{F_{\text{пп}a}} \frac{F_{\text{пп}b}}{F_b} \right)^2 = c_{b \text{пр}}$$

представляют собой приведенные к точке A массы поршня и жидкости в трубопроводе b и жесткость $c_{b \text{пр}}$ упругой жидкости.

Итак, приведенный к точке A механический аналог поршня и жидкости в трубопроводе b можно описать уравнением

$$m_{\text{пп}a} \ddot{x}_{a_1} = (x_{a_2} - x_{a_1}) c_{12} - c_{b \text{пр}} x_{a_1},$$

где

$$m_{\text{пп}a} = m_{\text{пп}a} + m_{a_1} + m_{b_1 \text{пр}} \text{ и } c_{b \text{пр}} = c_b i_{ba}^2.$$

Теперь можно написать совокупность уравнений, описывающих поведение масс системы для случая, когда $P_{\text{пп}} = 0$:

$$\left. \begin{aligned} m_{a_3} \ddot{x}_{a_3} &= P_a - c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}); \\ m_{a_2} \ddot{x}_{a_2} &= c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}) - c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}); \\ m_{\text{пп}a} \ddot{x}_{a_1} &= c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}) - c_{b \text{пр}} x_{a_1}. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

Эти уравнения можно заменить системой, записанной относительно сил упругости:

$$P_{k, k-1} = c_{k-1, k}(x_k - x_{k-1}).$$

После деления каждого из уравнений (73) на массу, вычитания из предыдущего уравнения последующего и умножения разности на соответствующую жесткость система приводится к виду

$$\left. \begin{aligned} \ddot{P}_{32} + \beta^2 P_{32} - \frac{c_{23}}{m_{a_2}} P_{12} &= -\frac{c_{23}}{m_{23}} P_a; \\ -\frac{c_{12}}{m_{a_2}} P_{32} + \dot{P}_{21} + \beta_{12}^2 P_{12} - \frac{c_{b \text{ пр}}}{m_{\text{пр } a_1}} P_{10} &= 0; \\ -\frac{c_{b \text{ пр}}}{m_{\text{пр } a_1}} P_{12} + \ddot{P}_{10} + \beta_{01}^2 P_{10} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

В этих уравнениях $P_a = p_a F_a$ — усилие на входном сечении трубопровода a и

$$\begin{aligned} \beta_{23}^2 &= c_{23} \left(\frac{1}{m_{a_3}} + \frac{1}{m_{a_2}} \right) = \frac{6}{m_a} c_{23}; \\ \beta_{12}^2 &= c_{12} \left(\frac{1}{m_{a_2}} + \frac{1}{m_{\text{пр } a_1}} \right); \quad \beta_{01}^2 = \frac{c_{b \text{ пр}}}{m_{\text{пр } a_1}} = \end{aligned}$$

парциальные частоты системы.

Решение в зависимости от требуемого конечного результата анализа можно искать для системы (73) или ей эквивалентной системы (74).

Дискретный частотный спектр системы нужно искать решением системы однородных уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_{a_3} \ddot{x}_{a_3} + c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}) &= 0; \\ m_{a_2} \ddot{x}_{a_2} - c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}) + c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}) &= 0; \\ m_{\text{пр } a_1} \ddot{x}_{a_1} - c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}) + c_{b \text{ пр}} x_{a_1} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

или

$$\left. \begin{aligned} \ddot{P}_{32} + \beta_{23}^2 P_{32} - \frac{c_{23}}{m_{a_2}} P_{21} &= 0; \\ -\frac{c_{12}}{m_{a_2}} P_{32} + \dot{P}_{21} + \beta_{12}^2 P_{21} - \frac{c_{12}}{m_{\text{пр } a_1}} P_{10} &= 0; \\ -\frac{c_{b \text{ пр}}}{m_{\text{пр } a_1}} P_{12} + \ddot{P}_{10} + \beta_{01}^2 P_{10} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

При свободных колебаниях системы каждую из координат или силу упругости участка можно представить как гармоническую функцию:

$$x_{a_1} = A_{a_1} \sin \beta t; \quad x_{a_2} = A_{a_2} \sin \beta t; \quad x_{a_3} = A_{a_3} \sin \beta t,$$

где β — цикловая частота собственных колебаний,
или

$$P_{10} = D_{10} \sin \beta t; \quad P_{21} = D_{12} \sin \beta t; \quad P_{32} = D_{32} \sin \beta t,$$

где

$$D_{10} = c_{b \text{ np}} A_{a_1}; \quad D_{21} = c_{12} (A_{a_2} - A_{a_1}); \quad D_{32} = c_{23} (A_{a_3} - A_{a_2}).$$

Вводя принятые значения сил упругости в систему (75) и сократив $\sin \beta t$, получим систему уравнений относительно неизвестных коэффициентов:

$$\left. \begin{aligned} D_{32}(\beta^2 - \beta_{23}^2) + \frac{c_{23}}{m_{a_2}} D_{21} &= 0; \\ \frac{c_{12}}{m_{a_2}} D_{32} + (\beta^2 - \beta_{12}^2) D_{21} + \frac{c_{12}}{m_{\text{np } a_1}} D_{10} &= 0; \\ \frac{c_{b \text{ np}}}{m_{\text{np } a_1}} D_{21} + (\beta^2 - \beta_{01}^2) D_{10} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (76)$$

Так как постоянные D отличны от нуля, то

$$\left| \begin{array}{ccc} \beta^2 - \beta_{23}^2 & \frac{c_{23}}{m_{a_2}} & 0 \\ \frac{c_{12}}{m_{a_2}} & \beta^2 - \beta_{12}^2 & \frac{c_{12}}{m_{\text{np } a_1}} \\ 0 & \frac{c_{b \text{ np}}}{m_{\text{np } a_1}} & \beta^2 - \beta_{01}^2 \end{array} \right| = 0.$$

Раскрыв определитель, можно получить бикубическое уравнение относительно цикловых частот собственных колебаний. Корни $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3$ характеризуют 1-ю, 2-ю, и 3-ю формы колебаний в пределах первой фазы движения (замедленного) системы до полной остановки, когда следует ожидать появление наибольших давлений в линиях a и b трубопроводов. Частоты β_2 и β_3 характеризуют перемещения масс m_{a_2} и m_{a_3} относительно друг друга и массы $m_{\text{np } a_1}$.

Уравнения (76) позволяют найти связь между амплитудами:

$$\begin{aligned} D_{21} &= D_{32} (\beta_{23}^2 - \beta_1^2) \frac{m_{a_2}}{c_{23}} = D_{32} \left(1 - \frac{\beta_1^2}{\beta_{23}^2} \right) \left(1 + \frac{m_{a_2}}{m_{a_3}} \right) = \\ &= 2D_{32} \left(1 - \frac{\beta_1^2}{\beta_{23}^2} \right); \end{aligned}$$

$$D_{10} = D_{21} \frac{1}{(\beta_{01}^2 - \beta_1^2) \frac{m_{\text{np } a_1}}{c_{b \text{ np}}}} = D_{21} \frac{1}{1 - \frac{\beta_1^2}{\beta_{01}^2}}.$$

Для определения постоянных необходимо написать дополнительные уравнения в форме начальных условий. В рассматриваемом случае в начальный момент изменяются условия только на участке b , а именно при $t = 0$:

$$\dot{P}_{10} = c_{b \text{ np}} (\dot{x}_{a_1} - \dot{x}_0) = c_{b \text{ np}} \dot{x}_{a_1}(0) = \beta_1 D_{10},$$

причем $\dot{x}_{a_1}(0) = \dot{x}_b(0)$ — приведенная к трубопроводу a начальная скорость потока в перекрываемом трубопроводе.

Теперь можно найти давление на всех участках гидросистемы. В перекрываемом трубопроводе

$$P_{10} = \frac{c_{b \text{ np}}}{\beta_1} \dot{x}_{a_1}(0) \sin \beta_1 t = P_{(10) \max} \sin \beta_1 t; \quad (77)$$

$$P_{21} = \frac{c_{b \text{ np}}}{\beta_1} \dot{x}_{a_1}(0) \left(1 - \frac{\beta_1^2}{\beta_{01}^2} \right) \sin \beta_1 t = P_{(21) \max} \sin \beta_1 t;$$

$$P_{32} = \frac{c_{b \text{ np}}}{\beta_1} \dot{x}_{a_1}(0) \frac{\frac{\beta_1^2}{\beta_{01}^2}}{1 - \frac{\beta_1^2}{\beta_{23}^2}} \sin \beta_1 t = P_{(32) \max} \sin \beta_1 t. \quad (78)$$

Амплитудные значения получим при $\beta_1 \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2}$, где T — период.

Переходя от приведенной системы к реальной, для перекрываемого трубопровода имеем

$$P_{b \max} = P_{(10) \max} \frac{F_{n a} F_b}{F_a F_{n b}} = \frac{c_b}{\beta_1} \dot{x}_1(0) = p_{b \max} F_b$$

или

$$p_{b \max} = \frac{E_b}{l_b \beta_1} \dot{x}_1(0).$$

Из полученных соотношений можно сделать следующие выводы.

1. Короткие трубопроводы дают при резком перекрытии более высокие давления, приближая процесс к жесткому удару.

2. Давление в напорном трубопроводе повышается, поэтому объем, занимаемый жидкостью, уменьшается. Если не обеспечить поступление жидкости на входе, то столб жидкости в нем может разорваться и в следующую за торможением фазу может наступить гидравлический удар в напорной линии a .

3. После остановки системы наступает фаза расширения жидкости, для которой следует принять новую схему, разделив массу жидкости в трубопроводе b на 3 части, считая крайнюю из них неподвижной, как это показано на схеме рис. 139, в пунктиром.

Систему уравнений (а их теперь будет четыре) можно составить аналогично предыдущему. Наиболее низкая частота станет несколько выше той, что определена для предыдущей фазы. Начальные условия для новой системы определяются как конечные условия для предыдущей фазы. Поскольку эта фаза не представляет интереса, мы ограничимся этими общими замечаниями.

Мгновенное снятие нагрузки

В прошивных прессах, в прессах для ломки заготовки и в ряде других машин технологическое усилие, относительно медленно возрастающее при нагружении, в конце резко (а при хрупком разрушении — мгновенно) снижается до нуля. В результате сброса нагрузки нарушается режим давлений в гидравлической системе и она начинает совершать колебательные движения.

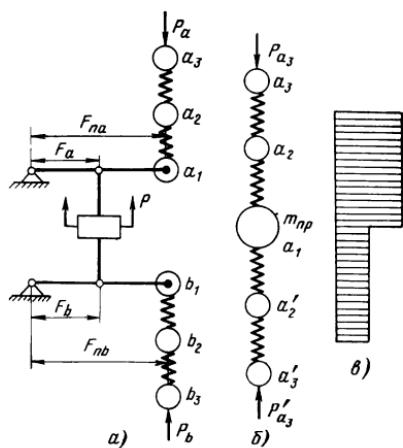


Рис. 140

Пусть давление P , действующее на плунжерную группу, снижается до P_{\min} ; для упрощения возьмем его равным нулю. Если скорость плунжерной группы v_0 и найденные по уравнениям (78) и (77) давления в полостях a и b соответственно $p_a(0)$ и $p_b(0)$, то после снятия нагрузки равновесное движение нарушается и вся система за счет избыточного давления $p_a(t) - p_b(t)$ устремляется

ся вперед. Пренебрегая упругостью жидкости, заключенной в полостях цилиндров, и считая, что на входе и выходе имеются квадратичные сопротивления, в качестве расчетной модели можно принять схему, изображенную на рис. 140 (a — при нагрузке, b — после мгновенного снятия нагрузки, c — эпюра скоростей).

Перепад давления на входе

$$p_h - p_{a_3} = \frac{Q_{a_3}^2}{\alpha_a^2 F_{h,a}} \frac{\gamma}{2g} \quad \text{или} \quad P_{a_3} = p_h F_a - \frac{\dot{x}_{a_3}^2 F_a^3 \rho}{2\alpha_a^2 F_{h,a}^2};$$

$$P_{a_3} = P_{0a} - c_a \dot{x}_{a_3}^2.$$

Аналогично определяем силу сопротивления на выходе сливыной линии:

$$P_{b_3} = P_{0b} + c_b \dot{x}_{b_3}^2; \quad P_{0b} = F_b p_c.$$

Теперь можно составить систему дифференциальных уравнений в перемещениях замещающих масс:

$$\left. \begin{aligned} m_{a_3} \ddot{x}_{a_3} + c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}) &= P_{0a} - c_a \dot{x}_{a_3}^2; \\ m_{a_2} \ddot{x}_{a_2} - c_{23}(x_{a_3} - x_{a_2}) + c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}) &= 0; \\ m_{\text{пп } a_1} \ddot{x}_{a_1} - c_{12}(x_{a_2} - x_{a_1}) + c_{12'}(x_{a_1} - x_{a'2}) &= 0; \\ m_{a'2} \ddot{x}_{a'2} - c_{12'}(x_{a_1} - x_{a'2}) + c_{2'3'}(x_{a'2} - x_{a'3}) &= 0; \\ m_{a'3} \ddot{x}_{a'3} - c_{2'3'}(x_{a'2} - x_{a'3}) &= -(P_{0b} + c_b \dot{x}_{3b}^2) i_{ba}; \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

здесь c_{12} , и $c_{2'3'}$, — приведенные жесткости участков b_1b_2 и b_2b_3 сливного трубопровода:

$$c_{12'} = \frac{c_b}{2} i_{ba}^2; \quad c_{2'3'} = \frac{c_b}{2} i_{ba}^2 = c_{12'};$$

i_{ba} — передаточное число;

$$i_{ba} = \frac{F_a}{F_{\text{пп } a}} \frac{F_{\text{пп } b}}{F_b}; \quad \frac{\dot{x}_{3b}}{\dot{x}_{3a'}} = i_{ba}.$$

Приведенная масса плунжерной группы и масс, с ней связанных, приведенных к точке a_1 ,

$$m_{\text{пп } a_1} = m_a \left(\frac{F_a}{F_{\text{пп } a}} \right)^2 + \frac{m_b}{3} i_{ba}^2 + \frac{m_a}{3};$$

$$m_{a'2} = \frac{m_b}{3} i_{ba}^2 \quad \text{и} \quad m_{a'3} = \frac{m_b}{3} i_{ba}^2.$$

Более точно процессы в механической модели, заменяющей гидромеханическую систему, можно описать, если к массам m_{a_1} и m_{a_2} приложить еще силы, моделирующие квадратичные сопротивления на входе и выходе из цилиндра, а в упругих связях полагать действующими диссипативные силы, пропорциональные расходу, т. е. скорости.

Полученные уравнения образуют систему обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений, решения которых в квадратурах получить нельзя. Нелинейность характеризуется квадратичными членами, входящими в правые части первого и последнего уравнений.

Выбор параметров гидромеханической системы, в том числе и гидравлические сопротивления на напорной и сливной линиях, можно произвести в результате анализа решений системы дифференциальных уравнений (79) на электрических аналоговых схемах или электронных моделирующих установках. Однако оценку поведения системы можно получить из анализа линейной системы, для которой созданы условия, где нелинейные члены исчезают.

При повышении давления в напорном трубопроводе во время увеличения нагрузки расход уменьшается, следовательно, к началу сброса нагрузки x_{a_1} мал. С другой стороны, при резком

сбросе нагрузки на сливной линии квадратичное сопротивление быстро растет. Поэтому приближенную оценку работы гидросистемы можно дать, если сначала положить $x_{a_3'} = 0$, а массу $m_{a_3'}$ — неподвижной, т. е. сливной трубопровод перекрытым, а затем принять сливной трубопровод полностью открытым ($c_b = 0$), а всю массу жидкости его — приведенной к плунжерной группе.

Если трубопровод b имеет малое сопротивление на сливе, то перемещению траверсы после снятия нагрузки не оказывается заметного сопротивления и перемещение отдачи траверсы будет значительно больше, чем в первом случае. Отсюда следует, что в машинах, работающих с резко падающей нагрузкой, целесообразно осуществлять питание при возрастании нагрузки через большое квадратичное сопротивление, лучше — через регулируемое. На сливной линии должно быть обеспечено большое сопротивление, создающее большую опорную реакцию при увеличении расхода после сброса нагрузки.

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПРИВОДА С УЧЕТОМ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРУБОПРОВОДАХ

При наличии в гидросистемах трубопроводов большой протяженности многие неустановившиеся или переходные процессы недостаточно точно описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений, составленных для заменяющей системы с дискретными параметрами, когда масса или часть массы жидкости присоединяется к массе твердого тела — поршня или плунжера. Если рассматривать гидравлический тракт как звено системы с распределенными параметрами — массой и жесткостью, то изменения давления и скорости жидкости в трубопроводе описываются уравнениями в частных производных [3, 9, 36].

Скорость распространения волны давления или деформации в жидкости во много раз превышает скорость течения ее в процессе работы гидромеханизма (скорость звука в воде при атмосферном давлении 1435 м/с, в упругом трубопроводе — несколько меньше), поэтому без большой погрешности жидкость можно считать «замороженной», т. е. влиянием скорости жидкости на скорость распространения волн можно пренебречь. Тогда дифференциальные уравнения Н. Е. Жуковского [9] могут быть заменены приближенными:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t}; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -E \frac{\partial v}{\partial x}. \quad (80)$$

Эти два уравнения легко приводятся к уравнениям относительно p или v , если, дифференцируя по x и по t , сравнивать

смешанные производные. Итак, можно получить

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho_0} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad \text{и} \quad \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho_0} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}. \quad (81)$$

Эти выражения известны как волновые уравнения, которыми описываются волновые процессы в стержнях при продольных колебаниях, в струнах, электрических проводниках с малым омическим сопротивлением. Решение уравнений в замкнутой форме можно записать в виде интеграла Даламбера:

$$u = \varphi(x - ct) - \psi(x + ct); \quad (82)$$

здесь

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho_0}}.$$

Нетрудно убедиться, что при подстановке u в уравнения (81) последние обращаются в тождество, т. е. u является их решением.

Если найдено решение для скорости жидкости, т. е. $u_v = v(x, t)$, то этим самым найдена и функция u_p , определяющая закон изменения давления по времени вдоль трубопровода. Пусть

$$u_v = v(x, t) = \varphi_v(x - ct) - \psi_v(x + ct).$$

Фронт волны перемещается со скоростью c , поэтому его координаты определяются из выражения $x = ct$ или $dx = cdt$. Запишем выражение полного дифференциала давления p :

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial t} dt.$$

Ранее были приведены соотношения между частными производными p и v по x и t :

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial(ct)} c = \rho_0 c \left[\frac{\partial \varphi_v}{\partial(ct)} + \frac{\partial \psi_v}{\partial(ct)} \right]; \\ \frac{\partial p}{\partial t} &= -E \frac{\partial v}{\partial x} = c^2 \rho_0 \left[-\frac{\partial \varphi_v}{\partial x} + \frac{\partial \psi_v}{\partial x} \right]. \end{aligned}$$

Произведя подстановку в выражение для полного дифференциала dp частных производных, получим

$$\begin{aligned} dp &= w \left[\left(\frac{\partial \varphi_v}{\partial(ct)} + \frac{\partial \psi_v}{\partial(ct)} \right) dx + c \left(-\frac{\partial \varphi_v}{\partial x} + \frac{\partial \psi_v}{\partial x} \right) dt \right] = \\ &= w \left[\left(-\frac{\partial \varphi_v}{\partial(ct)} + \frac{\partial \psi_v}{\partial(ct)} \right) c dt + \left(\frac{\partial \varphi_v}{\partial x} + \frac{\partial \psi_v}{\partial x} \right) dx \right]; \end{aligned}$$

здесь $w = \rho_0 c = \sqrt{E \rho_0}$ — волновое сопротивление и $x = ct$.

Таким образом,

$$p = w [\varphi_v(x - ct) + \psi_v(x + ct)] + p_0.$$

Наоборот, если известны функции, определяющие прямую и обратную волны давления, то

$$v = \frac{1}{w} [\varphi_p(x - ct) - \psi_p(x + ct)].$$

Функция $p(x, t)$ или $v(x, t)$ должна удовлетворять начальным условиям, т. е. известному распределению давления (или скорости) и его производной по длине трубопровода при $t = 0$:

$$u(x, 0) = f(x); \quad \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = F(x).$$

Положив в выражении (82) $t = 0$, найдем, что

$$f(x) = \varphi(x) - \psi(x). \quad (83)$$

Дифференцируя по t , получим

$$\frac{1}{c} F(x) = -\varphi'(x) - \psi'(x).$$

Интегрируя в пределах от постоянной a до x , имеем

$$\frac{1}{c} \int_a^x F(z) dz = -\varphi(x) - \psi(x); \quad a < z < x. \quad (84)$$

Решив уравнения (83) и (84) относительно $\varphi(x)$ и $\psi(x)$, получим

$$\begin{aligned} \varphi(x) &= \frac{1}{2} f(x) - \frac{1}{2c} \int_a^x F(z) dz; \\ -\psi(x) &= \frac{1}{2} f(x) + \frac{1}{2c} \int_a^x F(z) dz. \end{aligned}$$

Это позволяет интегралом Даламбера выразить частное решение уравнения (81), удовлетворяющее начальным условиям:

$$u = \frac{f(x - ct) + f(x + ct)}{2} + \int_{x-ct}^{x+ct} F(z) dz.$$

$\varphi(x - ct)$ в решении для u представляет собой прямую волну, фронт которой перемещается в положительном направлении оси x со скоростью c звука. Действительно, если для функции $\varphi(x - ct)$ брать значения, соответствующие $x - ct = b = \text{const}$, то в результате дифференцирования имеем $x = c$. Отсюда следует, что фиксированное значение функции $\varphi(x - ct)$ для определенного b перемещается в направлении оси x со скоростью c (рис. 141).

Функция $\psi(x+ct)$ описывает обратную волну, фронт которой движется со скоростью $x = -c$ в сторону, противоположную движению прямой волны.

При конечной длине трубопроводов или отдельных его участков на волновой процесс оказывают влияние граничные условия и условия сопряжения участков. Граничные условия могут определяться конструктивными и физическими особенностями схемы или выражаться как внешние возмущения, не зависящие от особенностей гидросхемы. Они могут быть постоянными или зависящими от времени, в частности описываться дифференциальными уравнениями, интегрирование которых необходимо производить совместно с волновым уравнением. Каждое из препятствий,

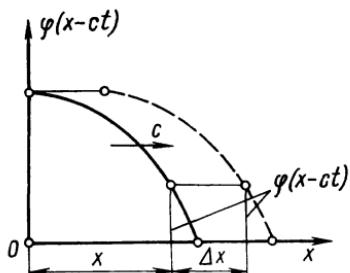


Рис. 141

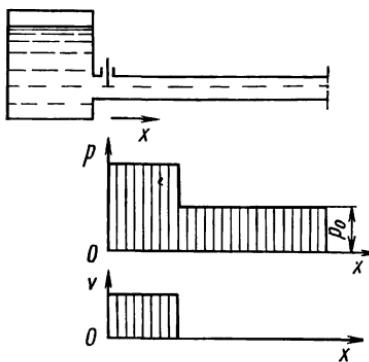


Рис. 142

встречающееся на пути распространения волны, вызывает ее полное или частичное отражение. В результате прямая и обратная волны давлений могут суммироваться и давление в трубопроводе повышаться.

Рассмотрим сначала возмущения, в результате которых могут образоваться волны, распространяющиеся по трубопроводу.

1. Образование волны может произойти в результате изменения давления при соединении органом управления трубопровода с источником питания постоянного или переменного давления (рис. 142). Давление в начальном сечении трубопровода может быть функцией времени или постоянным, т. е. $p(0, t) = f_p(t)$ или $p(0, t) = p_n$. Если начальные условия, характеризующие состояние потока при $t = 0$, $p(x, 0) = p_0$ и $v(x, 0) = 0$, то следует ожидать только прямую волну давления

$$p(x, t) - p_0 = \varphi_p(x - ct)$$

и скорости

$$v(x, t) = \frac{1}{w} \varphi_p(x - ct).$$

Скорость жидкости в начальном сечении

$$v(0, t) = \frac{\varphi(-ct)}{\omega} = \frac{f_p(t) - p_0}{\omega}.$$

Из этого выражения следует, что при наличии начального давления в трубопроводе, удовлетворяющего условию $f_p(t) - p_0 > 0$, жидкость поступает из источника питания и по трубопроводу распространяется волна деформации сжатия. Это имеет место при подключении аккумулятора или мультиплексора к трубопроводу. Если имеется обратное неравенство, то жидкость течет из трубопровода в резервуар за счет уменьшения ее деформации.

Волна давления, зарождающаяся в сечении трубопровода $x = 0$, продвигается со скоростью c , поэтому в произвольном сечении x трубопровода значения функции давления будут воспроизводиться с запаздыванием на время x/c . Поэтому можно написать

$$p(x, t) = f_p\left(t - \frac{x}{c}\right)$$

и

$$v(x, t) = \frac{f_p\left(t - \frac{x}{c}\right)}{\omega}.$$

При мгновенном возрастании давления во входном сечении на величину Δp функцию давления следует выразить через единичную функцию σ . Если

$$f(t) = p_0 + \sigma(t)\Delta p,$$

то

$$p(x, t) = p_0 + \Delta p \sigma\left(t - \frac{x}{c}\right); \quad (85)$$

здесь

$$\sigma(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ 1 & \text{при } t > 0; \end{cases} \quad \sigma\left(t - \frac{x}{c}\right) = \begin{cases} 0 & \text{при } t - \frac{x}{c} < 0; \\ 1 & \text{при } t - \frac{x}{c} > 0. \end{cases}$$

Таким образом, по трубопроводу будет продвигаться волна давления с фронтом, равным начальному перепаду давления.

2. Образование волны давления может произойти в результате возмущения скорости движения жидкости в определенном сечении гидравлического тракта, причем это сечение может быть расположено как в начале или в конце трубопровода, так и в каком-либо промежуточном сечении. В первом случае при неограниченной длине трубопровода возникает одна волна, во втором

случае — две волны, параметры которых связаны между собой.

Пусть закон изменения скорости в сечении $x = 0$ задан функцией $f_v(t) = v(0, t)$. Скорость в любом сечении при наличии возмущения

$$v(0, t) - v_0 = \varphi_v(x - ct) \quad (86)$$

и давление

$$p(x, t) - p_0 = w\varphi_v(x - ct).$$

Из выражения (86) имеем для $x = 0$

$$v(0, t) - v_0 = f_v(t) - v_0 = \varphi(-ct).$$

В произвольном сечении x значение скорости для времени t в сечении $x = 0$ воспроизводится с запаздыванием на время $\frac{x}{c}$, поэтому

$$v(x, t) - v_0 = f_v\left(t - \frac{x}{c}\right) - v_0 = \varphi_v(x - ct). \quad (87)$$

В соответствии с этим

$$p(x, t) - p_0 = w \left[f_v\left(t - \frac{x}{c}\right) - v_0 \right].$$

Возмущение скорости в трубопроводе может быть произведено в результате перемещения поршня, открытия или закрытия органа управления, мгновенной остановки поршня и др. Особенно опасной может быть ситуация при неудачном выборе закона движения управляющего органа (распределителя) при закрытии.

Пусть начало координат совмещено с началом трубопровода у распределительного органа и перед закрытием имеет место установившееся истечение жидкости при постоянном давлении. Начальные условия для этого случая будут

$$p(x, 0) = p_0; \quad v(x, 0) = -v_0.$$

Закон изменения скорости в нулевом сечении во время закрытия распределительного органа представим в общем виде функцией (рис. 142) $v(0, t) = -f_v(t)$, причем $f_v(0) = v_0$ и $f_v(T) = 0$, где T — время закрытия органа управления.

Тогда из выражения (87) при принятых начальных и граничных условиях получаем

$$v(x, t) = -f_v\left(t - \frac{x}{c}\right)$$

и

$$p(x, t) - p_0 = w \left[v_0 - f_v\left(t - \frac{x}{c}\right) \right].$$

Из этих уравнений следует, что давление в магистрали поднимается от p_0 в начале закрытия управляющего органа до $p_{\max} = p_0 + wv_0$.

На рис. 143 показан волновой процесс в трубопроводе при закрытии управляющего органа в пространстве трех измерений, т. е. в координатной системе $[v, x, t]$. В качестве апликаты принята скорость v , абсциссы и ординаты — координата x по оси трубопровода и время t . Линия $t = \frac{x}{c}$ в координатной плоскости $[x, t]$ характеризует продвижение фронта возмущения по длине трубопровода.

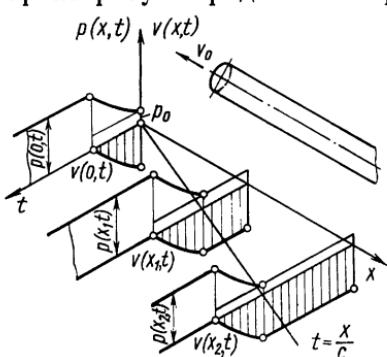


Рис. 143

Закон изменения возмущения скорости в месте расположения управляющего органа ($x = 0$) представляется кривой $v(0, t)$ в координатной плоскости $[v, t]$. Скорость возмущенного движения жидкости в любых сечениях трубопровода, например для $x = x_1$ или $x = x_2$, изображается той же кривой, что и при $x = 0$, но с началом, сдвинутым в направлении оси t на величину $t_1 = \frac{x_1}{c}$ или $t_2 = \frac{x_2}{c}$. Так как сечение трубопровода можно брать

любым, то можно считать, что все сечения формируют линейчатую поверхность с образующей, параллельной характеристике $\frac{x}{t} = c$.

Сечение этой поверхности плоскостями, параллельными плоскости $[v, t]$ и проходящими через абсциссу x_i , дают кривую, изображающую закон возмущенного движения жидкости в этом сечении в функции времени t . Сечение плоскостями, параллельными плоскости $[v, x]$ для различных t_i дают картину распределения возмущенного движения по длине трубопровода в момент времени $t = t_i$. На рис. 143 в системе координат $[v, x, t]$ вместо давлений отложены апликаты p/w .

При ограниченной длине трубопровода происходит отражение волны — полное или частичное, что зависит от условий на конце: если трубопровод заканчивается неподвижным препятствием, то скорость жидкости для этого сечения равна нулю, т. е. $v(l, t) = 0$; если трубопровод заканчивается цилиндром с подвижным поршнем или упругим объемом, то граничные условия для случая поршня с цилиндром на конце при $x = l$ могут быть записаны из условия неразрывности потока в этом сечении, т. е.

$$v(l, t) F = v_n(t) F_n.$$

При линейном упругом объеме в конце трубопровода из того же условия неразрывности потока имеем

$$v(l, t)F = \frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{E_0} \frac{dp}{dt} = \frac{V_0}{E_0} \frac{\partial p(l, t)}{\partial t}.$$

Процесс отражения волны более наглядно можно представить, если считать, что в начальный момент давление скачкообразно возросло на величину Δp . Тогда для времени $0 < t < \frac{l}{c}$ будет иметь место только прямая волна и давление, согласно уравнению (85),

$$p(x, t) = p_0 + \Delta p \sigma\left(t - \frac{x}{c}\right).$$

В то же время скорость

$$v(x, t) = \frac{\Delta p}{w} \sigma\left(t - \frac{x}{c}\right).$$

Для времени $\frac{l}{c} < t < \frac{2l}{c}$ имеет место прямая и отраженная обратная волны. Поэтому для рассматриваемого интервала времени

$$v(l, t) = \varphi_v(l - ct) - \psi_v(l + ct) = 0$$

возникает обратная волна противоположного знака, в результате чего скорость гасится, т. е. нулевой фронт волны продвигается в сторону отрицательного направления оси x . Для создания в точке $x = l$ обратной волны со стороны неподвижной стенки действует импульс давления, равный по величине прямой волне давления Δp . В результате после отражения волны давление позади пропадающегося фронта $p = p_0 + 2\Delta p$, т. е. избыточное давление после отражения удваивается.

Указанным обстоятельством можно воспользоваться для оценки параметров гидромеханизма с тем, чтобы установить, нужно ли считаться с волновым процессом при динамическом исследовании или им можно пренебречь. Введем безразмерные время $\tau = \frac{t}{T_1}$, длину $\xi = \frac{x}{l}$ и давление $\pi = \frac{p}{p_{\max}}$; здесь T_1 — время включения управляющего органа, l — длина трубопровода.

Время пробега волны вдоль трубопровода $T_l = \frac{l}{c}$ и координата x , определяющая положение фронта волны, зависят от времени t и скорости c звука:

$$x = ct \text{ или } \xi l = c\tau T_1.$$

Отсюда

$$\tau = \lambda \xi,$$

где

$$\lambda = \frac{l}{cT_1} = \frac{T_l}{T_1}.$$

Время $\Delta\tau$ пробега волной расстояния $\xi = 1$ равно λ . Пусть $\lambda \ll 1$, тогда $\Delta\tau \ll 1$, $0 < \tau < 1$.

На рис. 144 показана в относительных координатах кривая изменения давления в нулевом сечении трубопровода. Разделим весь интервал времени $\tau = 1$ на участки по $2\Delta\tau$ и на каждом из них проведем среднюю ординату. Если предположить, что при

$\tau = 0$ возбуждено в сечении $\xi = 0$ давление $\Delta_1 p$, то после отражения при $\xi = 1$ давление удваивается и в нулевое сечение возвращается волна давлением $2\Delta_1 p$. В момент прихода волны к распределительному органу давление повышается на $\Delta_2 p$ и новая прямая волна с фронтом $\Delta_2 p$ движется вперед, затем отражается и т. д. В общем очевидно, что чем меньше λ , т. е. чем меньше T_l/T_1 — отношение времени пробега волны от одного конца

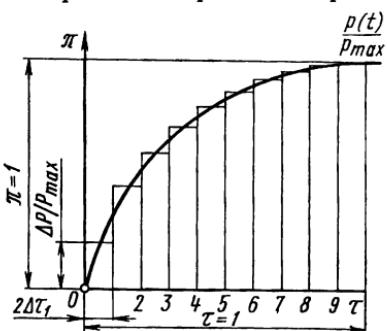


Рис. 144

трубопровода к другому, тем меньше перепад давления, образующий фронт волны и тем меньше отличается изменение давления по всей длине трубопровода от возмущения, появляющегося в результате открытия или закрытия управляющего органа.

Пользуясь решением волнового уравнения (80), можно производить анализ только простейших гидросистем. Наличие разветвлений, необходимость учета сопротивлений, в том числе и квадратичных, затрудняют численный анализ и этот метод оказывается непригодным для практического использования в тех случаях, когда расчет должен быть доведен до числа. Что касается качественной оценки, то этот метод позволяет наглядно проследить за работой гидромеханизмов с большой длиной трубопроводов.

Анализ динамических процессов гидравлических систем с распределенными параметрами при помощи волновых уравнений значительно усложняется, если трубопровод составной, имеющий участки различного сечения. В этом случае, кроме волновых уравнений для каждого из участков, возникает необходимость записывать граничные условия и условие сопряжения участков. Поскольку в большинстве случаев особой точности при расчетах не требуется, то расчетный аппарат можно упростить за счет замены системы с распределенными параметрами дискретной системой, т. е. делением трубопровода на равные части и записи уравнений давления и расходов для каждой из них (рис. 145, а).

Частная производная $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_i - p_{i+1}}{\Delta x}$ на каждом из участков деления может быть принята постоянной, т. е. давление по длине трубопровода может в данный момент времени принять в форме ломаной кривой. Аналогично $\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{Q_i - Q_{i+1}}{\Delta x}$ можно положить для каждого из участков постоянной (рис. 145, б), т. е. расход для данного момента считать изменяющимся по длине трубопровода по ломаной кривой. В этих уравнениях Q_i и p_i — расход и давление в сечении i , Δx — длина участка трубопровода.

В трубопроводах, в зависимости от режима течения жидкости, и в переходах возникают сопротивления, которые в общем случае пропорциональны Q^r , где может быть $1 \leq r \leq 2$ [40]. В таком случае уравнения, описывающие процессы в трубопроводе, можно для участка $i - i+1$ заменить уравнениями

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_{i-1, i} - p_{i, i+1}}{\Delta x} &= -\frac{\rho}{F} \left(\frac{dQ_i}{dt} + aQ_i^r \right); \\ \frac{Q_i - Q_{i+1}}{\Delta x} &= -\frac{F}{E} \frac{dp_{i, i+1}}{dt}. \end{aligned} \right\}$$

Если обозначить

$$m_1 = \frac{\rho \Delta x}{F} \quad \text{и} \quad c_1 = \frac{E}{F \Delta x},$$

то для каждого из сечений от 1 до $n - 1$ можно записать

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_1 + aQ_1^r &= \frac{1}{m_1} (p_{01} - p_{12}); & \dot{p}_{01} &= c_1 (Q_0 - Q_1); \\ \dot{Q}_2 + aQ_2^r &= \frac{1}{m_1} (p_{12} - p_{23}); & \dot{p}_{12} &= c_1 (Q_1 - Q_2); \\ \dots & & & \\ \dot{Q}_{n-1} + aQ_{n-1}^r &= \frac{1}{m_1} (p_{n-2, n-1} - p_{n-1, n}); \\ \dot{p}_{n-1, n} &= c_1 (Q_{n-1} - Q_n). \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

В этих выражениях Q_1, \dots, Q_{n-1} — изменяющиеся во времени расходы жидкости в сечениях 1, ..., $n - 1$ — трубопровода;

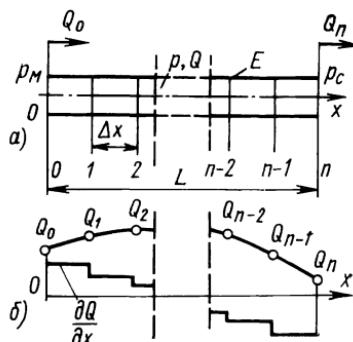


Рис. 145

$p_{01}, \dots, p_{n-1, n}$ — изменяющиеся во времени давления жидкости между сечениями 0 и 1, ..., $n - 1$ и n трубопровода.

Граничные условия для трубопровода можно записать в виде

$$Q_0 = f(p_m - p_{01})^{r'} \quad \text{и} \quad Q_n = \varphi(p_{n-1, n} - p_c)^{r''}. \quad (89)$$

Число участков, на которое должен быть разделен трубопровод длиною l , определяется наивысшей частотой β_{\max} возмущения или постоянной времени, если нагрузка изменяется монотонно.

Для однородной рядной дискретной системы частотный спектр описывается уравнением [14]

$$\frac{m_1 \beta_j^2}{2c_1} = 1 - \cos \frac{j\pi}{n},$$

причем наивысшая цикловая частота соответствует $j = n - 1$.

Поэтому

$$\beta_n = \sqrt{2 \frac{c_1}{m_1} \left(1 - \cos \frac{(n-1)\pi}{n}\right)} = \sqrt{\frac{c_1}{m_1}} 2n \sin \frac{n-1}{2n} \pi.$$

Если $\beta_n = \varepsilon \beta_{\max}$, то число участков n определяется из выражения

$$2n \sin \frac{n-1}{2n} \pi = \varepsilon \beta_{\max} \sqrt{\frac{m}{c}}.$$

Так, при аппроксимации первой формы колебаний жидкости в трубопроводе с точностью до 10 или до 5 % необходимо принимать два или три участка. Вторая форма с той же точностью воспроизводится при делении на четыре или шесть участков. При составлении расчетных схем обычно исходные данные задаются с точностью до 10 %, а величины гидравлических потерь — с точностью до 25 %, поэтому указанные пределы точности вполне достаточны.

Системы уравнений (88) и (89) получены при обычном допущении о неразрывности потока жидкости. При кавитации сплошность потока нарушается. Признаком наступления кавитации является падение давления на участке до величины, равной давлению парообразования p_n в жидкости при данной температуре, т. е.

$$p = p_n, \quad (90)$$

после чего давление на участке практически не изменяется. Аналогом этого явления может служить модель системы рядных дискретных масс с односторонне действующими упругими связями. В этой модели, как и в гидравлической системе, упругие связи работают только на сжатие и при наступлении кавитации давление в них остается постоянным. Для практических расчетов можно

положить $p_{\text{II}} = 0$. Тогда условию кавитации будет соответствовать условие разрыва связи. Методы исследования систем с односторонне действующими упругими связями описаны в работе [21].

ЭЛЕКТРОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Выше указывалось, что при решении дифференциальных уравнений, описывающих процессы в гидравлических системах, возникают большие трудности вследствие нелинейности этих систем и, как правило, их относительно высокого порядка. Эти затруднения снимаются, если для конкретного анализа используются аналоговые математические машины непрерывного действия. Стандартные блоки математических машин можно собрать так, чтобы процессы в схеме протекали в такой же последовательности и в таком виде, как и в реальной системе, подвергаемой анализу.

При исследовании динамических процессов в машинах с помощью моделирующих установок задача сводится к определению переменных напряжений в отдельных элементах электрической схемы, пропорциональных соответствующим механическим переменным. Связи между электрическими переменными описываются одними и теми же дифференциальными уравнениями, что и для механических переменных. Например, если между двумя механическими величинами существует интегральная связь, то такая же связь должна быть и между электрическими напряжениями.

Решение дифференциальных уравнений сводится к простым математическим операциям, таким, как алгебраическое сложение и умножение (деление), интегрирование и дифференцирование. Если составить электронную модель из отдельных элементов, в которых элементарные процессы протекали бы по закономерностям, определяемым исходными дифференциальными уравнениями, то такая электронная модель могла бы быть использована для выяснения закона изменения искомых величин, т. е. в качестве непрерывно действующего вычислительного устройства. Интересующий нас результат можно получить значительно быстрее в виде графика изменения во времени напряжения в какой-либо точке схемы такой же формы (во всяком случае в пределах точности работы устройства), какую бы мы получили, производя численные расчеты искомой переменной.

Основными решающими элементами моделирующих установок являются блоки операционных усилителей и блоки постоянных коэффициентов, выполненные по типу потенциометров. При анализе нелинейных уравнений возникает необходимость воспроизводить некоторые заданные функции искомых величин, входящих в уравнения в качестве переменных коэффициентов. Эти операции в аналоговых установках выполняются блоками переменных коэффициентов. Кроме того, электронные аналоговые установки комплектуются блоками типовых нелинейностей, позволяющими воспроизводить изменение структуры модели вместе с изменени-

ем структуры уравнений — моделирование зазора, зоны нечувствительности, ломаной характеристики жесткости, силы сухого трения и др.

Остановимся вкратце на основных элементах моделирующих аналоговых установок с тем, чтобы иметь представление о методике составления блок-схем решений динамических задач.

Принципиальная схема операционного усилителя показана на рис. 146, а. Здесь u — напряжение на входе; z_1 — полное входное

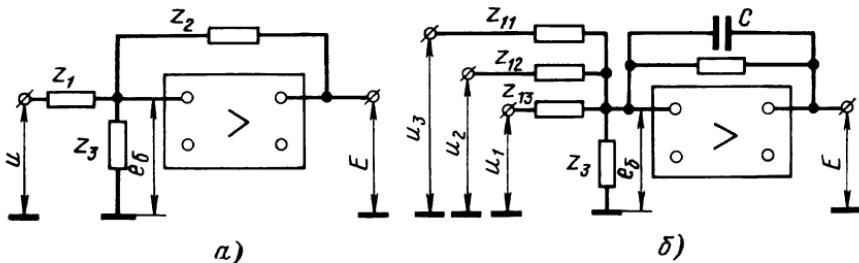


Рис. 146

сопротивление, E — напряжение на выходе, z_2 — полное сопротивление обратной связи, z_3 — полное сопротивление входа собственно усилителя, e_δ — напряжение рассогласования или напряжение на входе собственно усилителя. При ограниченном напряжении E выхода и большом коэффициенте усиления A усилителя в разомкнутом состоянии e_δ малό.

Между E и e_δ может быть написано соотношение

$$e_\delta = -\frac{E}{A}. \quad (91)$$

Разные знаки e_δ и E получаются при нечетном, обычно равном трем, числе каскадов усиления напряжения. Пренебрегая током на входе собственно усилителя, величиной весьма малой, можно написать для суммы токов в узле на входе в усилитель

$$(u - e_\delta)y_1 + (E - e_\delta)y_2 + e_\delta y_3 = 0, \quad (92)$$

где y_1 , y_2 , y_3 — полные проводимости звеньев схемы;

$$y_1 = \frac{1}{z_1}; \quad y_2 = \frac{1}{z_2}; \quad y_3 = \frac{1}{z_3}.$$

Из выражения (92) получаем, приняв во внимание соотношение (91),

$$uy_1 + Ey_2 + \frac{E}{A}(y_1 + y_2 - y_3) = 0.$$

При большом коэффициенте усиления A последнее слагаемое может быть весьма малым по сравнению с суммой первых двух, поэтому можно принять

$$E = -u \frac{y_1}{y_2} = -u \frac{z_2}{z_1}.$$

Таким образом, в пределах некоторой ошибки напряжение выхода усилителя, охваченного обратной связью, не зависит от параметров усилителя, а суммарная точка на входе усилителя, в которой сравниваются напряжения, как бы искусственно заземляется.

Операционные усилители на выходе дают напряжение, зависящее от отношения полных сопротивлений обратной связи и входа. Если $z_1 = R_1$ и $z_2 = R_2$, т. е. полные сопротивления входной и обратной связи являются омическими, то

$$E = -\frac{R_2}{R_1} u,$$

т. е. напряжение на выходе представляет собой произведение напряжения входа и постоянного коэффициента R_2/R_1 .

Операционный усилитель с омическими сопротивлениями на входе и в обратной связи может быть использован для выполнения операции умножения на постоянное число.

Включая в цепь обратной связи емкость C_2 , а на вход усилителя омическое сопротивление R_1 , учитывая при этом, что проводимости для этого случая будут соответственно $y_1 = \frac{1}{R_1}$ и $y_2 = Cp$, где p — операция дифференцирования, а операция p^{-1} над переменной означает интегрирование, получаем

$$E = -\frac{1}{R_1 C p} u = -\frac{1}{R_1 C} \int u du.$$

Таким образом, усилитель с омическим сопротивлением на входе и конденсатором в цепи обратной связи может быть использован для выполнения операции интегрирования, так как напряжение на выходе получается пропорциональным интегралу входного напряжения.

Если конденсатор C_1 включить на входе усилителя, а омическое сопротивление R_2 — в цепь обратной связи, то

$$y_1 = C_1 p \text{ и } y_2 = \frac{1}{R_2}.$$

Поэтому

$$E = -R_2 C_1 p u = -R_2 C_1 \frac{du}{dt}.$$

Отсюда следует, что операционный усилитель с емкостью C_1 на входе и омическим сопротивлением R_2 в цепи обратной связи

может быть использован для выполнения операции дифференцирования, т. е. для получения входного напряжения, пропорционально его производной.

При наборе задач возникает необходимость операции над несколькими входными величинами, например интегрирования суммы нескольких величин. Схема, позволяющая осуществить такого рода операции, показана на рис. 146, б.

Для ввода постоянных и переменных коэффициентов при исключении переменных дифференциальных уравнений используются специальные блоки. Блоки переменных коэффициентов служат также для воспроизведения возмущающих воздействий в функции времени, например для аппроксимации момента прокатки на стенах периодической прокатки, пилигримовых станах и им аналогичных.

Ввод постоянных коэффициентов осуществляется с помощью декадного делителя напряжения, схематически изображенного на рис. 147, а. Делители напряжения D_1 и D_2 имеют по одиннадцати секций, а делитель напряжений D_3 — десять секций.

Выходное напряжение снимается с делителя D_4 .

Если движки I, II и III установлены соответственно на делениях n_1 , n_2 , n_3 , то напряжение между движком III и землей равно сумме падения напряжения на сопротивлениях $n_1 r_1$, $n_2 r_2$, $n_3 r_3$, т. е.

$$\frac{E}{u_{\text{вх}}} = 0,1n_1 + 0,01n_2 + 0,001n_3.$$

Для воспроизведения переменных коэффициентов в функции времени или ввода напряжения, пропорционального внешнему возмущению, изменяющемуся во времени, используются блоки переменных коэффициентов, также работающие по принципу потенциометров. Принципиальная схема блока переменных коэффициентов приведена на рис. 147, б, причем воспроизводимый переменный коэффициент определяется как отношение выходного напряжения (т. е. напряжения между движком и землей) к входному. Для получения знаков «+» и «—» коэффициента потенциометр строится двойным симметричным относительно нулевой точки. К двум крайним точкам подводятся напряжения $\pm u$. Если переменный коэффициент $a(t)$, то

$$a(t) = \frac{E}{u} = \frac{r}{R}.$$

Непрерывно изменяющаяся функция времени в блоке переменных коэффициентов аппроксимируется ступенчатой кривой.

Выводы секционных напряжений подключаются к ламелям шагового искателя в соответствии со значением ординат аппроксимируемой кривой.

Функциональные преобразователи, построенные на диодах, позволяют воспроизвести заданную функцию, аппроксимирован-

ную в виде кусочно-линейной зависимости. Если $y = f(x)$ в заданном интервале — непрерывная однозначная функция, то ее можно приблизено представить в форме

$$y = y_0 + a_0 x + \sum_{i=1}^{i=n} b_i(x - x_{0i}),$$

где

$b_i = 0$ при $x \leq x_{0i}$; $b_i = \text{const}$ при $x > x_{0i}$

и x_{0i} — значения x в начале каждого отрезка разделения независимой переменной.

Так как исходными переменными в электронной модели являются напряжения постоянного тока, то

$$u_{\text{вых}} = u_0 + a_0 u_{\text{вх}} + \sum_{i=1}^{i=n} b_i (u_{\text{вх}} - u_{0\text{вх } i}).$$

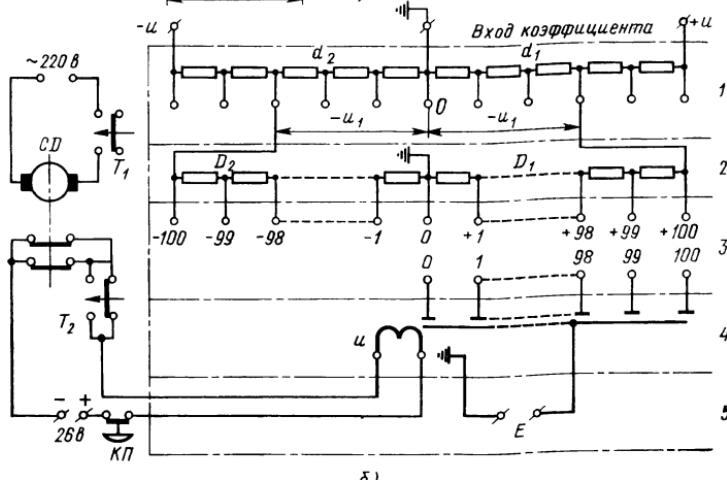
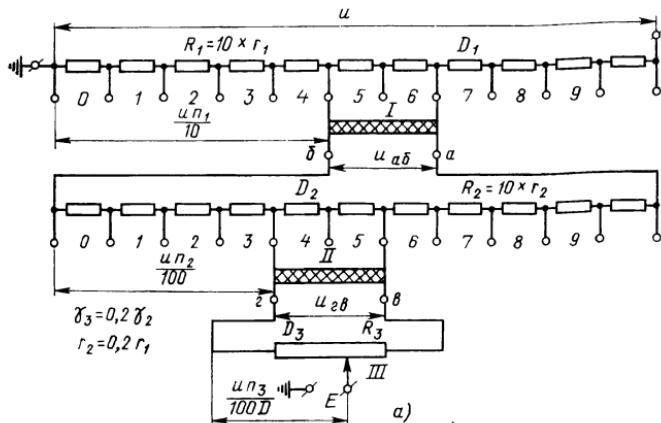


Рис. 147

Полученную зависимость можно графически интерпретировать как показано на рис. 148.

К постоянному напряжению u_0 прибавляется напряжение $a_0 u_{\text{вх}}$, пропорциональное входному напряжению. При повышении напряжения до u_{01} включается элемент, формирующий напряжение $b_1(u_{\text{вх}} - u_{01})$, суммирующееся с двумя предыдущими и т. д. Угловые коэффициенты a_0, b_i должны быть подобраны таким образом, чтобы после включения i -го элемента на участке $i, i+1$ закон изменения напряжения совпадал с соответствующим участком аппроксимирующей ломаной. Накоэффициент b_1 должен быть

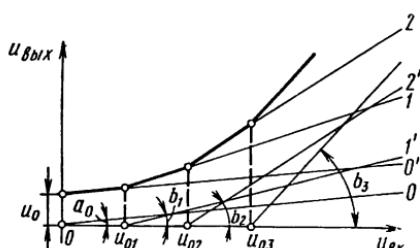


Рис. 148

пример, для прямой 1 угловой коэффициент b_1 должен быть определен из равенства

$$b_1 = \frac{u_{\text{вых}_2} - (u_0 + a_0 u_{02})}{u_{02} - u_{01}}.$$

Для прямой 2

$$b_2 = \frac{u_2 - [u_0 + a_0 u_{03} + b_1(u_{03} - u_{01})]}{u_{03} - u_{02}}$$

и т. д.

Схема, составленная из диодных элементов, позволяет получить суммарный ток в выходном сопротивлении:

$$i_h = i_0 + i_1 + \sum i_{1,i},$$

зависящий от входного напряжения $u_{\text{вх}}$.

На основе функционального преобразователя может быть построен так называемый квадратор, напряжение на выходе которого пропорционально квадрату входного напряжения.

При решении заданных дифференциальных уравнений на моделирующей установке некоторые напряжения в ней должны изменяться со временем в соответствии с исходными уравнениями. Переход от физических величин исследуемого процесса движения гидропривода к электрическим напряжениям моделирующей установки осуществляется с помощью масштабных коэффициентов или множителей, которые определяются из условия

$$a \leqslant \frac{1}{\Phi_{\max}} \left(\frac{\text{машинная единица}}{\text{физическая единица}} \right),$$

где Φ_{\max} — максимальное значение данной физической величины.

Для моделирующих установок в качестве машинной единицы используют напряжения 100 В и 10 В. Тогда уравнение преобра-

зования имеет вид

$$p = \frac{1}{a} \bar{p}, \quad (93)$$

где \bar{p} — электрическая единица, выраженная в машинной единице (машинная переменная), соответствующая данной физической величине.

Если принять масштабный коэффициент a_t , то реальное время t будет связано с масштабным временем τ уравнением

$$\tau = a_t t.$$

На основе равенства (93) и выбранного масштаба времени дифференциальные уравнения можно преобразовать в машинные уравнения. В качестве иллюстрации рассмотрим преобразование уравнений динамических процессов в гидравлическом амортизаторе, схема которого приведена на рис. 149, в машинные уравнения и построение соответствующей блок-схемы электронной модели.

Здесь трубопроводы 1 и 2 соединяют аккумулятор 3 с гидроцилиндром 4, в котором перемещается плунжер 5. Трубопроводы разделены управляющим устройством 6. Будем полагать, что проходное сечение управляющего органа 6 является функцией перемещения y плунжера, уменьшающееся по мере увеличения y . При математическом описании системы коэффициенты расхода полагаем не зависящими от величины проходного сечения, т. е. постоянными; давление жидкости p_a в аккумуляторе принимается постоянным.

Если давление жидкости в цилиндре p_0 , внешняя сила P и сила трения T , то уравнение движения поршня можно записать в виде

$$my + hy + p_0 F_0 + T - P = 0;$$

здесь искомые переменные y и p_0 . В качестве соответствующих машинных переменных нужно взять

$$\bar{y} = a_y y, \quad \bar{p}_0 = a_p p_0, \quad \bar{T} = a_p T \text{ и } \bar{P} = a_p P.$$

Кроме того, следует машинное время выразить через t :

$$\tau = a_t t.$$

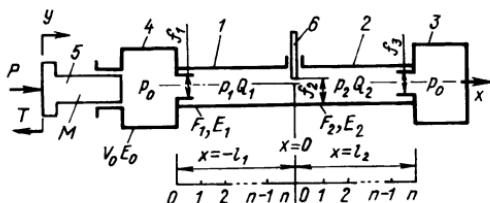


Рис. 149

Тогда уравнение движения можно заменить машинным уравнением

$$\bar{m}\ddot{y} + \bar{h}\dot{\bar{y}} + \bar{F}_0\bar{p}_0 - \frac{1}{a_p}(\bar{P} - \bar{T}) = 0.$$

Здесь постоянные коэффициенты

$$\bar{m} = m \frac{a_T^2}{a_y}; \quad \bar{h} = h \frac{a_T}{a_y} \quad \text{и} \quad \bar{F}_0 = \frac{F_0}{a_p},$$

каждый из которых меньше единицы, набираются на блоках постоянных коэффициентов.

Уравнение решается относительно члена, содержащего высшую производную:

$$\bar{y} = -\frac{1}{\bar{m}} \left[\bar{h}\dot{\bar{y}} + \bar{F}_0\bar{p}_0 - \frac{1}{a_p}(\bar{P} - \bar{T}) \right]. \quad (94)$$

Математические операции, которые нужно произвести для определения \bar{y} следующие: умножение величин на постоянные коэффициенты, суммирование и двойное интегрирование. Полагая, что p_0 , P и T заданы, можно построить блок-схему решения этого уравнения, обведенную на рис. 150 штриховой рамкой. Кружками показаны блоки постоянных коэффициентов. Блок 1 дает напряжение, равное сумме двух последних слагаемых правой части выражения (94), поступающее на первый интегратор 2 вместе с $\dot{\bar{h}}\bar{y}$. На выходе напряжение равно \bar{y} . На выходе второго интегратора 3 имеется \bar{y} .

При наборе задачи следует иметь в виду, что на выходе сумматора и интегратора выходное напряжение меняет знак. Поэтому, когда необходимо изменить знак какого-либо напряжения на обратный, соответствующую величину нужно пропустить через операционный блок с отношением сопротивлений на входе и в обратной связи, равном единице. Тогда передаточная функция равна -1 . Операционный блок в этом случае играет роль инвертора.

В рассматриваемом уравнении предполагалось, что p_0 — давление в цилиндре известно, в то время как оно должно быть определено из дифференциального уравнения

$$\dot{p}_0 = c_0(Q - Q_0), \quad (95)$$

где

$$c_0 = E_0 a_0, \quad a_0 = \frac{1}{V_0 - yF_0} \quad \text{и} \quad Q = yF_0;$$

здесь E_0 — приведенный модуль упругости жидкости в цилиндре;
 V_0 — начальный объем цилиндра;

$Q = yF_0$ — расход жидкости, вытесняемой плунжером;

Q_0 — расход жидкости через входное отверстие трубопровода 1;

a_0 — переменная, зависящая от y , которая может быть сформирована функциональным блоком.

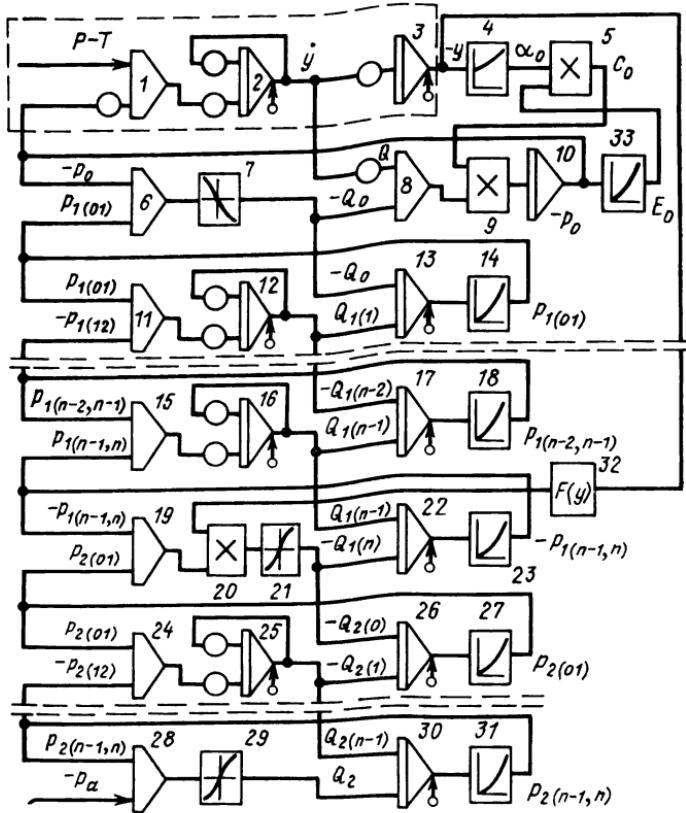


Рис. 150

Жидкость в трубопроводах 1 и 2 заменяем эквивалентной системой дискретных масс так, как это было показано в предыдущем параграфе, для которых можно написать уравнения:

для трубопровода 1

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{1(1)} + a_1 Q_{1(1)} &= \frac{1}{m_1} [p_{1(01)} - p_{1(12)}]; \\ \dot{p}_{1(01)} &= c_1 [Q_{1(0)} - Q_{1(1)}]; \\ \dot{Q}_{1(2)} + a_1 Q_{1(2)} &= \frac{1}{m_1} [p_{1(12)} - p_{1(23)}]; \\ \dot{p}_{1(12)} &= c_1 [Q_{1(1)} - Q_{1(2)}]; \\ \dots & \\ \dot{Q}_{1(n-1)} + a_1 Q_{1(n-1)} &= \frac{1}{m_1} [p_{1(n-2, n-1)} - p_{1(n-1, n)}]; \\ \dot{p}_{1(n-1, n)} &= c_1 [Q_{1(n-1)} - Q_{1(n)}] \end{aligned} \right\} \quad (96)$$

и для трубопровода 2

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{2(1)} + a_2 Q_{2(1)} &= \frac{1}{m_2} [p_{2(01)} - p_{2(12)}]; \\ \dot{p}_{2(01)} &= c_2 [Q_{2(0)} - Q_{2(1)}]; \\ \dot{Q}_{2(1)} + a_2 Q_{2(2)} &= \frac{1}{m_2} [p_{2(12)} - p_{2(23)}]; \\ \dot{p}_{2(12)} &= c_2 [Q_{2(1)} - Q_{2(2)}]; \\ \dots &\dots \\ \dot{Q}_{2(n-1)} + a_2 Q_{2(n-1)} &= \frac{1}{m_2} [p_{2(n-2, n-1)} - p_{2(n-1, n)}]; \\ \dot{p}_{2(n-1, n)} &= c_2 [Q_{2(n-1)} - Q_{2(n)}]; \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

здесь

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{\rho \Delta x_1}{F_1}; & m_2 &= \frac{\rho \Delta x_2}{F_2}; & c_1 &= \frac{E_1}{F_1 \Delta x_1}; & c_2 &= \frac{E_2}{F_2 \Delta x_2}; \\ \Delta x_1 &= \frac{l_1}{n}; & \Delta x_2 &= \frac{l_2}{n}; \end{aligned}$$

$Q_{1(1)}, \dots, Q_{1(n-1)}$ и $Q_{2(1)}, \dots, Q_{2(n-1)}$ — изменяющиеся во времени расходы жидкости в сечениях 1, ..., $n-1$ трубопроводов 1 и 2;
 $p_{1(01)}, \dots, p_{1(n-1, n)}$ и $p_{2(01)}, \dots, p_{2(n-1, n)}$ — изменяющиеся во времени давления жидкости между сечениями 0 и 1, ..., $n-1$ и n трубопроводов 1 и 2;

c_1 и c_2 — приведенная объемная жесткость участка жидкости;
 a_1 и a_2 — коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода.

Границные условия можно записать в виде:
для входного сечения трубопровода 1

$$Q_{1(0)} = a_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} V \sqrt{p_0 - p_{1(01)}} = Q_0, \quad (98)$$

для сечения, в котором располагается управляющий орган 6 (см. рис. 149),

$$Q_{1(n)} = Q_{2(0)} = a_2 f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} V \sqrt{p_{1(n-1, n)} - p_{2(01)}} \quad (99)$$

и для сопряжения трубопровода 2 с аккумулятором

$$Q_{2(n)} = a_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} V \sqrt{p_{2(n-1, n)} - p_a}. \quad (100)$$

Проходное сечение f_2 является функцией перемещения y поршня, реализуемой специальным копиром, на схеме рис. 149 не показанном.

Теперь совокупность уравнений, описывающих процессы в реальной гидромеханической системе, необходимо заменить машинными уравнениями. Принимая в качестве переменных y, Q, p, f_2 и подставляя уравнения преобразования в виде

$$y = \frac{1}{a_y} \bar{y}; \quad Q = \frac{1}{a_Q} \bar{Q}; \quad p = \frac{1}{a_p} \bar{p}; \quad f_2 = \frac{1}{a_f} \bar{f}_2$$

в физические уравнения (95) — (100) и (90), получим машинные уравнения

$$\bar{Q} = \bar{y} \bar{F}'_0; \quad (101)$$

$$\bar{p}_0 = \bar{c}_0 [\bar{Q} - \bar{Q}_{1(0)}]; \quad (102)$$

$$Q_{1(0)} = \bar{a}_1 \sqrt{\bar{p}_0 - \bar{p}_{1(01)}}; \quad (103)$$

$$\bar{Q}_{1(n-1)} + \bar{a}_1 \bar{Q}_{1(n-1)} = -\frac{1}{\bar{m}_1} [\bar{p}_{1(n-2, n-1)} - \bar{p}_{1(n-1, n)}]; \quad (104)$$

$$\bar{p}_{1(n-1, n)} = \bar{c}_1 [\bar{Q}_{1(n-1)} - \bar{Q}_{1(n)}]; \quad (105)$$

$$\bar{Q}_{1(n)} = \bar{a}_2 \bar{f}_2 \sqrt{\bar{p}_{1(n-1, n)} - \bar{p}_{2(01)}}; \quad (106)$$

$$\bar{f}_2 = a_f F(y); \quad (107)$$

$$\bar{Q}_{2(n-1)} + a_2 \bar{Q}_{2(n-1)} = -\frac{1}{\bar{m}_2} [\bar{p}_{2(n-2, n-1)} - \bar{p}_{2(n-1, n)}]; \quad (108)$$

$$\bar{p}_{2(n-1, n)} = \bar{c}_2 [\bar{Q}_{2(n-1)} - \bar{Q}_{2(n)}]; \quad (109)$$

$$\bar{Q}_{2(n)} = \bar{a}_3 \sqrt{\bar{p}_{2(n-1, n)} - \bar{p}_a}; \quad (110)$$

$$\bar{p} \geq \bar{p}_n, \quad (111)$$

где

$$\bar{F}'_0 = F_0 \frac{a_Q a_T}{a_y}; \quad \bar{c}_0 = c_0 \frac{a_p}{a_Q}; \quad \bar{a}_1 = a_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{a_Q}{V a_p}; \quad \bar{a}_1 = a_1 \frac{1}{a_T};$$

$$\bar{m}_1 = m_1 \frac{a_p a_T}{a_Q}; \quad \bar{c}_1 = c_1 \frac{a_p}{a_Q}; \quad \bar{a}_2 = a_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{a_Q}{V a_p}; \quad \bar{a}_2 = a_2 \frac{1}{a_T};$$

$$\bar{m}_2 = m_2 \frac{a_p a_T}{a_Q}; \quad \bar{c}_2 = c_2 \frac{a_p}{a_Q}; \quad \bar{a}_3 = a_3 f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{a_Q}{a_p}.$$

Согласно этим уравнениям составлена блок-схема электронной модели (рис. 150), воспроизводящая динамические процессы в гидромеханической системе. Решение уравнения (94) движения плунжера в машинных переменных осуществляется сумматором 1 и интеграторами 2 и 3. Уравнение (101) воспроизводится с помощью делителя напряжения (блока постоянных коэффициентов), обозначенного кружком. Уравнение (102) моделируется интегратором 10, блоками 5 и 9 произведения и блоками 4 и 33 функциональных преобразований.

Уравнение (103) решается при помощи сумматора 6 и блока 7 функциональных преобразований. Решение уравнений типа

(104) и (105) выполняется элементарными блок-схемами, включающими в себя сумматоры 11, 15, интеграторы 12, 13, 16, 17, 22 и блоки 14, 18 и 23 функциональных преобразований. Уравнение (106) решается сумматором 19, блоком 20 произведения и блоком 21 функциональных преобразований. Уравнение (107) воспроизводится при помощи блока 32 функциональных преобразований.

Решение системы уравнений (108) и (109) выполняется элементарными блок-схемами, включающими сумматор 24, интеграторы 25, 26, 30 и блоки 27 и 31 функциональных преобразований. Уравнение (110) моделируется сумматором 28 и блоком 29 функциональных преобразований.

Условия (111) наступления кавитации при модуле жидкости, зависящим от давления, реализуется с помощью блоков 14, 18, 23, 27, 31 и 33 функциональных преобразований.

В том случае, когда модуль упругости жидкости принимается постоянным, каждый блок заменяется делителем и диодом [21]. Стрелки на выходах интеграторов обозначают начальные условия, задаваемые в соответствии с начальными давлениями и расходами жидкости в гидромеханической системе.

В качестве иллюстрации на рис. 151 приведены кривые изменения давления $p_{1(0)}$ жидкости в начальный период торможения плунжера, полученные на электронной модели (кривая 1) и экспериментально (кривая 2), применительно к гидромеханической системе модели амортизатора.

Глава X

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

ПРИВОД С ПОСТОЯННОЙ ПРИВЕДЕННОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ

Задача этого вида может возникнуть при расчете или исследовании механизмов прессов, механизмов зажимов и многих других. Метод решения уравнения движения зависит от структуры составляющих его членов, т. е. от того, постоянна или переменна приведенная к поршню масса механизма, как изменяется проходное сечение в распределителе, какой закон изменения внешних сил.

Рассмотрим случай когда приведенная масса постоянна и внешнее сопротивление неизменно. Далее, при исследовании тормозных устройств, будет рассмотрена динамика гидромеханизма с постоянной приведенной массой при переменных внешней силе и проходном сечении.

При указанных ограничениях в уравнении (65), при $F_h = F_c = F$, переменные могут быть разделены [13]:

$$dt = -\frac{m_1 dv}{a + 2bv + ev^2},$$

где

$$a = -(p_1 - p); \quad e = \frac{1}{c^2} \quad \text{и} \quad b = \frac{F}{2}(R_h + R_c).$$

Таким образом, представляется возможным установить функциональную зависимость времени t от скорости поршня исполнительного механизма:

$$t = -\int \frac{m_1 dv}{a + 2bv + ev^2} + C.$$

Известно, что вид решения такого уравнения зависит от соотношения коэффициентов a , b и e .

При $\Delta = ae - b^2 < 0$, как это имеет место в рассматриваемом случае, получим

$$t = -\int \frac{m_1 dv}{a + 2bv + ev^2} = \frac{1}{2\sqrt{-\Delta}} \ln \frac{ev + b + \sqrt{-\Delta}}{-(ev + b) + \sqrt{-\Delta}} + C.$$

Если учесть, что

$$\frac{1}{2} \ln \frac{1+u}{1-u} = \operatorname{arcth} u,$$

то полученный интеграл можно представить в более простой форме и, следовательно, t определить из равенства

$$t = m_1 \frac{1}{\sqrt{-\Delta}} \left[\operatorname{arcth} \frac{b + ev}{\sqrt{-\Delta}} - \operatorname{arcth} \frac{b}{\sqrt{-\Delta}} \right].$$

Из этого выражения легко найти функцию скорости при неустановившемся режиме работы исполнительного механизма, возникшем вследствие внезапного изменения положения золотника. При отыскании функции скорости предположим, что сопротивление от внутреннего трения в трубопроводах мало по сравнению с другими сопротивлениями и им можно пренебречь. В таком случае b следует принять равным нулю, и выражение для v после некоторых преобразований примет вид

$$v = v_m \operatorname{th} \frac{F \sqrt{p_1 - p}}{cm_1} t, \quad (112)$$

где v_m — скорость при установившемся движении золотника ($v_m = \sqrt{-\frac{a}{e}}$).

Из полученного равенства следует, что скорость поршня будет наибольшей при $t = \infty$ (рис. 152). Этот результат получен вследствие того, что при идеализации процесса мы пренебрегли некоторыми факторами, влияющими на закон изменения скорости.

Однако в начальной фазе движения закон изменения скорости будет мало отличаться от описанного формулой (112) и ею можно пользоваться для определения времени запаздывания. Нетрудно установить, что с увеличением множителя при t в аргументе гиперболического тангенса v

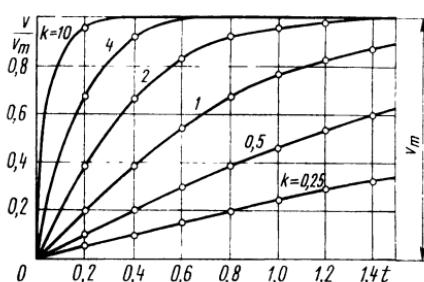


Рис. 152

быстрее приближается к асимптотическому значению v_m . Действительно, так как

$$\operatorname{th} km = \frac{e^{kt} - e^{-kt}}{e^{kt} + e^{-kt}}$$

и

$$\frac{d}{dt} \operatorname{th} km = \frac{k}{e^{kt} + e^{-kt}},$$

то скорость нарастания отношения v/v_m будет прямо пропорциональна k :

$$k = \frac{F \sqrt{p_1 - p}}{cm_1}.$$

Поэтому время запаздывания поршневого исполнительного механизма уменьшается с увеличением k , т. е. при увеличении

давления на входе в золотниковую коробку, уменьшении всех гидравлических сопротивлений (увеличение c) и уменьшении приведенной массы гидравлического механизма и жидкости, заполняющей магистрали.

Рассмотренный режим работы является предельным, ограниченным сверху. Если учесть, что проходные сечения в распределителе открываются не мгновенно, процесс разгона будет затягиваться.

ПРИВОД С ПЕРЕМЕННОЙ ПРИВЕДЕННОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ

В исполнительных механизмах металлургических машин, как было указано, используются кривошипно-ползунные механизмы и механизмы с качающейся кулисой. Массы звеньев такого типа механизмов, имеющих переменное отношение скоростей, могут быть очень большими, как это имеет место, например, в механизмах 2-й ступени прессования пакетировочного пресса (см. рис. 73). В связи с этим, силами инерции, которые появляются в результате наличия ускорений, определяемых изменением отношения скоростей звеньев, пренебрегать нельзя, так как это повлекло бы за собой ошибку при вычислении времени срабатывания механизма и давления жидкости в сечениях гидравлического тракта. Возникает, таким образом, задача составления расчетной модели, описания ее поведения соответствующими дифференциальными уравнениями и их решения.

В принципе задача такого рода рассматривается в теории механизмов, здесь отразим лишь специфику гидравлических механизмов. Будем полагать, как и ранее, что в цилиндрах механизмов кривошипно-ползунного (см. рис. 23) или с качающейся кулисой (см. рис. 25) имеют место давления p_h в рабочей и p_c в сливной полостях, величина которых зависит от давления p_o на входе и p_a на выходе распределителя, гидравлических сопротивлений по тракту на напорной и сливной линиях, скорости поршня и сил сопротивления, приложенных к нему. Кроме того, будем полагать, что утечки из полости высокого давления в полость низкого давления цилиндра отсутствуют; тогда секундный расход жидкости в напорной и сливной линиях целиком определяется скоростьюю поршня:

$$v = \frac{Q_h}{F_h} = \frac{Q_c}{F_c} \quad \text{или} \quad \frac{Q_h}{Q_c} = \frac{F_h}{F_c} = \frac{1}{\varphi}.$$

Ранее было показано, что линейные и квадратичные сопротивления при последовательном соединении элементов линии суммируются. Поэтому можно написать:
для напорной линии

$$p_h = p_0 - v F_h \cdot 8\pi\mu \sum_{i=1}^{l-k} \frac{l_{hi}}{F_{hi}^2} - v^2 F_h^2 \frac{\gamma}{2g} \sum_{i=1}^{l-k} \frac{\xi_{hi}}{F_{hi}^2};$$

для сливной линии

$$p_c = p_a + v F_c 8\pi \mu \sum_{i=1}^{l=k} \frac{l_{c,i}}{F_{c,i}^2} + v^2 F_c^2 \frac{\gamma}{2g} \sum_{i=1}^{l=k} \frac{\xi_{c,i}}{F_{c,i}^2};$$

здесь μ — абсолютная вязкость жидкости;

F_{hi} , F_{ci} и l_{hi} , l_{ci} — соответственно площади поперечного сечения участков трубопровода или местных сопротивлений и их длина для напорной (н) и сливной (с) линий;

ξ_i — коэффициенты местных квадратичных сопротивлений.

Движущая сила P , приложенная к поршню, определяется из выражения

$$P = p_h F_h - p_c F_c = p_0 F_h - v \cdot 8\pi \mu F_h^2 \left(\sum_{i=1}^{l=k} \frac{l_{h,i}}{F_{h,i}^2} + \varphi^2 \sum_{i=1}^{l=k} \frac{l_{c,i}}{F_{c,i}^2} \right) - v^2 F_h^3 \frac{\gamma}{2g} \left(\sum_{i=1}^{l=k} \frac{\xi_{h,i}}{F_{h,i}^2} + \varphi^3 \sum_{i=1}^{l=k} \frac{\xi_{c,i}}{F_{c,i}^2} \right) - \varphi F_h p_a.$$

В качестве расчетной модели можно принять поступательно движущуюся приведенную массу m_{np} , связанную с поршнем, к которой приложены приведенные движущие силы и силы сопротивления. Приведенная масса системы, в которой потенциальная энергия определяется только изменением положения центра тяжести, вычисляется из условия равенства кинетических энергий приводимой и приведенной масс твердых тел и жидкости:

$$m_{np} = \sum m_j i_{S,j}^2 + \sum J_{S,j} i_{j1}^2 + \frac{\gamma F_h^2}{g} \left(\sum \frac{l_{h,i}}{F_{h,i}} + \varphi^2 \sum \frac{l_{c,i}}{F_{c,i}} \right). \quad (113)$$

Если предположить массу шатуна кривошипно-ползунного механизма разнесенной в точки A и B , причем

$$m_A = m_2 \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}} \text{ и } m_{2B} = m_2 \frac{l_{BS_2}}{l_{AB}},$$

то

$$m_{np} = m_1 + m_{2B} + (J_3 + l_{OAM}^2 m_A) i_{31}^2 + m_{jk} = m_B + m(x);$$

здесь m_1 и m_{jk} — масса поршня и приведенная масса жидкости, определяемая последним слагаемым уравнения (113).

Таким образом, приведенная масса или масса расчетной механической модели слагается из постоянной $m_B = m_1 + m_{2B} + m_{jk}$ и переменной $m(x) = (J_3 + l_{OAM}^2 m_A) i_{31}^2$ масс. Здесь $i_{31} = \frac{\omega_3}{v}$ — передаточная функция, определяемая из кинематики в зависимости от типа механизма.

Для механизма качающейся кулисы при определении приведенной к поршню массы следует воспользоваться ее выражением (113) в общей форме.

Приведенные к поршню силы определяются из условия равенства элементарных работ или мощностей приводимых и приведенных сил. Если к ведомому звену 3 приложен момент M_3 , действующий противоположно угловой скорости ω_3 , а в центрах тяжести S_2 и S_3 звеньев приложены силы тяжести, то приведенная сила P_Q сопротивления определяется из равенства

$$P_Q v = M_3 \omega_3 + G_2 v_{S_2} \cos \hat{G}_2 v_{S_2} + G_3 v_{S_3} \cos \hat{G}_3 v_{S_3}$$

или

$$P_Q = M_3 i_{31} + G_2 i_{S_2,1} + G_3 i_{S_3,1} = P_Q(x),$$

где

$$i_{S_2,1} = \frac{v_{S_2} \cos \hat{G}_2 v_2}{v} \quad \text{и} \quad i_{S_3,1} = \frac{v_{S_3} \cos \hat{G}_3 v_{S_3}}{v}$$

являются функциями положения поршня в цилиндре и не зависят от скорости поршня. Знак передаточных функций $i_{S_2,1}$ и $i_{S_3,1}$ определяется знаком \cos .

Теперь, воспользовавшись уравнением Лангранжа во второй форме, составим уравнение движения расчетной модели

$$m_{np} \frac{dv}{dt} + \frac{1}{2} v^2 \frac{dm_{np}}{dx} = P - [P_Q(x) + R], \quad (114)$$

где R — сила трения поршня в цилиндре.

В уравнении движения механизма с переменной массой появляется дополнительный член $\frac{1}{2} v^2 \frac{dm_{np}}{dx}$, представляющий собою величину приведенной силы инерции звеньев механизма при так называемом перманентном движении.

Необходимо заметить, что как приведенная масса механизмов по рис. 23 и 25, так и их производная по перемещению поршня увеличивается при приближении механизма к мертвым положениям, принимая значения $m \rightarrow \infty$ при совпадении направлений крикошипа и шатуна (оси цилиндра для кулисного механизма). Поэтому при выборе размеров механизма по заданному углу качания ведомого звена 3 необходимо обеспечить, чтобы ни передаточная функция i_{31} , ни ее производная при подходе поршня к крайним положениям не превышали бы намного своих минимальных значений.

Гидроцилиндры иногда снабжаются тормозными устройствами, смонтированными непосредственно в цилиндре. При наличии в диафрагме острой кромки появляется дополнительное сопротивление на сливной линии с момента вхождения веретена в отверстие диафрагмы; это сопротивление пропорционально квадрату

расхода жидкости, проходящей через щель переменного сечения. После вхождения веретена в отверстие диафрагмы площадью F_d секундный расход жидкости скачкообразно уменьшается от $Q_c = F_c v$ до $Q_c = (F_c - F_x) v$, что соответствует нежесткому удару. В связи с этим для случая торможения давление в сливной полости цилиндра может быть определено из выражения

$$p_c = p_a + v F_c \cdot 8\mu\pi \sum_{i=1}^{i=k} \frac{l_{c,i}}{F_{c,i}^2} + \frac{v^2 F_c^2 \gamma}{2g} \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\xi_{c,i}}{F_{c,i}^2} + \frac{v^2 \gamma (F_c - F_x)^2}{2ga^2 (F_d - F_x)^2}.$$

Учитывая приведенные равенства, уравнение движения гидравлического механизма с момента полного открытия золотника можно записать для фазы разгона и квазистационарного движения в виде

$$m \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \frac{dm}{dx} = b(x) - b_1 v - b_2 v^2, \quad (115)$$

где

$$\begin{aligned} b(x) &= p_0 F_h - T - M_3 i_{31} - p_a F_c; \\ b_1 &= 8\mu F_h^2 \left(\sum_{i=1}^{i=k} \frac{l_{h,i}}{F_{h,i}^2} + \varphi^2 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{l_{c,i}}{F_{c,i}^2} \right); \\ b_2 &= \frac{\gamma}{2g} F_h^3 \left(\sum_{i=1}^{i=k} \frac{\xi_{h,i}}{F_{h,i}^2} + \varphi^3 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\xi_{c,i}}{F_{c,i}^2} \right). \end{aligned}$$

Для фазы торможения коэффициенты $b(x)$ и b_1 должны быть сохранены, а b_2 заменены на b_{2T} :

$$b_{2T} = \frac{\gamma}{2g} F_h^3 \left[\sum_{i=1}^{i=k} \frac{\xi_{h,i}}{F_{h,i}^2} + \varphi^3 \sum_{i=1}^{i=k} \frac{\xi_{c,i}}{F_{c,i}^2} + \frac{(\varphi - \varphi_x)^3}{a^2 (F_d - F_x)^2} \right];$$

здесь $\varphi_x = \frac{F_x}{F_h}$; F_x — площадь проходного сечения диафрагмы;

$$F_x = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_x^2).$$

При конкретных расчетах отношения скоростей, определенные из плана скоростей или аналитически, позволяют выяснить влияние каждого члена функции $m = f(x)$ и $\frac{dm}{dx} = f'(x)$, и тем самым упростить выражения этих функций.

Выражения (114) и (115) представляют собой нелинейные дифференциальные уравнения второго порядка, решение которых получить в квадратурах не представляется возможным. Такие

уравнения можно решить приближенно графическим или аналитическим методами.

Для решения уравнения (115) воспользуемся аналитическим методом [30] последовательных приближений, приведя для этого уравнения к виду

$$a = \frac{b(x)}{m} - \frac{b_1}{m} v - \frac{b_2 + \frac{1}{2} \frac{dm}{dx}}{m} v^2, \quad (116)$$

где

$$a = \frac{dv}{dt}.$$

Разбиваем полный путь движения поршня на ряд участков $\Delta x_i = x_{i+1} - x_i$, где $i = 0, 1, \dots, k$ — порядковый номер положения поршня. Для каждого положения предварительно вычисляем коэффициенты $b(x)/m$, b_1/m и $\left(b_2 + \frac{1}{2} \frac{dm}{dx} \right) / m$.

Пусть для положения i известны ускорение a_i , скорость v_i и время t_i . Определение интересующих нас величин a_{i+1} , t_{i+1} и v_{i+1} для положения $i+1$ производим следующим образом. Предварительно задаемся значением величины a_{i+1} . Принимая ускорение на участке Δx_i постоянным и равным

$$a_{cp_i} = \frac{1}{2} (a_i + a_{i+1}),$$

определяем величину квадрата скорости в конце участка:

$$v_{i+1}^2 = v_i^2 + 2a_{cp_i} \Delta x_i = v_i^2 + (a_i + a_{i+1}) \Delta x_i.$$

Подставив значения v_{i+1}^2 и v_{i+1} в уравнение (116), получим значение ускорения в конце участка:

$$a'_{i+1} = \left(\frac{b(x)}{m} \right)_{i+1} - \left(\frac{b_1}{m} \right)_{i+1} v_{i+1} - \left(\frac{b_2 + \frac{1}{2} \frac{dm}{dx}}{m} \right) v_{i+1}^2,$$

которое необходимо сравнить с предварительно выбранным значением a_{i+1} . Если при этом соблюдается равенство (в пределах необходимой точности) $a_{i+1} = a'_{i+1}$, то решение уравнения (116) считается правильным. Если же равенство не соблюдается, задается новым значением a_{i+1} и повторяется расчет до тех пор, пока не получим требуемого совпадения a_{i+1} и a'_{i+1} .

Время движения на участке Δx_i составляет

$$\Delta t_i = \frac{2\Delta x_i}{v_i + v_{i+1}}.$$

Аналогично определяются величины ускорения, скорости и времени движения для последующих положений поршня. Находя последовательно точки a_k , v_k и $t_k = t_{k-1} + \Delta t_{k-1}$ и соединяя их плавной кривой, получим расчетные кривые ускорения, скорости и времени движения поршня гидравлического механизма в функции перемещения.

Динамический расчет для фазы торможения рассмотрен в следующей главе.

Сложность приближенного численного решения нелинейного дифференциального уравнения не позволяет широко варьировать параметрами с целью их наиболее благоприятного выбора. Однако современная вычислительная техника, в том числе аналоговые моделирующие установки, позволяют обойти эти трудности и получить практически приемлемые результаты в форме графиков. В то же время чисто качественное суждение о характере движения поршня можно получить анализом уравнения (114).

1. Возможность трогания с места поршня гидравлического механизма имеется только при $a(0) > 0$, т. е. $b(x) = b(0)$ должно быть больше нуля. Задаваясь начальным ускорением $a(0)$, можно установить параметры гидравлического цилиндра при заданных T , $M_3(x)$ и i_{31} :

$$m(0)a(0) = p_0 F_h - T - M_3(0)i_{31}(0).$$

2. Время срабатывания гидравлического механизма зависит от средней скорости движения поршня. Приближенное суждение о движении поршня можно составить, если представится возможным установить границы расположения действительной кривой его скорости в зависимости от времени. Нижнюю границу можно получить, положив приведенную массу постоянной и равной $m(0)$, а $M_3 i_{31} = M_3(0) i_{31}(0)$ и $\frac{dm}{dx} = \frac{dm(0)}{dx}$.

При этих условиях скорость поршня v будет изменяться по закону гиперболического тангенса [уравнение (112)] с наибольшей возможной постоянной $T = \frac{1}{k}$. Верхнюю предельную кривую получим при условии, что $i_{31}(x) = i_{31 \min}$. В этом случае будем иметь тангенсоиду с наиболее возможной постоянной времени и большим значением установившейся скорости v_m . Действительная кривая изменения скоростей будет располагаться в установленных пределах.

Поскольку гидравлические сопротивления пропорциональны квадрату и кубу площади поршня, то целесообразно назначить для системы меньшие площади поршня и более высокие давления p_0 жидкости на входе в распределитель.

3. Скорость квазистационарного перемещения поршня будет переменной в связи с изменением приведенной массы $m_{\text{пр}}$ и приведенного момента сил сопротивления. В случае необходимости сохранить скорость движения поршня постоянной следует вво-

дить в гидросистему регулятор скорости, поддерживающий расход жидкости постоянным. Если же необходимо сохранить постоянной скорость ведомого звена, то следует вводить специальный регулятор скорости, исполнительный механизм которого реализует соответствующую программу изменения давления на входе в полость цилиндра.

КЛАПАННЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

Процессы срабатывания гидравлических клапанов сопровождаются во многих случаях нежелательными колебаниями, расчет которых имеет большое практическое значение. Существенное влияние на работу клапанов оказывают переходные процессы в гидравлических системах. Поэтому при динамических расчетах механическую часть клапана и гидравлическую систему следует рассматривать совместно, имея в виду их взаимодействие.

В связи с этим рассмотрим систему (рис. 153), состоящую из источника давления p_p бесконечной емкости 1, дросселя 2, трубопровода 3 и клапана 4. При математическом описании системы принято, что коэффициент расхода a не зависит от площади f отверстия дросселя и давление жидкости p_a в сливной камере постоянно. Уравнение движения клапана с учетом сил вязкого и кулонова трения можно записать в форме

$$\ddot{y} + hy' + cy + T \operatorname{sign} \dot{y} + P_3 - C(p_k - p_a)F = 0, \quad (117)$$

где P_3 — сила затяжки пружины;

C — коэффициент гидродинамического воздействия потока жидкости на клапан, определяемый опытным путем.

Изменение давления жидкости перед клапаном с учетом потерь на трение, пропорциональных скорости, определяется в результате решения дифференциально-разностных уравнений для трубопровода, разбитого на n участков:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \frac{1}{m}(p_{01} - p_{12}) - aQ_1; & \dot{p}_{01} &= c(Q_0 - Q_1); \\ \dot{Q}_2 &= \frac{1}{m}(p_{12} - p_{23}) - aQ_2; & \dot{p}_{12} &= c(Q_1 - Q_2); \\ \dots & & \dots & \\ \dot{Q}_{n-1} &= \frac{1}{m}(p_{n-2,n-1} - p_{n-1,n}) - aQ_{n-1}; & & \\ \dot{p}_{n-1,n} &= c(Q_{n-1} - Q_n). & & \end{aligned} \right\} \quad (118)$$

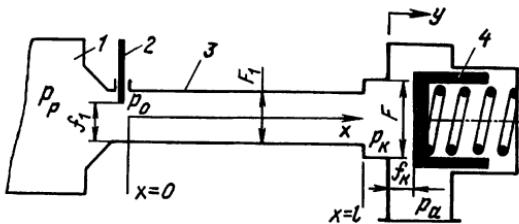


Рис. 153

Границные условия имеют вид

$$Q_0 = a_1 f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}} V \sqrt{p_p - p_{01}}; \quad (119)$$

$$Q_n = \dot{y} F + a_k f_k \sqrt{\frac{2}{\rho}} V \sqrt{p_{n-1,n} - p_a}; \quad (120)$$

здесь $p_{n-1,n} = p_a$.

Характер изменения расхода жидкости Q_0 зависит от возмущения, возникающего при изменении проходного отверстия дросселя или давления жидкости в источнике питания.

Движение клапана от возникновения возмущения до выхода на установившийся режим следует рассматривать по фазам. В 1-й фазе давление p_a жидкости перед клапаном достигает величины, пропорциональной силам трения клапана и затяжки пружины при неподвижном клапане. Во 2-й фазе имеет место движение клапана. В результате увеличения проходного отверстия давление перед клапаном понижается, и под действием пружины клапан изменяет направление движения, перекрывая проходное отверстие частично или полностью. В последнем случае следует рассматривать остановку клапана с ударом.

Согласно уравнениям (117)–(120) с ограничением по фазам движения составлена блок-схема электронной модели (рис. 154), воспроизводящая динамические процессы в гидромеханической системе клапана.

Решение системы уравнений (118) осуществляется элементарными блок-схемами, включающими интеграторы и сумматоры 4–12 и 15. На входы интеграторов 6 и 15 подаются напряжения, соответствующие граничным условиям (119) и (120).

Решение уравнения (117) движения клапана осуществляется сумматором 19, блоком 20 функциональных преобразований и интеграторами 24 и 25. Давление потока жидкости на клапан воспроизводится с помощью блока 17 функциональных преобразований и блока 18 произведения. Ограничение по скорости y , определяющее длительность фазы изменения давления жидкости перед клапаном до величины, при которой происходит трогание клапана, осуществляется диодом 21. В момент, когда напряжение на выходе сумматора 19 достигнет напряжения, соответствующего силе трогания клапана, диод 21 ототрется, блокируясь контактом 22 реле (на схеме не показано). Ограничение по перемещению при посадке клапана на седло, определяющее длительность фазы движения, осуществляется диодом 23 и усилителем 26 с большим коэффициентом усиления.

Типичные осциллограммы, иллюстрирующие работу электронной модели гидравлического клапана с учетом сжимаемости жидкости и волновых явлений в трубопроводе, представлены на рис. 155. Осциллограммы (за исключением показанных на рис. 155, ж) получены для трубопровода длиной 1,4 м и диамет-

ром 1,95 см при давлении $p_p = 50$ кгс/см², $F = 3$ см², $\alpha_1 = 0,66$, $\alpha_K = 0,66$ и $n = 4$.

На рис. 155, а и в показаны переходные процессы в закрытом трубопроводе, начальное давление в котором p_h при мгновенном открытии полного и частичного сечения дросселя. В этом случае граничное условие в сечении $x = l$ имело вид $Q_n = 0$. Распростра-

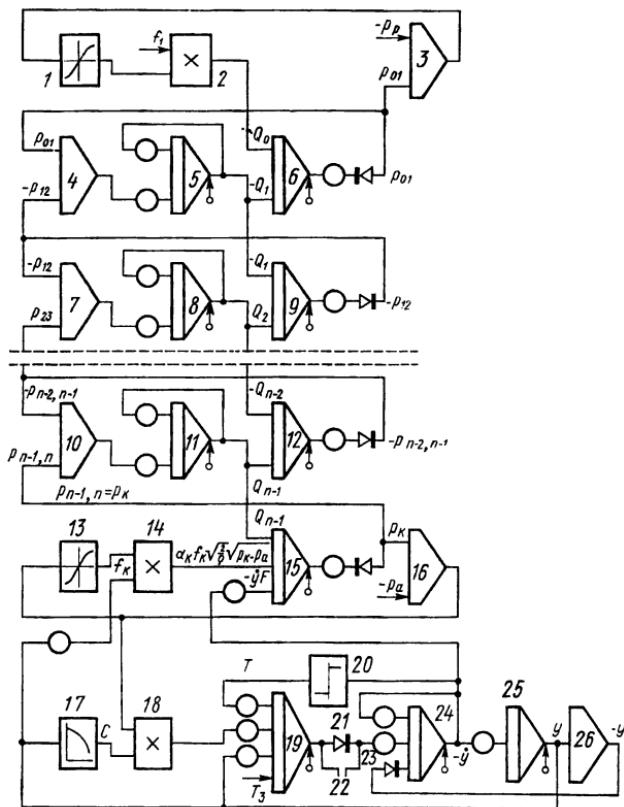


Рис. 154

няясь со скоростью c , волна давления достигает закрытого конца трубопровода за время l/c . Максимальное (амплитудное) значение давления жидкости перед закрытым концом трубопровода не превышает $2(p_p - p_h)$. При подходе отраженной волны к дросселю давление p_0 становится больше давления жидкости в резервуаре. Превышение давления определяется сопротивлением дросселя и при малом сопротивлении невелико. При малом проходном сечении дросселя (рис. 155, в) гидравлическое сопротивление трубопровода сглаживает волновые эффекты, и давление p_K у закрытого конца трубопровода не превышает значения p_p .

На рис. 155, б зафиксирован переходной процесс, возникающий в трубопроводе с установившимся режимом истечения при мгновенном закрытии клапана. В этом случае начальные и граничные условия в сечении $x = l$ имели вид: при $t < 0$ $Q_n = Q_{\text{уст}}$, при $t > 0$ $Q_n = 0$.

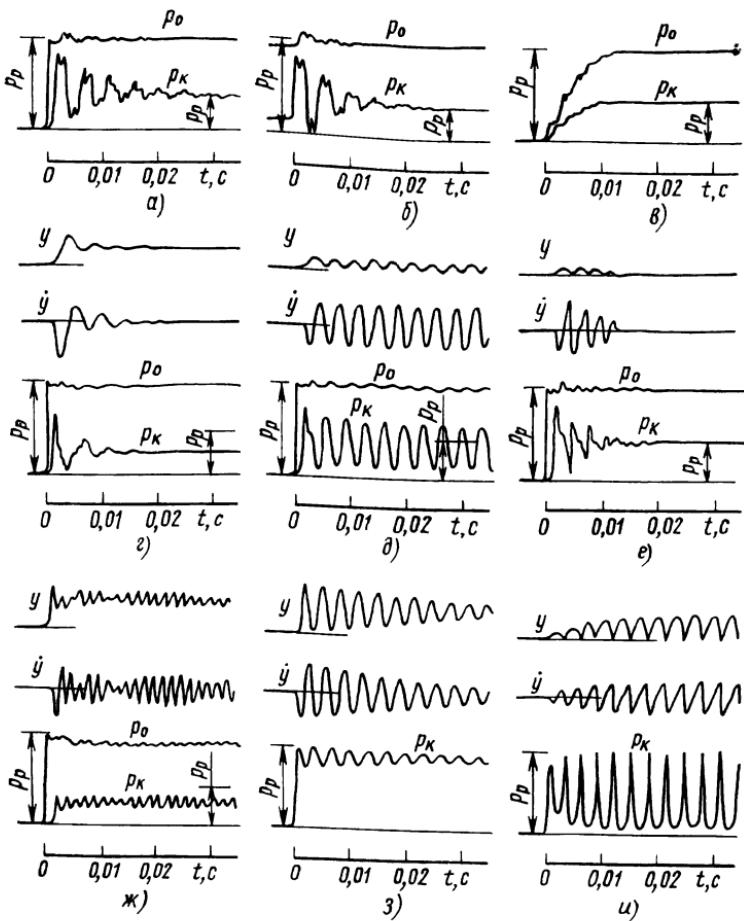


Рис. 155

Динамический режим работы клапана определяется степенью затяжки пружины. В случае, когда $p_p F > T_3 + T$, клапан открывается, совершая колебательное движение (рис. 155, г). При $p_p F = T_3 + T$ режим работы клапана становится автоколебательным (рис. 155, б). В случае, когда $2p_p F > T_3 + T > p_p F$, клапан при подходе к нему волны давления поднимается и, как только давление станет меньше величины, определяемой силой трогания клапана с места, опускается на седло, совершая таким образом только несколько колебаний, и оставаясь в дальнейшем

неподвижным на седле (рис. 155, *e*). Обращает на себя внимание тот факт, что с увеличением затяжки пружины частота колебаний клапана возрастает.

На осциллограмме, приведенной на рис. 155, *ж*, представлен режим колебаний клапана, полученный в результате наложения собственных колебаний столба жидкости в трубопроводе ($l = 5$ м) на колебания клапана. Такой режим работы клапана наблюдается при большой жесткости и малой предварительной затяжке пружины.

При учете только сжимаемости жидкости возможны два типа переходных процессов при срабатывании клапана: затухающий колебательный (при большем коэффициенте h демпфирования он становится апериодическим) и автоколебательный. Первый процесс наблюдается в случае, когда усилие затяжки пружины мало по сравнению с величиной $p_p F$ (рис. 155, *з*). При увеличении затяжки пружины режим срабатывания клапана может быть автоколебательным (рис. 155, *и*). При $T_3 + T \geq p_p F$ клапан не срабатывает.

НАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОЛЩИНЫ ЛИСТА

Одним из показателей качества листового проката является продольная и поперечная разнотолщинность. Существующие допуски на разнотолщинность листа не отвечают требованиям многих отраслей промышленности, а фактические отклонения размеров выходят за пределы допусков. Кроме прямых потерь металла, разнотолщинность горячекатанных полос осложняет операции их дальнейшего передела и приводит к браку готовых изделий.

Уменьшение разнотолщинности можно добиться автоматическим регулированием толщины полосы [12] и применением жестких рабочих клетей [32]. За рубежом и в СССР разработаны различные устройства и системы регулирования толщины полосы, которыми оснащены прокатные станы [35]. Наиболее широкое распространение получили системы, построенные по способу изменения установки валков при прокатке.

Сравнительно новым и перспективным является регулирование толщины полосы изменением давления на подушки валков при помощи специальных гидродомкратов [38], устанавливаемых между подушками опорных, либо рабочих валков. Принцип действия таких устройств рассмотрен ранее в гл. VIII.

В последнее время гидродомкраты устанавливают между станиной и подушками опорных валков, а также между подушками опорных и рабочих валков, и с их помощью создается относительно небольшое добавочное давление распора, которое складывается с давлением металла на валки. Регулирование производится изменением давления жидкости в рабочих цилиндрах гидродомкратов. Основное усилие прокатки воспринимается обычными

винтами, а на долю гидродомкратов приходится лишь усилие, необходимое для корректировки разнотолщинности. В связи с этим гидродомкраты имеют небольшие размеры, что позволяет применять их даже на существующих станах без каких-либо серьезных изменений конструкции.

Эксплуатация гидравлических систем регулирования толщины листа показала преимущество таких систем перед электромеханическими.

При разработке и проектировании гидравлических систем регулирования толщины необходимо выбрать их параметры, удовлетворяющие условиям точности размеров годного продукта.

Исследуемые в прокатных станах системы характеризуются переменной структурой, большой приведенной массой жидкости (на два порядка больше массы валковой системы), наличием длинных (до 40 м) трубопроводов и резким, практически мгновенным приложением и снятием нагрузки при захвате и выбросе полосы.

Рассмотрим систему (рис. 156, а), разработанную ВНИИМЕТМАШем для станов горячей прокатки листа, в которой цилиндры гидораспора установлены между подушками опорных валков клети. Давление жидкости в цилиндрах создается с помощью винтового гидродомкрата 2 (мультиплликатора) с электрическим приводом 3. В системе применено гидравлическое уравновешивание поршней мультиплликатора. На опорные валки, опирающиеся на станину клети, действует внешнее возмущение при прокатке листа. Отклонение x_c (рис. 156, б) валков на элементе сравнения сопоставляется с заданным воздействием x_3 . Сигнал рассогласования подается в систему управления электродвигателем мультиплликатора, изменяющего давление жидкости и компенсирующего случайно изменившееся усилие прокатки.

Параметры исследуемой системы следующие: масса валковой системы с подушками 108 кг, масса механизма уравновешивания валков 8,5 кг, масса станины 211 кг, масса нажимного устройства 47,7 кг, жесткость клети $8 \cdot 10^5$ кгс/мм, жесткость прокатываемой полосы $1 \cdot 10^6$ кгс/мм, тип электродвигателя гидродомкрата ДП-42 (мощность 29 кВт, скорость вращения 1040 об/мин), диаметр цилиндра гидораспора 170 мм, высота столба жидкости в цилиндре 10—60 мм, количество цилиндров 8, диаметр цилиндра мультиплликатора 70 мм, ход поршня 100 мм, количество цилиндров 2, давление жидкости в системе распора 100—320 кгс/см², передаточное отношение редуктора мультиплликатора 4, шаг винта гидродомкрата 80 мм, угол наклона винтовой линии 20°, к. п. д. винтовой пары 0,4.

Расчетная схема системы приведена на рис. 156, б.

Здесь M_c и M_m — массы подвижных элементов, приведенные к поршням цилиндров гидораспора и мультиплликатора;

c — жесткости жидкости в цилиндрах;

T и P_d — сила трения и приведенное усилие электродвигателя;
 P_u , P_{yb} и P_{ym} — усилия прокатки и уравновешивания валков и мультипликатора.

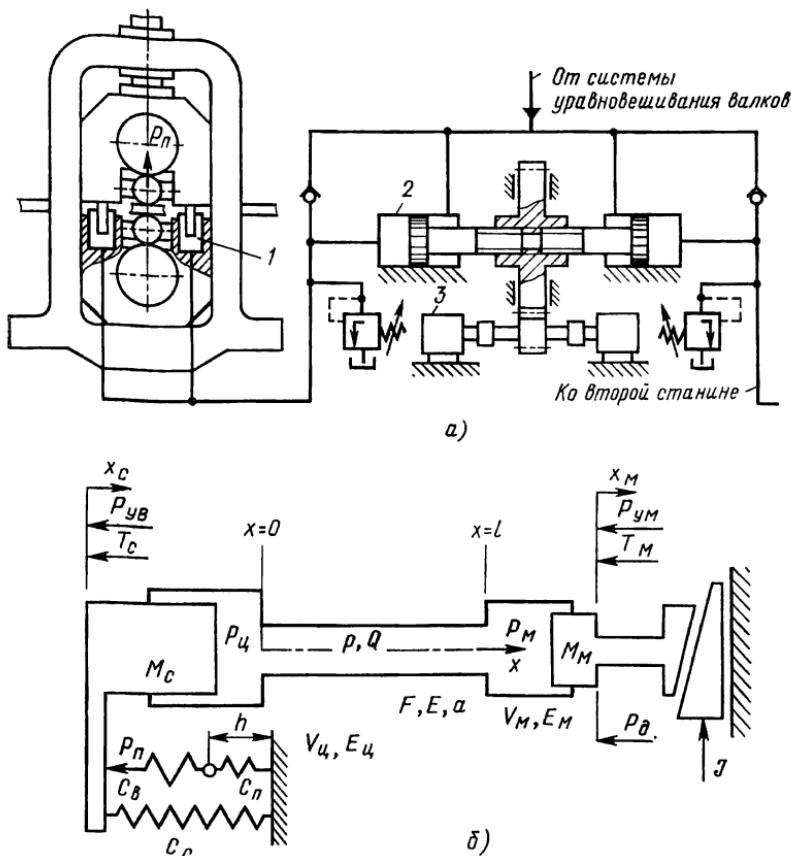


Рис. 156

В эквивалентной расчетной схеме количество участков, на которое разбивается трубопровод, выбрано $n = 4$ из условия сохранения динамических характеристик системы при наивысшей частоте возмущения.

Тогда механическая модель описывается уравнениями:

$$\dot{Q}_c = \frac{1}{m_c} (p_u + p_{yb} + p_{te} \operatorname{sign} Q_c + p_n - p_c) - a_c Q_c; \quad (121)$$

$$\dot{p}_u = \dot{p}_{c1} = c_1 (Q_c - Q_1); \quad (122)$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{1}{m} (p_{c1} - p_{12}) - a Q_1; \quad \dot{p}_{12} = c (Q_1 - Q_2); \quad (123)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{1}{m} (p_{12} - p_{23}) - a Q_2; \quad \dot{p}_{23} = c(Q_2 - Q_3); \quad (124)$$

$$\dot{Q}_3 = \frac{1}{m} (p_{23} - p_{3M}) - a Q_3; \quad (125)$$

$$\dot{p}_{3M} = c_2 (Q_3 - Q_{3M}) = \dot{p}_M; \quad (126)$$

$$\dot{Q}_M = \frac{1}{m_M} (p_M + p_{yM} + p_{TM} \operatorname{sign} Q_M \pm p_d) - a_M Q_M; \quad (127)$$

здесь

$$Q_c = \dot{x}_c F_c; \quad m_c = \frac{M_c}{F_c^2}; \quad p_{yb} = \frac{P_{yb}}{F_c}; \quad p_{tc} = \frac{T_c}{F_c};$$

$$p_n = \frac{P_n}{F_c}; \quad \dot{p}_c = c_c Q_c; \quad c_c = \frac{c'_c}{F_c^2}; \quad a_c = \frac{h_c}{M_c};$$

$$c_1 = \frac{cc_{II}}{c + c_{II}}; \quad c_2 = \frac{cc_M}{c + c_M}; \quad Q_M = \dot{x}_M F_M; \quad m_M = \frac{M_M}{F_M^2};$$

$$p_{ym} = \frac{P_{ym}}{F_M}; \quad p_{tm} = \frac{T_M}{F_M}; \quad p_d = \frac{P_d}{F_M}; \quad a_M = \frac{h_M}{M_M}.$$

Составленную математическую модель необходимо дополнить уравнениями, описывающими переходной процесс в электродвигателе, и соотношением, устанавливающим зависимость давления p_n от толщины h прокатываемой полосы:

$$P_d = k_p I; \quad \dot{I} = \frac{1}{L} (u - IR - k_e Q_M); \quad (128)$$

$$\dot{U} = f(x_c - x_s); \quad (129)$$

$$p_n = \frac{P_n}{F_c} = c_3 h, \quad (130)$$

где

$$k_p = c'_M \frac{2i\eta}{\operatorname{tg} ad}; \quad k_e = c'_e \frac{60i}{\pi F_M \operatorname{tg} ad};$$

$$c_3 = \frac{1}{F_c \left(\frac{1}{c'_n} + \frac{1}{c'_b} + \frac{1}{c'_c} \right)};$$

здесь c_M и c'_e — параметры электродвигателя;

R и L — сопротивление и индуктивность якорной цепи;

i — передаточное отношение редуктора;

η — к. п. д. редуктора и винтовой пары;

d — средний диаметр винта;

a — угол подъема винтовой линии;

c'_n , c'_b и c'_c — жесткости полосы, валков и станины;

I и U — ток и напряжение электродвигателя;

x_3 — заданная толщина листа.

Блок-схема электронной модели гидромеханической системы регулирования толщины листа, составленная по уравнениям (121) — (130) и (90), приведена на рис. 157. Усилитель 2, интеграторы 3, 4 и блок 1 функциональных преобразований моделируют уравнение (121) движения поршня станины, а интегратор 7 — изменение давления в цилиндре гидораспора (122). Усилители 5, 9 и 13 и интеграторы 6, 10, 11, 14, 15 воспроизводят переходные процессы в трубопроводе, описанные уравнениями (123) — (125). Усилитель 18, блок 17 функциональных преобразований и интеграторы 22 и 23 моделируют уравнения (126) и (127) движения поршня мультиплексора и изменения давления перед поршнем мультиплексора. Блок 27 функциональных преобразований и интеграторы 28 и 29 воспроизводят переходные процессы в электродвигателе в соответствии с уравнением (128). Блок 27, включенный в обратную связь интегратора, ограничивает напряжение на двигателе.

Усилитель 25 и блок 26 функциональных преобразований воспроизводят закон изменения обратной связи

по перемещению поршня станины, регулируя заданную толщину листа. Диоды 8, 12, 16 и 24 ограничивают падение давления в системе в случае разрыва столба жидкости в трубопроводе [выражение (90)]. Диоды 19 и 20 и контакты 21 реле 30 управляют силовыми потоками в мультиплексоре в зависимости от соотношения давлений в системах гидораспора и уравновешивания и от направления вращения электродвигателя. На схеме кружками обозначены делители напряжения (блоки постоянных коэффициентов), вертикальными стрелками — начальные условия, задаваемые на выходы интеграторов.

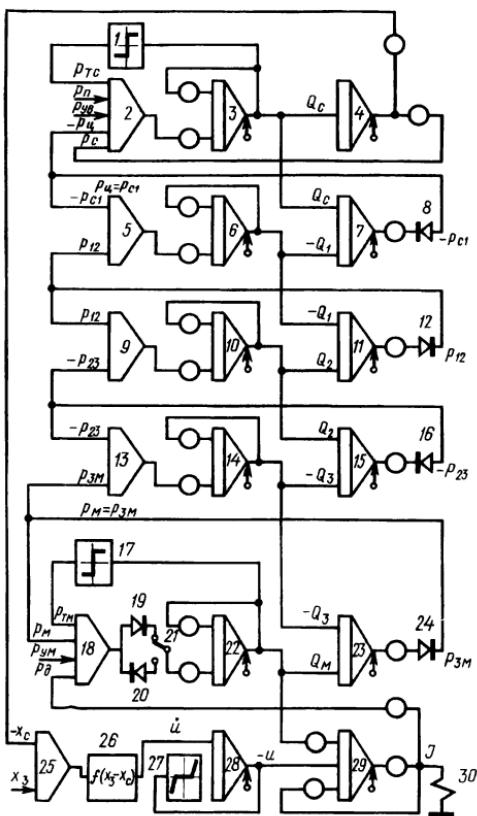


Рис. 157

Как видно из представленной на рис. 158 осциллограммы, захват полосы валками и выброс полосы из валков сопровождается резкими колебаниями давления жидкости в системе. При исходном давлении 250 кгс/см² в системе захват полосы толщиной 2—3 мм (усилие прокатки $P_{\text{п}} = 1 \cdot 10^6$ кгс) сопровождается падением давления в системе ниже давления парообразования, в

результате чего имеют место разрывы столба жидкости. Пики давления при выбросе полосы из валков достигают 87% от установившегося перепада давления.

В процессе исследования на электронной модели осуществлялась вариация конструктивных параметров системы с целью отыскания наилучших соотношений. Результаты исследований представлены в виде графиков на рис. 159. Обращает на себя внимание зависимость изменения давления от параметров трубопровода — длины l и диаметра d . Принятые при проектировании системы параметры $l=40$ м и $d=14$ мм являются неудачными. Если по условиям проекта уменьшить l не представляется возможным, то следует уве-

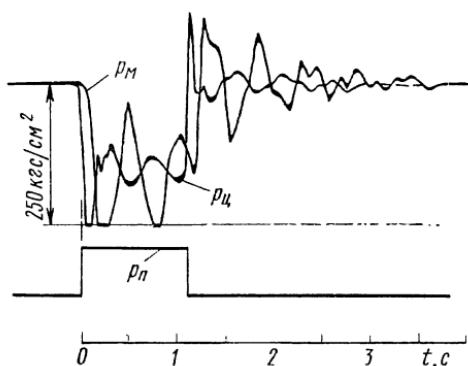


Рис. 158

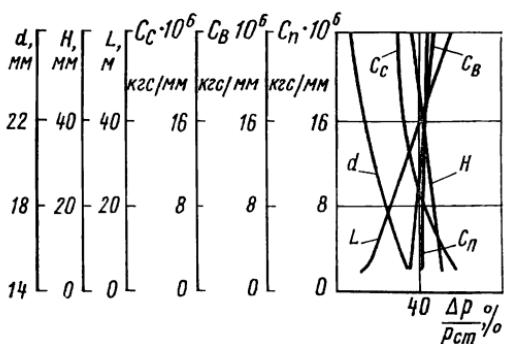


Рис. 159

личить диаметр трубопровода до 22 мм. При этом изменения давления не будут превышать 12—15%.

Другим важным фактором, определяющим изменения давления, является жесткость C'_c станины. При существующей тенденции повышения жесткости клетей листовых станов пики давления в гидросистемах будут уменьшаться. Это очевидно, поскольку с увеличением жесткости C'_c уменьшается деформация станины, а следовательно, и деформация столба жидкости в гидроцилиндрах распора валков.

Такие параметры системы, как жесткость C'_b валков, жесткость $C'_{\text{п}}$ полосы, высота H столба жидкости в гидроцилиндрах распора (если объем жидкости в них значительно меньше объ-

ема системы), не оказывают заметного влияния на динамику системы.

Пики давления в системе можно значительно уменьшить, установив демпфер гидравлического удара. Простейшим типом демпфера является дополнительная емкость, подключаемая к трубопроводу.

Как уже отмечалось, быстродействие гидромеханической системы зависит от инерционности привода гидродомкрата. Быстродействие системы можно повысить при существующем приводе за счет расположения мультиплексора у клети стана. В этом случае длина трубопровода может быть уменьшена до 5 м, пики давления не будут превышать 15 % от перепада давления. Вместе с этим возрастает скорость повышения давления, поскольку уменьшается объем системы. Таким путем можно повысить быстродействие системы примерно в 8 раз.

Глава XI

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

ТИПЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

В машинах, отдельные звенья которых совершают прямое и возвратное движения, поступательное или вращательное, чтобы обеспечить требуемое время или путь выбега, необходимо вводить тормозные устройства. Здесь рассмотрим только гидравлические тормозные устройства, которым можно придать любую характеристику выбором ее параметров. Ускорение при торможении a зависит от разности приведенных сил движущих и сил сопротивления, отнесенных к приведенной массе тормозной системы. В случае постоянной приведенной массы

$$a = \frac{P_d - P_c}{m}.$$

Если приведенная масса переменная, то

$$a = \frac{P_d - P_c}{m} - \frac{v^2}{2m} \frac{dm}{dx}.$$

Эти выражения позволяют сделать заключение, что получить отрицательное ускорение можно в результате изменения силы либо на входе (P_d), либо на выходе системы (P_c). В применении к гидравлическим системам торможение уменьшением силы P_d можно реализовать непрерывным или ступенчатым изменением производительности насоса; при этом обязательно должно быть

соблюдено условие $P_d \geqslant 0$. Если это неравенство нарушается, то возможен разрыв сплошности жидкости и, как следствие, выделение растворенного в жидкости воздуха и ее паров. При возвратном движении поршня будет иметь место удар.

В тяжелых машинах этот способ торможения не нашел применения прежде всего потому, что процесс торможения, зависящий от сил сопротивления, в этом случае неуправляем; кроме того, время и путь торможения являются случайными функциями сил трения, что во многих случаях не может быть допущено. Поэтому изменение производительности насосной установки или изменение активной площади поршня используются при торможении только в комбинации с другими способами.

Более гибким и надежным является способ торможения, основанный на изменении сопротивления жидкости на выходе. Обычно при этом используют устройства, позволяющие в результате включения в начале торможения специальных гидравлических сопротивлений (постоянных или зависящих только от перемещения тормозной массы, ее скорости или времени, или комбинации их) организовать требуемый режим торможения. Стандартными требованиями, предъявляемыми к тормозным устройствам, являются либо торможение в пределах заданного отрезка пути, либо ограничение ускорения торможения (например, в подающих аппаратах пилигримовых установок). В более сложных случаях, как это имеет место, например, в летучих ножницах для порезки электросварных труб, требуется обеспечить заданные путь торможения и скорость массы в конце торможения.

Необходимость введения гидравлических тормозных устройств возникает как в чисто гидравлических системах (например, в гидравлических механизмах прессов, вспомогательных гидравлических механизмах и др., в которых тормозная сила может быть создана за счет дросселирования жидкости на сливной линии тем или иным способом), так и в механизмах с другим типом привода, например электромагнитным или пневматическим (длинноходовые цилиндры перемещения упорных подшипников трубопрокатных установок, пневматические подающие аппараты пильгирных установок). В последних тормозная сила создается в связанном с поршнем пневмомеханизма специальном тормозном устройстве в результате вытеснения жидкости из тормозной камеры в наполнительный бак через гидравлическое сопротивление того или иного типа, регулируемое или нерегулируемое.

При расчете параметров тормозных устройств не имеет значения, используется ли для целей торможения жидкость на сливной линии гидромеханизма или жидкость автономного источника питания. Существенное значение имеют лишь закон изменения количества вытесняемой жидкости из тормозной камеры в функции перемещения поршня или плунжера и закон

изменения площади проходного сечения дросселирующего устройства. Тормозная сила будет зависеть также от того, разветвляется ли поток жидкости, вытесняемой через сопротивления из

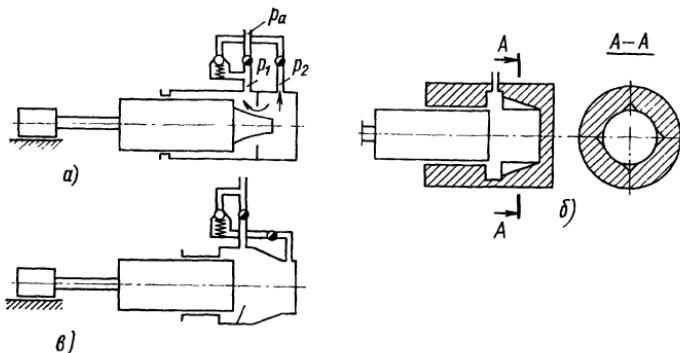


Рис. 160

тормозной камеры, или нет, т. е. от того, включаются ли гидравлические сопротивления параллельно или последовательно. Поэтому в дальнейшем при анализе тормозных устройств будут положены в основу лишь указанные зависимости.

В качестве дросселирующих устройств, определяющих перепад давлений и, следовательно, тормозную силу используются: связанное со штоком веретено и диафрагма (рис. 160, а), создающие при перемещении штока переменное проходное сечение, зависящее от перемещения тормозимой массы; тормозная букса, представляющая собой конус с прямолинейной, ломаной или криволинейной об-

разующей и торец плунжера, при перемещении которого формируется переменное проходное сечение (рис. 160, в) для вытесняемой жидкости; щель, площадь проходного сечения которой зависит от закона изменения ее ширины и перемещения плунжера, перекрывающего щель (рис. 160, б); дроссель, проходное сечение которого изменяется при помощи клина постоянного или переменного угла подъема, связанного с тормозимой массой (рис. 161). При настройке тормозных устройств часто в сливную линию последовательно включаются еще в качестве дополнительных сопротивлений регулируемые дроссели.

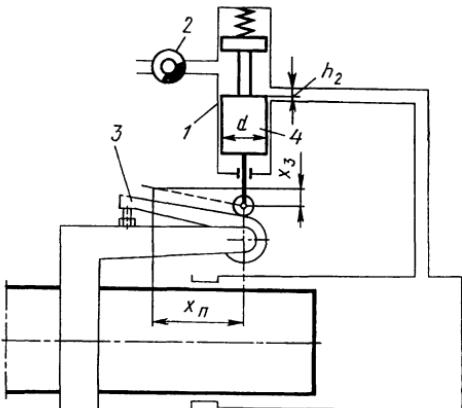


Рис. 161

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

В общем виде гидравлическое устройство можно представить как полость, ограниченную поверхностью вращения определенного профиля, из которой происходит вытеснение жидкости плунжером в другую камеру через гидравлические сопротивления различного вида.

На рис. 162 показана схема гидравлического тормозного устройства самого общего вида, включающего в качестве простых элементов указанные выше типы гидравлических сопротивлений. Тормозная камера составлена из цилиндрической части *A*, в которой перемещается поршень *1*, буксы *B*, представляющей собою поверхность вращения с криволинейной образующей и, наконец, цилиндрической части *B*, разделенной дроссельной шайбой *3* на две части. Плунжер имеет цилиндрическую часть, переходящую затем в коническое веретено *2* с криволинейной образующей.

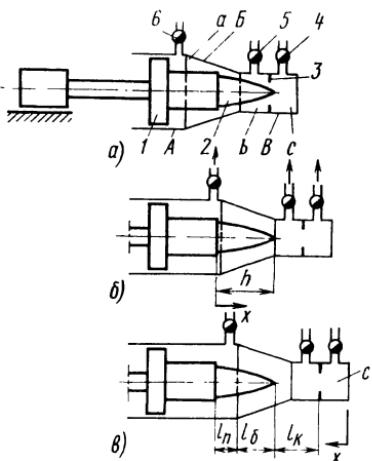


Рис. 162

равно разности объемов камеры при заданном положении поршня и объема плунжера с веретеном 2. Вытеснение жидкости происходит через дросселирующие внешние для камеры сопротивления 4, 5 и 6. Кроме того, происходит перераспределение жидкости между камерами *c* и *b*, а также между камерами *b* и *a* через внутренние гидравлические сопротивления, формируемые дроссельной шайбой и веретеном (при перетекании жидкости из камеры *c* в камеру *b*) или поверхностями буксы и соответствующей части поверхности веретена 2 (при перетекании жидкости из камеры *b* в камеру *a*). Направление потоков жидкости между указанными камерами зависит от внешних гидравлических сопротивлений на сливных линиях из камер, каждое из которых должно считаться бесконечно большим, если данная камера отключена от сливной линии и вытеснение жидкости из нее происходит только через внутреннее сопротивление.

В дальнейшем будем полагать, что жидкость несжимаема, поэтому вытесненный ее объем из тормозной камеры в функции перемещения плунжера определяется чисто геометрически. Се-

кундый расход Q жидкости из тормозной камеры, объем V которой заполнен жидкостью,

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dx} \frac{dx}{dt} = v \frac{dV}{dx},$$

где x — координата, определяющая положение тормозимой массы;

v — скорость тормозимой массы.

Приведенное равенство справедливо как для всей тормозной камеры в целом, так и для отдельных ее частей.

Результирующий объем вытесненной из тормозной камеры жидкости во всех случаях равен Fx , где F — активная площадь, определяемая диаметром поршня. Поэтому переменный объем жидкости в тормозной камере

$$V = V_0 - Fx \quad \text{и} \quad Q = -Fv. \quad (131)$$

В зависимости от положения плунжера общий переменный объем жидкости делится на части, между которыми может иметь место внутреннее перетекание жидкости из одного объема в другой через сопротивления. Так, на рис. 162, а показано положение плунжера, при котором возможно перетекание жидкости из камеры c в камеру b через отверстие диафрагмы, перекрываемое веретеном, и из камеры b в камеру a — через кольцевую щель переменного сечения, образуемую поверхностью буксы и торцом цилиндрической части плунжера. На рис. 162, б показано положение, при котором перетекание жидкости происходит из объемов c и b в объем a через щель между буксой и плунжером. Наконец, на рис. 162, в показано положение, при котором перетекания жидкости нет.

Для удобства будем предполагать тормозной механизм инвентированным, т. е. таким, в котором перемещается не поршень со штоком, а тормозной цилиндр в противоположном направлении. Если в начальном положении вершина веретена (которое может быть и усеченным конусом) координируется относительно диафрагмы расстоянием l_k , а торец плунжера относительно большого основания буксы — отрезком l_p , то при $x > l_k$ или $x > l_p$ будет иметь место внутреннее перетекание жидкости через соответствующие гидравлические сопротивления.

Положим $x_k = x - l_k > 0$. Тогда объем V_c в камере c будет переменным, зависящим от закона изменения радиуса r_{x_k} конуса в сечении x_k от вершины:

$$V_c = V_{c_0} - \pi \int_0^{x_k} r_{x_k}^2 dx_k; \quad dx_k = dx.$$

Если веретено — прямой конус, то $r_{x_k} = x_k \operatorname{tg} \alpha$ и

$$V_c = V_{c_0} - \frac{\pi x_k^3}{3} \operatorname{tg}^2 \alpha; \quad \frac{dV_c}{dx_k} = \frac{dV_c}{dx} = -\pi x^2 \operatorname{tg}^2 \alpha = -F(x_k). \quad (132)$$

Если веретено — прямой усеченный конус, то радиус $r_{x_k} = (x_k + h) \operatorname{tg} \alpha$ и объем в камере c

$$V_c = V_{c_0} - \pi \int_0^{x_k} r_{x_k}^2 dx_k = V_{c_0} - \pi \operatorname{tg}^2 \alpha x_k \left(\frac{x_k^2}{3} + x_k h_k + h^2 \right).$$

Отсюда

$$\frac{dV_c}{dx} = -\pi \operatorname{tg}^2 \alpha (x_k^2 + 2x_k h + h^2) = -F(x_k). \quad (133)$$

В выражениях (132) и (133) $F(x_k)$ — активная площадь сечения веретена в отверстии диафрагмы.

Для любого профиля веретена можно получить

$$\frac{dV_c}{dx} = -F(x_k),$$

поэтому полный секундный расход жидкости из камеры c

$$Q_c(x) = -v F(x_k).$$

Переменный объем жидкости в камере b будем полагать равным объему, ограниченному поверхностью буксы и усеченного конуса. Образующей последнего является отрезок нормали к профилю буксы, проведенный через точку на окружности торца штока. Через боковую поверхность усеченного конуса происходит истечение жидкости из камеры b (рис. 163).

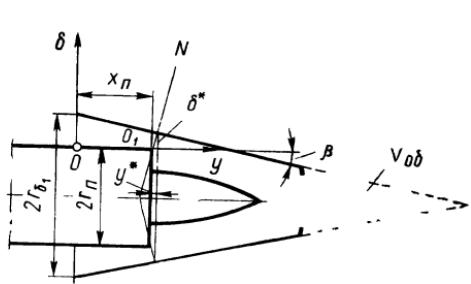


Рис. 163

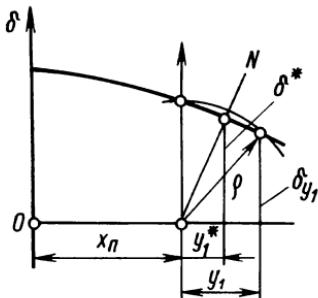


Рис. 164

Для определения искомого переменного объема жидкости в камере b положим $x_n = x - l_n > 0$. Профиль буксы может быть задан в форме $\delta_x = \delta(y)$ — в системе координат с началом в точке O на образующей штока при $x_n = 0$. Для построения нормали перенесем начало координат в точку с абсциссой x_n . Тогда, если $y_1 = y - x_n$, уравнение профиля будет $\delta = \delta(y_1)$.

Радиус-вектор ρ для любой точки профиля, построенный из начала координат (рис. 164),

$$\rho^2 = \delta^2 + y_1^2. \quad (134)$$

Его минимальное значение определит радиус окружности, касающейся профиля, с центром в подвижном начале координат. Очевидно, прямая, проведенная через найденную точку касания и начало координат, совпадает с направлением нормали.

Дифференцируя выражение (134), найдем

$$\frac{d\rho}{dy_1} = \frac{y_1 + \delta \frac{d\delta}{dy_1}}{\rho}.$$

Так как минимальному ρ соответствует $\frac{d\rho}{dy_1} = 0$, то

$$\frac{d\delta}{dy_1} = -\frac{y_1}{\delta}.$$

Полученное уравнение позволяет найти направление искомой нормали.

При найденных значениях δ^* и y_1^* определены параметры усеченного конуса: радиус большого основания $r_n + \delta^*$, радиус малого основания r_n , высота y_1^* и тангенс угла при основании.

Объем усеченного конуса

$$V_k = \frac{\pi}{3} (r_n + \delta^*)^2 (r_n \operatorname{tg} \beta + y_1^*) - \frac{\pi}{3} \operatorname{tg} \beta r_n^3.$$

Объем оставшейся части боксы

$$V_{\delta_1} = \pi \int_{x_n + y_1}^l r^2(x_n) dx.$$

Переменный объем жидкости в камере b

$$V_b = V_k + V_{\delta} - V_v,$$

где V_v — объем веретена.

Если бокса коническая с уклоном $\operatorname{tg} \beta$, то

$$\delta^* = (r_{\delta_1} - r_n - x_n \operatorname{tg} \beta) \cos^2 \beta, \quad y_1^* = (r_{\delta_1} - r_n - x_n \operatorname{tg} \beta) \cos \beta \sin \beta.$$

При малом уклоне образующей можно положить

$$\delta^* = \delta(x_n) = r_{\delta_1} - r_n - x_n \operatorname{tg} \beta \quad \text{и} \quad y_1^* = 0.$$

В таком случае переменный объем камеры b может быть выражен равенством

$$V_b = \frac{\pi}{3} (r_{\delta_1} - x_n \operatorname{tg} \beta)^3 \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - V_v - V_{ob};$$

здесь V_v — объем жидкости, вытесненный веретеном;
 V_{ob} — объем, указанный на рис. 163.

Отсюда секундный расход жидкости из камеры b за счет изменения ее объема будет

$$Q_b = v \frac{dV_b}{dx} = -\pi(r_{\delta_1} - x_n \operatorname{tg} \beta)^2 v = -vF(x).$$

Таким образом, секундный расход жидкости из переменного объема жидкости пропорционален переменной площади сечения буксы, совпадающего с торцом плунжера, и его скорости v .

Формирование режима давления в каждой камере зависит от гидравлических сопротивлений и расхода жидкости через это сопротивление. Прежде всего следует отметить, что расход жидкости через внутреннее сопротивление в тормозном устройстве может быть разрывной функцией, следовательно, давление может мгновенно повышаться, если активная площадь тормозного элемента формируется внезапно. Это будет

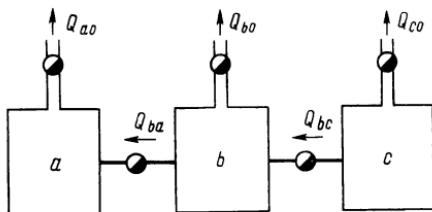


Рис. 165

иметь место при усеченном веретене и плоском торце плунжера, входящего в буксу.

Во избежание появления мягкого удара активная площадь тормозного элемента должна изменяться от нуля по определенному закону, установленному на основе динамики [25].

Для случая действия всех сопротивлений в обобщенном тормозном устройстве можно написать условия неразрывности потока для каждой из камер (рис. 165). Если предположить, что $p_c > p_b > p_a$, то

$$Q_c = Q_{c_0} + Q_{cb} = F_{cb}(x)v; \quad Q_b = Q_{b_0} + Q_{ba} - Q_{cb} = F_{ba}(x)v;$$

$$Q_a = Q_{a_0} - Q_{ba} = F_n v,$$

т. е. суммарный секундный расход жидкости на слив

$$Q = Q_{c_0} + Q_{b_0} + Q_{a_0} = Q_c + Q_b + Q_a = v [F_{cb}(x) + F_{ba}(x) + F_n] = Fv.$$

Некоторые из расходов Q_{c_0} , Q_{b_0} или Q_{a_0} могут быть равны нулю, если соответствующие сливные линии перекрыты. Если же перепад давления при сливе равен нулю, то жидкость из камеры свободно вытесняется в резервуар.

Для решения задач динамики необходимо еще написать уравнения, связывающие между собою расходы жидкости и соответствующие перепады давления. Для золотниковых и клапанных распределителей, дросселей и диафрагм связь между перепадом давления и расходом жидкости квадратичная.

Для проходного сечения, образованного поверхностью буксы и плунжером, гидравлическое сопротивление зависит от режима течения жидкости в нем — ламинарного, турбулентного или смешанного. Кроме того, имеют место потери давления на входе в зазор, пропорциональные квадрату расхода.

Согласно формуле Рейнольдса расход жидкости в любом сечении клиновидного зазора шириной b

$$Q = -bv \frac{\delta\tau}{2} + \frac{dp}{d\tau} \frac{\delta_x^3}{12\eta} b; \quad 0 < \tau < x_{\pi},$$

причем первое слагаемое определяет количество жидкости,озвращаемое плунжером из-за наличия трения в жидкости в камеру b , а второе — количество реальной жидкости с вязкостью η , вытесняемой через зазор шириной $b = \pi d_{\pi}$.

Пренебрегая первым членом из-за малости, падение давления в клиновидном зазоре можно получить в виде

$$\Delta p_1 = \frac{Q}{\pi d_{\pi}} 12\eta \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)}; \quad 0 < \tau < x_{\pi}.$$

Падение давления на входе в клиновидный зазор

$$\Delta p_2 = \frac{\rho Q^2}{2\delta^2(x_{\pi}) \pi d_{\pi}}.$$

Результирующее падение давления в клиновидном зазоре буксы

$$p_b - p_a = \Delta p_1 + \Delta p_2 = \frac{12\eta Q_{ba}}{\pi d_{\pi}} \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{\delta^3(x)} + \frac{\rho Q_{ba}^2}{2\pi d_{\pi} \delta^2(x_{\pi})}. \quad (135)$$

Остальные уравнения, необходимые для определения перепадов давлений и расходов, нетрудно записать. Имеем

$$Q_{c_0} = a_{c_0} F_{c_0} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_c - p_0)}; \quad p_c - p_0 = \frac{\rho Q_{c_0}^2}{2a_{c_0}^2 F_{c_0}^2};$$

$$Q_{b_0} = a_{b_0} F_{b_0} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_b - p_0)}; \quad p_b - p_0 = \frac{\rho Q_{b_0}^2}{2a_{b_0}^2 F_{b_0}^2};$$

$$Q_{a_0} = a_{a_0} F_{a_0} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_a - p_0)}; \quad p_a - p_0 = \frac{\rho Q_{a_0}^2}{2a_{a_0}^2 F_{a_0}^2};$$

$$Q_{cb} = a_{cb} F_{cb}(x_{\pi}) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_c - p_b)}; \quad p_c - p_b = \frac{\rho Q_{cb}^2}{2a_{cb}^2 F_{cb}^2(x_k)}.$$

Полученная система уравнений позволяет выразить искомые величины через неизвестную скорость v движения тормозимой массы. Последняя может быть найдена решением дифференциального уравнения движения массы

$$m\ddot{v} = -[p_a F_a + (p_b - p_a) F_b + (p_c - p_b) F_{cb}(x_k) - T] + P, \quad (136)$$

где T — сила трения вне гидравлического тормозного устройства;

P — движущая сила, действующая на тормозимую массу.

Полученная система уравнений позволяет рассмотреть работу тормозного устройства по фазам, соответствующим включению или выключению какого-либо из элементов обобщенной системы.

Анализ полученной системы уравнений возможен только приближенный численный, на электронных моделирующих установках или ВЦМ.

РАСЧЕТ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА С БУКСОЙ

Гидравлические тормозные устройства с буксой используются главным образом в пильгерных установках для остановки плунжера с прокатываемой заготовкой в положении, соответствующем ее захвату валками. Профиль (образующая) тормозной буксы очерчивается, как правило, двумя прямыми с различными углами наклона.

Работа подающих аппаратов различных типов описана ранее, поэтому рассмотрим лишь процесс торможения. Для решения задачи динамики в момент входа плунжера в буксу должны быть найдены предварительным решением уравнения движения пневматического механизма, значения скорости плунжера и давления воздуха. В общем виде давление воздуха можно представить функцией $p = p(x_n, t)$, определяемой законами наполнения и расширения воздуха в камере переменного объема $F(H + x_n)$ как до, так и после начала торможения.

Имея в виду, что плунжер при подаче гильзы к валкам еще и вращается, в уравнение движения (136) необходимо ввести приведенную массу $m_{\text{пр}}$, т. е. представить его в форме

$$m_{\text{пр}}\ddot{x}_n = Fp(x_n, t) - (p_t - p_a)F_n - T. \quad (136')$$

Здесь давление p_a на сливе в формуле (135) может быть принято равным нулю;

T — сила трения;

F и F_n — активные площади воздушной камеры поршня и плунжера.

Уравнение движения (136') может быть использовано для определения профиля буксы по заданному закону движения тормозимой массы или для отыскания закона движения ее при заданном профиле буксы. Обе задачи имеют практическое зна-

чение. Действительно, если профиль буксы установлен для выбранного режима работы стана (размер трубы, число ходов подающего аппарата), то время и путь торможения для другого режима изменяются. Поэтому для контроля они должны быть установлены решением уравнения движения тормозимой массы.

Пусть закон движения массы задан в виде функции времени какой-либо из производных пути по времени. Из условий динамики чаще всего необходимо задавать закон изменения ускорения. Наиболее выгодно в данном случае ускорение задавать постоянным. Тогда его можно выбрать из условия, чтобы под действием силы инерции в процессе торможения гильза не сползала с оправки.

При постоянном ускорении время t и скорость v можно выразить через a и x_n , которое отсчитывается от начала торможения:

$$t = \frac{-v_0 + \sqrt{v_0^2 + 2ax_n}}{a}; \quad (137)$$

$$v = \sqrt{v_0^2 + 2ax_n}. \quad (138)$$

Начальная скорость v_0 определяется как конечная скорость при разгоне.

Заменив в уравнении (136') ρ_t его значением из формулы (135) и положив в выражении (131) активную площадь плунжера равной F_n , т. е. приняв секундный расход вытесняемой жидкости $Q = F_n v$, получим

$$m_{np}a - Fp(x_n, t) + T = -\frac{12\eta v F_n^2}{\pi d_n} \int_0^{x_n} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)} - \frac{\rho F_n^3 v^2}{2\pi d_n \delta^2(x_n)} \quad (139)$$

или

$$f(x) = C_1 \int_0^{x_n} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)} + C_2 v \frac{1}{\delta^2(x_n)}; \quad (140)$$

здесь

$$f(x) = \frac{-m_{np}a - T + Fp(x_n, t)}{v};$$

$$C_1 = \frac{12\eta F_n^2}{\pi d_n} \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{\rho F_n^3}{2\pi d_n}.$$

В выражении для $f(x)$ время t и скорость v исключаются при помощи соотношений (137) и (138). $f(x)$ и ее производная по x_n — известные функции перемещения плунжера для выбранного режима.

Дифференцируя по x выражение (140), освобождаемся от интеграла:

$$f'(x) = \frac{C_1}{\delta^3(x)} + \frac{C_2}{\delta^2(x)} \frac{dv}{dx} - \frac{2C_2v}{\delta^3(x)} \frac{d\delta(x)}{dx}$$

или

$$\delta^3(x)f'(x) = C_1 - 2C_2v \frac{d\delta(x)}{dx} + C_2\delta(x) \frac{dv}{dx}. \quad (141)$$

Из полученного уравнения численным интегрированием можно найти кривую, которой должен быть очерчен профиль. Необходимый для расчета начальный радиальный зазор $\delta(0)$ может быть найден непосредственно из выражения (140), ибо интеграл равен нулю:

$$\delta(0) = \sqrt{\frac{Cv_0}{f(0)}}.$$

Полный путь торможения при постоянном ускорении находится из выражения (138):

$$l_t = -\frac{v_0^2}{2a} = \frac{v_0^2}{2|a|}.$$

Задаваясь достаточно малыми Δx , можно выразить в приращениях заданные и искомую функции:

$$x = 0; \quad v = v_0; \quad f'(x) = f'(0); \quad \delta(x) = \delta(0);$$

$$x_1 = \Delta x; \quad v = v_1; \quad f'(x) = f'(x_1); \quad \delta(x_1) = \delta(0) + \Delta\delta_1;$$

$$x_2 = 2\Delta x; \quad v = v_2; \quad f'(x) = f'(x_2); \quad \delta(x_2) = \delta(x_1) + \Delta\delta_2;$$

.....

$$x_i = i\Delta x.$$

Тогда уравнение (141), выраженное в приращениях, можно записать

$$(\delta_{i-1} + \Delta\delta_i)^3 f'(x_i) = C_1 - 2C_2v_i \frac{\Delta\delta_i}{\Delta x} + C_2 \left(\frac{dv}{dx} \right)_i (\delta_{i-1} + \Delta\delta_i).$$

Отсюда, пренебрегая малыми величинами второго и более высокого порядка, последовательно можно определить приращения $\Delta\delta_i$, а следовательно, и δ_i .

В реальных тормозных буксах криволинейный теоретический профиль приближенно заменяется двумя наклонными прямолинейными участками из условия наилучшего приближения. Между плунжером и цилиндрической частью буксы в ее конце должен оставаться некоторый зазор, поэтому практически полной остановки тормозимой массы не будет и в конце пути всегда

будет удар плунжера о буксу или заготовки о гребни валков. Для предотвращения удара следует торможение делать двухступенчатым.

Решение второй задачи — определение закона движения массы при заданном профиле буксы — можно выполнить следующим образом. Пусть профиль буксы задан двумя наклонными прямыми на участках l_1 и l_2 с углами наклона α_1 и α_2 (рис. 166). Если зазор в цилиндрической части буксы δ_3 , то начальные зазоры каждой из ступеней:

$$\delta_{20} = \delta_3 + l_2 \alpha_2 \quad \text{и} \quad \delta_{10} = \delta_{20} + l_1 \alpha_1 = \delta_3 + l_2 \alpha_2 + l_1 \alpha_1;$$

здесь α_1 и α_2 — тангенсы углов или при малом их значении — углы в радианах.

Закон изменения зазора меняется по участкам:

для участка l_1 $\delta(x) = \delta_{10} - \alpha_1 x_{\pi}$;

для участка l_2 $\delta(x) = \delta_{20} - \alpha_2 (x_{\pi} - l_1)$.

В соответствии с этим значение интеграла в уравнении движения получаем равным для

$$0 < x_{\pi} < l_1;$$

$$f_1(x_{\pi}) = \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)} = \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{(\delta_{10} - \alpha_1 \tau)^3} = \frac{1}{2\alpha_1} \left[\frac{1}{(\delta_{10} - \alpha_1 x_{\pi})^2} - \frac{1}{\delta_{10}^2} \right];$$

$$l_1 < x_{\pi} < l_1 + l_2; \quad f_1(x_{\pi}) = \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)} = \frac{1}{2\alpha_1} \left[\frac{1}{(\delta_{10} - \alpha_1 x_{\pi})^2} - \frac{1}{\delta_{10}^2} \right] + \\ + \frac{1}{2\alpha_2} \left[\frac{1}{(\delta_{20} + \alpha_2 l_1 - \alpha_2 x_{\pi})^2} - \frac{1}{\delta_{20}^2} \right]$$

и для $x_{\pi} > l_1 + l_2$

$$f_1(x_{\pi}) = \int_0^{x_{\pi}} \frac{d\tau}{\delta^3(\tau)} = \sum_{i=1}^{i=2} \frac{1}{2\alpha_i} \left[\frac{1}{(\delta_{i0} - \alpha_i l_i)^2} - \frac{1}{\delta_{i0}^2} \right] + \frac{x_{\pi} - (l_1 + l_2)}{\delta_3^3}.$$

Теперь уравнение движения можно записать в виде

$$m_{\pi} \ddot{x}_{\pi} - Fp(x_{\pi}, t) + T = -C_1 f_1(x_{\pi}) \dot{x}_{\pi} - C_2 f_2(x_{\pi}) \dot{x}_{\pi}^2; \quad (142)$$

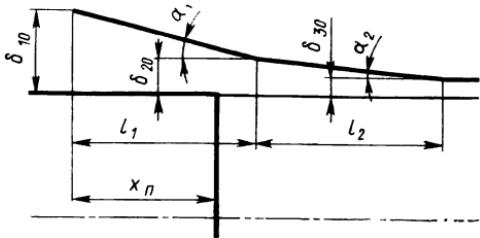


Рис. 166

здесь $f_2(x_n) = \frac{1}{\delta^2(x_n)}$ и $f_1(x_n)$ — известные функции перемещения плунжера x_n . Начальные условия торможения известны или могут быть определены.

Для $t = 0$ могут быть найдены начальные условия движения при торможении $v_0 = \dot{x}(0)$; $p(0,0)$ и, кроме того, $f_1(0) = 0$, а $f_2(0) = \frac{1}{\delta_{10}^2}$. Это позволяет из уравнения (142) найти $\ddot{x}_n(0)$:

$$m_{np}\ddot{x}_n(0) = -Fp(0, 0) + T - C_2 \frac{v_0^2}{\delta_{10}^2}.$$

Дифференцируя уравнение (142) по времени, получим

$$\begin{aligned} m_{np}\ddot{\ddot{x}}_n - F \frac{dp(x_n, t)}{dt} &= -C_1 \frac{d}{dt} [f_1(x_n) \dot{x}_n] - C_2 \frac{d}{dt} [f_2(x_n) \dot{x}_n^2]; \\ \frac{d}{dt} [f_1(x_n) \dot{x}_n] &= f_1'(x_n) \dot{x}_n^2 + f_1(x_n) \ddot{\dot{x}}_n; \\ \frac{d}{dt} [f_2(x_n) \dot{x}_n^2] &= f_2'(x_n) \dot{x}_n^3 + 2f_2(x_n) \dot{x}_n \ddot{\dot{x}}_n. \end{aligned}$$

В таком случае для $t = 0$ имеем

$$m_{np}\ddot{\ddot{x}}_n(0) - F \frac{dp(0, 0)}{dt} = -C_1 \frac{v_0^2}{\delta_{10}^3} + C_2 \frac{2a_1 v_0^3}{\delta_{10}^3} + \frac{2C_2 \dot{x}(0) v_0}{\delta_{10}^2},$$

т. е. может быть найдено начальное значение $\ddot{\dot{x}}_n(0)$ перемещения плунжера.

Этим способом легко найти значение любой производной, причем процесс нужно продолжить до тех пор, пока значение i -й производной не станет пренебрежимо малым. Это означает, что в окрестности $t = +0$ $i - 1$ производная может считаться постоянной. Если предположить, что $\ddot{\dot{x}}_n(0) \approx 0$, то задавшись малым интервалом Δt , находим

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_n(\Delta t) &= \ddot{x}_n(0) = b_1; & \ddot{\dot{x}}_n(\Delta t) &= b\Delta t + \ddot{\dot{x}}_n(0); \\ \dot{x}_n(\Delta t) &= \frac{b\Delta t^2}{2} + \dot{x}_n(0)\Delta t + v_0; \\ x_n(\Delta t) &= \frac{b\Delta t^3}{2 \cdot 3} + \frac{\dot{x}_n(0) \Delta t^2}{2} + v_0 t. \end{aligned} \right\} \quad (143)$$

Теперь представляется возможным определить новые значения всех переменных коэффициентов дифференциального уравнения (142) для $t = \Delta t$ и вновь проделать все вычисления по схеме (143) после нахождения нового значения $b = \ddot{x}_n(\Delta t)$.

Закон движения плунжера подающего аппарата для режимов, отклоняющихся от положенного в основу расчета, может быть легко установлен при помощи цифровых вычислительных машин по приведенным выше уравнениям.

В случае расчета тормозного устройства с веретеном, когда гидродинамическими сопротивлениями в переменном зазоре можно по сравнению с сопротивлением на входе в зазор пренебречь, следует функцию $f_1(x_n)$ в уравнении (142) положить равной нулю.

Задача расчета тормозного устройства еще более упрощается, если силы, действующие на тормозимое тело, постоянны.

РАСЧЕТ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА С ПЕРЕКРЫВАЕМОЙ ЩЕЛЬЮ

Перепад давлений жидкости, используемый для формирования тормозной силы в гидравлическом тормозном устройстве со щелью, перекрываемой движущимся поршнем или штоком, создается благодаря наличию квадратичных сопротивлений при прохождении жидкости через отверстие с острой кромкой. Изменение перепада давления связано с изменением площади проходного сечения.

Расход жидкости Q можно выразить равенством

$$Q = aF(x_n) \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_t},$$

где $Q = vF_n$ — количество вытесняемой плунжером жидкости;

$p_t = p_b - p_a$ — разность давлений в тормозной камере и на сливе;

$F = F(x_n)$ — площадь проходного сечения для вытесняемой жидкости, зависящая от типа щелевого тормозного устройства.

На рис. 167 показано тормозное устройство со щелью на боковой поверхности цилиндра, ширина b которой изменяется по длине образующей. Величина проходного сечения в начале торможения f_0 . При перемещении плунжера на величину x_n проходное сечение будет

$$f = f_0 - \int_0^{x_n} b(\tau) d\tau; \quad 0 < \tau < x_n. \quad (144)$$

На рис. 168 показано гидравлическое тормозное устройство с продольными канавками на теле плунжера, перекрывающими ся неподвижной диафрагмой. Площадь проходного сечения для жидкости в плоскости диафрагмы зависит от перемещения x_n плунжера. Оба типа тормозных устройств имеют квадратичную характеристику.

Если канавка имеет форму трехгранной призмы (рис. 168), то проходное сечение каждой канавки определяется как площадь треугольника с основанием a и высотой b , зависящими от x_n :

$$f = \frac{1}{2} ab.$$

Если боковые поверхности канавок криволинейные, то площадь проходного сечения определяется в интегральной форме как площадь, ограниченная кривыми сечения боковых поверхностей с плоскостью, нормальной потоку.

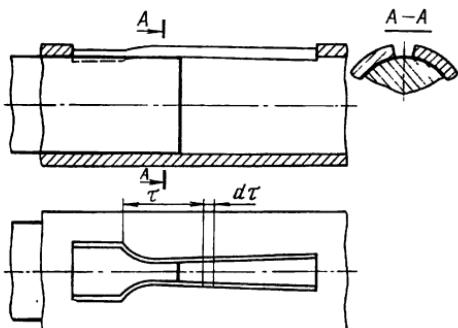


Рис. 167

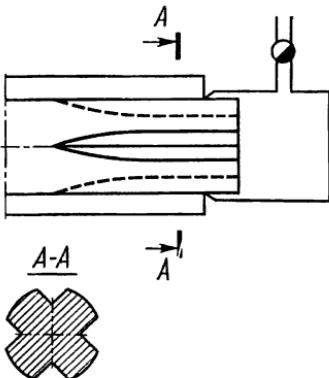


Рис. 168

При определении закона изменения ширины щели для данного режима работы механизма в качестве исходного кинематического параметра может быть задано ускорение при торможении, а через него выражены время, скорость и все остальные переменные величины.

В уравнении движения

$$m_{np}\ddot{x}_n = P(x_n, \dot{x}_n, t) - p_a F_n - \frac{v^2 F_n^3 \rho}{2a^2 F^2(x_n)} \quad (145)$$

все переменные, кроме $F(x_n)$ — площади щели, известны. Из выражения (145) находим

$$F(x_n) = \sqrt{\frac{v^2 C_1}{f_1(x_n)}} = f_2(x_n), \quad (146)$$

где

$$C_1 = \frac{F_n^3 \rho}{2a} \quad \text{и} \quad f_1(x_n) = p(x_n, \dot{x}_n, t) - p_a F_n - m_{np} \ddot{x}_n.$$

Подкоренное выражение является при заданном законе движения функцией только перемещения.

Сопоставляя формулы (146) и (144), можно найти F :

$$F(0) = f_2(0).$$

Так как $F(x_{\text{п}})$ представляется в интегральной форме, то для определения $b(x_{\text{п}})$ — изменения ширины щели в функции перемещения дифференцируем выражение (146) по $x_{\text{п}}$. Тогда

$$b(x_{\text{п}}) = f'_2(x_{\text{п}}). \quad (147)$$

Работа тормозного устройства будет сопровождаться ударом, сила которого определяется изменением ускорения от x_{-0} до x_{+0} , т. е. суммой модулей ускорений до и после включения тормозного устройства и величиной тормозимой массы. В связи с этим для улучшения работы тормозного устройства целесообразно закон изменения ускорений построить в форме кривой, не имеющей разрыва в начале торможения.

Для щелевого тормозного устройства с канавками на плунжере суммарная площадь проходного сечения определяется непосредственно из выражения (147). Следовательно, определяется закон изменения площади каждой из канавок, если все они одинаковой формы.

Если закон изменения ширины щели задан и требуется установить закон движения массы, то можно воспользоваться методом, описанным при динамическом исследовании тормозного устройства с буксой.

РАСЧЕТ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА С АВТОНОМНЫМ ДРОССЕЛЕМ

Вытесняемая из полости цилиндра жидкость пропускается в этом случае через дросселирующее устройство, сопротивление которого является функцией перемещения поршня. Такого типа тормозное устройство использовано в летучих ножницах трубосварочного стана (см. рис. 133), механизме перемещения упорного подшипника трубопрокатной установки. Одним из преимуществ такого устройства является возможность настраивать его на различные режимы торможения.

Дросселирующее устройство 1 (см. рис. 161) имеет подвижный золотник 4 с продольными профильными канавками на пояске или без канавок. Золотник приводится в движение поступательно движущимся кулачком 3 (копиром), связанным с тормозимым звеном. Передаточное отношение $x_3/x_{\text{п}} = i$ зависит от профиля кулака и может быть выбрано в соответствии с заданным законом торможения.

Изменять режим торможения при неизменной характеристике золотникового дросселя в таком устройстве можно прежде всего за счет изменения давления в тормозной камере регулировкой дополнительного дросселя 2 на сливной линии. Кроме того, может быть изменен наклон поступательно движущегося кулака или его профиль, если для целей регулирования режима

торможения использована конструкция камеры, допускающая настройку.

Из условия неразрывности потока несжимаемой жидкости, вытесняемой из тормозной камеры через дроссели 1 и 2, имеем

$$Q = \dot{x}_n F_n = a_1 F_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_t - p_1)} = a_2 F_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)}.$$

Отсюда давление жидкости в тормозной камере

$$p_t = \frac{\dot{x}^2 F_n^2 \gamma}{2g} \left(\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_2^2 F_2^2} \right) + p_2.$$

Площадь проходного сечения F_1 дросселя, управляемого копиром, зависит от положения золотника, его конструкции и формы рабочих элементов (цилиндрическая или коническая, с канавками и пр.). В общем виде она может быть выражена функцией

$$F_1 = F_1(x_3).$$

Для простого цилиндрического золотника

$$F_1 = \pi d_3(h - x_3) = \pi d_3(h - ix_n) = F_0 - i\pi d_3 x_n.$$

Для золотника с коническим рабочим элементом, полный ход которого h и 2α — угол при вершине конуса, переменное проходное сечение

$$F_1 = \pi [d - (h - x_3) \sin \alpha \cos^2 \alpha] (h - x_3) \sin \alpha \cos \alpha$$

можно представить трехчленом

$$F_1 = F_0 - A_1 x_3 - A_2 x_3^2,$$

где

$$F_0 = \pi h (d - h \sin \alpha \cos^2 \alpha) \sin \alpha \cos \alpha;$$

$$A_1 = \pi (d - 2h \sin \alpha \cos^2 \alpha) \sin \alpha \cos \alpha;$$

$$A_2 = \pi \sin^2 \alpha \cos^3 \alpha.$$

Вводя $x_3 = ix_n$, имеем

$$F_1 = F_0 - iA_1 x_n - i^2 A_2 x_n^2,$$

т. е. изменение площади проходного сечения можно представить функцией перемещения тормозимой массы.

Уравнение движения массы теперь можно представить в виде

$$m_{np} \ddot{x}_n = P(x_n, \dot{x}_n, t) - p_2 F_n - \frac{\dot{x}_n^2 F_n^3 \gamma}{2g} \left[\frac{1}{a_1^2 F_1^2} + \frac{1}{a_2^2 F_2^2} \right]. \quad (148)$$

Если профиль копира задан, следовательно, известно i , то скорость и путь торможения определяются так же, как и раньше.

При проектировании тормозных устройств задаются ход и

ускорение при торможении, а определению в данном случае, при выбранном дросселе, подлежит профиль копирной линейки, т. е. закон изменения i в зависимости от $x_{\text{пп}}$.

Из уравнения (148) имеем

$$F_1(x_{\text{пп}}) = \frac{a_2 F_2}{a_1 \sqrt{\frac{f_1(x) a_2^2 F_2^2 - 1}{0.5 \dot{x}^2 F_{\text{пп}}^3 \rho}}}, \quad (149)$$

где

$$f_1(x) = \frac{-m_{\text{пп}} \ddot{x}_{\text{пп}} + P(x_{\text{пп}}, \dot{x}_{\text{пп}}, t) - p_2 F_{\text{пп}}}{0.5 \dot{x}^2 F_{\text{пп}}^3 \rho}.$$

Уравнение (149) позволяет определить i .

Для простого цилиндрического дросселирующего золотника

$$i = \frac{F_1(x_{\text{пп}}) - F_0}{\pi d_3}.$$

Для дросселя с коническим рабочим элементом i определяется из квадратного уравнения

$$A_2 x_{\text{пп}}^2 i^2 + i A_1 x_{\text{пп}} + [F(x_{\text{пп}}) - F_0] = 0.$$

Гидравлическое тормозное устройство с копирной линейкой, профиль которой рассчитан для одного какого-либо режима, может быть использовано и для другого режима при условии изменения настройки дополнительного дросселя. Закон изменения ускорений при этом изменится, но закон изменения пути торможения можно сохранить. Это последнее свойство следует использовать в пневматических механизмах, например, в механизмах перемещения упорных подшипников, для которых важно сохранить путь торможения для всех технологических режимов (размер прокатываемой трубы).

Рассчитанный по передаточной функции i профиль копирной линейки может оказаться трудным в изготовлении. В этом случае можно криволинейный профиль заменить более простым, используя метод наилучшего приближения.

Глава I

ТИПЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

В металлургических машинах и агрегатах получили применение пневматические исполнительные механизмы, работающие на сжатом воздухе, вакуумные, в которых движущей силой является атмосферное давление, и пневмогидравлические.

Работа пневматических механизмов, приводимых в действие сжатым воздухом, характеризуется переменной скоростью перемещения поршня в цилиндре вследствие расширения воздуха, поэтому такие механизмы применяют главным образом в тех случаях, когда закон изменения скорости ведомого звена не имеет существенного значения, т. е. необходимо лишь переместить его на определенную величину за заданный промежуток времени.

Большинство пневматических механизмов металлургических машин характеризуется отсутствием цикличности в работе. К ним относятся механизмы печных толкателей, толкателей прокатных станов, стрелок, сбрасывателей, подъема транспортных роликов, дозаторов, отсекателей, затворов бункеров, замков, захватов, прижима подающих роликов, подъема конусов доменной печи, подъема «исчезающих» упоров, нажимных роликов моталок и ряд других. Наряду с этим в металлургических машинах нашли применение также механизмы, работающие циклично. К ним относятся механизмы центрователей, устанавливаемые в линии прошивных прокатных станов для зацентровки заготовок, пневматические подающие аппараты станов пилигримовой прокатки труб, пневматические заправочные машины для марте-новских печей. При работе в газоопасной среде также могут быть использованы пневматические ротационные механизмы.

Конструктивное решение ряда пневматических механизмов металлургических машин проще, чем приводимых в действие электродвигателями. Кроме того, во многих случаях эксплуатация пневматических механизмов оказывается легче и связана

с меньшими материальными затратами, чем при применении электропривода. При размещении исполнительных механизмов в зоне высоких температур, а также во взрывоопасной атмосфере, пневматические механизмы могут оказаться единственными применимыми.

Для сопоставления вариантов решения одних и тех же исполнительных механизмов рассмотрим несколько примеров.

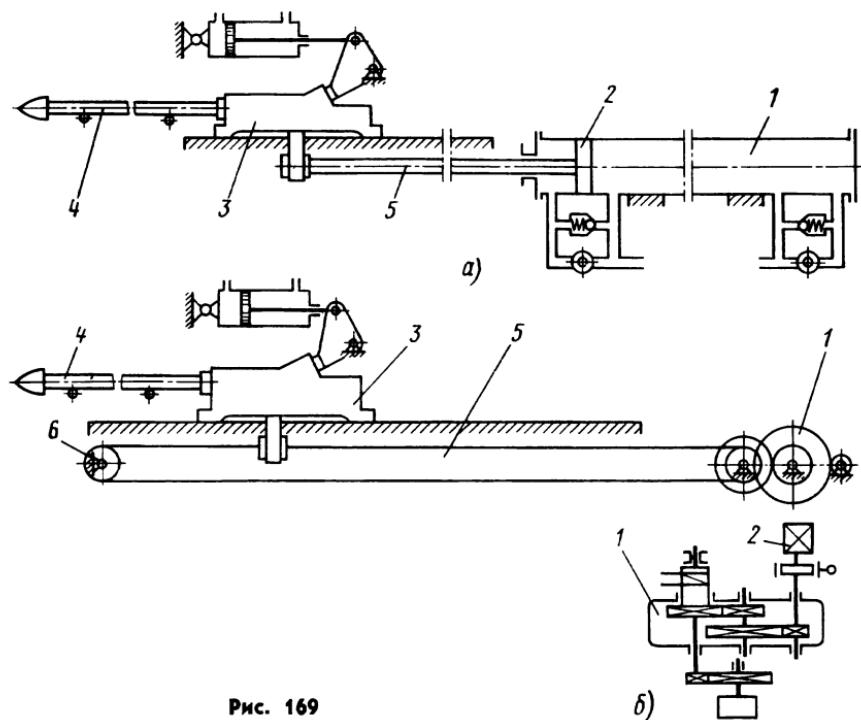


Рис. 169

На рис. 169 приведены механизмы для перемещения упорного подшипника прошивного и раскатного станов. Назначение этих механизмов — отвод стержня стана в заднее положение для съема прошитой (в первом случае) или раскатанной трубы (во втором случае) и сбрасывания ее на транспортный рольганг.

В механизме перемещения стержня 4 (рис. 169, а) прошивного стана использован пневматический привод, состоящий из цилиндра 1 с поршнем 2, шток 5 которого непосредственно связан с упорным подшипником 3. Привод управляется электрическим пневмораспределителем. Воздух для питания пневмоцилиндра 1 подается из цеховой воздушной магистрали.

В раскатном стане упорный подшипник 3 со стержнем 4 (рис. 169, б) перемещается по заданной программе при помощи электродвигателя 2, передающего движение лебедке 1 посред-

ством редуктора. Движение подшипнику от лебедки передается стальным канатом 5, оба конца которого закреплены на подшипнике 3. Канат охватывает натяжной ролик 6, закрепленный на переднем конце, и барабан, закрепленный на заднем конце направляющих подшипника. Для воспроизведения реверсивного движения подшипника использован привод постоянного тока с регулированием генератора при помощи электромашинного усилителя, получающего сигналы от командоаппарата, связанного с валом лебедки.

Возможно также дистанционное управление каждого из сравниваемых механизмов с пульта управления.

Напряженный темп работы механизма перемещения упорного подшипника раскатного стана вызывает частый выход из строя стального каната, что снижает производительность агрегата.

Сравнение этих двух механизмов, выполняющих одинаковые функции и работающих в одинаковых условиях, показывает преимущества в данном случае пневматического механизма, как более простого и надежного.

Пневматические механизмы могут быть использованы в случаях, когда внешние силы сопротивления или перемещаемые с определенным ускорением массы сравнительно невелики. Ограничено применение пневматических механизмов в металлургических машинах обусловлено малым рабочим давлением воздуха — 6—8 кгс/см², поэтому при необходимости преодоления больших сопротивлений или сил инерции размеры пневматических цилиндров получаются большими и применение их нецелесообразно.

Вакуумные механизмы в металлургических машинах применяются реже, чем механизмы, работающие на сжатом воздухе, и используются главным образом в питателях листовым материалом, например в жестелудильных автоматах и автоматах для вакуумной отливки труб. В вакуумных механизмах питателей листовым материалом вакуум в присосках создается либо при помощи вакуум-насоса с соответствующим механизмом распределения, либо при прижатии присоски к листу металла. В последнем случае присоска должна быть снабжена клапаном для устранения вакуума после перемещения листа в требуемую позицию.

ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ПНЕВМАТИЧЕСКИМ МЕХАНИЗМАМ

Расчет пневматических механизмов сводится обычно: 1) к определению размеров поршня, воздействуя на который сжатый воздух преодолевает технологические сопротивления и силы трения; 2) к определению времени хода поршня исполнительного механизма из одного крайнего положения в другое, если механизм работает эпизодически по получении команды;

3) к определению времени цикла, если механизм работает непрерывно. Во многих случаях необходимо определять скорость и перемещение поршня в функции времени и, наконец, определять необходимые параметры тормозных устройств, позволяющих сократить время цикла работы механизма и исключить удар поршня о крышку цилиндра в крайнем положении.

Почти во всех случаях применения пневматических механизмов возникает необходимость вычислять время их срабатывания для определения производительности, для взаимной увязки работы отдельных исполнительных механизмов и пр. В связи

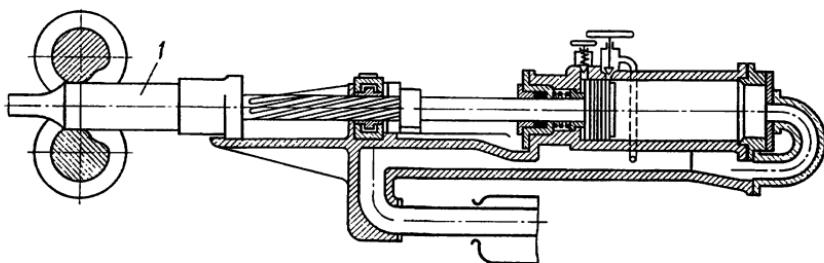


Рис. 170

с этим следует иметь в виду, что работа пневматических механизмов сопровождается перемещением воздуха от воздухосборника к цилиндру исполнительного механизма по магистралям, включающим различного вида переходы (уголки, закругления, разветвления, изменения сечения и пр.), управляющую и регулирующую аппаратуру и другое оборудование, создающее определенные сопротивления.

Несколько иначе обстоит дело, когда требуется сохранить определенное время цикла работы механизма, которое должно быть увязано с работой других механизмов. В качестве примера можно привести подающий аппарат стана пилигримовой прокатки труб (рис. 170), сообщающий возвратно-поступательное движение стержню (дорну) 1 с заготовкой, прокатываемой в валках с переменным калибром. Время цикла работы подающего аппарата должно быть строго равным времени одного оборота валков. Кроме того, заготовка должна быть подана вперед и занять строго определенное крайнее положение в момент образования наибольшего катающегося калибра во избежание удара заготовки о гребень валков и поломки их. В связи с этими ограничениями в пневматическом механизме должна быть предусмотрена возможность регулировки времени цикла с тем, чтобы согласовать его с работой стана. Регулировка времени цикла необходима еще и потому, что при прокатке труб различного диаметра скорость вращения валков изменяется.

При проектировании пневматических механизмов могут быть поставлены и другие условия, например, чтобы ведомое звено, связанное с поршнем, в определенном положении приобретало заданную скорость. Такого рода требования предъявляются к механизмам отбойных молотков, механизмам центрователей для зацентровки нагретой заготовки прошивных станов и ряду других.

Пневматические механизмы, используемые в металлургических машинах, могут быть: эпизодического действия нереверсивные; эпизодического действия реверсивные; периодического действия с заданным временем цикла; периодического действия с заданной конечной скоростью ведомого звена; роторного типа. Метод их расчета должен основываться на воспроизведимой в механизме последовательности фаз и на типе механизма.

В качестве пневматического механизма может быть использован поступательный механизм, в котором движущаяся масса остается постоянной, или же стержневые механизмы, которые при расчете могут быть сведены к поступательному механизму с переменной массой, являющейся функцией положения поршня. В связи с этим каждая из перечисленных выше групп механизмов может быть подразделена на механизмы с постоянной и переменной движущимися массами.

Закон движения ведомого звена, а также время срабатывания механизма зависят от того, какие фазы работы воспроизводятся в каждом конкретном механизме.

Подготовительное время зависит от типа пневматического распределителя, длины воздушных коммуникаций от распределителя до рабочего пневматического цилиндра, вредного пространства в цилиндре и внешних сопротивлений, приложенных к поршню. Если пневматический распределитель управляется соленоидами, то время его включения зависит от постоянной времени катушки.

С момента начала открытия впускного отверстия пневмораспределителя начинается наполнение воздушной магистрали и полости цилиндра при неизменном объеме. С момента трогания поршня с места движение его будет происходить при наполнении камеры давления и опорожнении камеры противодавления с переменными объемами. Тот и другой процессы могут происходить в подкритической и надкритической областях. Поршень движется с ускорением, определяемым величиной избыточной силы, а время движения поршня определяется длиной хода в этой фазе.

Следующей фазой работы цилиндра является торможение при подходе к крайнему положению. Торможение осуществляется различно: созданием противодавления в результате переключения распределительного механизма, созданием воздушной подушки, использованием гидравлического устройства и др.

На рис. 171 показано тормозное устройство пневматического механизма перемещения упорного подшипника прошивного стана. До момента перекрытия поршнем 4 отверстий *a* воздух свободно выпускается в атмосферу. После перекрытия отверстия *a* воздух будет вытесняться только через отверстие *b* и дальше — через регулируемый игольчатый дроссель 1 — в атмосферу.

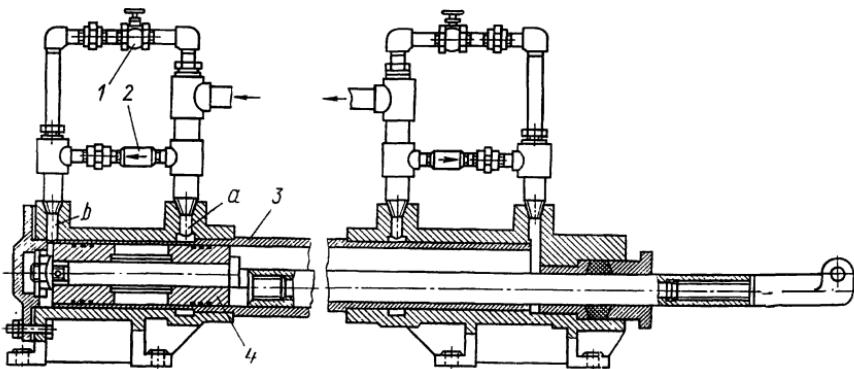


Рис. 171

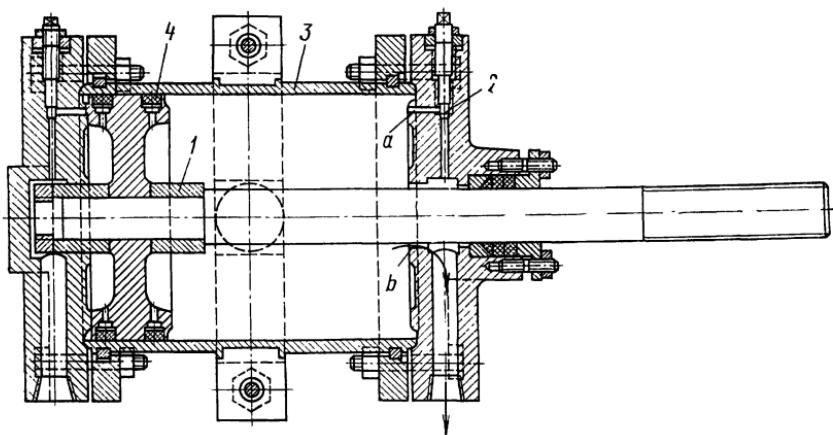


Рис. 172

Регулируя дроссель 1, можно создать воздушную подушку с различным давлением, в пределе, соответствующем давлению при адиабатическом сжатии. При впуске воздуха в эту камеру он проходит через обратный клапан 2.

На рис. 172 показана тормозная система, используемая в короткоходовых цилиндрах. При перемещении поршня вправо воздух из камеры противодавления свободно выходит в атмосферу по пути, указанному стрелками. Как только втулка 1 пе-

рекроет отверстие *b*, воздух сбрасывается в атмосферу через отверстие *a* и игольчатый дроссель 2, вследствие чего противодавление возрастает, следовательно, растет и сила торможения поршня.

Глава II

КОНСТРУКЦИИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

ЦИЛИНДРЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Цилиндры пневматических исполнительных механизмов металлургических машин могут быть стационарными и подвижными, в частности качающимися, одинарного или двойного действия. Кроме того, пневматические цилиндры условно можно разделить на короткоходовые и длинноходовые. Последние с целью уменьшения габаритов иногда выполняются с двумя tandem-цилиндрами.

Конструкции головок цилиндров зависят от типа тормозного устройства, предохраняющего крышку от удара поршнем. Корпус 3 цилиндра (рис. 172) выполняется из цельнокатаной трубы, а манжеты 4 — из севанита. Цилиндр может быть использован как стационарный (при неподвижном закреплении корпуса) или как качающийся.

В длинноходовых стационарных цилиндрах механизмов перемещения упорных подшипников прошивных трубных станов, механизмов вталкивателей и других обычно предусматривают специальные тормозные устройства, пневматические или гидравлические.

В конструкции, показанной на рис. 171, цилиндр 3 выполнен из цельнокатаной трубы, соединяющейся с литыми головками цилиндра резьбой. Длина составного поршня 4 определяется величиной пути торможения, так как поршень в крайнем положении должен перекрывать выпускное отверстие *a* чтобы исключить сообщение левой полости цилиндра с атмосферой при крайнем положении поршня.

Практически, при ручном управлении пневматическим механизмом торможение большей частью производится противодавлением в результате отключения от магистрали полости цилиндра с увеличивающимся объемом и подключения полости с уменьшающимся объемом. Это дает возможность сократить время цикла работы механизма при прошивке коротких заготовок труб.

На рис. 173 показана конструктивная схема пневматического механизма вталкивателя прошивного и автоматического станов трубопрокатного агрегата 140 конструкции Уралмашзавода. Здесь при движении поршня слева направо воздух сначала вытесняется через пластинчатый обратный клапан 1, пока поршень не перекроет выпускные отверстия *a*. При дальнейшем переме-

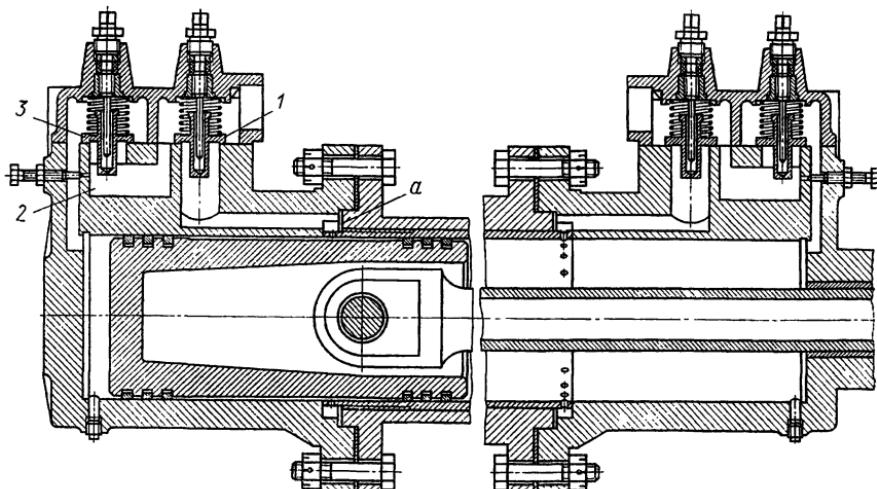


Рис. 173

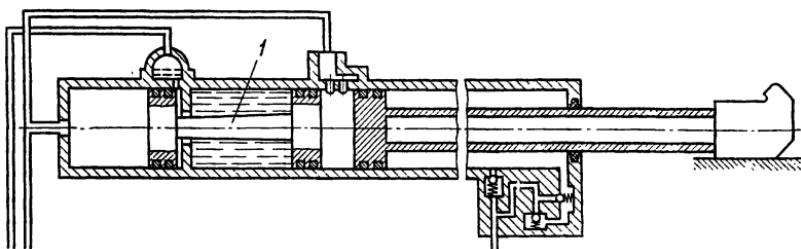


Рис. 174

щении воздух из образовавшейся воздушной подушки вытесняется через дроссель 2. Наполнение полости цилиндра при обратном ходе происходит через обратный клапан 3.

Механизм вталкивателя автоматического стана трубопрокатного агрегата 400 с ходом поршня 15500 мм схематически изображен на рис. 174. В этом механизме перемещение вперед вследствие наличия больших сопротивлений и большой массы трубы происходит с меньшей конечной скоростью, чем при обратном ходе. Поэтому торможение поршня в правом крайнем положении, которое при нормальном режиме работы механизма поршень обычно не занимает, осуществляется так же, как и в

цилиндре, показанном на рис. 173. В левом крайнем положении поршня, даже при его меньшей активной площади, конечная скорость может быть большой, поэтому необходимо более интенсивное торможение, чем это может быть при помощи воздушной подушки. Повышение интенсивности торможения достигается при помощи гидропневматического тормоза, состоящего из сдвоенного поршня 1, в средней части которого заключена тормозная жидкость.

В исполнительных пневматических механизмах, ведомое звено которых должно занимать три фиксированных позиции, использование одного пневматического цилиндра затруднено. Поэтому при достижении поршнем промежуточной заданной

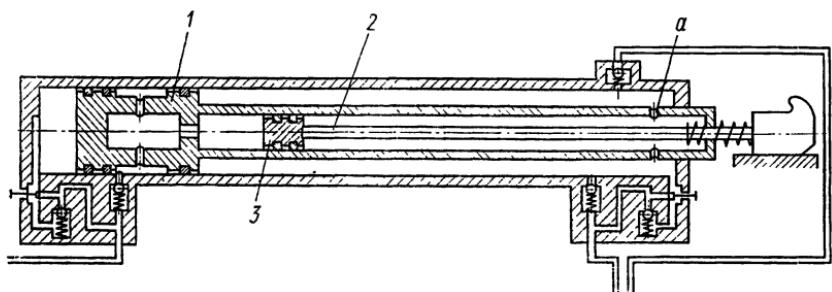


Рис. 175

позиции необходимо либо обе полости цилиндра соединить с атмосферой, либо создать в них уравновешивающие давления. Активные площади поршня при этом должны быть одинаковы. Ни первый, ни второй случай не могут обеспечить точной остановки поршня в фиксированном положении. Указанное требование обеспечивается в пневматическом механизме вталкивателя прошивного стана трубопрокатного агрегата 400. Этот механизм (рис. 175) служит для подачи заготовки в валки прошивного стана и выталкивания пробки в охлаждающую ванну после прошивки заготовки трубы. Шток поршня 1 используется в качестве подвижного цилиндра с впускным отверстием *a*, в котором перемещается поршень 3 со штоком 2.

В металлургических машинах находят применение также и обращенные пневматические механизмы, в которых поршень неподвижен, а цилиндр совершает поступательное движение относительно неподвижных направляющих.

Качающиеся цилиндры в пневматических механизмах обычно выполняются короткоходовыми, в их полости воздух подводится посредством гибких шлангов. Не исключена также возможность подвода воздуха в полости через полую ось вращения. Последний способ подвода воздуха требует установки на конце оси специальной распределительной головки.

Телескопический пневматический механизм находит применение в металлургических машинах. В качестве примера рассмотрим механизм центрирования стержня прошивного стана трубопрокатного агрегата 140 (рис. 176). Два нижних ролика перемещаются стержневыми механизмами, приводимыми в движение трехплечим рычагом 1, вращение которому сообщается пневматическим качающимся цилиндром 2 двойного действия. Механизм верхнего ролика приводится в действие телескопическим механизмом с качающимся цилиндром. При центрировании оправки оба его поршня 3 и 4 находятся в верхнем положении.

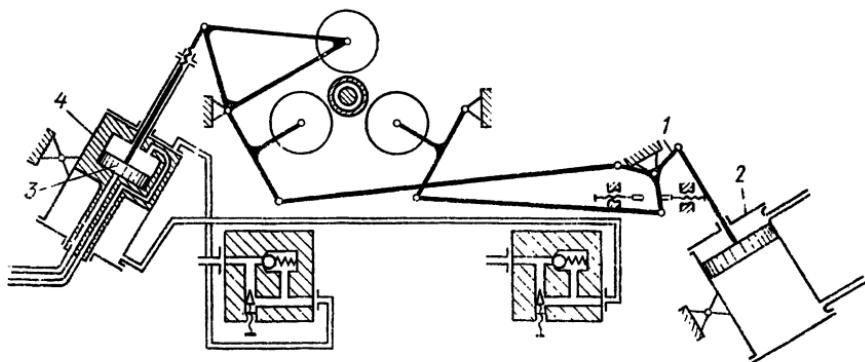


Рис. 176

При подходе гильзы к центрирующим роликам поршень 3 перемещается сначала вниз, увеличивая расстояние между осями центрирующих роликов, а затем вверх, зажимая при этом прокатываемую трубу между роликами.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ

Пневматические механизмы, работающие на избыточном давлении, и вакуумные, нашедшие применение в металлургических машинах и оборудовании, можно разделить на несколько групп, обладающих некоторыми особенностями.

Механизмы эпизодического действия нереверсивные применяются в тех случаях, когда необходимо перемещать рабочий орган машины из одного крайнего положения в другое за некоторый промежуток времени по получении командного сигнала с пульта управления или от управляющего механизма того или иного типа. Перемещение в противоположном направлении начинается после получения нового командного сигнала от управляющих механизмов. Между фазами движения вперед и назад имеет место некоторый промежуток времени покоя (выстоя), определяемый характером протекания технологического

процесса или, иначе, принятой цикловой диаграммой работы машины. При автоматическом управлении пневматическими механизмами этого типа время выстоя в крайнем положении вполне определенное, а при ручном управлении может изменяться в некоторых пределах.

Фиксация поршня в крайнем положении может быть осуществлена давлением воздуха в соответствующей полости цилиндра, прижимающего поршень к крышке; силой тяжести специальных противовесов или звеньев механизма или же силой упругости пружин. В некоторых случаях фиксация поршня в крайнем положении производится при помощи специальных механизмов — фиксаторов.

Характер протекания процессов в полостях цилиндра зависит, таким образом, от начальных значений параметров, определяемых способом фиксации поршня в крайнем положении. При фиксации давлением воздуха в соответствующей полости цилиндра движение поршня будет сопровождаться истечением воздуха из одной полости при начальном давлении, равном давлению воздуха в воздухосборнике, и наполнением другой полости при начальном давлении, равном атмосферному. Время движения поршня из одного крайнего положения в другое складывается из подготовительного времени, времени ускоренного движения и времени торможения.

При фиксации поршня в крайнем положении силой тяжести противовесов или же силой упругости пружины начальное давление в полости противодавления равно нулю. Закон движения масс, связанных с поршнем, зависит только от характера наполнения в полости давления и действующих сил, в частности силы упругости пружин.

В ряде случаев перемещение поршня вперед производится давлением воздуха, возвратное движение — силой тяжести противовесов или сил упругости пружин.

Пневматические механизмы указанной группы в металлургических машинах и оборудовании применяются в качестве механизмов сбрасывателей, отсекателей, зажимов и захватов, подвижных упоров, центрователей оправок, перемещения стрелок, подъема крышек, подъема транспортирующих или прижима подающих роликов, замков, подъема и опускания конусов доменной печи, перемещения затворов бункеров и в ряде других случаев.

На рис. 177 приведена конструкция механизма захвата заготовки загрузочной машины, расположенной у кольцевой печи с вращающимся подом. Пневматический механизм с качающимся цилиндром 3 смонтирован непосредственно на хоботе, имеющем неподвижную губку 2. Вторая подвижная губка 1, осуществляющая захват и зажим заготовки, связана жестко с коромыслом 4 пневматического механизма. Обратное перемещение поршня ограничивается при помощи упорного винта 5.

Захват и освобождение заготовки производится путем впуска воздуха в соответствующую полость цилиндра 3. Назначение механизма в загрузочной машине — захват заготовки на подающем рольганге и освобождение ее в соответствующей точке пространства печи.

На рис. 178 показана конструкция устанавливаемого у наклонного стеллажа пневматического питателя, позволяющего выдавать по одной круглой заготовке. Очередная заготовка, подготовленная к выдаче, располагается между зубьями коромысла 1 питателя. При вращении коромысла пневмомеханизмом 2 против часовой стрелки вокруг центра O зуб A отсекает поток заготовок, а зуб B , опустившись ниже плоскости стеллажа, дает возможность очередной заготовке скатиться на подающий рольганг.

Пневматический привод подъема и опускания упора ножниц показан на рис. 179, а. Здесь пневматический качающийся цилиндр 1 укреплен на цапфах 9, шток 2 цилиндра шарниром 8 связан с шатуном 7. Упор 5, ограничивающий длину отрезаемой заготовки, укреплен на качающемся вокруг неподвижной оси 3 коромысле 4, которое шарниром 6 связано с шатуном 7. Длины звеньев четырехзвенного шарнирного механизма подобраны таким образом,

что при рабочем положении упора, воспринимающего удар в процессе остановки движущейся заготовки, механизм находится в мертвом положении, как это показано на рис. 179, б штриховой линией, в результате чего упор не может перемещаться под действием останавливающей заготовки.

В механизмах для продольной и поперечной транспортировки труб при помощи рольгангов и шлепперов в ряде случаев необходимо осуществить операцию сбрасывания труб. Конструкция сбрасывателя выбирается в зависимости от диаметра прокатываемых труб. Ниже рассмотрен ряд конструкций сбрасывателей с пневматическим приводом.

На рис. 180 показаны вспомогательные механизмы, регулирующие передачу труб в трубопрокатном агрегате 140 между автоматстаном и раскатной машиной. Механизм отсекателя 1 удерживает поступившую по наклонной решетке прошипную на прошивном стане заготовку, если в автоматстане прокатывается труба. Этот механизм срабатывает после выбра-

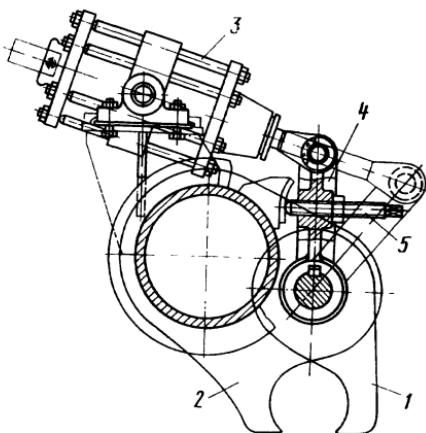


Рис. 177

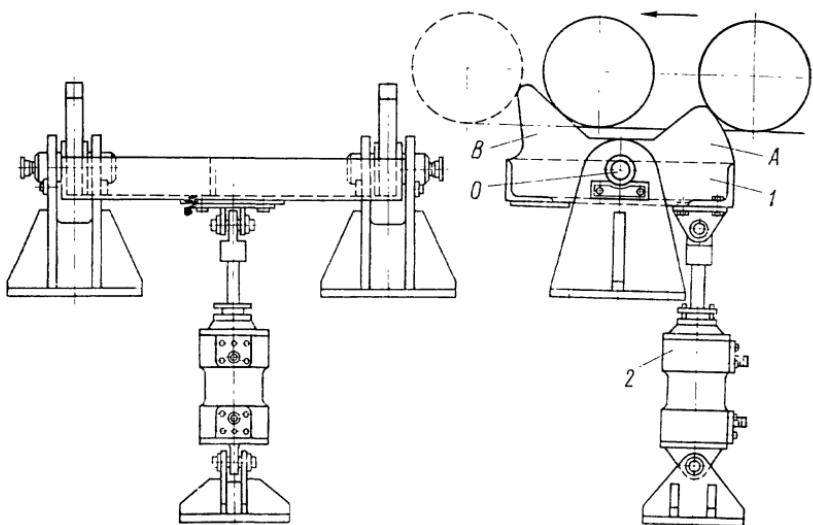


Рис. 178

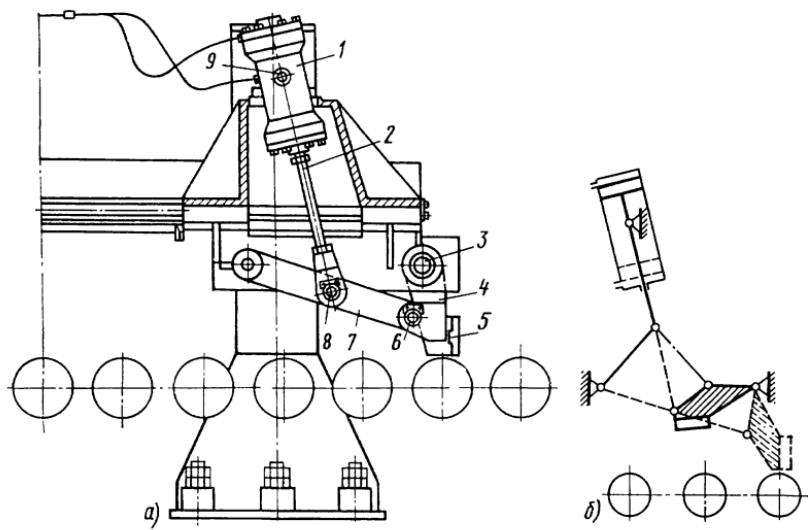


Рис. 179

сывания при помощи рычага 2 на наклонную решетку прокатанной в автоматстане трубы. Поток труб в дальнейшем разделяется и перерабатывается на двух параллельно работающих раскатных станах.

Для труб большого диаметра (имеющих большой вес) сбрасыватели рычажного типа применять нерационально, так как потребовались бы двигатели большой мощности. На рис. 181 показан сбрасыватель для труб диаметром 500—1400 мм. Здесь из двух качающихся вокруг неподвижных осей 1 рычагов 2 один выполняет роль наклонной плоскости, по которой труба скатывается и приобретает в конце ее некоторый запас кинетической энергии, а второй выполняет роль толкателя (положение трубы в начале сбрасывания показано штрих-пунктирными линиями). Оба рычага приводятся в движение пневматическими катающимися цилиндрами 3.

Для передачи труб с холостого рольганга на стеллаж используют пневматический

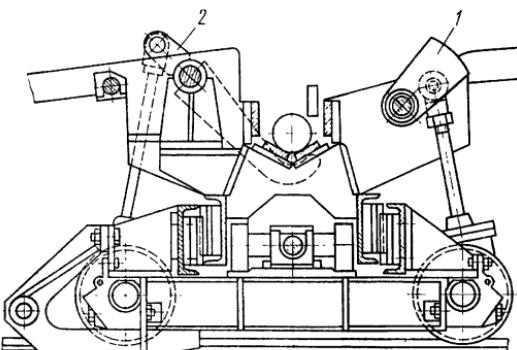


Рис. 180

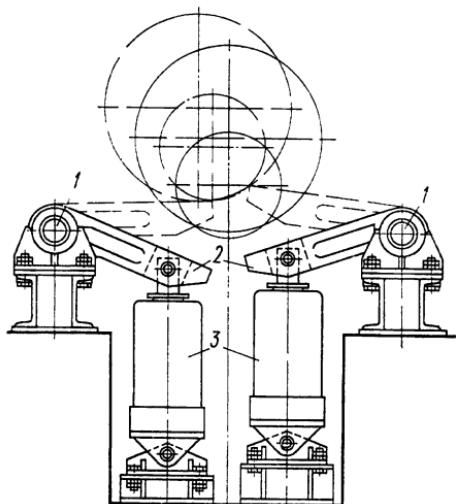


Рис. 181

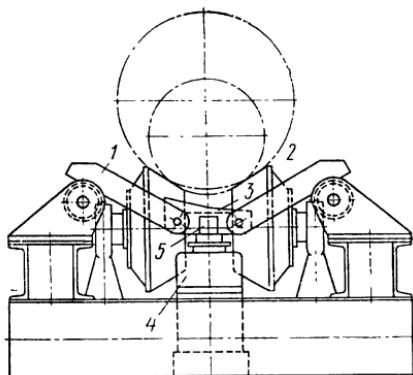


Рис. 182

сбрасыватель со стационарным цилиндром 4 (рис. 182). При подъеме трубы над рольгангом рычаги 1 и 2 образуют наклонные плоскости, по которым труба может скатиться на стеллаж. Направление качения трубы зависит от конусности надставки 3,

устанавливаемой на конце штока 5. При отсутствии конусной надставки трубы можно направлять на два стеллажа, между которыми расположен сбрасыватель.

В станах холодной прокатки листа в рулонах возникает необходимость установки специальных проводковых столов, позволяющих подать конец ленты в валки и создать некоторое ее натяжение постоянной величины. На рис. 183 показана схема механизма проводкового стола для непрерывного пятилетевого стана холодной прокатки. Верхняя часть 1 стола относительно нижней части 3 может перемещаться поступательно вследствие подвески ее на шарнирном параллелограмме. Подъем верхней части стола и нажатие ее осуществляются при помощи качающегося пневмоцилиндра 2. Перемещение частей 1 и 3 стола в горизонтальном направлении осуществляется гидроцилиндром 5. Рейка 6 на штоке поршня и рейка 8 на нижней части стола связаны между собой при помощи зубчатого колеса 7, позволяющего поступательное движение рейки 6 в вертикальном направлении преобразовать в поступательное движение рейки 8 в горизонтальном направлении. Уменьшение расстояния между направляющими роликами производится при помощи винта, приводимого через червячный редуктор 4 пневматическим двигателем.

Рычажно-качающиеся ножницы, используемые чаще всего для разрезания выходящей из прокатного стана полосы на мерные длины, имеют паровой или воздушный привод, получающий сигнал на включение от путевого выключателя, приводимого в действие концом движущейся заготовки. Конструктивная схема механизма таких ножниц приведена на рис. 184. Ползун 1 с шарнирно закрепленным верхним ножом может перемещаться поступательно относительно качающейся кулисы 2, на которой неподвижно укреплен нижний нож, и совершать вращательное движение относительно коромысла 3. Движение механизму ножниц от поршня 4 парового или воздушного механизма передается посредством шатуна 5.

Рассматриваемый механизм летучих ножниц работает всегда в режиме эпизодического реверсивного движения, т. е. после получения сигнала на движение, совершив полный цикл движения вперед и назад, механизм автоматически останавливается.

Пневматические механизмы периодического действия с заданным временем цикла применяются в металлургических машинах сравнительно редко. Выше описан один из таких механизмов — подающий аппарат стана пилигримовой прокатки труб, в котором полное время цикла должно быть строго согласовано с временем одного оборота валков. В связи с тем, что в процессе работы механизма в течение цикла имеет место несколько фаз, каждая из которых оказывает некоторое влияние на полное время цикла, автоматизировать синхронизацию работы валков и подающего аппарата затруднительно.

Рис. 184

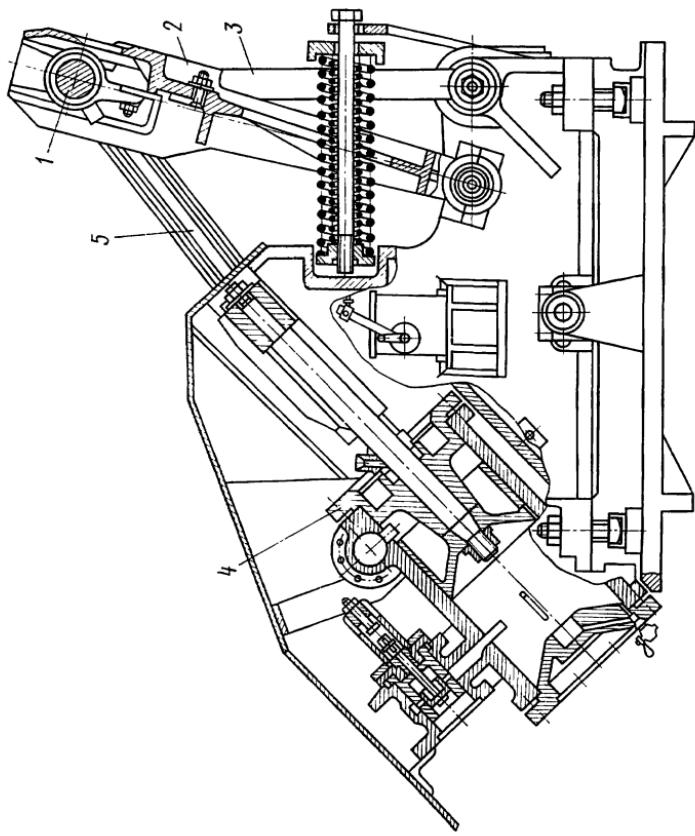
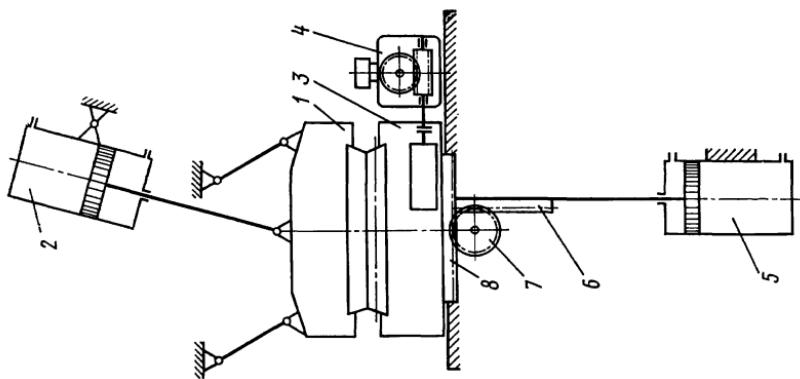


Рис. 183



Механизмы периодического действия с заданной конечной скоростью ведомого звена используются главным образом в качестве механизмов ударного действия или метательных механизмов. В качестве примера рассмотрим схему ударного механизма машины для зацентровки заготовок (рис. 185).

Управление потоком воздуха, поступающего в полости цилиндра 1, производится пластинчатым клапаном 5 и двумя пластинчатыми обратными клапанами 3 и 6. Молоток центральной машины соединяется с воздушной магистралью двухходовым краном 4. Полости цилиндра 1 с воздушной магистра-

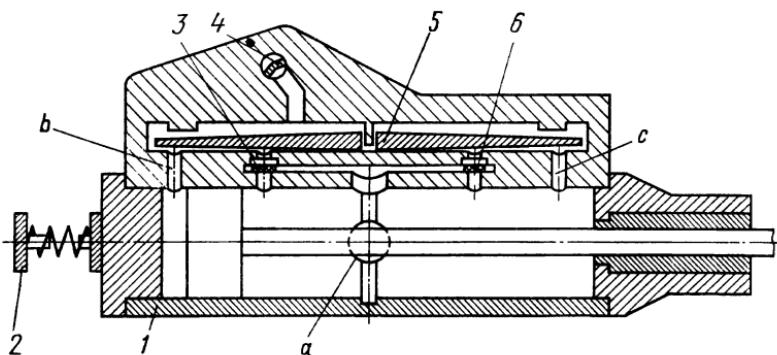


Рис. 185

лью могут быть соединены через каналы *b* или *c* с атмосферой через отверстия, перекрываемые обратными клапанами 3 и 6, и через среднее проходное отверстие *a*. С целью торможения поршня в крайнем положении и смягчения удара его о левую крышку цилиндра в молотке предусмотрены пружины 2. Исходным положением поршня является левое крайнее, в которое он возвращается под действием пружин, действующих на траперсу штока, после отключения цилиндра от магистрали.

Принцип действия механизма следующий. После подключения молотка к магистрали при помощи воздухораспределителя пластиначатый клапан 5 повернется по часовой стрелке и соединит левую полость цилиндра с магистралью. Это произойдет потому, что разность давлений, действующая на правую половину пластиначатого клапана, больше, чем действующая на левую половину клапана, ибо левая полость цилиндра в данный момент замкнута, а правая соединена с атмосферой. Поршень начнет перемещаться вправо, причем воздух из правой полости будет вытесняться в атмосферу сначала через отверстие *a*, а затем — через обратный пластиначатый клапан 6. Клапан 3 закрыт, потому что активная помощь сверху больше, чем снизу, так же, как и давление вследствие дросселирования при проходе воздуха через отверстие *b*.

В результате перекрытия поршнем отверстия обратного клапана 6 давление в правой полости цилиндра повышается. К этому времени левая полость цилиндра уже соединена с атмосферой и поэтому пластинчатый клапан 5 поворачивается под действием разности моментов сил против часовой стрелки. Часть запасенной комплектом деталей поршня кинетической

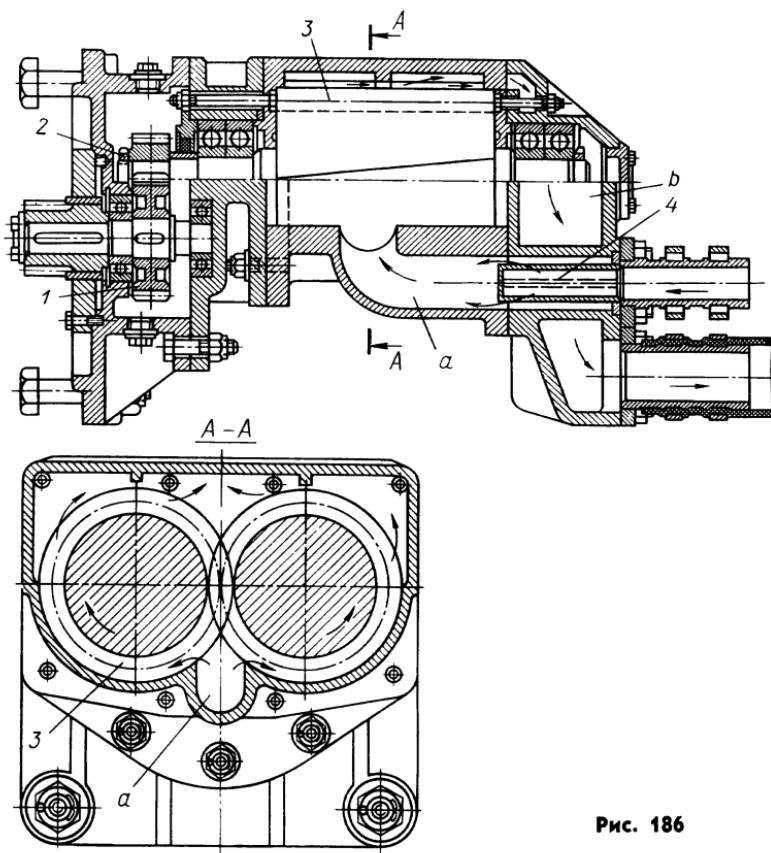


Рис. 186

энергии будет израсходована на пластические деформации центрируемой керном заготовки, поэтому произойдет быстрая остановка поршня в правом положении и начнется его обратное перемещение.

Воздух из левой полости цилиндра теперь будет вытесняться сначала через отверстие *a*, а затем через обратный клапан 3 в атмосферу, а в правую полость поступать из магистрали. После отсечения левой полости от выпускной линии и соединения правой полости через отверстие *a* с атмосферой начнется торможение поршня противодавлением вследствие поворота

клапана 5. Остаток кинетической энергии поршня к моменту удара о подвижную левую крышку цилиндра обращается в потенциальную энергию пружин 2 буфера. Этим заканчивается цикл движения поршня, повторяемый в течение времени, достаточного для образования в заготовке требуемой глубины центрального отверстия. Работа механизма прекращается после отключения полостей цилиндра от магистрали при помощи воздухораспределителя.

Пневматические механизмы роторного типа могут быть использованы для сообщения вращательного движения ведомому звену в пределах некоторого угла, аналогично тому, как это имеет место в гидравлических механизмах, или же для со-

общения ведомому звену непрерывного вращательного движения. В последнем случае механизмы называют пневматическими двигателями. Используются они обычно либо для приведения в действие механизмов, работающих во взрывоопасной среде или в условиях высокой температуры, когда электродвигатели не применимы, либо в случае нерентабельности применения других видов энергии, например электрической и гидравлической.

В практике получили применение пневматические двигатели — шестеренные, лопастные и поршневые. Шестеренные пневматические двигатели выпускаются машиностроительными заводами с непосредственным и дистанционным пуском, реверсированием и остановкой.

На рис. 186 показан шестеренный пневматический двигатель ПШ-30. При подаче сжатого воздуха в камеру *a* (направление потоков воздуха указано стрелками) на косые зубья колес *3* двигателя действует неуравновешенное давление, создающее крутящий момент. Величина последнего может быть определена по уравнению, выведенному для гидравлических насосов. Камера *b* соединена с атмосферой. Для очистки воздуха предусмотрен фильтр *4*. Редуктор двигателя состоит из зубчатых колес *1* и *2*. Воздух быстро расширяется при соединении впадины между зубьями с камерой выпуска воздушной коробки. В процессе работы двигателя энергия воздуха используется не полностью и двигатель работает с шумом. Мощность, развиваемая двигателем, зависит от скорости его вращения.

Более простым по конструкции и имеющим больший к. п. д. является лопастной пневматический двигатель, в котором воз-

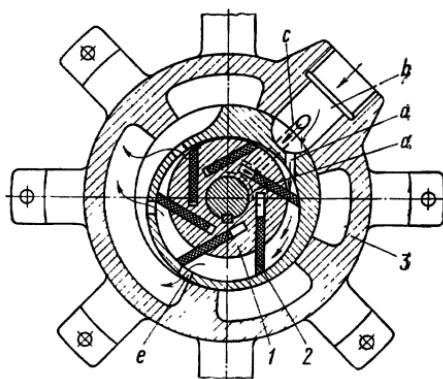


Рис. 187

можно расширение воздуха за счет увеличения объема камеры давления. Принципиальная схема такого двигателя показана на рис. 187. Ротор 1 с тангенциальными лопастями 2 вращается вокруг оси, эксцентричной оси статора 3. При вращении ротора по часовой стрелке воздух поступает через входное отверстие *b* и далее через отверстие *a* — в пространство между лопастями. Отсечка воздуха для камеры наполнения производится лопастью, замыкающей камеру расширения. Выпускные отверстия *e* статора связаны каналами с атмосферой. Плотное касание лопастей с поверхностью статора достигается в результате подвода сжатого воздуха через сверление *c* и паз *d* на торце крышки во внутренние полости пазов ротора для лопастей. Сила прижатия лопастей к поверхности статора в процессе работы двигателя увеличивается за счет центробежной силы инерции лопастей.

ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ

Применение пневматических механизмов во многих случаях ограничивается из-за невозможности управлять по ходу технологического процесса скоростью ведомых звеньев исполнительных механизмов, из-за больших размеров цилиндров в случае необходимости преодоления больших усилий и целым рядом других причин. С другой стороны, хотя гидравлические механизмы легко поддаются управлению, для приведения их в действие необходимы специальные насосы. Положительные качества пневматических и гидравлических механизмов сочетаются в гидропневматических механизмах, вследствие чего они могут найти широкое применение.

Гидропневматические механизмы применяются в случаях, когда для приведения в действие механизма используется сжатый воздух ограниченного давления (не выше 8—10 кгс/см²), а для управления — гидравлические механизмы и аппаратура. В механизмах зажимов, прессов, ножниц и других необходимо создавать высокие давления жидкости, что также легко достигается применением гидропневматических устройств.

На рис. 188 показана схема гидропневматического механизма, позволяющего обеспечить перемещение ведомого звена *b*

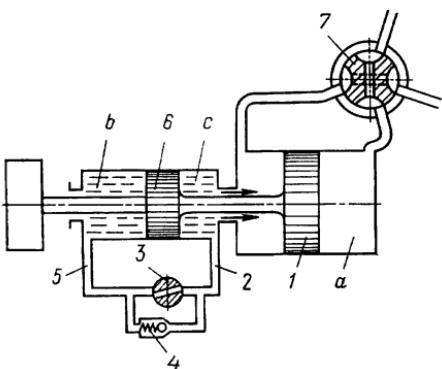


Рис. 188

слева направо с большей скоростью, чем в противоположном направлении, благодаря тому, что жидкость из полости *c* в полость *b* направляется через обратный клапан 4 в обход дросселя 3. При подаче сжатого воздуха в полость *a* пневмоцилиндра поршень 1 движется с малой скоростью, потому что жидкость из полости по трубам 5 и 2 может перетекать в полость *c* только через дроссель 3. Скорость движения звена 6 зависит от нагрузки. Управление механизмом осуществляется краном-пилотом 7.

На рис. 189 показан гидропневматический механизм, состоящий из двух цилиндров, полости которых сообщаются через отверстие в штоке 2. При подводе воздуха в полость *a* жидкость,

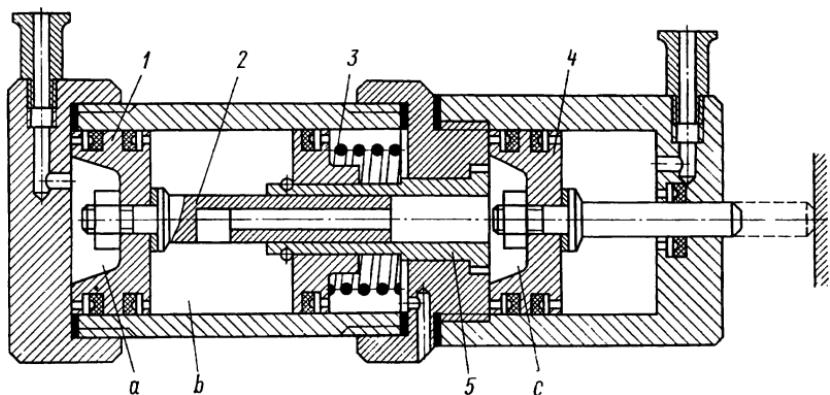


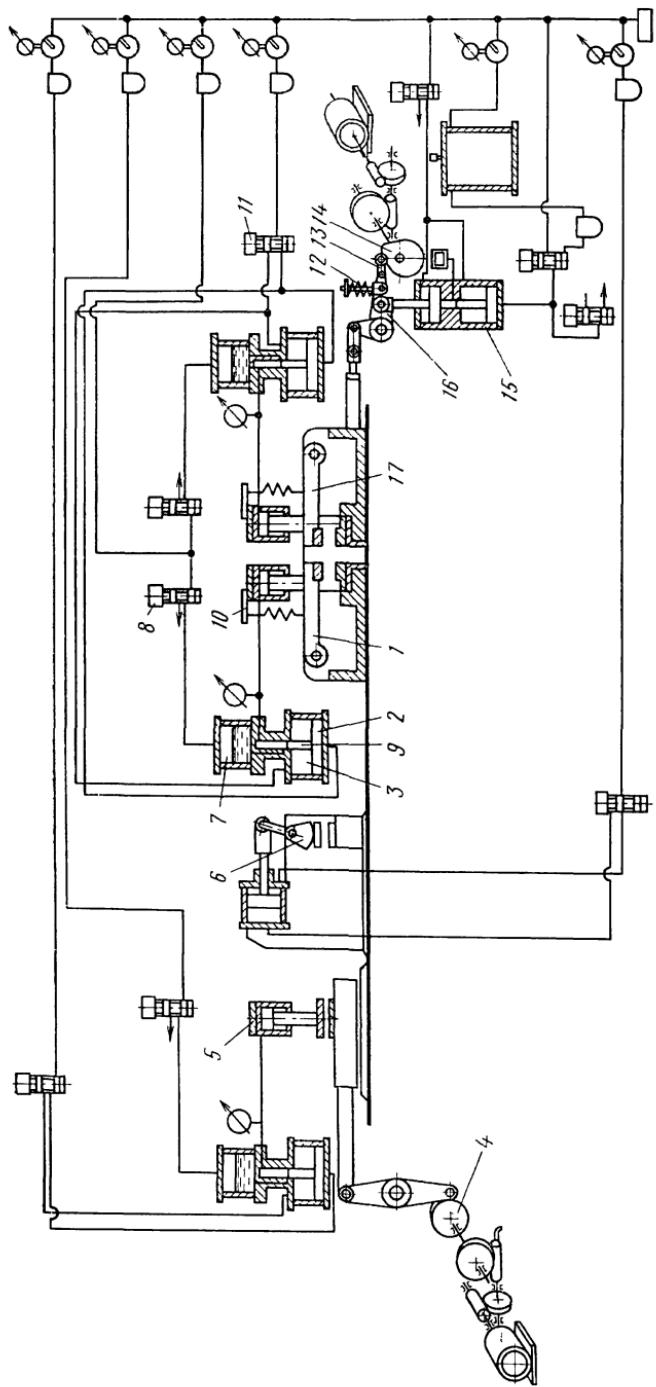
Рис. 189

вытесняемая поршнем 1 из полости *b* через отверстие в штоке 2, поступает в полость *c* и перемещает поршень 4 вправо с большой скоростью до тех пор, пока радиальное отверстие в штоке 2 не будет перекрыто втулкой 5. В дальнейшем перемещение поршня 1 будет сопровождаться сжатием компенсирующей пружины 3, а скорость поршня 4 — регулироваться количеством жидкости, вытесняемой из направляющей втулки 5 штока 2.

Недостатком ряда гидропневматических механизмов является непосредственный контакт жидкости и воздуха, из-за чего могут образоваться «воздушные мешки», уменьшающие надежность работы механизма вследствие растворения воздуха в жидкости, находящейся под давлением, и выделения его после снятия давления.

В станах непрерывной электрической сварки трубстыкование концов ленты производится за время срабатывания накопленного в аккумуляторе запаса ленты, поэтому основной технологический процесс протекает непрерывно.

Рис. 190



На рис. 190 показана принципиальная схема управления механизмами автоматическойстыкосварочной машины, в которой использованы пневмогидравлические механизмы в качестве исполнительных. Машина имеет механизмы неподвижного и подвижного зажима свариваемых концов лент, комбинированный механизм подачи подвижного зажима, прижимающего свариваемые концы лент друг к другу, механизм вертикального перемещения резцов гратоснимателя и механизм протаскивания ленты во время снятия образовавшегося в процессе сварки концов грата.

Все использованные пневмогидравлические механизмы зажима — одного типа, поэтому рассмотрим принцип работы только одного из них. Подвижный рычаг 1 неподвижного зажима, в котором зажимается ровно обрезанный задний конец нарашаиваемой ленты, перемещается вниз под действием поршня гидроцилиндра 10. Жидкость в этот цилиндр может поступать из бачка 7, если в него через электропневматический распределитель 8 поступает воздух и если поршень 2 пневмоцилиндра находится в нижнем положении. Давление жидкости при этом будет равно давлению воздуха в бачке 7. Если доступ воздуха через электропневматический распределитель 11 будет открыт в нижнюю полость цилиндра 3, то плунжер 9 будет вытеснять жидкость сначала в бачок 7, пока не перекроет выпускное отверстие, а затем будет создавать давление жидкости, обеспечивая этим надежное зажатие свариваемого конца ленты.

Работа подвижного зажима 17 протекает аналогично. Предварительное зажатие концов ленты при подаче сигнала давления в бачки происходит независимо, сначала в неподвижном, а затем в подвижном зажиме, а окончательное зажатие — одновременно при посылке электрического сигнала в общий электропневматический распределитель 11, при открытии доступа воздуха в цилиндры 3.

Перемещение влево подвижного зажима при сварке производится с малой скоростью в процессе оплавления концов при помощи кулачка 14, приводимого в движение через редуктор электрическим двигателем и с большой скоростью — при помощи цилиндра 15.

Усилие нажатия кулачка 14 ограничивается пружиной 12, сжимающейся при достижении его предельного значения и позволяющей при этом поворачиваться рычагу 13 относительно коромысла 16.

После завершения сварки и перемещения стыка при помощи тянувших роликов к приспособлению для снятия грата полоса сначала зажимается при помощи гидропневматического механизма 5, затем опускается верхний суппорт 6 с ножом, и наконец, при помощи кулачка 4, приводимого в движение электродвигателем, производится протягивание зажатой полосы через гратосниматель.

Глава III

ВАКУУМНЫЕ ПИТАТЕЛИ

В вакуумных механизмах и приспособлениях в качестве активной движущей силы используется атмосферное давление. В этом случае в полости цилиндра механизма создается вакуум либо в результате соединения его с сосудом, в котором при помощи вакуум-насоса создано разрежение, либо другим способом. В металлургической промышленности вакуумные устройства применяются главным образом в вакуум-питателях листового материала из пакета в жестелудильных автоматах штучного производства, в талькировочных машинах для пересыпки подлежащих отжигу холоднокатанных листов, в линиях контроля и сортировки холоднокатанных листов и в другом оборудовании.

Кроме использования в рабочих машинах, вакуум-насосы находят применение непосредственно в технологических металлургических процессах при восстановлении металлов из руд и химических соединений, при рафинировании металлов возгонкой, при дегазации металлов и пр.

В вакуумной технике различают низкий вакуум, иначе — разреженный газ, соответствующий области давлений от атмосферного примерно до 1 мм рт. ст., средний вакуум, соответствующий области давлений от 1 до 10^{-4} мм рт. ст. и высокий вакуум, при котором давления меньше 10^{-4} (до 10^{-9} — 10^{-10}) мм рт. ст. Вакуум может быть получен различными средствами, способ получения вакуума определяется его величиной.

МЕХАНИЗМЫ ПИТАТЕЛЕЙ

При использовании вакуумных механизмов в качестве вакуумных питателей приходится решать ряд конструктивных трудностей, в частности обеспечение выдачи из пакета по одному листу. При хранении листового материала в пакетах воздух между листами вытесняется, вследствие чего оторвать лист от пакета в нормальном направлении не всегда возможно. «Прилипание» особенно значительно, если на листы попала вода, масло и т. п. В связи с этим при выдаче отдельных листов из пакета необходимо сообщать питателю движение в тангенциальном направлении.

Для автоматической подачи листов жести из стопы в автомат для горячего лужения со встроенными травильными секциями используется сухой вакуумный питатель с присосками, схема которого приведена на рис. 191. В положении вакуумного питателя, показанном на рис. 191, *a* качающееся коромысло *б*, смонтированное на квадратичном валу *1*, прижимает присоску *3*

к верхнему листу стопы 4, лежащей на упругом основании 5, в результате чего воздух из внутренней полости присоски вытесняется в атмосферу через клапан 2 и по периметру касания присоски. Листы в стопе 4 предварительно пересыпают песком, с тем, чтобы они легко отделялись один от другого. При обратном ходе коромысла присоска захватывает верхний лист и перемещает его к приемным плитам 9 (рис. 191, б). При прижатии рычага 8 клапана 2 к неподвижному упору 7 вакуум исчезает и присоска освобождает лист, который затем падает на пальцы 10 подающего ротора 11.

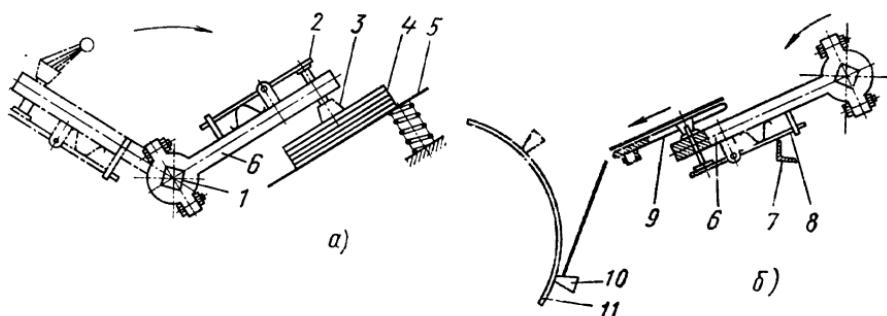


Рис. 191

В машине для сортировки холоднокатаного листа использован комбинированный питатель. При помощи вакуумного питателя с присоской край верхнего листа стопы приподнимается и прижимается к нижней стороне врачающегося магнитного ролика, производящего выдачу листа.

На рис. 192 показан вакуумный питатель, резиновая присоска 1 которого смонтирована на полом стержне 3 с клапаном 2. При открытом положении последнего уничтожается вакуум. Возвратно-поступательное движение питателю сообщается зубчатым сектором 6, сидящим на одном валу с коромыслом четырехшарнирного механизма и зацепляющимся с рейкой на шпинделе 4. Полый стержень 3 питателя относительно шпинделя отжимается вниз пружиной 7. В верхнем положении питателя клапан 2 открывается действием неподвижного упора 5.

В механизмах питателей тальковочной и очистной машин, в которых производится пересыпка листов тальком перед отжигом и последующая их очистка, вакуум в присосках создается при помощи специальных цилиндров с неподвижно укрепленными штоками поршней. Схема механизма такого питателя приведена на рис. 193. Головка 1 питателя имеет в передней своей части две камеры, с каждой из которых соединяются по две присоски 2, имеющие клапаны. Загрузочная головка выполняет

роль шатуна шарнирного параллелограмма, поэтому движется поступательно. Движение головке сообщается от редуктора при помощи стержневого механизма со звеньями 5, 6 и 8. Звено 6 вращается вокруг неподвижной оси. Подъем и опускание

загрузочной головки 1 осуществляется коромыслом 3, приводимым в движение кулачком 4. Внутри головки смонтированы два цилиндра, движущиеся вместе с головкой относительно поршней, штоки которых с неподвижной стойкой связанны шатунами 7. Положение поршней в цилиндре можно регулировать с помощью гаек.

При перемещении питателя вперед создается предварительный вакуум за счет увеличения объема правой камеры цилиндра. После того как присоски расположятся над задним краем стопы листов на подъемном столе, а ролик — во впадине кулачка, головка питателя опускается. В результате нажатия листа на стержень клапана, конец которого располагается внутри присосок, в последних создается вакуум. При дальнейшем продвижении загрузоч-

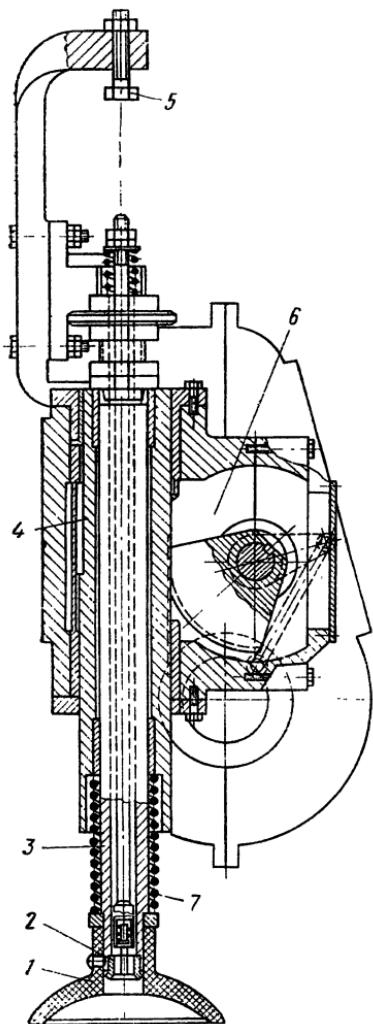


Рис. 192

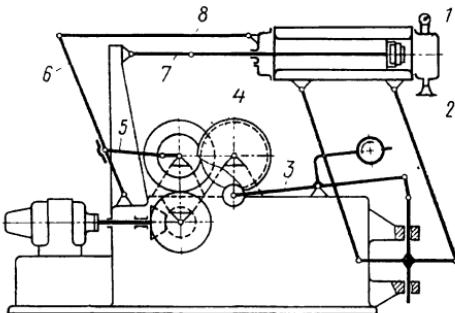


Рис. 193

ной головки вперед к подающим роликам присоски захватывают лист и вместе с головкой приподнимают его. Профиль кулачка выбран таким, что при возврате загрузочной головки в исходное положение присоски с листом не соприкасаются. За полный цикл движения головки питателя кулачок совершает один оборот. После уничтожения вакуума вблизи левого крайнего

положения лист отпадает, клапан присоски закрывается и воздух вытесняется через обратный пластинчатый клапан в головке питателя.

РАСЧЕТ ПРИСОСОК

В процессе подачи листа вакуумным питателем присоски должны создать нормальную и тангенциальную силы определенной величины. Нормальная сила, действующая на транспортируемый лист снизу, создается за счет атмосферного давления, а величина ее определяется перепадом давления и площадью, на которую она действует.

Если вакуум определяет перепад давления Δp , то нормальная сила

$$P^n = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p,$$

где d — средний диаметр кольца соприкосновения присоски с листом.

Тангенциальная составляющая

$$P^t \leq \mu \frac{\pi d^2}{4} \Delta p,$$

где μ — коэффициент трения резины о транспортируемый лист.

В начале движения листа массой m со стороны последнего на присоски действует сила инерции, которую можно разложить на составляющие

$$P_i^n = -ma^n \text{ и } P_i^t = -ma^t,$$

а также момент сил инерции, перераспределяющий реактивное давление присоски на лист, которое зависит от веса и расположения центра тяжести листа относительно присоски. Рассмотрим случай жесткого листа, когда величиной его деформации (изгиба) по сравнению с величиной подъема можно пренебречь.

Условия работы присоски будут наихудшими в начале подъема, когда жесткому листу сообщается нормальное ускорение a^n . Предполагаем, что центр тяжести листа смешен относительно оси присоски, в полости которой создан вакуум с перепадом давления Δp , на величину h_s . В таком случае реактивное давление со стороны присоски на лист распределяется по периметру касания неравномерно.

Если силы прилипания между листами отсутствуют и аэродинамическими сопротивлениями можно пренебречь, то необходимо в уравнение равновесия ввести: силу тяжести $G = mg$ и силу инерции ma^n , приложенные в центре тяжести; равнодействующую избыточного давления

$$P = P^n = \Delta p \frac{\pi d^2}{4},$$

приложенную в центре тяжести поверхности присоски; неравномерно распределенное по периметру касания присоски давление.

Перенеся равнодействующую

$$m(g + a^n) = G \left(1 + \frac{a^n}{g} \right)$$

в центр тяжести опорной поверхности присоски, необходимо приложить к листу еще момент

$$M = h_s G \left(1 + \frac{a^n}{g} \right).$$

Закон распределения давлений по периметру касания присоски в случае жесткого листа можно принять линейным

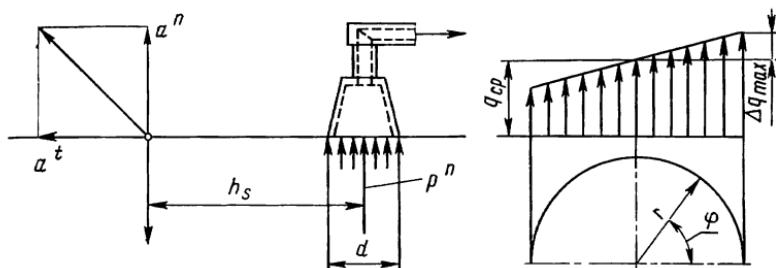


Рис. 194

(рис. 194), а среднее давление, отнесенное к единице длины периметра, равным

$$q_{cp} = \left[\frac{\Delta p \pi d^2}{4} - G \left(1 + \frac{a^n}{g} \right) \right] \frac{1}{\pi d} = \frac{\Delta p d}{4} - \frac{G}{\pi d} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right).$$

Это дает возможность давление в любой точке периметра присоски представить суммой

$$q = q_{cp} - \Delta q_\phi,$$

причем

$$\frac{\Delta q_\phi}{\Delta q_{max}} = \frac{r \cos \varphi}{r} = \cos \varphi.$$

Момент M уравновесится неравномерно распределенным давлением. Величина этого момента

$$M = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \Delta q_\phi r^2 \cos \varphi d\varphi = 4r^2 \Delta q_{max} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi.$$

Выполнив интегрирование в этом уравнении, найдем

$$M = 4r^2 \Delta q_{max} \left[\frac{\pi}{4} + \frac{\sin \pi}{4} \right] = \pi r^2 \Delta q_{max}.$$

Отсюда

$$\Delta q_{\max} = \frac{M}{\pi r^2} = \frac{4h_s G}{\pi d^2} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right).$$

Если $\Delta q_{\max} > q_{\text{ср}}$, то произойдет отрыв листа от присоски, поэтому должно быть всегда $\Delta q_{\max} < q_{\text{ср}}$.

Заменяя Δq_{\max} и $q_{\text{ср}}$ их значениями, найдем соотношение

$$\frac{4h_s G}{\pi d^2} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right) < \frac{\Delta p d}{4} - \frac{G}{\pi d} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right)$$

или

$$\Delta p > \frac{G}{F} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right) \left(\frac{4h_s}{d} + 1 \right),$$

где F — активная площадь присоски.

Отсюда следует, что более целесообразно увеличивать диаметр присоски, чем стремится к созданию большого перепада давления. В случае использования в вакуум-питателе k присосок вес G листа необходимо отнести к каждой из них, т. е.

$$\Delta p > \frac{G}{kF} \left(1 + \frac{a^n}{g} \right) \left(\frac{4h_s}{d} + 1 \right). \quad (150)$$

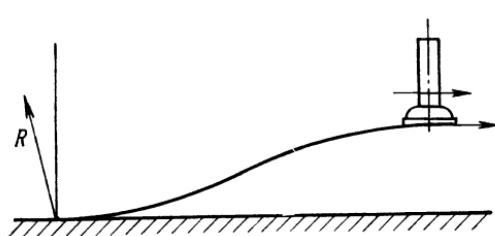


Рис. 195

ходимо, чтобы результирующее сопротивление перемещению листа волоком было меньше силы трения листа о присоску, т. е.

$$\frac{G\mu_1}{2} + \frac{G}{g} a^t < \mu \frac{\pi d^2}{4} \Delta p. \quad (151)$$

При соблюдении условий (150) и (151) присоски будут работать нормально, если происходит слипание листов стопы.

Если необходимо обеспечить выдачу из стопы двух слипшихся листов с тем, чтобы удалить их из потока, в неравенстве (150) вес G необходимо принять для листа двойной толщины.

Определенное из неравенства (150) давление Δp получается несколько завышенным вследствие того, что в действительности присоска изгибается и момент, перераспределяющий давление по периметру, уменьшается.

Глава IV

УПРАВЛЯЮЩАЯ И РЕГУЛИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Пуск, остановку или реверсирование пневматических исполнительных механизмов производят при помощи воздушных распределителей с непосредственным или дистанционным управлением. В последнем случае подача сигнала может быть произведена вручную или же от какого-либо датчика, включенного в цепи управления автоматически действующего комплекса механизмов.

Во многих случаях возникает необходимость в цепь питания пневматического механизма воздухом включить регулирующую аппаратуру, а именно: редукторы давления, позволяющие понизить давление воздуха в магистрали, питающей пневматический механизм; обратные клапаны, позволяющие организовать поток воздуха только в одном направлении; предохранительные клапаны; реле давления и реле времени, подающие сигналы при достижении заданной величины давления или через заданный промежуток времени и др. Кроме того, часто возникает необходимость включать в воздушные коммуникации фильтры для очистки воздуха от пыли, влаги и масла.

Ниже рассматриваются основные и характерные конструктивные типы управляющей и регулирующей аппаратуры пневматических механизмов.

ВОЗДУШНЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ РУЧНОГО УПРАВЛЕНИЯ

В практике нашли применение воздушные распределители ручного и ножного управления кранового, клапанного или золотникового типа.

На рис. 196 показан четырехходовой кран управления с конической пробкой, имеющей два канала *a* и *d*. Воздух, подводимый по магистрали *b*, может быть подан в канал *c* или *f* корпуса крана, связанные с пневматическими механизмами. Канал *e* может быть использован для дачи сигнала давления в другой управляющий механизм, работающий последовательно с механизмом, питаемым воздухом по каналу *c*. Кран может быть использован как трехходовой при заглушенном отверстии *e*. Канал *b* должен быть соединен с цилиндром, *c* — с магистралью, *a* и *f* — с атмосферой.

Пробка крана не имеет фиксированных позиций, поэтому, устанавливая ее в промежуточные положения, можно регулировать проходное сечение для воздуха и, следовательно, дросселировать его. Во избежание значительных утечек воздуха пробка должна быть тщательно притерта к гнезду корпуса.

На рис. 197 показан кран ручного управления с плоским золотником. Воздух от магистрали подводится в пространство над

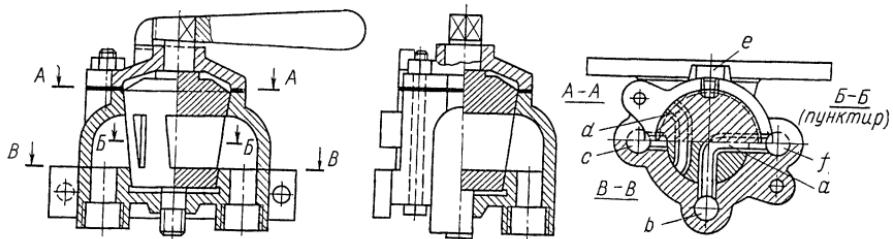


Рис. 196

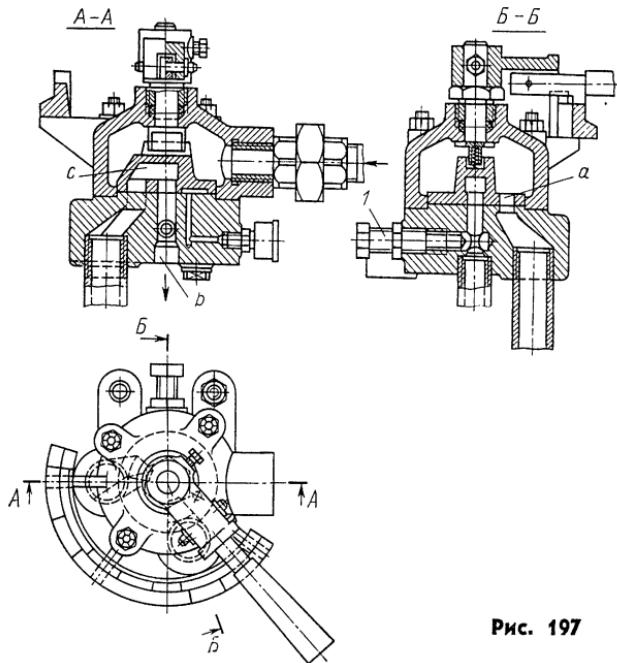


Рис. 197

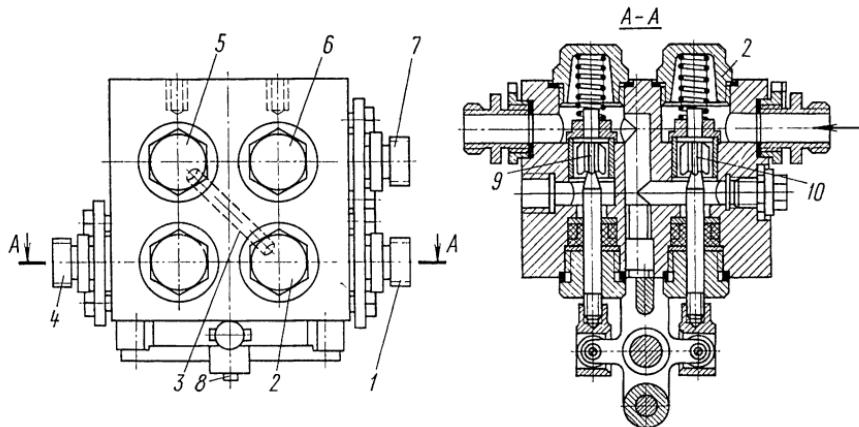


Рис. 198

золотником и в соответствующие каналы может быть подан через отверстия *a* тарелки золотника. Сбрасывание воздуха в атмосферу через центральный канал *b* может быть произведено в результате соединения соответствующей магистрали с атмосферой при помощи канала *c* в золотнике. При большом давлении воздуха в магистрали трение золотника о зеркало может быть значительным, что затрудняет управление. Винт *I* служит для дросселирования сбрасываемого в атмосферу воздуха.

Ручной воздухораспределитель клапанного типа (рис. 198) позволяет подавать воздух в одну из полостей цилиндра при одновременном сбрасывании воздуха в атмосферу из другой полости или же осуществлять отсечку полостей цилиндра от воздушной магистрали и атмосферы одновременно. Воздух из воздухосборника подается через штуцер *I* в камеры над клапанами, расположенными под пробками *2* и *5*. Эти камеры соединены между собою каналом *3* (показан штриховой линией).

Нижняя полость клапана *10* каналами соединяется с верхней полостью клапана *9*. Аналогично нижняя полость клапана, расположенного под пробкой *5*, соединяется с верхней полостью клапана, расположенного под пробкой *6*. Подача воздуха в полости цилиндра производится через штуцеры *4* и *7*. Если рычаг *8* управления находится в правом положении, воздух из одной полости цилиндра через штуцер *4* выпускается в атмосферу, а в другую полость нагнетается через штуцер *7*. При перемещении рычага *8* в крайнее левое положение происходит изменение направления движения воздуха; когда рычаг находится в среднем положении, происходит отсечка полостей цилиндра.

Пневматический распределитель ручного управления с кулачковым механизмом перемещения клапанов, отличный от рассмотренных выше, показан на рис. 199. Здесь распределительный валик *1* с рукояткой *2* управления все время отжимается влево пружиной *7* с целью устранения утечки воздуха. Клапаны *4* и *5* поднимаются при повороте вокруг неподвижных осей коромысел *3* и *6* под действием кулачков на валике *1*. Воздух под давлением подводится к штуцеру *8* и при открытом клапане *5* из верхней камеры *a* проходит в камеру *c*, а затем через штуцер *9* (показан штриховой линией) — в цилиндр пневматического механизма. При открытом клапане *4* камера *c* и нижняя камера *a* сообщаются между собою и воздух через отверстие *b* из полости цилиндра выпускается в атмосферу.

Наличие сжатого воздуха в какой-либо полости цилиндра при отключении ее от магистрали и атмосферы, т. е. в случае ее запирания, вызывает перемещение поршня до тех пор, пока силы, действующие на него с разных сторон, не уравновесятся. Поэтому при необходимости остановить поршень в некотором промежуточном положении воздух из обеих полостей цилиндра нужно выпустить. Такого вида управление можно осуществить клапанным распределителем, показанным на рис. 200.

Камера крышки 1, соединенная с ресивером, от камеры верхней половины корпуса 2 отделяется плоскими чашеобразными клапанами 6 с резиновой прокладкой. Клапаны к седлам прижи-

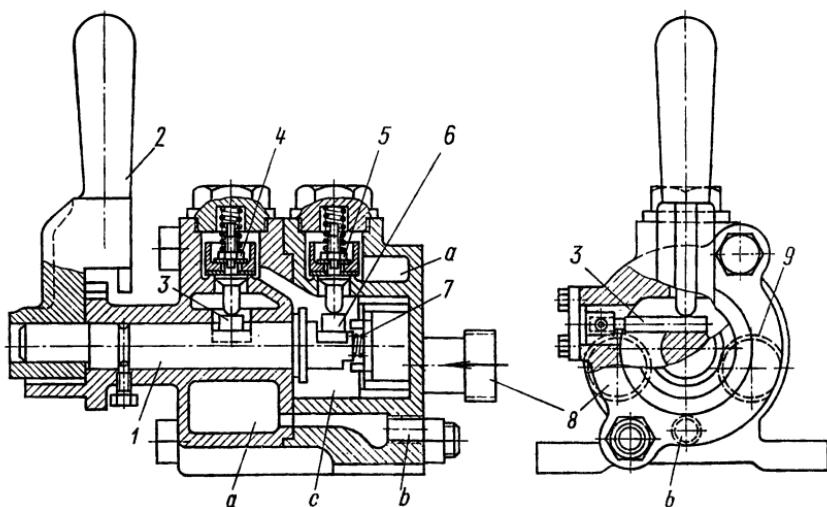


Рис. 199

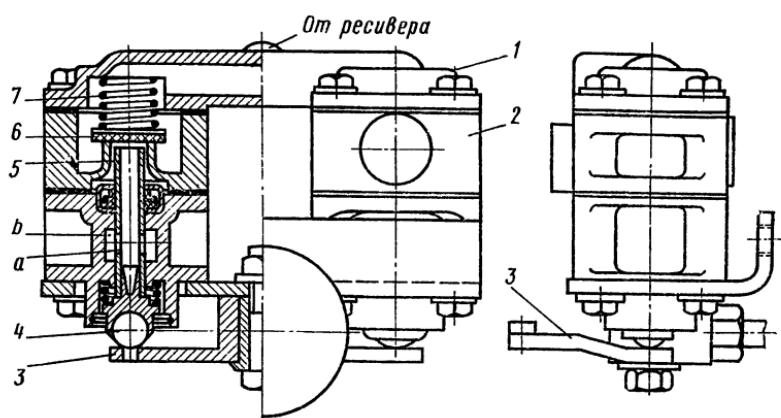


Рис. 200

маются пружинами 7. Сектор 3, связанный с рукояткой, имеет скосы, сообщающие через шарики 4 перемещение полым толкателям 5, имеющим радиальные отверстия *a*, через которые камеры корпуса 2 соединяются с камерами *b* нижней половины корпуса и, следовательно, с атмосферой. При подъеме толкателя 5 сначала клапан 6 перекрывает отверстие полого толкателя,

отключая при этом полость цилиндра от атмосферы, а затем, поднимая клапан 6, соединяет полость цилиндра с ресивером. Располагая соответствующим образом выступы на секторе, можно осуществить различную программу управления пневматическим механизмом.

При ручном управлении пневматическими механизмами в ряде случаев возникает необходимость осуществлять плавное включение (например, пневматических фрикционных муфт) или же изменять скорость перемещения ведомого звена механизма. Удовлетворить это требование можно путем уменьшения давления на входе в цилиндр. Принципиально почти каждый из рассмотренных выше пневматических распределителей позволяет редуцировать давление воздуха, однако это связано с малыми перемещениями рукоятки и практически трудно осуществимо. Перемещения рукоятки можно увеличить и, следовательно, распределитель сделать более чувствительным к изменению давления на входе в полость цилиндра, введением упругого звена между рукояткой и клапаном. Такого рода распределитель, получивший название распределителя следящего действия, показан на рис. 201.

Камера b, соединенная с пневматическим цилиндром, может сообщаться с выпускным отверстием a через осевое и радиальное отверстия стакана 6, укрепленного на резиновой диафрагме 1, или же с ресивером через отверстие c при открытом впускном клапане 2 на стержне. Предварительное натяжение рабочей пружины 5 осуществляется винтом 3. При воздействии рычага управления на головку 4 стакан 6, перемещаясь вниз, деформирует сначала диафрагму 1, перекрывает выпускное отверстие и затем открывает впускной клапан. Соотношение перемещений головки 4 и впускного клапана 2 зависит от соотношения жесткостей пружин и их предварительного натяжения.

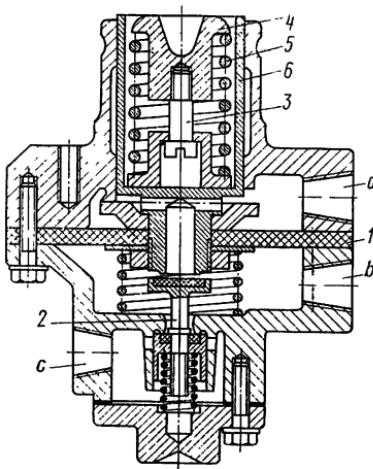


Рис. 201

ВОЗДУШНЫЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ДИСТАНЦИОННОГО И АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Воздушные распределители дистанционного и автоматического управления могут быть клапанные и золотниковые с пневматическими, электрическими и электропневматическими сигна-

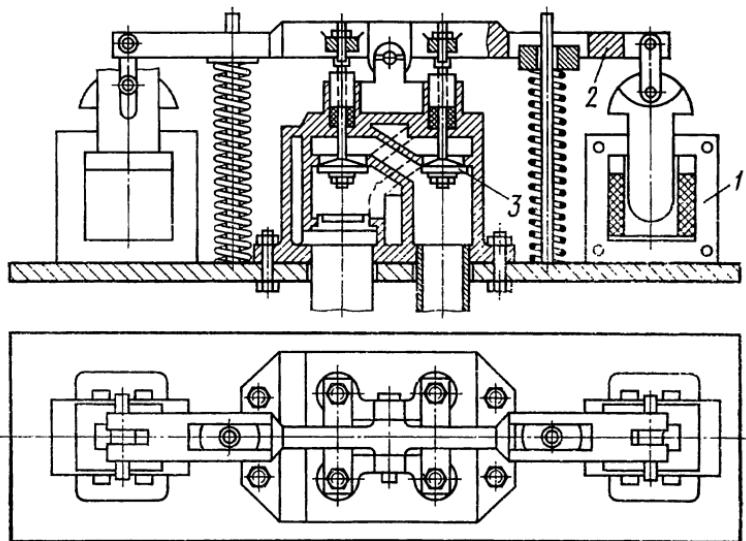


Рис. 202

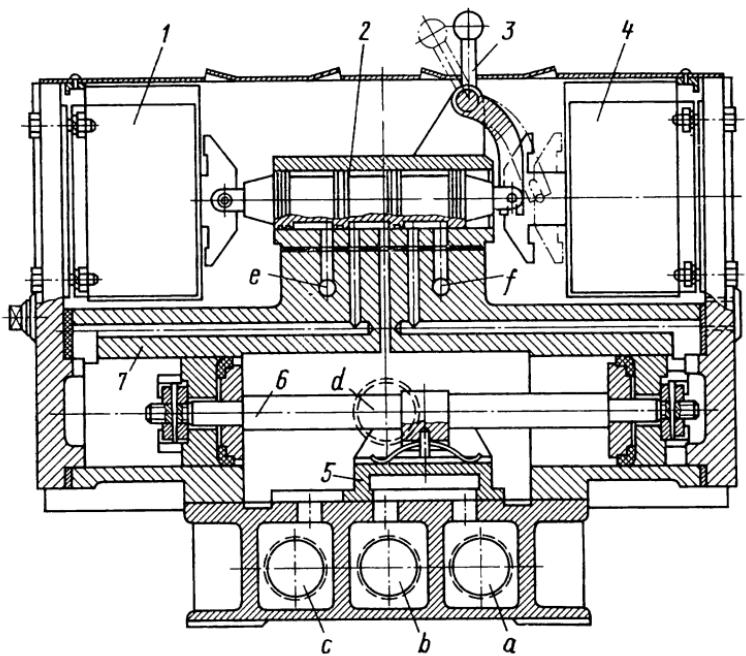


Рис. 203

лами. Выбор типа командного сигнала — пневматического или электрического — зависит от общей системы управления комплекса механизмов, т. е. от типа применяемого командоаппарата, аппаратуры путевого управления, вида датчиков контрольных, защитных или каких-либо иных сигналов. Электропневматические сигналы воздушным распределителям подаются в тех случаях, когда перемещение распределительного органа сопровождается большими сопротивлениями и для их преодоления потребовались бы электромагниты большой мощности. Электрический сигнал в этом случае подается на включение пневматического сервомеханизма, перемещающего распределительный орган.

На рис. 202 показан пневматический распределитель с электрическим управлением. Команда с пульта управления или от какого-либо командного аппарата подается в электромагниты 1, которые поворачивают рычаг 2, воздействующий на клапаны 3. Два электромагнита позволяют соединить напорную магистраль с одной из двух полостей цилиндра (вторая соединяется в это время с атмосферой) или же перекрыть все ходы при выключенных электромагнитах.

В пневматических распределителях с комбинированным управлением первичным сигналом является электрический, а вторичным — пневматический. При подаче напряжения в электромагниты приводятся в действие клапаны или золотники пневматического сервомеханизма, сообщающего движение основному распределительному органу. В рассматриваемом случае применяется золотниковое и клапанное распределение.

На рис. 203 показан пневматический распределитель с плоским золотником. В распределителе сигнал подается в электромагниты 1 или 4, в результате чего управляющий золотник 2 перемещается в левое или правое положение. Командное давление из камеры *d*, связанной трубопроводом с воздухосборником, подается соответственно в правую или левую полость цилиндра 7 управления, в результате чего плоский золотник 5, прижимаемый к зеркалу давлением воздуха, перемещается влево или вправо вместе со штоком 6, соединяя одну из полостей цилиндра с воздушной магистралью. Воздух в полости цилиндра подается через отверстия *c* и *a*, а сбрасывается в атмосферу через отверстие *b* воздушной коробки. Каналы *e* и *f* позволяют выпустить воздух из полостей управляющего цилиндра в атмосферу. Распределитель позволяет осуществлять, кроме дистанционного или автоматического, ручное управление при помощи рукоятки 3.

Для управления пневматическими механизмами применяется ряд электропневматических клапанов, обеспечивающих управление по различным программам.

На рис. 204, *a* показана конструкция трехходового соленоидного клапана, позволяющего после подачи напряжения в соленоид подводить воздух под определенным давлением в цилиндр.

После обесточивания катушки соленоида давление в цилиндре исполнительного механизма поддерживается постоянным до тех пор, пока не будет дан электрический сигнал на выпуск воздуха в атмосферу. Достигается это следующим образом. При включении катушки соленоида 1 при помощи кнопки в случае ручного

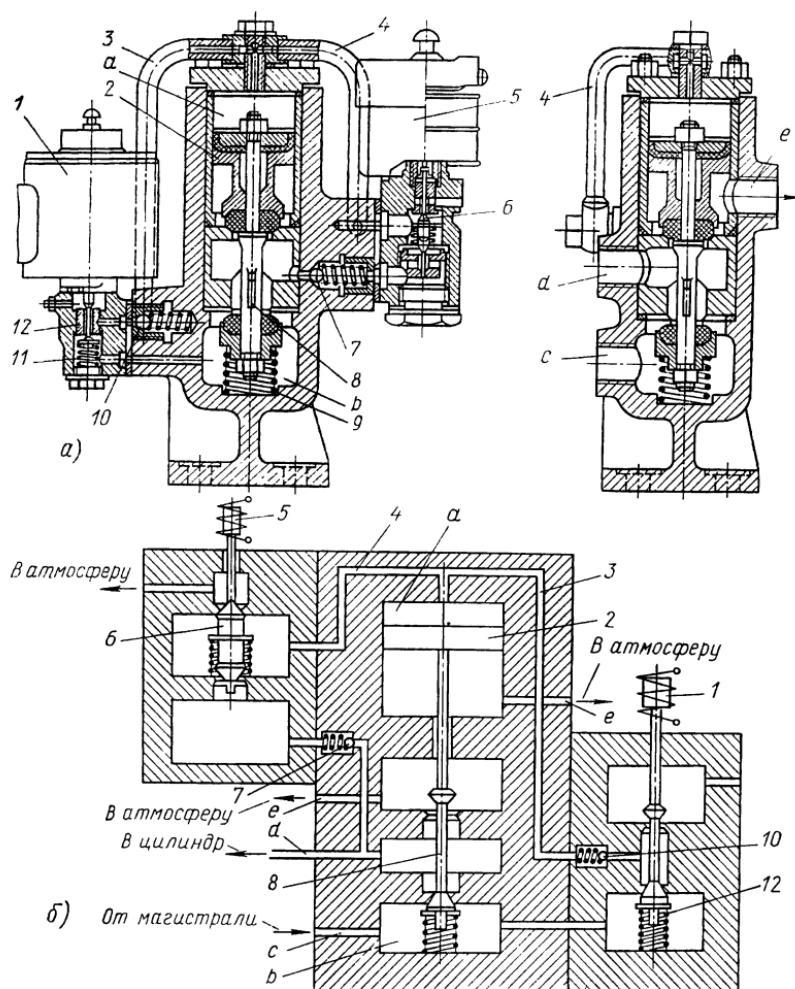


Рис. 204

дистанционного управления или контактами реле в случае автоматического управления (например, путевого) клапан 12 соленоида соединяет полость *b* с полостью *a* через обратный клапан 10 и трубку 3. Под давлением воздуха на поршень 2 клапана 8 по-

следний опускается вниз, соединяя питающую магистраль с через трубопровод d с цилиндром. При обесточивании катушки включающего соленоида клапан 12 поднимается пружиной 11 и отключает полость a . Шарик обратного клапана 10 , изготовленный из специальной резины, перекрывает эту полость и исключает падение в ней давления. Однако вследствие утечек давление на поршень золотника может уменьшиться.

В случае понижения давления ниже определенного уровня оно будет восстановлено вследствие срабатывания обратного клапана 7 , через который воздух по трубке 4 попадает в полость

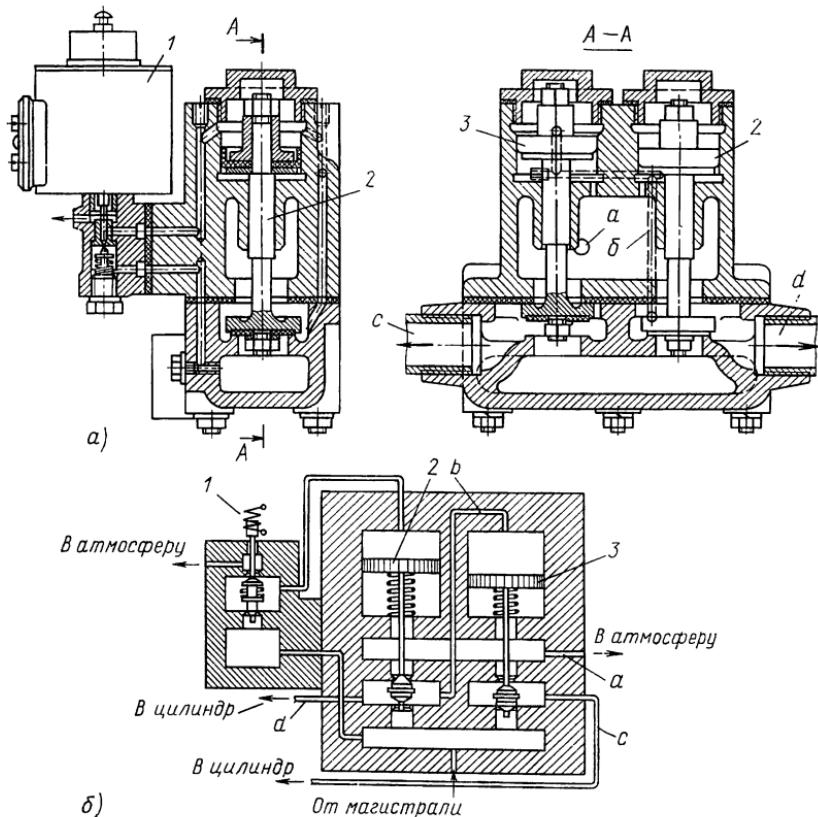


Рис. 205

a. Таким образом происходит самоблокирование клапана при обесточивании катушки включающего соленоида 1. Выключение клапана производится при помощи выключающего соленоида 5, клапан 6 которого опускается, открывая выход воздуху из полости a по трубке 4 и далее через выпускное отверстие выключающего соленоида — в атмосферу. Под действием пружины 9 кла-

пан 8 поднимается вверх, отключая питающую магистраль от цилиндра исполнительного механизма и соединяя его одновременно через отверстие *e* с атмосферой.

Клапаны этого типа могут быть изготовлены для питания воздухом одной полости цилиндра. Возврат поршня в исходное положение может производиться под действием груза или давления воздуха, управляемого аналогичным клапаном. Принципиальная схема клапана с разверткой ходов показана на рис. 204, б.

В четырехходовом соленоидном пневматическом клапане (рис. 205, *a*), принципиальная схема которого показана на рис. 205, *б*, при помощи соленоида осуществляется реверсивное движение исполнительного механизма. При включенном соленоиде 1 рабочее давление подается на поршень клапана 2, в результате чего правая полость цилиндра исполнительного механизма через штуцер сообщается с атмосферой. Вместе с этим полость над поршнем клапана 3 соединяется посредством канала *b* также с атмосферой (отверстие *a*), клапан 3 поднимается и левая полость цилиндра через штуцер *c* сообщается с магистралью. При выключенном соленоиде 1 поршень клапана 2 под действием давления воздуха в магистрали поднимается вверх, сообщая правую полость цилиндра с магистралью сжатого воздуха. Одновременно сжатый воздух по каналу *b* подается в полость над поршнем клапана 3, отжимая его вниз, в результате чего правая полость цилиндра сообщается с атмосферой. Таким образом, при включенном соленоиде сжатый воздух подается в правую полость цилиндра, а при выключенном соленоиде — в левую.

ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

В системах питания воздухом пневматических механизмов в ряде случаев возникает необходимость обеспечить движение воздуха только в одном направлении. С этой целью устанавливают обратные клапаны либо в самом пневматическом механизме, как это уже указывалось ранее, либо включают их в виде отдельных агрегатов в воздушные магистрали, подводящие воздух к полости пневматических цилиндров. На рис. 206 показаны два обратных клапана — шариковый (рис. 206, *а*) и с коническим седлом (рис. 206, *б*). Плотность прилегания шарика или конического клапана к седлу обеспечивается давлением воздуха при изменении направления его потока. Шариковый клапан может быть использован при сравнительно небольших расходах воздуха. В обратном клапане с коническим седлом давление во внутреннюю полость клапана передается через радиальные сверления.

Для пропускания воздуха при большом расходе используется пластинчатый клапан (рис. 207), в котором при движении воз-

духа в направлении, указанном стрелкой, держатель 3 клапана 2 поворачивается вокруг оси 4, укрепленной в корпусе 1. Плотное прилегание клапана к седлу при снятии давления слева обеспечивается благодаря наличию зазора между отверстием в держателе 3 и стержнем клапана 2, а также кожаным кольцом 5, запрессованным в торец клапана 2.

В некоторых случаях возникает необходимость в одну и ту же магистраль (или полость цилиндра исполнительного пневматического механизма) подавать воздух под давлением из двух источников, причем по условиям работы при питании воздуха

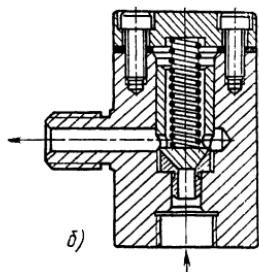
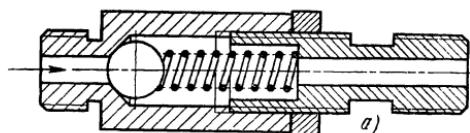


Рис. 206

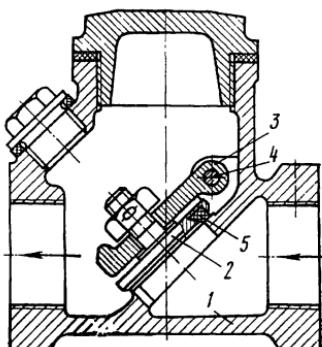


Рис. 207

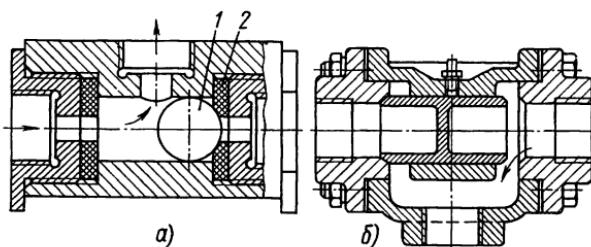


Рис. 208

от одного источника второй должен быть отсечен (например, воздух заперт в полости цилиндра).

Управление такого вида обеспечивает двойные обратные клапаны, два типа которых показаны на рис. 208. У шарикового клапана (рис. 208, а) при движении воздуха в направлении, указанном стрелками, шарик 1 прижимается к правому седлу 2 и отсекает правую магистраль. При этом давление на шарик спра-

ва должно быть меньше, чем слева. Работа клапана с коническим седлом (рис. 208, б) аналогична.

В ряде механизмов металлургических машин с пневматическим приводом движение в одну сторону осуществляется за счет потенциальной энергии сжатого воздуха, а в другую — за счет потенциальной энергии противовесов (или деталей машины) или пружины. Если воздух из полости цилиндра будет выпускаться непосредственно в атмосферу, то в конце хода неизбежен удар движущихся деталей об ограничитель.

В результате такого режима работы механизм будет расстраиваться, что и имеет место в механизмах подъема крышек и др. Во избежание удара деталей можно включить в напорную магистраль комбинированный обратный клапан (рис. 209), в котором канал *a* соединяется с полостью цилиндра, а канал *b* — с пневмораспределителем. При подаче в цилиндр воздуха он без заметного сопротивления проходит через обратный шариковый клапан 1. При опорожнении полости цилиндра воздух проходит через дроссель 2. Регулировкой последнего можно получить желаемую скорость посадки детали на ограничитель.

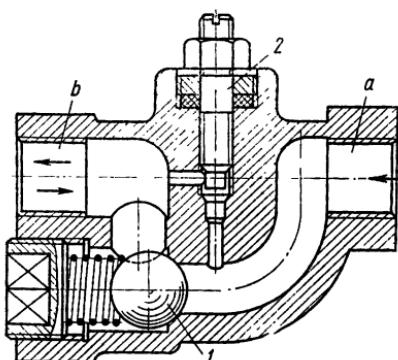


Рис. 209

Редукторы давления предназначены для снижения давления воздуха в сетях, питаемых от источника высокого давления (например, баллона), или при подаче воздуха в отдельные пневматические механизмы, работающие на воздухе пониженного давления из общей магистрали. В редукторе давления имеется дросселирующий клапан, положение которого, а следовательно, и величина проходного сечения зависят от давления в сети после редуктора. Как правило, редукторы давления позволяют изменять, в зависимости от потребности, величину давления в сети путем регулировки сжатия пружины клапана. Колебания давления воздуха при изменении его расхода будут тем меньше, чем меньше жесткость пружины и чем большее ее предварительное натяжение. При этих условиях перемещение клапанов в направлении сжатия пружины, появляющееся в результате уменьшения давления со стороны подачи воздуха или увеличения расхода воздуха, не вызовет заметного изменения силы упругости пружины, а следовательно, и давления воздуха, ее уравновешивающего.

РЕДУКТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

На рис. 210 показан одноступенчатый редукционный клапан с дросселем 2, который исключает возможность быстрого перемещения клапана 1 при резком изменении расхода воздуха. Если за редукционным клапаном установлен пневмораспределитель, управляющий потоком воздуха, то при перекрытом ходе воздуха давление за редуцирующим клапаном устанавливается наибольшим и клапан 1 в это время перекрыт. При открытии пневмораспределителя для пропуска воздуха давление его, действующее на мембрану клапана, резко падает. Если нет дросселя, то в результате быстрого снятия нагрузки с подпружиненной мембранны последняя может колебаться, что нежелательно. Дроссель 2, разделяющий камеру мембранны 3 и полость клапана с регулируемым давлением, выполняет роль демпфера. При резком

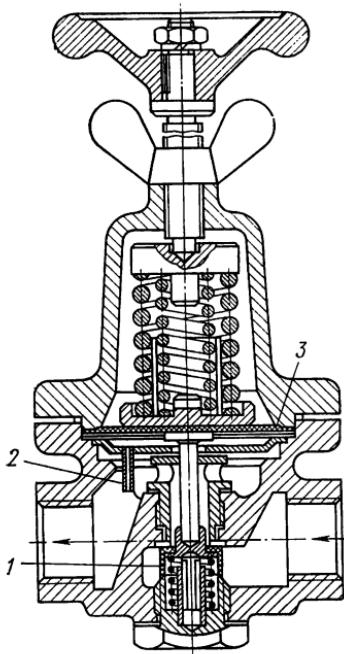


Рис. 210

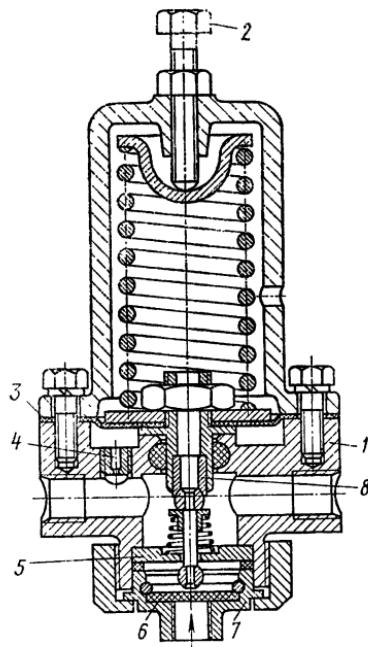


Рис. 211

изменении давления в полости с регулируемым давлением (например, при уменьшении давления) истечение воздуха из камеры мембранны, а следовательно, и уменьшение давления в ней будут зависеть от величины проходного сечения дросселя 2.

На рис. 211 показан одноступенчатый редукционный клапан, в котором, помимо плавного изменения давления при помощи дросселя 4 в камере, образованной мембранны 3 и корпусом 1,

предусмотрена возможность сбрасывания воздуха в атмосферу через отверстие во втулке 8 при резком увеличении давления сверх установленного. В этом случае клапан перекрывает в диафрагме 5 отверстие, через которое поступает воздух высокого давления, подведенный к штуцеру 7 и очищенный фильтром 6, а отверстие во втулке 8 открывает. Предварительное сжатие пружины, воздействующей на мембранию 3, осуществляется винтом 2.

СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Для соединения элементов неподвижных трубопроводов применяют обычные фитинги (муфты, угольники, тройники и пр.) с надежным уплотнением, исключающим утечки воздуха в процессе работы. Более сложной задачей является подвод сжатого воздуха к пневматическим механизмам, установленным на движущихся деталях, например подъемно-качающихся столах и др.

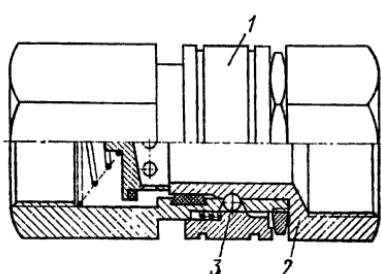


Рис. 212

Если перемещения пневматических цилиндров невелики и позволяют условия их работы, то для подвода воздуха используют специальные резиновые шланги с многослойным кордовым плетением.

Для быстрого соединения и демонтажа воздушных коммуникаций используют специальные соединения. На рис. 212 показано разъемное соединение шлангов,

которое можно быстро собирать и разбирать. Для разъединения концов шлангов достаточно наружное кольцо 1 несколько сдвинуть вдоль оси шланга; это дает возможность шарикам 3 выйти из кольцевой расточки на внешней поверхности втулки 2, после чего она может быть свободно вынута из соединения.

Поскольку в условиях высокой температуры и при наличии горячей окалины пользоваться резиновыми шлангами для подвода воздуха нельзя, воздух к цилиндру, укрепленному на подвижной детали, подается: а) при помощи двух отрезков труб, соединенных между собой шарнирно и присоединенных один к неподвижному штуцеру, а другой — к подвижному при помощи поворотных угольников, имеющих надежное уплотнение, или б) через полую ось вращения при помощи специального поворотного соединения.

Г л а в а V

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

СКОРОСТЬ ИСТЕЧЕНИЯ И РАСХОД ВОЗДУХА ИЗ РЕЗЕРВУАРОВ ОГРАНИЧЕННОЙ ЕМКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ

Полости цилиндров пневматических механизмов можно рассматривать как резервуары ограниченной постоянной или переменной емкости, образуемые стенками цилиндра, днищем и поршнем. В процессе работы происходит истечение воздуха через отверстия или наполнение данной емкости. Площадь проходного сечения воздухораспределительных устройств может в процессе изменения состояния газа оставаться постоянной, однако в ряде случаев приходится считаться с ее изменением, что значительно усложняет расчет.

Наиболее простым является случай расчета, когда истечение (или наполнение) происходит через отверстие постоянного проходного сечения из резервуара постоянного объема в пространство неограниченной емкости, давление в котором поддерживается постоянным. Это имеет место в пневматических механизмах в подготовительной фазе, когда в рабочей полости давление возрастает в процессе наполнения до величины, достаточной для трогания поршня с места, а из камеры противодавления происходит истечение воздуха в атмосферу. В дальнейшем, с момента трогания поршня с места истечение и наполнение полостей цилиндра происходят при переменном объеме.

Скорость газа при истечении и наполнении резервуара зависит от ряда факторов, в частности — от характера процесса истечения. Вследствие того, что процесс истечения протекает быстро и заметного теплообмена газа и стенок резервуара не может быть, его следует считать адиабатическим. В то же время необходимо считаться с потерями энергии в процессе истечения воздуха через отверстия.

Скорость воздуха в резервуаре постоянного объема (рис. 213) равна нулю. В процессе истечения воздуха происходит потеря некоторой доли энергии на внутреннее трение, зависящей от скорости. Принято считать, что эта потеря пропорциональна кинетической энергии. В связи с этим уравнение энергетического баланса можно записать в виде

$$\frac{c^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} + \xi \frac{c^2}{2g} = 0, \quad (152)$$

где c — скорость, которую приобретает воздух в струе;
 ξ — коэффициент потерь;

g — ускорение силы тяжести;

γ — объемный вес; для воздуха $\gamma = 1,293$ кгс/см³ при температуре 0° С и давлении 760 мм рт. ст.

Отсюда скорость

$$c = \varphi \sqrt{2g \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma}}, \quad (153)$$

где φ — коэффициент скорости;

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi^2}}.$$

Скорость истечения воздуха зависит от характера процесса. При малом перепаде давлений во время истечения процесс можно полагать изохорическим (например, при расчете диафрагм для измерения расхода газа). В рассматриваемом случае процесс следует считать адиабатическим, поэтому

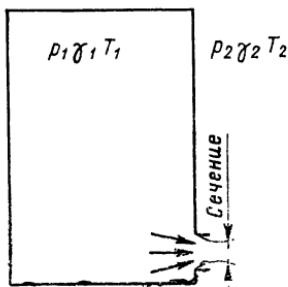


Рис. 213

$$\frac{p_1}{\gamma_1^k} = \frac{p_2}{\gamma_2^k} = \frac{p}{\gamma^k}.$$

Отсюда

$$\gamma = \gamma_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (154)$$

где $k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель адиабаты (c_p — теплоемкость при постоянном давлении; c_v — теплоемкость при постоянном объеме).

Заменив в уравнении (153) γ его значением из выражения (154) и интегрируя, найдем

$$c = \varphi \sqrt{2g \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{\gamma_1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}} = \varphi \sqrt{\frac{2gp_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{k}{k-1}}.$$

Окончательно уравнение примет вид

$$c = \varphi \sqrt{\frac{2k}{k-1} V g R T_1} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (155)$$

где $V g R T_1 = a_{T_1}$ — скорость звука в воздухе при данной температуре (R — газовая постоянная; для воздуха $R = 29,27$ кгс·м/кг·град; T_1 — абсолютная температура).

Весовой расход Q воздуха определяется скоростью c его истечения. Вследствие того, что струя воздуха по выходе из сосуда

с давлением p_1 в пространство с давлением p_2 претерпевает сужение, при определении весового расхода необходимо это учесть, т. е. принять

$$Q = \omega f \gamma_2 c,$$

где ωf — площадь струи в сечении, в котором скорость принимает значение c ;

ω — коэффициент сужения струи;

f — площадь сечения выходного отверстия с острыми кромками.

Заменив c его значением из уравнения (155) и введя коэффициент расхода $a = \varphi \omega$, найдем

$$Q = af\gamma_2 a_{T_1} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Взяв вместо объемного веса γ_2 объемный вес γ_1 , воспользовавшись для этого соотношением $\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$, найдем

$$Q = af\gamma_1 a_{T_1} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (156)$$

Весовой расход Q воздуха, протекающего через отверстие сечением f , является функцией отношения давлений $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon$.

При некотором значении ε весовой расход достигает максимума, а скорость — критического значения.

Если ввести ε и обозначить в уравнении (156) через ψ выражение

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \quad (157)$$

то нетрудно видеть, что скорость истечения и весовой расход воздуха целиком зависят от ψ .

Максимальный расход Q соответствует ψ_{\max} . Взяв производную ψ по ε из формулы (157) и приравняв ее нулю, найдем ε_{kp} :

$$\varepsilon_{kp} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (158)$$

При критическом значении ε будем иметь $\psi = \psi_{\max}$.

Если, например, $k = 1,41$, то, воспользовавшись уравнением (158), найдем критическое значение отношения давлений $\frac{p_2}{p_1}$, т. е. $\varepsilon_{kp} = 0,528$.

При давлении в опоражниваемом пространстве выше критического, т. е. при $p_1 > \varepsilon_{kp} p_2$, режим истечения будет надкритический, характеризуемый постоянством скорости истечения и весового расхода при условии сохранения p_1 , γ_1 и T_1 постоянными. Коэффициент ψ для надкритического режима остается постоянным:

$$\psi_{\max} = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Критическая скорость

$$c_{kp} = \varphi \sqrt{gRT_1} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \varphi a_{T_1} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}$$

и критический расход воздуха

$$Q_{kp} = \alpha f \gamma_1 \sqrt{gkRT_1} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

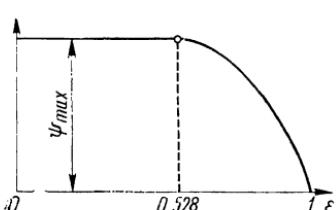


Рис. 214

Если давление воздуха в резервуаре ниже критического, т. е. $p_1 < \varepsilon_{kp} p_2$, то коэффициент ψ переменный и может быть определен из выражения (157).

Из графика изменения коэффициента ψ в функции ε (рис. 214) следует, что при $0 < \varepsilon < 0,528$ коэффициент ψ остается постоянным, а при $\varepsilon_{kp} < \varepsilon < 1$ коэффициент ψ изменяется от ψ_{\max} до нуля.

Из изложенного следует, что процесс опорожнения резервуара, начавшийся при относительно высоких давлениях, т. е. при надкритическом режиме, при уменьшении давления переходит в подкритический режим. Расчетные уравнения для надкритического режима истечения значительно проще, чем для подкритического.

Изменение состояния остатка воздуха в резервуаре зависит от скорости опорожнения последнего и интенсивности теплообмена газа с его стенками. Вследствие плохой теплопроводности воздуха процесс будет ближе к адиабатическому, чем к изотермическому; в противном случае его следует полагать политропическим, выбрав значение показателя n политропы в пределах $k \geq n > 1$. При исследовании и проектировании пневматических механизмов чаще всего применимы значения n , заключенные в указанных пределах.

ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В РЕЗЕРВУАРЕ

Параметры состояния воздуха в полости цилиндра при истечении или наполнении можно установить, зная закон изменения состояния и начальное значение параметров. Весовой расход воздуха за время dt можно представить равенством

$$dG = Qdt = \alpha \sqrt{gp_1\gamma_1} \psi dt. \quad (159)$$

Приняв во внимание, что процесс изменения состояния остатка воздуха в резервуаре политропический, можно написать

$$\frac{p_1}{\gamma_1^n} = \frac{p_{1,0}}{\gamma_{1,0}^n}$$

и, следовательно,

$$\gamma_1 = \gamma_{1,0} \left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (160)$$

Отсюда произведение $p_1\gamma_1$ может быть выражено равенством

$$p_1\gamma_1 = p_{1,0}\gamma_{1,0} \left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)^{1 + \frac{1}{n}} = p_{1,0}\gamma_{1,0} \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_{1,0}} \right)^{n+1}.$$

Расход воздуха через отверстие, определяемый по выражению (159), равен убыванию воздуха в резервуаре. Если G_0 и V_0 — начальные вес и объем воздуха, а G_1 и V_1 — текущие его значения в случае переменного объема полости, то общее количество воздуха, вытекшего за время dt ,

$$G = G_0 - G_1 = V_0\gamma_{1,0} - V_1\gamma_1.$$

Дифференцируя, найдем

$$dG = -d(V_1\gamma_1) = -V_1d\gamma_1 - \gamma_1 dV_1$$

или

$$dG = -V_1\gamma_1 \left(\frac{d\gamma_1}{\gamma_1} + \frac{dV_1}{V_1} \right). \quad (161)$$

Из уравнения (160) имеет

$$\frac{d\gamma_1}{\gamma_1} = \frac{1}{n} \frac{dp_1}{p_1},$$

поэтому

$$dG = -V_1\gamma_{1,0} \left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{n} \frac{dp_1}{p_1} + \frac{dV_1}{V_1} \right). \quad (162)$$

Сравнивая выражения (159) и (162) одного и того же расхода воздуха, представленные через различные функции, находим

$$af \sqrt{gp_1 \gamma_1} \psi dt = -V_1 \gamma_{1,0} \left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{n} \frac{dp_1}{p_1} + \frac{dV_1}{V_1} \right).$$

Исключив γ_1 и проделав некоторые преобразования, получим окончательно

$$\frac{1}{n} \frac{d \left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{1,0}} \right)} = -\frac{af\psi}{V_1} \sqrt{\frac{gp_{1,0}}{\gamma_{1,0}} \left(\frac{p_1}{\gamma_{1,0}} \right)^{1-\frac{1}{n}}} dt - \frac{dV_1}{V_1}. \quad (163)$$

Это уравнение, описывающее процесс изменения давления в резервуаре, самостоятельно проинтегрировать нельзя, потому что здесь переменными являются $\frac{p_1}{p_{1,0}}$, V_1 , ψ и t , а в некоторых случаях и f . Вследствие этого необходимо составлять дополнительные уравнения.

Действительно, ψ определяется уравнением (157) или в зависимости от того, в каком режиме (подкритическом или надкритическом) происходит истечение воздуха из резервуара. Если истечение происходит в атмосферу, то $p_2 = \text{const}$ и

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_{1,0}} \frac{p_{1,0}}{p_1}$$

может быть выражено через искомое отношение $\pi_1 = \frac{p_1}{p_{1,0}}$ давлений в резервуаре.

Если истечение происходит в другой резервуар постоянной или переменной емкости, то для него можно написать уравнение, аналогичное уравнению (163), причем переменные давления в первом и втором резервуарах связаны соотношением

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\pi_2}{\pi_1} \frac{p_{2,0}}{p_{1,0}},$$

где

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_{2,0}} \text{ и } \pi_1 = \frac{p_1}{p_{1,0}}.$$

Таким образом, имея в виду лишь принципиальную сторону вопроса, можно говорить о возможности составления дополнительного уравнения, позволяющего исключить ψ , вне зависимо-

сти от того, происходит ли истечение в пространство с ограниченной или неограниченной емкостью, т. е. в пространство с переменным или постоянным давлением.

Исключение переменной V_1 возможно в том случае, если задан закон изменения V_1 по времени. В пневматических механизмах обычно V_1 не задано. Более того, как правило, определение V_1 , пропорциональное перемещению x поршня, является целью расчета. В этом случае дополнительное уравнение для определения V_1 можно составить в форме уравнения движения масс, связанных с поршнем.

Г л а в а VI

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ

ПОДГОТОВИТЕЛЬНАЯ ФАЗА РАБОТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА

Подготовительная фаза работы будет иметь место только в пневматических механизмах эпизодического действия, у которых поршень находится в одном из крайних положений и давление воздуха в полостях цилиндра вполне определенное.

Предположим, что воздухосборник расположен в непосредственной близости к пневматическому цилиндрю и давление в нем остается постоянным. При включении распределителя камера давления соединяется с воздухосборником, а камера противодавления — с атмосферой. Первая из них начинает наполняться воздухом и давление в ней растет, а из второй, если давление в ней выше атмосферного, воздух начинает вытекать в атмосферу. Момент трогания поршня с места будет соответствовать разнице давления в полостях цилиндра, достаточной для преодоления сил сопротивлений, действующих на поршень.

Обозначим через d диаметр поршня и d_1 — диаметр штока (рис. 215), тогда отношение φ активных площадей поршня в обеих полостях цилиндра

$$\varphi = \frac{E_{\text{л}}}{F_{\text{п}}} = 1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2,$$

где $E_{\text{л}}$ — активная площадь поршня слева;

$F_{\text{п}}$ — площадь поршня справа.

Объем мертвого пространства в левой полости

$$V_{\text{ло}} = l_{\text{л}} \varphi F$$

и в правой полости

$$V_{\text{но}} = l_n F,$$

где l_n и l_p — приведенные длины, соответствующие мертвому пространству в каждой из полостей цилиндра.

Допустим, что при включении воздухораспределителя начинается наполнение левой полости и истечение из правой полости при неподвижном поршне, т. е. при постоянных объемах полостей. Примем, кроме того, что в левой полости начальное давление

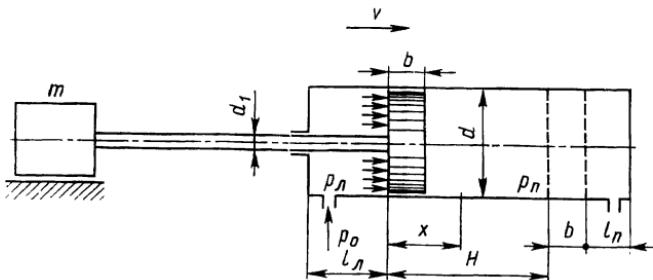


Рис. 215

$p_{\text{ли}}$ = 1 кгс/см², а в правой полости $p_{\text{ни}}$ равно или больше атмосферного, что зависит от характера работы пневматического механизма. Рассмотрим процессы, происходящие в каждой из полостей цилиндра.

НАПОЛНЕНИЕ И ОПОРОЖНЕНИЕ ПОЛОСТЕЙ ЦИЛИНДРА ПРИ НЕПОДВИЖНОМ ПОРШНЕ

Вследствие того, что в начальный момент $\varepsilon = \frac{p_{\text{ли}}}{p_0} < \varepsilon_{\text{кр}}$ наполнение левой полости цилиндра будет происходить сначала при надкритическом режиме. Следовательно, критический расход воздуха

$$Q_{\text{кр}} = \alpha \gamma_0 \sqrt{g k R T_0} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad (164)$$

где p_0 , γ_0 и T_0 — давление, объемный вес и температура воздуха в воздухосборнике.

Имея в виду, что объем камеры давления постоянный, из уравнения (162) для случая наполнения находим

$$Q dt = dG_n = V_{\text{ли}} \gamma_{\text{ли}} \frac{1}{n p_{\text{ли}}} \left(\frac{p_{\text{ли}}}{p_{\text{ни}}}\right)^{\frac{1-n}{n}} dp_{\text{ли}}$$

или

$$dt = \frac{V_{\text{ли}} \gamma_{\text{ли}}}{p_{\text{ли}} n Q} \left(\frac{p_{\text{ли}}}{p_{\text{ни}}}\right)^{\frac{1-n}{n}} dp_{\text{ли}}. \quad (165)$$

При критическом расходе воздуха в процессе наполнения время наполнения полости цилиндра будет

$$t = \frac{V_{\text{ли}} \gamma_{\text{ли}}}{np_{\text{ли}}^{\frac{n}{n-1}} Q_{\text{кр}}} \int_{p_{\text{ли}}}^{p_{\text{л}}} \frac{dp_{\text{л}}}{p_{\text{л}}^{\frac{n}{n-1}}}.$$

После интегрирования получим

$$t = \frac{V_{\text{ли}} \gamma_{\text{ли}}}{\frac{1}{np_{\text{ли}}^{\frac{n}{n-1}} Q_{\text{кр}}}} \left(-p_{\text{ли}}^{\frac{1}{n}} + p_{\text{л}}^{\frac{1}{n}} \right). \quad (166)$$

Это уравнение справедливо в пределах изменения давления от $p_{\text{ли}}$ до $p_{\text{л кр}}$. Решая уравнение относительно $p_{\text{л}}$, находим

$$p_{\text{л}} = p_{\text{ли}} \left(1 + \frac{Q_{\text{кр}}}{\gamma_{\text{ли}} V_{\text{ли}}} t \right)^n.$$

Критический расход воздуха определяется по уравнению (164).

После того как давление воздуха в левой полости достигло критического значения и поршень еще не тронулся с места, наполнение будет продолжаться при постоянном объеме, но уже при подkritическом режиме. В этом случае при расчете расхода воздуха необходимо пользоваться уравнением (156) с учетом обозначений для рассматриваемого случая, а именно

$$Q = \alpha f \gamma_0 \sqrt{g R T_0} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k} - \frac{k+1}{k}}{\varepsilon_{\text{л}}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{\text{л}}^{\frac{k+1}{k}}}},$$

где $\varepsilon_{\text{л}} = \frac{p_{\text{л}}}{p_0}$.

Введя, кроме того, $\varepsilon_{\text{л}} = \frac{p_{\text{ли}}}{p_0}$ из уравнения (165), после подстановки Q находим

$$t - t_{\text{кр}} = \frac{V_{\text{ли}} \varepsilon_{\text{ли}}^{\frac{n}{n-1}} \gamma_{\text{ли}} p_0 \sqrt{\frac{k-1}{2k}}}{np_{\text{ли}} \alpha f \gamma_0 \sqrt{g R T_0}} \int_{\varepsilon_{\text{кр}} \varepsilon_{\text{л}}^{\frac{n}{n-1}}}^{\varepsilon} \frac{d\varepsilon_{\text{л}}}{\sqrt{\frac{\frac{2}{k} - \frac{k+1}{k}}{\varepsilon_{\text{л}}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{\text{л}}^{\frac{k+1}{k}}}}}.$$

После упрощений получаем

$$t - t_{\text{кр}} = \frac{V_{\text{ли}} \varepsilon_{\text{ли}}^{\frac{n-1}{n}} T_0 \sqrt{\frac{k-1}{2k}}}{n \alpha f \sqrt{g R T_0 T_{\text{ли}}}} \int_{\varepsilon_{\text{кр}} \varepsilon_{\text{л}}^{\frac{n-1}{n}}}^{\varepsilon} \frac{d\varepsilon_{\text{л}}}{\sqrt{\frac{\frac{2}{k} - \frac{k+1}{k}}{\varepsilon_{\text{л}}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{\text{л}}^{\frac{k+1}{k}}}}}. \quad (167)$$

Таким образом, подготовительное время наполнения (в течение которого давление в левой полости цилиндра достигает значения, определяемого внешними сопротивлениями, приложенными к поршню, и давлением в камере противодавления) может быть найдено по уравнению (166), если трогание поршня происходит при надкритическом режиме наполнения, или по уравнениям (166) и (167), если трогание происходит при подкритическом режиме. Более вероятным является первый случай.

Истечение воздуха из правой полости цилиндра с момента включения пневмораспределителя возможно только в том случае, если начальное давление $p_{\text{ни}}$ в ней больше атмосферного. В зависимости от величины отношения начального давления к атмосферному истечение может начаться в надкритической или подкритической областях. Для рассматриваемого случая из уравнения (163) получаем

$$\frac{d \left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right)}{\left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right)} = - \frac{\alpha \psi f_{\text{n}} n}{V_{\text{ни}}} \sqrt{g \frac{p_{\text{ни}}}{\gamma_{\text{ни}}} \left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right)^{1-\frac{1}{n}}} dt.$$

Если режим истечения надкритический, то

$$\left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right)^{\frac{1-3n}{2n}} d \left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right) = - \frac{\alpha \psi_{\max} f_{\text{n}} n}{V_{\text{ни}}} \sqrt{g R T_{\text{n}}} dt.$$

Интегрируя это уравнение, найдем

$$\left(\frac{p_{\text{n}}}{p_{\text{ни}}} \right)^{\frac{1-n}{2n}} \Big|_{p_{\text{ни}}}^{p_{\text{n}}} = - \frac{1-n}{2n} \frac{\alpha \psi_{\max} f_{\text{n}} n}{V_{\text{ни}}} \sqrt{g R T_{\text{n}}} t.$$

Окончательно получим

$$p_{\text{n}} = p_{\text{ни}} \left[1 + \frac{n-1}{2} \frac{\alpha \psi_{\max} f_{\text{n}}}{V_{\text{ни}}} \sqrt{g R T_{\text{n}}} t \right]^{\frac{2n}{1-n}}.$$

Подкритический режим истечения может наступить в случае, если к моменту трогания поршня с места давление в полости противодавления станет меньше критического. Этот случай может иметь место в пневмоцилиндрах с малым ходом и большим выпускным отверстием.

При подкритическом режиме истечения коэффициент ψ , согласно выражению (157), будет

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\varepsilon_{\text{n}}^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_{\text{n}}^{\frac{k+1}{k}} \right)},$$

где $\varepsilon_{\text{n}} = \frac{p_{\text{оп}}}{p_{\text{n}}}$ ($p_{\text{оп}}$ — давление в среде, в которую сбрасывается воздух, чаще всего атмосферное; p_{n} — давление воздуха в правой полости цилиндра).

В уравнении (163) необходимо принять

$$\frac{dV_n}{V_n} = 0; \quad p_{1,0} = p_{nh}; \quad \gamma_{1,0} = \gamma_{nh};$$

тогда получаем

$$d\left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right) = -\frac{\alpha f_n n}{V_{nh}} \sqrt{\frac{2gkp_{nh}}{(k-1)\gamma_{nh}}} \left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right)^{\frac{3n-1}{2n}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}{\varepsilon^{\frac{k}{k}}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}} dt.$$

Если ввести отношения

$$\varepsilon = \frac{p_{op}}{p_n} \quad \text{и} \quad \varepsilon_n = \frac{p_{op}}{p_{nh}},$$

то

$$d\left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right) = d\left(\frac{p_n}{p_{op}} \frac{p_{op}}{p_{nh}}\right) = d\left(\frac{\varepsilon_n}{\varepsilon}\right) = -\frac{\varepsilon_n}{\varepsilon^2} d\varepsilon;$$

$$dt = \frac{V_{nh}}{\alpha f_n n} \sqrt{\frac{(k-1)\gamma_{nh}}{2gkp_{nh}}} \frac{d\varepsilon}{\varepsilon^{\frac{n-1}{2n}} \varepsilon^{\frac{n+1}{2n}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}{\varepsilon^{\frac{k}{k}}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}}.$$

Отсюда время t истечения воздуха из правой полости цилиндра

$$t - t_{kp} = \frac{V_{nh}}{\alpha f_n n} \sqrt{\frac{(k-1)\gamma_{nh}}{2gkp_{nh}}} \int_{\varepsilon_{kp}}^{\varepsilon} \frac{d\varepsilon}{\varepsilon^{\frac{n-1}{2n}} \varepsilon^{\frac{n+1}{2n}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}{\varepsilon^{\frac{k}{k}}-\varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}}}.$$

Пользуясь этим уравнением, можно определить $t - t_{kp}$ и построить график изменения $t - t_{kp}$ в функции ε . Последний даст возможность по времени определить также и соответствующие давления.

Найденные зависимости изменения давления в правой и левой полостях цилиндра позволяют определить подготовительное время $t_{под}$. Действительно, в одной и той же системе координат p и t можно построить кривые изменения p_n и p_l , приняв во внимание возможность перехода процесса в каждой из полостей из надкритического в подкритический режим (рис. 216). Имея в виду, что внешнее сопротивление P , приложенное к штоку поршня в момент его трогания, может быть определено из равенства

$$P = \varphi F p_n - F p_l$$

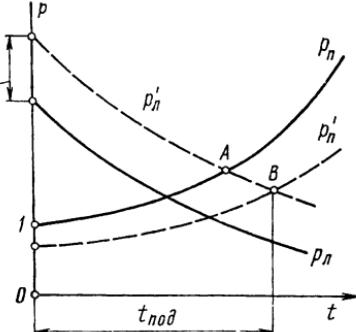


Рис. 216

или

$$\frac{P}{F} + p_{\text{л}} = \varphi p_{\text{п}},$$

перестраиваем графики, изменяя масштаб для $p_{\text{п}}$ в φ раз и смещаю кривую $p_{\text{л}}$ вверх на величину, пропорциональную $\frac{P}{F}$.

Если шток двусторонний и F — активная площадь поршня, то кривую $p_{\text{п}}$ перестраивать нет надобности и точка A пересечения кривой $p_{\text{л}}$ с кривой $p_{\text{п}}$ определяет подготовительное время. При одностороннем штоке подготовительное время определяется точкой B пересечения кривых $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{л}}$.

Из приведенного построения видно, что подготовительное время зависит от характера изменения кривых давления в полостях цилиндра и внешнего сопротивления, отнесенного к единице площади цилиндра.

ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПОЛОСТЯХ ЦИЛИНДРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОРШНЯ

Пневматические механизмы металлургических машин, как правило, работают без отсечки, т. е. воздух в камеру давления поступает из воздушной магистрали все время, пока дистрибутор не будет переключен на торможение. Будем полагать для упрощения, что давление на входе в цилиндр остается постоянным, т. е. что ресивер расположен непосредственно у пневматического механизма.

Как было указано, момент начала движения поршня соответствует моменту, когда разность приведенных давлений в полостях цилиндра достигнет значения внешнего сопротивления, отнесенного к единице площади поршня. Дальнейший процесс наполнения одной полости и опорожнение другой будет сопровождаться изменением объема, причем объем камеры давления будет увеличиваться, а камеры противодавления — уменьшаться.

Установим закон изменения давления в каждой из полостей цилиндра в процессе движения поршня, предположив, что он переместился на величину x от левого крайнего положения (см. рис. 215). Весовое количество воздуха, заключенное в полостях цилиндра при данном положении поршня, можно выразить равенством:

для левой полости

$$G_{\text{л}} = f(V_{\text{л}}, \gamma_{\text{л}}) = (l_{\text{л}} + x)\varphi F \gamma_{\text{л}};$$

для правой полости

$$G_{\text{п}} = f(V_{\text{п}}, \gamma_{\text{п}}) = (l_{\text{п}} + H - x)F \gamma_{\text{п}}.$$

Приращения весового количества воздуха в каждой из полостей цилиндра получим дифференцированием приведенных равенств:

$$dG_{\text{л}} = (l_{\text{л}} + x) \varphi F d\gamma_{\text{л}} + \varphi F \gamma_{\text{л}} dx;$$

$$dG_{\text{п}} = (l_{\text{п}} + H - x) F d\gamma_{\text{п}} - F \gamma_{\text{п}} dx.$$

Весовые приращения воздуха в полостях цилиндра можно выразить также через секундный расход воздуха, поступающего в левую и вытекающего из правой полости цилиндра:

$$dG_{\text{л}} = Q_{\text{л}} dt \text{ и } dG_{\text{п}} = -Q_{\text{п}} dt.$$

Секундные расходы $Q_{\text{л}}$ и $Q_{\text{п}}$ зависят от того, какой режим наполнения и истечения воздуха имеет место — надкритический или подкритический — и могут быть определены по ранее приведенным формулам.

Сравнивая различные выражения для приращений весовых количеств воздуха в каждой из полостей цилиндра, получаем

$$(l_{\text{л}} + x) \varphi F d\gamma_{\text{л}} + \varphi F \gamma_{\text{л}} dx = Q_{\text{л}} dt; \quad (168)$$

$$(l_{\text{п}} + H - x) F d\gamma_{\text{п}} - F \gamma_{\text{п}} dx = -Q_{\text{п}} dt. \quad (169)$$

Эти уравнения приращения весовых количеств воздуха в полостях цилиндра представляют собой конкретные выражения ранее полученных равенств (161) и (162).

Поступая как и в предыдущем случае, т. е. исключая из уравнений (168) и (169) γ и $d\gamma$ и предполагая процессы изменения состояния воздуха в полостях цилиндра политропическими, получаем

$$\gamma_{\text{л}} = \gamma_{\text{нл}} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1}{n}} \text{ и } d\gamma_{\text{л}} = \frac{\gamma_{\text{нл}}}{n} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1}{n}-1} d \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)$$

или их отношение

$$\frac{d\gamma_{\text{л}}}{\gamma_{\text{л}}} = \frac{1}{n} \frac{p_{\text{нл}}}{p_{\text{л}}} d \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right).$$

Аналогично

$$\frac{d\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{п}}} = \frac{1}{n} \frac{p_{\text{нп}}}{p_{\text{п}}} d \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right).$$

Исключив из уравнений (168) и (169) объемный вес и его дифференциал, получим

$$\frac{(l_{\text{л}} + x) \varphi F}{n} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right) + \varphi F \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1}{n}} dx = \frac{Q_{\text{л}} dt}{\gamma_{\text{нл}}}; \quad (170)$$

$$\frac{(l_{\text{п}} + H - x) F}{n} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right) - F \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{1}{n}} dx = -\frac{Q_{\text{п}} dt}{\gamma_{\text{нп}}}. \quad (171)$$

Найденные дифференциальные уравнения самостоятельно не могут быть решены, потому что имеют лишние переменные. Поэтому они должны рассматриваться совместно с уравнением движения механизма в дифференциальной форме. В связи с этим возникает необходимость в некоторых случаях придать этим уравнениям несколько иную форму.

Давление в каждой из полостей можно представить как функцию двух независимых переменных, а именно — перемещения поршня и времени t , предполагая, конечно, что процесс изменения состояния газа вполне определенный. В связи с этим полный дифференциал давления

$$dp = \frac{\partial p}{\partial t} dt + \frac{\partial p}{\partial x} dx. \quad (172)$$

Сравнивая последовательно это выражение с уравнениями (170) и (171), нетрудно найти значения $\frac{\partial p}{\partial t}$ и $\frac{\partial p}{\partial x}$.

Произведя сравнения множителей при одних и тех же дифференциалах, находим

$$\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} = \frac{np_{\text{нл}}Q_{\text{л}}}{\gamma_{\text{нл}}(l_{\text{л}}+x)\varphi F} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial x} = -\frac{np_{\text{нл}}}{l_{\text{л}}+x} \frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}}; \quad (173)$$

$$\frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} = -\frac{np_{\text{нп}}Q_{\text{п}}}{\gamma_{\text{нп}}(l_{\text{п}}+H-x)} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial x} = \frac{np_{\text{нп}}}{(l_{\text{п}}+H-x)} \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}}. \quad (174)$$

Выражения частных производных давления в правой и левой полостях цилиндра будут использованы при решении общего случая пневматического механизма, имеющего переменную приведенную массу, на которую действуют силы, зависящие от времени, положения и скорости.

Решение уравнений (170) и (171) или уравнения (172) совместно с уравнением движения масс пневматического механизма будет рассмотрено ниже в применении к различным вариантам пневматических механизмов.

ТОРМОЖЕНИЕ ПОРШНЯ ВБЛИЗИ ЕГО КРАЙНЕГО ПОЛОЖЕНИЯ ИЛИ РЕВЕРСИРОВАНИЕ ПОРШНЯ

Во избежание удара поршня о крышку цилиндра в крайнем положении, а в некоторых случаях при сокращении хода по сравнению с наибольшей его длиной поршень должен быть остановлен. При этом следует различать два случая: когда поршень реверсируется, т. е. остановка в заданном крайнем положении мгновенная, и когда поршень остается в крайнем положении до подачи сигнала на движение в обратном направлении.

Торможение противодавлением. Торможение поршня с целью реверсирования может быть произведено переключением дистри-

бутора, в результате чего камера давления сообщается с атмосферой, а камера противодавления — с воздушной магистралью. Такой способ торможения используется преимущественно в пневматических механизмах с большим ходом поршня.

Уравнение движения поршня можно легко написать и для этого случая, определив предварительно закон изменения давлений в полостях цилиндра.

Начальное состояние воздуха в правой и левой камерах при определении закона движения поршня в процессе торможения может быть определено из рассмотрения процесса в предыдущей фазе ускоренного движения, а именно, как конечные значения давления, плотности и температуры в полостях цилиндра к моменту дачи сигнала на торможение. В этом случае мы допускаем ошибку, пренебрегая изменением параметров воздуха за время прохождения волны давления от распределителя до полостей цилиндра.

До полной остановки поршня в цилиндре истечение будет происходить из камеры с увеличивающимся объемом, а наполнение — камеры с уменьшающимся объемом. Приняв это во внимание, можно написать выражения для приращения весового количества воздуха аналогично предыдущему, изменив соответствующим образом знаки слагаемых:

$$(l_{\text{пт}} + x) F \varphi d\gamma_{\text{л}} + \varphi F \gamma_{\text{л}} dx = -Q_{\text{л}} dt;$$

$$(l_{\text{пт}} - x) F d\gamma_{\text{п}} + F \gamma_{\text{п}} dx = Q_{\text{п}} dt, \quad (175)$$

где x — перемещение поршня, отсчитываемое от начала его торможения;

$l_{\text{пт}}$ и $l_{\text{лт}}$ — приведенная длина левой и правой камер в момент начала торможения.

Эти уравнения будут справедливы до полной остановки поршня.

Следует, однако, иметь в виду, что в правой камере цилиндра в первый момент, так же как и в дальнейшем, может происходить не наполнение, а истечение. Это будет в том случае, если в правой камере к началу торможения давление больше давления в магистрали, что легко обнаружить по начальному давлению фазы торможения. Если это имеет место, то в уравнении (175) $Q_{\text{п}}$ следует принять отрицательным.

Уравнения (170), (171), (173) и (174) для торможения примут вид

$$\frac{\varphi F(l_{\text{лт}} + x)}{n} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right) + \varphi F \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{1}{n}} dx = -\frac{Q_{\text{л}} dt}{\gamma_{\text{л}}};$$

$$\frac{F(l_{\text{пт}} - x)}{n} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} d \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right) - F \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{1}{n}} dx = \frac{Q_{\text{п}} dt}{\gamma_{\text{п}}};$$

$$\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} = -\frac{nQ_{\text{л}}p_{\text{нл}}}{\gamma_{\text{нл}}(l_{\text{пт}}+x)\varphi F} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial x} = -\frac{np_{\text{нл}}}{(l_{\text{пт}}+x)} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}}\right);$$

$$\frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} = \frac{nQ_{\text{п}}p_{\text{пп}}}{\gamma_{\text{пп}}(l_{\text{пт}}-x)} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пп}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial x} = \frac{np_{\text{пп}}}{l_{\text{пт}}-x} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пп}}}\right).$$

Так же, как и раньше, необходимо Q — секундный расход воздуха выражать в зависимости от того, при каком режиме — надкритическом или подкритическом — будет происходить истечение. Истечение из камеры с увеличивающимся объемом в первый момент времени следует ожидать надкритическим, потому что давление в этой камере в начальный момент значительно выше атмосферного. В дальнейшем истечение может перейти в подкритическую область.

Расход воздуха для правой камеры (камеры торможения) может быть положительным, т. е. наполнение камеры противодавления с уменьшающимся объемом происходит до тех пор, пока не выравниваются давления в камере противодавления и в магистрали. Затем наступает новая фаза — истечение воздуха из камеры противодавления, если давление в ней окажется больше давления в магистрали, до полной остановки поршня. Если к моменту остановки не отключено давление воздуха, то последует изменение знака скорости поршня на противоположный.

Торможение однократным реверсированием воздуха неприменимо в случае необходимости точной остановки поршня в крайнем положении, так как имеется упругая отдача.

Торможение дросселированием. Торможение поршня при подходе к крайнему положению при помощи дроссельной системы начинается с момента перекрытия поршнем (см. рис. 171) или концом штока (см. рис. 172) первого выпускного отверстия, после чего начинается истечение воздуха через второе выпускное отверстие и дроссель с регулируемым проходным сечением f .

Расчетными для рассматриваемого случая торможения будут те же уравнения (170) и (171), что и в случае ускоренного перемещения поршня под действием активного давления в левой полости цилиндра. Однако расход воздуха $Q_{\text{п}}$ через дроссель теперь следует принять

$$Q_{\text{п}} = -af\psi \sqrt{gp_{\text{п}}v_{\text{п}}},$$

где a — коэффициент расхода дросселя;

f — проходное сечение дросселя.

Коэффициент ψ в подкритической области имеет значение

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_{\text{п}}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_{\text{п}}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (176)$$

а в надкритической

$$\psi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Наиболее вероятным во все время торможения поршня будет режим истечения воздуха в надкритической области.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА С ПОСТОЯННОЙ ПРИВЕДЕНОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ

В пневматических механизмах эпизодического действия могут иметь место разнообразные начальные условия в полостях цилиндров и различные фазы протекания процесса их заполнения.

Закон движения масс, связанных с поршнем пневматического механизма, зависит во многом от начальных условий в полостях цилиндра, геометрических размеров цилиндра и главным образом от отношения длины его к диаметру, а также некоторых других параметров.

Для конкретизации методов расчета отметим следующие характерные группы пневматических механизмов: 1) с подготовительным временем, равным нулю; 2) с начальным давлением, равным атмосферному в обеих полостях цилиндра; 3) с фиксацией крайних положений поршня противодавлением.

В механизмах 1-й группы, чтобы сократить время полного цикла, представляется возможным подготовительное время сделать равным нулю. Такая возможность, например, используется в пневматическом механизме перемещения стержня прошивного стана, показанного на рис. 169. Благодаря наличию механизма фиксатора левую полость цилиндра можно соединить с магистралью еще до начала движения поршня, т. е. в процессе прошивки гильзы. Движение поршня вместе с упорным подшипником стержня начинается сразу же после освобождения подшипника фиксатором при начальном давлении в камере наполнения, равном давлению в магистрали, и в камере противодавления, равном атмосферному. При такой системе управления пневматическим механизмом подготовительное время равно нулю.

К механизмам 2-й группы может быть отнесен пневматический механизм, представленный на рис. 170.

В механизмах 3-й группы с целью обеспечить неизменным крайнее положение поршня, на который действуют внешние силы, стремящиеся вывести поршень из этого положения, в противоположной камере создается постоянное давление. В момент включения дистрибутора при движении поршня в другое крайнее положение давление в камере наполнения равно атмосферному, а в камере истечения --- давлению в магистрали.

В качестве примера расчета рассмотрим пневматический механизм перемещения стержня прошивного (трубного) стана (см. рис. 169), назначение которого — отвод упорного подшипника вместе со стержнем по окончании прошивки. Ход поршня 10—11 м. Масса комплекта деталей, связанных с поршнем, зависит от размеров прошиваемой заготовки, следовательно, от размеров стержня, закрепленного в упорном подшипнике. В течение времени работы стана при прошивке труб заданного размера указанная масса остается неизменной. Внешними силами сопротивления в этом механизме являются только силы трения корпуса подшипника в направляющих, поршня в цилиндре и штока о сальниковое уплотнение.

Результирующую силу следует считать для данного хода постоянной, однако изменяющейся со временем работы цилиндра за счет износа сальниковых уплотнений и манжет поршня.

Реверсирование упорного подшипника производится в положении, зависящим от длины прошиваемой заготовки, переключением при помощи дистрибутора направления потока воздуха на противоположное.

При постоянной массе m поршня уравнение его движения с момента открытия замка можно написать в виде

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F(\varphi p_{\text{л}} - p_{\text{n}}) - T, \quad (177)$$

где T — постоянная сила сопротивления, приложенная к поршню, меняющая знак при изменении скорости движения поршня.

Наполнение левой полости цилиндра и истечение воздуха из правой полости в первую фазу необходимо считать в подкритической области, потому что при подготовительном времени, равном нулю,

$$\epsilon_{\text{лн}} = \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{n}}} \right)_{\text{н}} = 1 \text{ и } \epsilon_{\text{нн}} = \left(\frac{p_0}{p_{\text{n}}} \right)_{\text{н}} = 1.$$

Движение упорного подшипника начнется с максимальным ускорением. В дальнейшем, вследствие падения давления при наполнении левой полости и повышения давления в правой полости при опорожнении ее, ускорение будет уменьшаться.

Секундный расход воздуха для каждой из полостей цилиндра во время разгона поршня можно определить из выражений:

для левой полости из уравнения (156)

$$Q_{\text{л}} = a_{\text{л}} f_{\text{л}} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_m p_m} \sqrt{\left(\frac{p_{\text{л}}}{p_m} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_m} \right)^{\frac{k+1}{k}}} = \\ = a_{\text{л}} f_{\text{л}} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_m p_m} \sqrt{\epsilon_{\text{лн}}^{\frac{2}{k}} - \epsilon_{\text{лн}}^{\frac{k+1}{k}}};$$

для правой полости

$$Q_n = a_n f_n \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_n p_n} \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_n}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_n}\right)^{\frac{k+1}{k}}} = \\ = a_n f_n \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_n p_n} \sqrt{\frac{\frac{2}{k}}{\varepsilon_n^{\frac{2}{k}}} - \frac{\frac{k+1}{k}}{\varepsilon_n^{\frac{2}{k}}}}, \quad (178)$$

где γ_m и p_m — объемный вес и давление воздуха в магистрали; p_0 — давление воздуха на выпуске.

Процесс изменения состояния воздуха в камерах предполагаем политропическим.

В уравнении (178) γ_n можно выразить через объемный вес воздуха в начале истечения. Так как процесс изменения состояния воздуха в цилиндре политропический, то

$$\gamma_n = \gamma_{nh} \left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right)^{\frac{1}{n}},$$

поэтому

$$p_n \gamma_n = \gamma_{nh} p_n \left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right)^{\frac{1}{n}} = \gamma_{nh} p_{nh} \left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right)^{\frac{1}{n}+1} = \gamma_{nh} p_{nh} \frac{\left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right)^{\frac{1}{n}+1}}{\left(\frac{p_{nh}}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}+1}}$$

или

$$p_n \gamma_n = \frac{\gamma_{nh} p_{nh}}{\varepsilon_n^{\frac{1+n}{n}}}.$$

Таким образом, окончательно расход воздуха из правой полости цилиндра можно представить в виде

$$Q_n = a_n f_n \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_{nh} p_{nh}} \varepsilon_n^{-\frac{1+n}{n}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k}}{\varepsilon_n^{\frac{2}{k}}} - \frac{\frac{k+1}{k}}{\varepsilon_n^{\frac{2}{k}}}}.$$

Приняв во внимание начальные значения давлений в каждой из полостей цилиндра из уравнения (170) при $p_{nh} = p_m$, получаем

$$d\varepsilon_L = \frac{b_L \left(1 - \varepsilon_L^{\frac{k-1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon_L^{1 + \frac{n-k}{nk}}}{b_L + x} dt - \frac{n\varepsilon_L}{l_L + x} dx. \quad (179)$$

Так как

$$\frac{p_n}{p_{nh}} = \frac{p_n p_0}{p_0 p_{nh}} = \frac{1}{\varepsilon_n} \quad \text{и} \quad d\left(\frac{p_n}{p_{nh}}\right) = -\frac{d\varepsilon_n}{\varepsilon_n^2},$$

то из уравнения (171) получаем

$$d\epsilon_{ll} = \frac{b_{ll} \left(1 - \epsilon_{ll}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} \epsilon_{ll}^{\frac{1}{k}} + \frac{1+n}{2n}}{l_{ll} + H - x} dt - \frac{n\epsilon_{ll}}{l_{ll} + H - x} dx, \quad (180)$$

где

$$b_{ll} = \frac{n\alpha_{ll} f_{ll} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_m p_m}}{\gamma_m \varphi F}; \quad b_{nn} = \frac{n\alpha_{nn} f_{nn} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma_{nn} p_{nn}}}{\gamma_{nn} F}.$$

В дополнение к уравнениям (179) и (180) из уравнения (177) получаем

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \dot{v} = a_{ll}\epsilon_{ll} - \frac{a_{ll}}{\epsilon_{ll}} - c, \quad (181)$$

где

$$\dot{v} = \frac{dv}{dt}; \quad a_{ll} = \frac{\varphi F p_m}{m}; \quad a_{nn} = \frac{F p_0}{m} \text{ и } c = \frac{T}{m}.$$

В уравнениях (179) — (181) три переменных ϵ_{ll} , ϵ_{nn} и x являются функциями времени t . Вследствие того, что переменные не разделяются, для определения законов их изменения используем метод численного интегрирования, приняв в качестве первого приближения линейный закон изменения каждой из переменных в пределах малого интервала времени Δt .

Для выбранных выше начальных условий работы механизма имеем

$$t = 0; \quad \dot{v} = a_{ll} - a_{nn} - c; \quad \epsilon_{ll0} = 1; \quad \epsilon_{nn0} = 1; \quad v_0 = 0.$$

Задаемся временем Δt и предполагаем движение поршня в этом интервале с постоянным ускорением, равным его начальному значению. В таком случае

$$t = \Delta t_1; \quad v_1 = \Delta v_{01} = \dot{v}_0 \Delta t_1 \text{ и } \Delta x_{01} = \frac{v_0 + v_1}{2} \Delta t_1 = \frac{\dot{v}_0}{2} \Delta t_1^2.$$

Далее по уравнениям (179) и (180), заменив дифференциалы конечными приращениями и полагая ϵ_{ll} и ϵ_{nn} равными ϵ_{ll0} и ϵ_{nn0} для $t = \Delta t_1$, получаем

$$\Delta \epsilon_{ll1} = - \frac{n \Delta x_{01}}{l_{ll} + \Delta x_{01}}; \quad \Delta \epsilon_{nn1} = - \frac{n \Delta x_{01}}{l_{nn} + H - \Delta x_{01}}.$$

Значения ϵ_{ll1} и ϵ_{nn1} для конца первого интервала

$$\epsilon_{ll1} = \epsilon_{ll0} + \Delta \epsilon_{ll1}; \quad \epsilon_{nn1} = \epsilon_{nn0} + \Delta \epsilon_{nn1}.$$

Найденные в первом приближении значения $\varepsilon_{\text{л}1}$ и $\varepsilon_{\text{п}1}$ для конца первого интервала позволяют вычислить ускорение поршня для этого же момента времени по уравнению (181)

$$\dot{v}_1 = a_{\text{л}} \varepsilon_{\text{л}1} - \frac{a_{\text{п}}}{\varepsilon_{\text{п}1}} - c.$$

Теперь зададимся интервалом времени Δt_2 и вычислим соответствующие величины для времени $t_2 = t_1 + \Delta t_1 = 2\Delta t$. Аналогично предыдущему

$$\Delta v_{12} = \dot{v} \Delta t \text{ и } \Delta x_{12} = \left(v_1 + \frac{\Delta v_{12}}{2} \right) \Delta t = v_1 \Delta t + \frac{\dot{v}_1 \Delta t^2}{2};$$

$$x_2 = x_1 + \Delta x_{12} = \Delta x_{01} + \Delta x_{12}.$$

Найденные для конца первого интервала значения $\varepsilon_{\text{л}1}$ и $\varepsilon_{\text{п}1}$, а также известное значение x_2 , дают возможность найти приращение $\Delta \varepsilon_{\text{л}2}$ и $\Delta \varepsilon_{\text{п}2}$ для конца второго интервала времени.

Из уравнений (179) и (180) имеем

$$\Delta \varepsilon_{\text{л}2} = \frac{b_{\text{л}} \left(1 - \varepsilon_{\text{л}1}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon_{\text{л}1}^{1 + \frac{n-k}{nk}}}{l_{\text{л}} + x_2} \Delta t - \frac{n \varepsilon_{\text{л}1}}{l_{\text{л}} + x_2} \Delta x_2;$$

$$\Delta \varepsilon_{\text{п}2} = - \frac{b_{\text{п}} \left(1 - \varepsilon_{\text{п}1}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon_{\text{п}1}^{\frac{1}{n} + \frac{1+n}{2n}}}{l_{\text{п}} + H - x_2} \Delta t + \frac{n \varepsilon_{\text{п}1}}{l_{\text{п}} + H - x_2} \Delta x_2.$$

Таким образом, последовательный переход от начала к концу каждого из интервалов позволяет приближенно вычислить все интересующие нас величины.

При использовании выбранного метода численного интегрирования происходит накопление ошибки, которая в случае необходимости получить более точный результат может быть снижена изменением метода приращений функций. Однако точность при такой последовательности вычислений давлений в полостях цилиндра, скорости и перемещения поршня вполне достаточная, а определенные таким образом значения искомых функций — ориентировочные, потому что показатель политропы, зависящий от условий работы механизма, теплообмена между массой цилиндра и воздухом в полостях, с одной стороны, и массой цилиндра и окружающей средой, с другой стороны, может быть выбран только приблизительно.

Кроме того, при изложении метода расчета не учтены имеющие место утечки воздуха через сальниковые уплотнения, зависящие от продолжительности работы механизма.

В качестве второго примера рассмотрим механизм подачи стана пилигримовой прокатки труб. Назначение механизма

(см. рис. 170) — периодическое перемещение дорна 1 с заготовкой в направлении к валкам, т. е. справа налево. При прокатке трубы дорн и поршень вместе с заготовкой перемещаются слева направо под действием сил трения, возникающих в результате давления валков на заготовку. Воздух из правой полости цилиндра вытесняется в воздухосборник.

Левая полость цилиндра соединена с правой полостью воздухопроводом (на рис. 170 не показан), причем воздух в левую полость из правой может попасть только через регулировочный клапан. Сопротивление последнего будет зависеть от величины его проходного сечения, в результате чего при перемещении поршня слева направо с постоянной скоростью давление в левой полости будет ниже по сравнению с давлением в воздухосборнике. Положение регулировочного клапана изменяется в процессе заправки трубы, после чего сохраняется неизменным, если время цикла работы подающего аппарата равно времени одного оборота валков.

Полный цикл работы данного пневматического механизма можно разбить на следующие фазы, считая началом цикла момент захвата заготовки валками:

1. Движение поршня со скоростью, определяемой скоростью вращения валков и их калибром до момента открытия отверстия предохранительного клапана. В левой полости цилиндра при этом происходит политропическое расширение постоянного весового количества воздуха, а правая полость опорожняется (при переменном ее объеме) в пространство постоянного давления (воздухосборник).

2. Движение поршня со скоростью, определяемой скоростью вращения валков и катающим диаметром с момента открытия отверстия регулировочного клапана до момента выхода трубы из калибра. Левая полость цилиндра начинает наполняться воздухом из воздухосборника сразу же по открытии отверстия регулировочного клапана вследствие того, что часть воздуха в этой полости в течение предыдущих фаз вытеснена и давление в конце политропического расширения меньше давления в воздухосборнике. Режим наполнения при переменном объеме характеризуется падением давления, поэтому может перейти в надкритический.

3. Торможение поршня после выхода заготовки из калибра до полной остановки в правом крайнем положении. Скорость перемещения поршня переменная, воздушный режим в полостях цилиндра тот же, что и в предыдущей фазе.

4. Движение поршня с гильзой (трубной заготовкой) по направлению к валкам под действием избыточного давления в правой полости цилиндра до момента перекрытия отверстия регулировочного клапана. Правая полость цилиндра наполняется при переменном объеме, а из левой происходит истечение воздуха.

5. Движение поршня при политропическом сжатии воздуха в левой полости цилиндра до момента повышения давления до величины, определяемой регулировкой предохранительного клапана. Режим в правой полости тот же, что и в предыдущей фазе.

6. Движение поршня при постоянном давлении воздуха в левой полости, определяемом регулировкой предохранительного клапана.

7. Движение поршня при постоянном давлении в левой полости и деформировании пружинного буфера.

8. Окончательная остановка поршня под действием сил воздушного, пружинного и резинового буферов.

Исследование изменения состояния воздуха в течение первых двух фаз вынужденного перемещения поршня слева направо необходимо только для определения начальных условий третьей фазы.

Предполагая, что давление в правой полости цилиндра сохраняется неизменным в пределах всех фаз, расчет режима изменения состояния воздуха следует вести только для левой полости.

Считая, что процесс расширения в 1-й фазе политропический, можем написать

$$\frac{p_1}{\gamma_1^n} = \frac{p_{1H}}{\gamma_{1H}^n}.$$

Отсюда

$$p_1 = p_{1H} \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_{1H}} \right)^n,$$

где p_{1H} — давление в левой полости цилиндра, определяемое регулировкой предохранительного клапана;

γ_{1H} — объемный вес воздуха в начале 1-й фазы.

Кроме этого,

$$G_{1H} = V_{1H} \gamma_{1H} = V_1 \gamma_1$$

или

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_{1H}} = \frac{V_{1H}}{V_1} = \frac{l_{lo}}{l_{lo} + x} = \frac{l_{lo}}{l_{lo} + vt},$$

где G_{1H} — весовое количество воздуха, заключенное в мертвом пространстве левой полости цилиндра;

l_{lo} — приведенная длина мертвого пространства левой полости цилиндра;

v — скорость прокатки трубы.

Таким образом, изменение давления в 1-й фазе можно выразить уравнением

$$p_1 = p_{1H} \left(\frac{l_{lo}}{l_{lo} + v dt} \right)^n. \quad (182)$$

Определяемое по этому уравнению давление к моменту открытия отверстия регулировочного клапана является начальным давлением для 2-й фазы, в течение которой происходит наполнение левой полости цилиндра при переменном ее объеме.

Из уравнения (170) для этого случая получаем

$$\frac{(l_{lo} + x)\varphi F}{n} \left(\frac{p_2}{p_{2H}} \right)^{\frac{1-n}{n}} d \left(\frac{p_2}{p_{2H}} \right) + \varphi F \left(\frac{p_2}{p_{2H}} \right)^{\frac{1}{n}} v dt = \frac{Q_l dt}{\gamma_{2H}}, \quad (183)$$

где $x = vt$ — перемещение поршня, отсчитываемое от начала возвратного движения поршня;

p_2 — давление воздуха в левой полости цилиндра во 2-й фазе работы механизма.

Это уравнение может быть решено численным интегрированием, потому что включает только одну неизвестную, причем необходимо иметь в виду, что Q_l должно определяться с учетом режима наполнения, который может быть подкритическим и надкритическим. Уравнение справедливо и для следующих, 3-й и 4-й фаз, причем для 3-й фазы в дополнение к данному уравнению необходимо использовать уравнение движения (177), в котором p_n следует считать постоянным, а для 4-й фазы необходимо поменять знаки у Q_l в уравнении (183) и у T в уравнении (177).

Режим давлений в левой полости цилиндра в течение 5-й фазы определяется по уравнению (182), в котором начальное давление и значение x определяются до конца 4-й фазы.

В течение 6-й фазы поршень необходимо считать движущимся под действием постоянной силы, потому что давление в левой полости остается постоянным.

В течение 7-й и 8-й фаз воздушный режим подчиняется той же закономерности, что и для 6-й фазы, но уравнение движения поршня принимает иной вид:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F(\varphi p_l - p_n) + T + c(l_{lo} - x),$$

где x — перемещение поршня от левого крайнего положения в момент захвата заготовки;

c — жесткость пружинного буфера для 7-й фазы и приведенная жесткость пружинного и резинового буферов для 8-й фазы.

Результирующее время цикла равно сумме промежутков времени для каждой из фаз:

$$t = \sum_{i=1}^{i=8} t_i,$$

где i — фазы рассматриваемого цикла.

Целью расчета рассматриваемого механизма является подбор такого режима противодавления в левой полости цилиндра, чтобы результирующее время t было равным времени одного оборота валка.

Сложность расчета, связанного с численным интегрированием дифференциальных уравнений изменения давления и уравнения движения поршня, не позволяет определить сразу необходимую регулировку предохранительного и регулировочного клапанов, а также давления в воздухосборнике для получения различного времени цикла t , зависящего от размеров прокатываемых труб.

Режим противодавления будет изменяться с течением времени работы механизма вследствие износа уплотнений, а следовательно, увеличения утечек воздуха, которые при расчете не учитывались, поэтому расчеты данного типа пневматического механизма следует считать ориентировочными, имея в виду, что практически необходимое время цикла может быть подобрано оператором у механизма подачи в процессе прокатки или установлено автоматически механизмом синхронизации движения валков и подающего аппарата.

В качестве третьего примера рассмотрим приближенный расчет длинноходового пневматического цилиндра привода упорного подшипника трубопрокатной установки 400.

Экспериментальные исследования температурного режима воздуха в цилиндре дают основания считать [18], что вследствие больших объемов воздуха, поступающего в длинноходовой цилиндр, значительных площадей корпуса цилиндра, участвующих в теплообмене с воздухом, а также вследствие малых скоростей процесса, температура воздуха T в цилиндре изменяется незначительно, поэтому при расчетах ее можно считать постоянной и равной температуре T_m воздуха в магистрали.

При наличии дополнительной емкости перед распределением и расположении последнего непосредственно у головки цилиндра потери напора минимальные и определяются лишь гидравлическим сопротивлением распределителя. В таком случае из уравнения (152), пренебрегая кинетической энергией воздуха в струе, можно принять

$$\Delta p = \xi \frac{\gamma}{2g} c^2, \quad (184)$$

где c — скорость воздуха в подводящем трубопроводе;

γ — объемный вес воздуха в цилиндре;

$$\gamma = \frac{p_m - \Delta p}{RT}.$$

Из условия неразрывности потока при малом перепаде давления и скорости поршня x , получаем

$$\dot{x} F \gamma = c F_m \gamma_m,$$

где F — активная площадь поршня;
 F_m — площадь подводящего трубопровода;
 γ_m — объемный вес воздуха в подводящем трубопроводе.

В таком случае, если $\gamma_m = \frac{p_m}{RT}$, то

$$c = \frac{p_m - \Delta p}{p_m} \frac{F}{F_m} \dot{x} = \frac{p_m - \Delta p}{p_m} \varphi_m \dot{x}.$$

Исключая γ и c из выражения (184), получаем

$$\Delta p = \frac{\xi \varphi_m^2}{2gRT} \frac{(p_m - \Delta p)^3}{p_m^2} \dot{x}^2.$$

Обозначив

$$\frac{\xi \varphi_m^2}{2gRT} = a,$$

имеем

$$\frac{\Delta p}{p_m} = a \left(1 - \frac{\Delta p}{p_m} \right)^3 \dot{x}^2.$$

При малом $\frac{\Delta p}{p_m}$ (2,5—6%) его квадратом и кубом можно пренебречь и тогда

$$\Delta p = p_m \frac{a \dot{x}^2}{1 + 3a \dot{x}^2}.$$

Численные расчеты показывают, что ошибка при вычислении Δp по этой формуле практически не имеет значения. Например, при температуре $T = 313$ К, скорости поршня $\dot{x} = 3,162$ м/с, активной площади поршня 179 см 2 и давлении $p_m = 6,7$ кгс/см 2 разница между точным значением, найденным из кубического уравнения, и приближенным составляет: при $F_m = 19,6$ см 2 и значительном удалении распределителя от цилиндра 0,17 кгс/см 2 ; при расположении распределителя непосредственно у цилиндра 0,03 кгс/см 2 ; при увеличении F_m до 58,8 см 2 0,009 кгс/см 2 [18].

Упорный подшипник в исходном положении удерживается замком (см. рис. 169), распределитель включен, поэтому предварительная фаза — наполнение левой полости при неподвижном поршне к началу движения закончена, правая полость соединена с атмосферой. Поэтому при $t = 0$ $x = 0$; $\dot{x} = 0$; $p_{\text{но}} = p_m$, $p_{\text{ло}} = 0$.

После открытия замка упорный подшипник начинает двигаться и его движение описывается уравнением (177) при ука-

занных выше начальных условиях. В этом уравнении надо положить

$$p_{\text{л}} = p_{\text{м}} - \Delta p_{\text{л}}; \quad p_{\text{п}} = \Delta p_{\text{п}} = \frac{a_{\text{п}} \dot{x}^2 p_a}{1 + 3a_{\text{п}} \dot{x}^2};$$

$$\Delta p_{\text{л}} = \frac{a_{\text{л}} \dot{x}^2 p_{\text{м}}}{1 + 3a_{\text{л}} \dot{x}^2},$$

т. е.

$$m\ddot{x} - \varphi F p_{\text{м}} + \varphi F \Delta p_{\text{л}} + F \Delta p_{\text{п}} + T = 0. \quad (185)$$

Имея в виду, что $\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dx} \dot{x}$, уравнение (185) можно представить, при $p_a = 1$ кгс/см², $\Delta p_{\text{п}}$ и $\Delta p_{\text{л}}$ в виде

$$\frac{d\dot{x}}{dx} \dot{x} + \frac{\varphi F}{m} p_{\text{м}} a_{\text{л}} \frac{\dot{x}^2}{1 + 3a_{\text{л}} \dot{x}^2} + \frac{F p_a a_{\text{п}}}{m} \frac{\dot{x}^2}{1 + 3a_{\text{п}} \dot{x}^2} - \frac{\varphi F p_{\text{м}} - T}{m} = 0.$$

Отсюда определяется $d\dot{x}$ через скорость \dot{x} :

$$d\dot{x} = \frac{[1 + 3(a_{\text{л}} + a_{\text{п}})\dot{x}^2 + 9a_{\text{л}}a_{\text{п}}\dot{x}^4] \dot{x} dx}{\frac{\varphi F p_{\text{м}} - T}{m} [1 + 3(a_{\text{л}} + a_{\text{п}})\dot{x} + 9a_{\text{л}}a_{\text{п}}\dot{x}^4] - \frac{\varphi F p_{\text{м}} a_{\text{л}}}{m} \dot{x}^2 (1 + 3a_{\text{п}}\dot{x}^2) - \frac{p_a F a_{\text{п}}}{m} \dot{x}^2 (1 + 3a_{\text{л}}\dot{x}^2)} \dots \quad (186)$$

или в сокращенной записи

$$d\dot{x} = - \frac{a_5 \dot{x}^5 + a_3 \dot{x}^3 + a_1 \dot{x}}{a_4 \dot{x}^4 + a_2 \dot{x}^2 - a_0} d\dot{x}; \quad (187)$$

здесь

$$a_0 = \frac{\varphi F p_{\text{м}} - T}{m}; \quad a_1 = 1;$$

$$a_2 = \frac{\varphi F p_{\text{м}} a_{\text{л}}}{m} + \frac{p_a F a_{\text{п}}}{m} - \frac{\varphi F p_{\text{м}} - T}{m} 3(a_{\text{л}} + a_{\text{п}});$$

$$a_3 = 3(a_{\text{л}} + a_{\text{п}}); \quad a_4 = \frac{3\varphi F p_{\text{м}} a_{\text{л}} a_{\text{п}}}{m} + \frac{3p_a F a_{\text{л}} a_{\text{п}}}{m} - \frac{\varphi F p_{\text{м}} - T}{m} 9a_{\text{л}} a_{\text{п}};$$

$$a_5 = 9a_{\text{л}} a_{\text{п}}.$$

Разделив полиномы в выражении (187) друг на друга, выделим целую часть и правильную дробь:

$$-d\dot{x} = \frac{a_5}{a_4} \dot{x} d\dot{x} + \frac{\left(a_3 - a_2 \frac{a_5}{a_4} \right) \dot{x}^3 + \left(a_1 + a_0 \frac{a_5}{a_4} \right) \dot{x}}{a_4 \dot{x}^4 + a_2 \dot{x}^2 - a_0} d\dot{x}. \quad (188)$$

Второе слагаемое уравнения (188) можно разложить по корням полинома в знаменателе, из которых два действительные:

$$\frac{\dot{x}_1}{x_2} = \pm \sqrt{-\frac{a_2}{2a_4} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2a_4}\right)^2 + \frac{a_0}{a_4}}} = \pm k_1$$

и два мнимые

$$\frac{\dot{x}_3}{x_4} = \pm i \sqrt{-\frac{a_2}{2a_4} + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2a_4}\right)^2 + \frac{a_0}{a_4}}} = \pm ik_3,$$

т. е.

$$\frac{b_3\dot{x}^3 + b_1\dot{x}}{a_4\dot{x}^4 + a_2\dot{x}^2 - a_0} = \frac{A_1}{(\dot{x} - \dot{x}_1)} + \frac{A_2}{(\dot{x} - \dot{x}_2)} + \frac{M}{(\dot{x} - \dot{x}_3)} + \frac{N}{(\dot{x} - \dot{x}_4)}.$$

Два последних слагаемых можно объединить:

$$\frac{M}{(\dot{x} - \dot{x}_3)} + \frac{N}{(\dot{x} - \dot{x}_4)} = \frac{(M+N)\dot{x} + ik_3(M-N)}{\dot{x}^2 + k_3^2} = \frac{A_3\dot{x} + A_4}{\dot{x}^2 + k_3^2}$$

и тогда

$$\frac{b_3\dot{x}^3 + b_1\dot{x}}{a_4\dot{x}^4 + a_2\dot{x}^2 - a_0} = \frac{A_1}{\dot{x} - k_1} + \frac{A_2}{\dot{x} + k_1} + \frac{A_3\dot{x} + A_4}{\dot{x}^2 + k_3^2}.$$

Для определения постоянных следует правую часть этого уравнения привести к общему знаменателю и сопоставить коэффициенты при переменных в одинаковых степенях в правой и левой частях уравнения. В результате получаем систему уравнений относительно неизвестных постоянных:

$$\begin{aligned} A_1 + A_2 + A_3 &= b_3; \quad (A_1 - A_2)k_1 + A_4 = 0; \\ (A_1 + A_2)k_3^2 - A_3k_1^2 &= b_1; \quad (A_1 - A_2)k_1k_2^2 - A_4k_1^2 = 0. \end{aligned} \quad \left. \right\}$$

Отсюда находим

$$A_4 = 0; \quad A_1 = A_2 = \frac{b_3 - A_3}{2}; \quad A_3 = \frac{b_3k_3^2 - b_1}{k_1^2 + k_3^2}.$$

Вместе с этим дифференциал dx по выражению (188) теперь можно представить в форме

$$-dx = \frac{a_5}{a_4} \dot{x} d\dot{x} + \frac{k_1^2 b_3 - b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{\dot{x} d\dot{x}}{\dot{x}^2 - k_1^2} + \frac{b_3 k_3^2 - b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{\dot{x} d\dot{x}}{\dot{x}^2 + k_3^2}$$

и интегрировать:

$$-x = \frac{a_5}{2a_4} \dot{x}^2 + \frac{k_1 b_3 - b_1}{2(k_1^2 + k_3^2)} \ln \frac{\dot{x}^2 - k_1^2}{-k_1} + \frac{k_3^2 b_3 - b_1}{2(k_1^2 + k_3^2)} \ln \frac{\dot{x}^2 + k_3^2}{k_3^2}.$$

Полученная зависимость позволяет установить связь между перемещением поршня и его скоростью в зависимости от конструктивных и режимных параметров пневматического длинноходового цилиндра, определяющих константы a , b и k .

Чтобы связать параметры движения x и \dot{x} с временем t , воспользуемся соотношением $dt = \frac{dx}{\dot{x}}$. В таком случае из выражения (188) получаем

$$-dt = \frac{a_5}{a_4} dx + \frac{\left(a_3 - a_2 \frac{a_5}{a_4}\right) \dot{x}^2 + \left(a_1 + a_0 \frac{a_5}{a_4}\right)}{a_4 \dot{x}^4 + a_2 \dot{x}^2 - a_0} d\dot{x}.$$

Разлагая второе слагаемое правой части на простые множители и производя преобразования, получим

$$-dt = \frac{a_5}{a_4} dx + \frac{b_3 k_1^2 + b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{d\dot{x}}{\dot{x}^2 - k_1^2} + \frac{k_3^2 b_3 - b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{d\dot{x}}{\dot{x}^2 + k_3^2}.$$

Интегрируя, находим

$$-t = \frac{a_5}{a_4} \dot{x} - \frac{b_3 k_1^2 + b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{1}{2k_1} \ln \frac{k_1 + \dot{x}}{k_1 - \dot{x}} + \frac{k_3^2 b_3 - b_1}{k_1^2 + k_3^2} \frac{1}{k_3} \operatorname{arctg} \frac{\dot{x}}{k_3}.$$

Таким образом, перемещение x и время t выражаются через скорость \dot{x} как параметр движения.

Рассмотренный метод интегрирования уравнения движения позволяет по заданным конструктивным и режимным характеристикам системы составить полное суждение о движении упорного подшипника в процессе разгона.

Для приближенной оценки времени разгона подшипника с момента открытия замка можно положить противодавление в полости цилиндра, сообщающейся с атмосферой, равным нулю, т. е. считать $a_{ll} = 0$. В этом случае из выражения (186) имеем

$$dx = \frac{(1 + 3a_{ll}\dot{x}^2)\dot{x} dx}{\frac{\varphi F p_m - T}{m}(1 + 3a_{ll}\dot{x}^2) - \frac{\varphi F p_m a_{ll}\dot{x}^2}{m}} = \frac{(1 + 3a_{ll}\dot{x}^2)\dot{x} dx}{(B - A) + a_{ll}(2B - 3A)\dot{x}^2};$$

здесь

$$B = \frac{\varphi F p_m}{m}; \quad A = \frac{T}{m}.$$

При $2B \neq 3A$ после интегрирования имеем

$$x = \frac{3\dot{x}^2}{2(2B - 3A)} + \frac{B}{a_{ll}(2B - 3A)} \ln \frac{B - A}{(B - A) + a_{ll}(2B - 3A)\dot{x}^2}$$

и при $2B = 3A$

$$x = \frac{1}{B-A} \left[\frac{\dot{x}^2}{2} + \frac{3}{4} a_n \dot{x}^4 \right].$$

Кроме этого,

$$dt = \frac{1 + 3a_n \dot{x}^2}{(B-A) + a_n(2B-3A)\dot{x}^2} d\dot{x}.$$

После интегрирования:

для $2B > 3A$

$$t = \frac{3\dot{x}}{2B-3A} - \frac{B}{(2B-3A)\sqrt{(2B-3A)(B-A)a_n}} \operatorname{arctg} \frac{\dot{x}\sqrt{a_n(2B-3A)}}{\sqrt{B-A}},$$

для $2B = 3A$

$$t = \frac{1}{B-A} (\dot{x} + a_n \dot{x}^3);$$

для $2B < 3A$

$$t = -\frac{3\dot{x}}{3A-2B} + \frac{1 + 3a_n d^2}{2da_n(3A-2B)} \ln \frac{d + \dot{x}}{d - \dot{x}},$$

где

$$d = \sqrt{\frac{B-A}{a_n(3A-2B)}}.$$

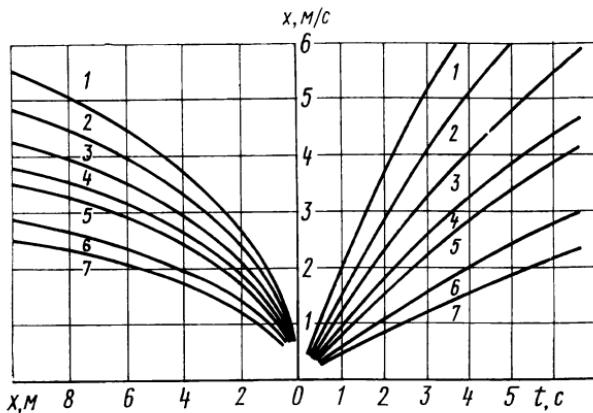


Рис. 217

По найденным формулам построены кривые, позволяющие судить о влиянии параметров на время перемещения и скорость. На рис. 217 показаны кривые для $f_c = \frac{T}{G} = 0,13$ при давлении воздуха в магистрали $p_m = 5,7$ кгс/см² и температуре воздуха в цилиндре 313 К при различной массе подвижных частей (кривая 330

1 — при $G = 3000$ кг, 2 — $G = 3500$ кг, 3 — $G = 4000$ кг, 4 — $G = 4500$ кг, 5 — $G = 4790$ кг, 6 — $G = 5500$ кг и 7 — $G = 6000$ кг). Из рисунка видно, что на время срабатывания механизма большое влияние оказывает вес подшипника.

На рис. 218, а и б показано (для $G = 3970$ кг, $\phi F = 179,6$ см², $a_{\text{л}} = 0,016$ см²/м²) изменение времени срабатывания при пробеге

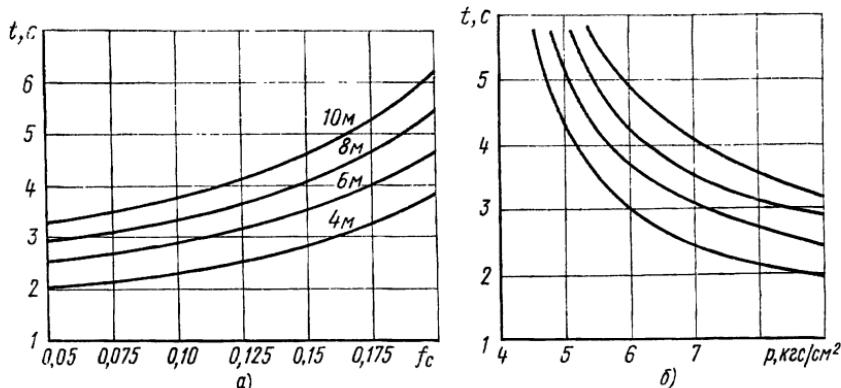


Рис. 218

на различное расстояние в зависимости от коэффициента f_c трения и давления воздуха в магистрали. Уменьшение коэффициента трения в направляющих и увеличение магистрального давления значительно уменьшают время срабатывания.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА С ПЕРЕМЕННОЙ ПРИВЕДЕННОЙ МАССОЙ ЗВЕНЬЕВ

В механизмах двигателей, компрессоров и других машин движение от поршня передается непрерывно вращающемуся кривошипу или наоборот, от кривошипа к поршню. Кинематическое исследование механизмов такого типа заключается в определении скоростей и ускорения точек звеньев механизмов по заданной постоянной угловой скорости кривошипа.

В стержневых исполнительных пневматических механизмах соотношение длин звеньев обычно таково, что условия существования кривошипа не соблюдаются, т. е. звено, имеющее неподвижную ось вращения, может перемещаться только в пределах некоторого ограниченного угла меньше 180°. Кроме того, не может быть задана и непосредственно определена кинематическим анализом скорость какой-либо точки звеньев, поэтому кинематическое исследование проводится главным образом с целью определения отношения скоростей точек. Такие кинематические параметры, как время хода, скорости и ускорения точек звеньев и других механизмов эпизодического действия, могут

быть найдены только решением динамической задачи, т. е. в результате интегрирования уравнения движения механизма.

Задача, связанная с определением скоростей точек звеньев и времени срабатывания стержневого пневматического механизма, усложняется еще тем, что отношение скоростей звеньев переменное, поэтому приведенная к поршню масса механизма является функцией его перемещения.

Таким образом, кинематический анализ, или расчет стержневых пневматических механизмов является условным и определяет только отношение скоростей звеньев, от которого зависит приведенная масса механизма.

В основном в качестве стержневых исполнительных пневматических механизмов используются коромысло-ползунные со смещенной осью цилиндра относительно оси вращения коромысла (см. рис. 23) и механизмы с качающимися цилиндрами (рис. 219).

При динамическом исследовании стержневых механизмов примем за независимую переменную не угол поворота кривошипа, а координату s , определяющую текущее положение поршня, и поставим целью, во-первых, составить уравнение движения в форме, дающей возможность отыскать решение при наличии сил, зависящих от

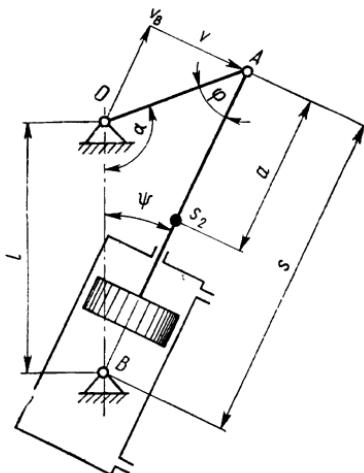


Рис. 219

пути, скорости и времени, и, во-вторых, наметить путь решения уравнения движения.

Из рассмотрения треугольника OBA (см. рис. 23 и 24) по формулам (13)–(18) с учетом свойств плана скоростей для механизма устанавливается отношение скоростей точек A коромысла и B поршня как функция координаты s поршня или, что то же самое, относительной координаты $\sigma = \frac{s}{l}$. Имея в виду, что

$$v_B = \frac{ds}{dt} = l \frac{d\sigma}{dt} = l \dot{\sigma},$$

скорость точки A коромысла может быть выражена равенством

$$v_A = v_B f_1(\sigma) = l \dot{\sigma} f_1(\sigma).$$

Для кулисного механизма с качающимся цилиндром (рис. 219) отношение скорости точки A коромысла и скорости поршня имеет вид

$$\frac{v_A}{v} = \frac{1}{\sin \varphi},$$

где v — скорость поршня.

Кроме того,

$$\cos \varphi = \frac{r^2 + s^2 - l^2}{2sr} = \frac{\lambda^2 + \sigma - 1}{2\lambda\sigma}$$

и

$$\cos \psi = \frac{s - r \cos \varphi}{l} = \sigma - \lambda \cos \varphi = \frac{1 + \sigma^2 - \lambda^2}{2\sigma}, \quad (189)$$

где

$$\lambda = \frac{r}{l} \text{ и } \sigma = \frac{s}{l}.$$

Отсюда получаем

$$v_A = \frac{v}{\sin \varphi} = v \frac{2\lambda\sigma}{\sqrt{4\lambda^2 - (1 + \lambda^2 - \sigma^2)^2}}$$

или

$$v_A = l \dot{\sigma} \frac{2\lambda\sigma}{\sqrt{4\lambda^2 - (1 + \lambda^2 - \sigma^2)^2}} = l \dot{\sigma} f_1(\sigma),$$

т. е. вид функции v_A такой же, как и для коромысло-ползунного механизма.

Угловая скорость цилиндра и штока $\omega_2 = \frac{d\psi}{dt}$ может быть найдена в результате дифференцирования уравнения (189):

$$-\sin \psi \frac{d\psi}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{1 + \sigma^2 + \lambda^2}{2\sigma} \right) = \dot{\sigma} \frac{\sigma^2 - 1 + \lambda^2}{2\sigma^2}$$

или

$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} = \frac{1 - \lambda^2 - \sigma^2}{2\sigma^2 \sin \psi} \dot{\sigma} = \frac{1 - \lambda^2 - \sigma^2}{\sigma \sqrt{4\sigma^2 - (1 + \lambda^2 - \sigma^2)^2}} \dot{\sigma}.$$

Таким образом,

$$\dot{\psi} = \dot{\sigma} f_2(\sigma).$$

Скорость центра тяжести S_2 комплекта поршня может быть найдена из выражения

$$v_{S_2} = \sqrt{v^2 + (s - a)^2 \dot{\psi}^2} = \dot{\sigma} l \sqrt{f_1^2(\sigma) + (\sigma - a)^2 f_2^2(\sigma)},$$

т. е.

$$v_{S_2} = \dot{\sigma} l f_3(\sigma),$$

где

$$a = \frac{a}{l}.$$

Таким образом, каждая из скоростей, определяющая кинетическую энергию масс движущихся звеньев механизма, может быть найдена в функции относительной координаты $\sigma = \frac{s}{l}$.

При конкретных расчетах значения функций $f_1(\sigma)$, $f_2(\sigma)$ и $f_3(\sigma)$ аналитически вычислять трудно, поэтому можно воспользоваться методом планов скоростей, приняв за независимую переменную координату σ , а результат расчета представив соответствующими графиками.

Действительное значение скорости поршня, а следовательно, и скорость любой точки звеньев механизма можно определить интегрированием уравнения движения, представленного в дифференциальной форме, например уравнением Лагранжа второго вида:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial v} \right) - \frac{\partial E}{\partial s} = Q,$$

где $E = \frac{mv^2}{2}$ — кинетическая энергия переменной, приведенной

к поршню массы m ;

s и v — обобщенные перемещение и скорость: в данном случае перемещение и скорость поршня;

Q — сумма всех сил, приведенных к поршню.

В рассматриваемом случае $s = l\sigma$ и $v = l\dot{\sigma}$, поэтому уравнение движения после выполнения операции дифференцирования принимает вид

$$lm\sigma + l \frac{\dot{\sigma}}{2} \frac{dm}{dt} = Q$$

или

$$m \frac{d\dot{\sigma}}{dt} + \frac{\dot{\sigma}}{2} \frac{dm}{dt} = \frac{Q}{l}. \quad (190)$$

Переменная приведенная к поршню масса стержневого механизма находится из условия равенства кинетических энергий механизма и приведенной массы. Так, для коромысло-ползунного механизма, предполагая, что масса шатуна отнесена к центрам A и B шарниров, можно написать

$$m = m_n + m_A \left(\frac{v_A}{v_B} \right)^2 = m_n + m_A f_1^2(\sigma) = m(\sigma),$$

где m_n — сумма масс поршня и отнесенной к нему части массы шатуна;

m_A — сумма приведенной к гочке A массы коромысла и отнесенной к ней части массы шатуна.

Для кулисного механизма масса, приведенная к поступательно движущемуся со скоростью v в подвижных направляющих поршню, выражается равенством

$$m = m_n \left(\frac{v_{S_2}}{v} \right)^2 + (J_n + J_3) \left(\frac{\dot{\Psi}}{v} \right)^2 + m_A \left(\frac{v_A}{v} \right)^2.$$

Заменив отношение скоростей найденными ранее их значениями, получим

$$m = m_0 f_3^2(\sigma) + \frac{J_n + J_3}{l^2} f_2^2(\sigma) + m_A f_1^2(\sigma) = m(\sigma).$$

Таким образом, приведенная к поршню масса стержневого механизма является функцией только масс и относительной координаты σ , причем она не зависит от того, с какой скоростью $\dot{\sigma}$ поршень проходит данное положение.

Выражение (190) можно представить в виде

$$d(m\dot{\sigma}) - \frac{1}{2} \dot{\sigma} dm = \frac{Qdt}{l}.$$

Имея в виду, что в начале движения поршня из одного крайнего положения в другое $\sigma_0 = 0$, $m = m_0$ и $Q = f(t\sigma) = Q_0$, найдем

$$m\dot{\sigma} - \frac{1}{2} \int \dot{\sigma} dm = \frac{1}{l} \int Qdt.$$

Однако этим решением дифференциального уравнения практически воспользоваться нельзя, потому что интегралы не могут быть вычислены, если $Q = f(\sigma, t)$ и $m = m(\sigma)$.

Вследствие этого необходимо, используя метод численного интегрирования, разбить время движения на интервалы Δt и вычислить для конца каждого из них интересующие нас величины, зависящие от начальных условий:

$$t = 0; \quad \dot{\sigma} = 0; \quad m = m_0; \quad \sigma = \sigma_0; \quad Q = Q_0.$$

Тогда из уравнения (190) движения после замены производных отношением конечных малых приращений функций можно получить:

для $t = 0$

$$m_0 \ddot{\sigma}_0 = \frac{Q_0}{l} \quad \text{или} \quad \dot{\sigma} = \frac{Q_0}{m_0 l};$$

для времени $t_1 = \Delta t$

$$m_1 \frac{\Delta_1 \dot{\sigma}}{\Delta t} + \frac{\dot{\sigma}_1}{2} \frac{\Delta_1 m}{\Delta t} = \frac{Q_1}{l};$$

для времени $t_2 = 2\Delta t$

$$m_2 \frac{\Delta_2 \dot{\sigma}}{\Delta t} + \frac{\dot{\sigma}_2}{2} \frac{\Delta_2 m}{\Delta t} = \frac{Q_2}{l}$$

и т. д.

Считая в интервале времени Δt все функции изменяющимися линейно, можно в дополнение к этим уравнениям написать:

$$\begin{aligned}
m_1 &= m_0 + \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \Delta_1 \sigma; \quad m_2 = m_1 + \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \Delta_2 \sigma \text{ и т. д.;} \\
Q_1 &= Q_0 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \Delta_1 \sigma + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_0 \Delta t; \\
Q_2 &= Q_1 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \Delta_2 \sigma + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_1 \Delta t \text{ и т. д.;} \\
\dot{\Delta}_1 \sigma &= \dot{\sigma}_1 - \dot{\sigma}_0; \quad \dot{\Delta}_2 \sigma = \dot{\sigma}_2 - \dot{\sigma}_1 \text{ и т. д.;} \\
\dot{\sigma}_1 &= \dot{\sigma}_0 + \dot{\Delta}_1 \sigma; \quad \dot{\sigma}_2 = \dot{\sigma}_1 + \dot{\Delta}_2 \sigma \text{ и т. д.;} \\
\dot{\sigma}_1 &= \frac{\Delta_1 \sigma}{\Delta t}; \quad \dot{\sigma}_2 = \frac{\Delta_2 \sigma}{\Delta t} \text{ и т. д.}
\end{aligned}$$

Заменив в уравнениях m и Q их значениями и произведя преобразования, получим выражения, пользуясь которыми можно вычислить последовательные приближенные значения искомых функций:

$$\left. \begin{aligned}
&\frac{3}{2} \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \Delta_1^2 \sigma + \left[m_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \times \right. \\
&\times \left. \frac{\Delta^2 t}{l} \right] \Delta_1 \sigma = m_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t + \frac{Q_0}{l} \Delta^2 t + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_0 \frac{\Delta^3 t}{l}; \\
&\frac{3}{2} \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \Delta_2^2 \sigma + \left[m_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \right. \\
&\left. - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right) \frac{\Delta^2 t}{l} \right] \Delta_2 \sigma = m_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t + \frac{Q_1}{l} \Delta^2 t + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_1 \frac{\Delta^3 t}{l}
\end{aligned} \right\} \quad (191)$$

и т. д.

В том случае, если сила Q является еще и функцией скорости, т. е. $Q = f(\sigma, \dot{\sigma}, t)$, то выражения (191) принимают вид

$$\left. \begin{aligned}
&\frac{3}{2} \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \Delta_1^2 \sigma + \left[m_0 - \frac{\Delta t}{l} \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{\sigma}} \right)_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \times \right. \\
&\times \left. \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l} \right] \Delta_1 \sigma = \left[m_0 - \frac{\Delta t}{l} \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{\sigma}} \right)_0 \right] \times \\
&\times \dot{\sigma}_0 \Delta t + \frac{Q_0}{l} \Delta^2 t + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_0 \Delta^3 t; \\
&\frac{3}{2} \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \Delta_2^2 \sigma + \left[m_1 - \frac{\Delta t}{l} \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{\sigma}} \right)_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \right. \\
&\left. - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \frac{\Delta^2 t}{l} \right] \Delta_2 \sigma = \left[m_1 - \frac{\Delta t}{l} \left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{\sigma}} \right)_1 \right] \dot{\sigma}_1 \Delta t + \\
&+ \frac{Q_1}{l} \Delta^2 t + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_1 \Delta^3 t
\end{aligned} \right\} \quad (192)$$

и т. д.

Установив предварительно аналитически или графически вид функций $Q = f(\sigma, t)$ и $m = m(\sigma)$, нетрудно найти также последовательно значения коэффициентов при искомых приращениях $\Delta_1\sigma$, $\Delta_2\sigma$ и т. д., т. е. значения частных производных функций Q и m для начала каждого из интервалов.

При достаточно малых интервалах Δt некоторые слагаемые приобретают значения второго порядка малости и их можно отбросить, если $\frac{\partial m}{\partial \sigma}$ и $\frac{\partial Q}{\partial t}$ незначительны. В таком случае уравнения для приращений перемещения поршня обращаются в линейные. Таким образом, в качестве первого приближения можно положить

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1\sigma &= \frac{m_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t + \frac{Q_0}{l} \Delta^2 t}{m_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l}} \\ \text{и} \quad \dot{\sigma}_1 &= \frac{m_0 \dot{\sigma}_0 + \frac{Q_0}{l} \Delta t}{m_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l}} ; \\ \Delta_2\sigma &= \frac{m_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t + \frac{Q_1}{l} \Delta^2 t}{m_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \frac{\Delta^2 t}{l}} \\ \text{и} \quad \sigma_2 &= \frac{m_1 \dot{\sigma}_1 + \frac{Q_1}{l} \Delta t}{m_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \frac{\Delta^2 t}{l}} . \end{aligned} \right\} \quad (193)$$

Аналогичные выражения можно получить для случая, когда сила Q является функцией координаты, скорости и времени. Более точные выражения можно получить из уравнений (191) или (192), решив квадратное уравнение относительно $\Delta\sigma$. Из уравнений (192) при $Q = f(\sigma, t)$ получаем

$$\Delta_1\sigma = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4a_1c_1}}{2a_1} ; \quad \Delta_2\sigma = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4a_2c_2}}{2a_2} , \quad (194)$$

где

$$a_1 = \frac{3 \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0}{2 \left[m_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l} \right]} ;$$

$$a_2 = \frac{3 \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1}{2 \left[m_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \frac{\Delta^2 t}{l} \right]}$$

и т. д.

$$c_1 = \frac{m_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t + \frac{Q_0 \Delta^2 t}{l} + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l}}{m_0 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_0 \dot{\sigma}_0 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_0 \frac{\Delta^2 t}{l}} ;$$

$$c_2 = \frac{m_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t + \frac{Q_1 \Delta^2 t}{l} + \left(\frac{\partial Q}{\partial t} \right) \frac{\Delta^2 t}{l}}{m_1 - \left(\frac{\partial m}{\partial \sigma} \right)_1 \dot{\sigma}_1 \Delta t - \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right)_1 \frac{\Delta^2 t}{l}}$$

и т. д.

Нетрудно видеть, что если радикалы в уравнениях (194) разложить в ряд по биному Ньютона и ограничиться первыми двумя членами разложения, то получаются приближенные формулы (193).

Значения частных производных приведенной силы Q по σ и t можно определить, рассмотрев воздушный режим в камерах цилиндра.

Приведенную к поршню силу можно представить в виде

$$Q = F(\varphi p_{\text{л}} - p_{\text{п}}) - T,$$

где T — внешнее сопротивление, которое может быть постоянным или функцией s , \dot{s} и t ;

$p_{\text{л}}$ и $p_{\text{п}}$ — давление в полостях цилиндра.

Малое конечное приращение силы Q может быть выражено через приращения переменных, т. е.

$$\Delta Q = \varphi F \Delta p_{\text{л}} - F \Delta p_{\text{п}} - \Delta T \quad (195)$$

или

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \Delta \sigma + \frac{\partial Q}{\partial t} \Delta t, \quad (195a)$$

причем, в свою очередь,

$$\Delta p_{\text{л}} = \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} \Delta t = \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial \sigma} \Delta \sigma + \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} \Delta t;$$

$$\Delta p_{\text{п}} = \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} \Delta t = \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial \sigma} \Delta \sigma + \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} \Delta t,$$

где $x = \sigma l$.

Производя замену $\Delta p_{\text{л}}$ и $\Delta p_{\text{п}}$ в уравнении (195) и сопоставляя полученный результат с уравнением (195, а), находим

$$\frac{\partial Q}{\partial \sigma} = F \left(\varphi \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial \sigma} - \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial \sigma} \right) - \frac{\partial T}{\partial \sigma};$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = F \left(\varphi \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} - \frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} \right) - \frac{\partial T}{\partial t}.$$

Частные производные давления по σ и t определяют из уравнений (173) и (174), имея при этом в виду, что для кривошипно-ползунного механизма $s = s_0 + x$ или $\sigma l = \sigma_0 l + x$ и для кулисного механизма (см. рис. 219) $s + a = L + x$ или $\sigma l = L - a + x$.

Отсюда $dx = ld\sigma$, следовательно,

$$\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} = \frac{nQ_{\text{л}}p_{\text{нл}}}{\gamma_{\text{нл}}(l_{\text{л}}+x)\varphi F} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad \frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial \sigma} = -\frac{nlp_{\text{нл}}}{l_{\text{л}}+x} \left(\frac{p_{\text{л}}}{p_{\text{нл}}} \right);$$

$$\frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t} = -\frac{nQ_{\text{п}}p_{\text{нп}}}{\gamma_{\text{нп}}(l_{\text{л}}+H-x)F} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right)^{\frac{n-1}{n}};$$

$$\frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial \sigma} = \frac{nlp_{\text{нп}}}{l_{\text{п}}+H-x} \left(\frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нп}}} \right).$$

Найденные выражения для частных производных приведенной силы позволяют произвести численное интегрирование по уравнениям (193); при этом следует иметь в виду, что

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 p_{\text{л}} &= \left(\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial \sigma} \right)_0 \Delta_1 \sigma + \left(\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} \right)_0 \Delta t; \\ \Delta_2 p_{\text{л}} &= \left(\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial \sigma} \right)_1 \Delta_2 \sigma + \left(\frac{\partial p_{\text{л}}}{\partial t} \right)_1 \Delta t; \end{aligned} \right\}$$

и т. д.;

$$p_{\text{л}_1} = p_{\text{нл}} + \Delta_1 p_{\text{л}}; \quad p_{\text{л}_2} = p_{\text{л}_1} + \Delta_2 p_{\text{л}}$$

и т. д.

Аналогичные выражения можно написать для давления в правой полости цилиндра и его приращения.

Рассмотренная методика определения закона движения ведомого звена пневматического механизма с переменной приведенной массой, позволяющая определить время срабатывания механизма, весьма сложна при численных расчетах, и в каждом конкретном случае необходимо искать упрощения. Однако современное состояние вычислительной техники позволяет производить вычисления достаточно быстро и точно.

РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Получившие широкое применение электропневматические распределительные устройства для дистационного или автоматического управления пневматическими механизмами имеют определенные динамические характеристики, оказывающие влияние на время срабатывания этих механизмов. Для быстроходных механизмов, обладающих малым временем цикла, длительность подключения рабочего цилиндра к питающей магистрали, определяемая параметрами распределителя, может существенно отразиться на общем времени срабатывания пневматического механизма, следовательно, и на производительности рабочей машины.

Работу электропневматического распределителя с момента подачи напряжения на катушку электромагнита следует разбить на отдельные фазы и для каждой составить математическое описание процесса во времени. Рассмотрим работу трехходового ЭПР — электропневматического распределителя по рис.

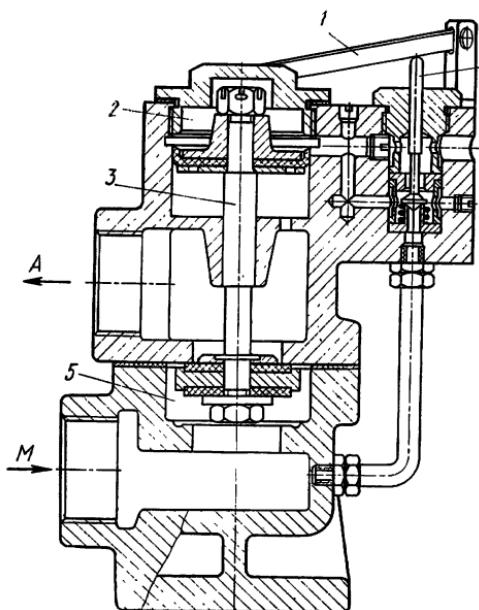


Рис. 220

220, в котором клапан 3 соединяет камеру 5 с магистралью (M) или с атмосферой (A) в зависимости от того, в верхнем или нижнем положении находится клапан 4 ЭПВ — электропневматического вентиля.

Результирующее время срабатывания ЭПР складывается из t_1 — времени с момента включения или выключения катушки электромагнита до момента трогания клапана ЭПВ, t_2 — времени движения клапана ЭПВ в конечную позицию, t_3 — времени, в течение которого давление в камере постоянного объема достигнет величины, необходимой для страгивания клапана 3 с места, и, наконец, t_4 — времени движения клапана 3.

Время срабатывания ЭПР при включении цилиндра на рабочий ход и при отключении разное. При включении цилиндра на рабочий ход клапан 4 ЭПВ занимает верхнюю исходную позицию. В катушке электромагнита течет ток i , сила которого определяет-

ся из дифференциального уравнения

$$L \frac{di}{dt} + Ri = u, \quad (196)$$

где L — индуктивность катушки, электромагнита, соответствующая начальному зазору x_0 ;

R — омическое сопротивление катушки;
 u — питающеее напряжение.

Трогание якоря начинается в момент времени, когда действующая на якорь электромагнитная сила P_e равна приведенной к нему силе сопротивления P_c :

$$P_c = p f_4 \frac{l_4}{l_9} + c_4 \lambda_0 + T_4 - m_4 g,$$

где p — давление в магистрали;

f_4 — площадь седла клапана 4;

l_4 и l_9 — плечи рычага 1 электромагнита;

c_4 — приведенная жесткость пружин якоря и клапана;

λ_0 — предварительное натяжение пружин;

T_4 — приведенная сила трения якоря и клапана;

m_4 — приведенная масса подвижных частей электромагнита и клапана.

Электромагнитная сила определяется по формуле

$$P_e = 5,1 i^2 \frac{dL}{dx},$$

где x — зазор между якорем и полюсом сердечника.

При расчёте величину dL/dx определяют дифференцированием (обычно графическим) зависимости $L = f(x)$, полученной при анализе электромагнитной системы.

Из условия равенства сил P_c и P_e определяют ток в момент трогания якоря:

$$i_1 = \sqrt{\frac{P_c}{5,1 \frac{dL}{dx_0}}}, \quad (197)$$

где $\frac{dL}{dx_0}$ — изменение индуктивности при начальном зазоре x_0 .

При постоянных L и R решение дифференциального уравнения (196) при включении катушки на переменное напряжение $u = U_m \sin \omega t$ в момент, характеризуемый фазой φ , и начальных условиях $t = 0$ и $i = 0$ имеет вид

$$i = I_m \left[\sin(\omega t + \varphi - \psi) - \sin(\varphi - \psi) e^{-\frac{t}{T_e}} \right], \quad (198)$$

где I_m — амплитудное значение тока;

$$I_m = \frac{U_m}{\sqrt{R^2 + (\omega L)^2}};$$

U_m — амплитуда напряжения;

$T_3 = \frac{L}{R}$ — постоянная времени электромагнитной системы;

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\omega L}{R}.$$

Приравнивая в выражениях (197) и (198) $i_1 = i$, находим время t_1 .

Время нарастания тока в данном случае определяется в основном фазой φ , и амплитудное значение достигает максимума за время порядка четверти периода (0,005 с). Поэтому часто учит времена t_1 для систем переменного тока не производят.

Для систем постоянного тока при включении катушки на напряжение $u = U = \text{const}$

$$i_1 = I_y \left(1 - e^{-\frac{t}{T_3}} \right)$$

и

$$t_1 = T_3 \ln \frac{I_y}{I_y - i_1},$$

где $I_y = \frac{U}{R}$ — установившееся значение тока.

Время движения клапана ЭПВ определяют из уравнения переходного процесса в обмотке катушки, включенной на переменное напряжение,

$$U_m \sin(\omega t + \varphi) = iR + \frac{d\Psi}{dt} \quad (199)$$

и уравнения движения клапана

$$5,1i^2 \frac{dL}{dx} - \left[pf \frac{l_4}{l_3} + c_4(\lambda_0 + x) + T_4 - mg \right] = \\ = \frac{d}{dx} \left(\frac{m_4 v^2}{2} \right), \quad (200)$$

где $\Psi = Li$ — потокосцепление катушки;

v — скорость клапана.

Эти уравнения можно решить приближенно графо-аналитическим или аналитическим методами. Воспользуемся аналитическим методом последовательных приближений, представив уравнения (199) и (200) в конечных разностях и полагая $m_4 = \text{const}$:

$$U_m \frac{\sin(\omega t_{i+1} + \varphi) + \sin(\omega t_i + \varphi)}{2} = \\ = \frac{i_{i+1} + i_i}{2} R + \frac{L_{i+1} i_{i+1} - L_i i_i}{t_{i+1} - t_i}; \quad (201)$$

$$5,1i_{i+1}i_t \frac{L_{i+1}-L_i}{x_{i+1}-x_i} \left[p f_4 \frac{l_4}{l_9} + c_4 \left(\lambda_0 + \frac{x_{i+1}+x_i}{2} \right) + T_4 - m_4 g \right] = \\ = m_4 \frac{a_{i+1} + a_i}{2}, \quad (202)$$

где

$$a = \frac{dv}{dt}.$$

Разбиваем полный путь движения на ряд участков:

$$\Delta x_i = x_{i+1} - x_i,$$

где $i = 0; 1; \dots; k$ — порядковый номер положения клапана.

Для каждого положения предварительно вычисляем индуктивность катушки.

Пусть для положения i известны ускорение a_i , скорость v_i , ток i_i и время t_i . Для положения $i + 1$ величины a_{i+1} , v_{i+1} , i_{i+1} и t_{i+1} определяем следующим образом.

Предварительно оцениваем значения a_{i+1} и i_{i+1} . Приняв ускорение $a_{cp,i}$ на участке Δx_i постоянным и равным $0,5(a_i + a_{i+1})$, определяем величины скорости и времени в конце участка:

$$v_{i+1} = \sqrt{v_i^2 + 2a_{cp,i}\Delta x_i} = \sqrt{v_i^2 + (a_i + a_{i+1})\Delta x_i}; \\ t_{i+1} = t_i + \frac{2\Delta x_i}{v_i + v_{i+1}}.$$

Подставив значения a_i , i_{i+1} и t_{i+1} в уравнения (201) и (202), получим значения тока и ускорения в конце участка:

$$i'_{i+1} = U_m \frac{\sin(\omega t_i + \varphi) + \sin(\omega t_{i+1} + \varphi)}{R} - \frac{2}{R} \frac{L_{i+1} i_{i+1} - L_i i_i}{t_{i+1} - t_i} - i_i; \\ a'_{i+1} = \frac{2}{m} \left\{ 5,1i_i i_{i+1} \frac{L_{i+1} - L_i}{\Delta x_i} \times \right. \\ \left. \times \left[p f_4 \frac{l_4}{l_9} + c_4 \left(\lambda_0 + \frac{x_i + x_{i+1}}{2} \right) + T_4 - m_4 g \right] \right\} - a_i,$$

которые необходимо сравнить с предварительно выбранными значениями a_{i+1} и i_{i+1} . Если при этом соблюдаются равенства

$$a_{i+1} = a'_{i+1}; \quad (203)$$

$$i_{i+1} = i'_{i+1}, \quad (204)$$

то решение уравнений (199) и (200) правильно. В противном случае задаемся новыми значениями a_{i+1} и i'_{i+1} и повторяем расчет до тех пор, пока не будут выполняться равенства (203) и (204) в пределах соответствующей точности вычислений.

Аналогично определяем ускорение, скорость и время движения клапана, а также силы тока в катушке для последующих положений. Найдя последовательно значения a_k , v_k , t_k и i_k , наносим их на график и, соединив точки плавными кривыми, получаем расчетные кривые ускорения, скорости, времени движения и тока в катушке в функции перемещения клапана ЭПВ.

Расчетные кривые силы тока, усилий, скорости и перемещения клапана ЭПВ показаны на рис. 221. Кривые построены для следующих параметров: $U_m = 380$ В; $R = 70$ Ом; $L = 0,41 \div 3,28$ Гн;

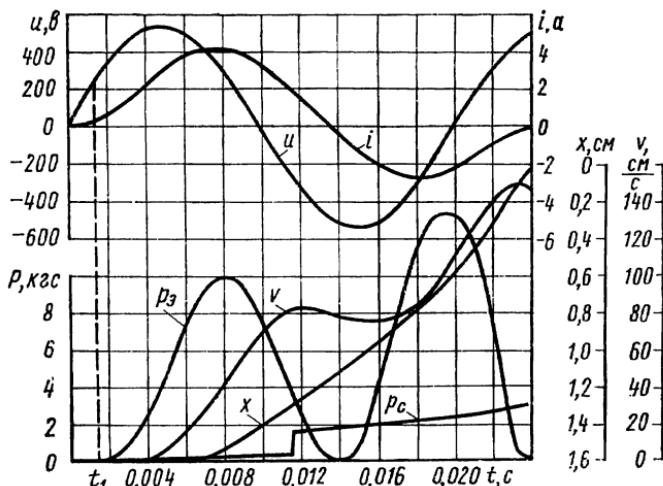


Рис. 221

$\varphi = 0$; $x_k - x_0 = 1,6$ см; $m = 0,75 \cdot 10^{-3}$ кгс · с²/см; $p = 6$ кгс/см²; $f_4 = 0,95$ см²; $c_4 = 1$ кгс/см; $\lambda_0 = 0,86$ см; $i_1 = 0,44$ А; $t_1 = 1,6 \cdot 10^{-3}$ с. Время срабатывания ЭПВ составляет 0,024 с и соответствует экспериментальным данным [29].

Для случая выключения катушки электромагнита длительность фазы движения клапана ЭПВ определяется из уравнения

$$pf_4 \frac{l_4}{l_3} + c_4(\lambda_0 - x) - T_4 - m_4g = \frac{d}{dx} \left(\frac{m_4v^2}{2} \right)$$

или приближенно при $m = \text{const}$

$$t = \sqrt{\frac{2m(x_k - x_0)}{pf_4 \frac{l_4}{l_3} + c_4\lambda_0 - \frac{x_k + x_0}{2} c_4 - T_4 - m_4g}}.$$

Длительность фазы изменения давления в камере 2 (см рис. 220) постоянного объема до величины, при которой происходит трогание клапана ЭПР, определяем на основании анализа процессов наполнения и опорожнения. Для ЭПР, характерной

особенностью которых является работа клапанов при давлении выше 2 кгс/см², процессы следует рассматривать только в надкритическом режиме. Для дальнейшего исследования принимаем, что изменения состояния сжатого воздуха в камере при ее наполнении и опорожнении происходит по закону политропы, а проходное сечение клапана ЭПВ постоянно. В этом случае длительность фазы определяется уравнениями:

при наполнении $\left(\frac{p_{\text{кн}}}{p_{\text{м}}} < 0,53, \text{ отключение цилиндра} \right)$

$$t = \frac{V p_a^{\frac{n-1}{n}}}{a f C_m R T_a} \left(p_{\text{кн}}^{\frac{1}{n}} - p_a^{\frac{1}{n}} \right);$$

при опорожнении $\left(\frac{p_a}{p_{\text{кн}}} < 0,53, \text{ включение цилиндра} \right)$

$$t = \frac{2 V p_m^{\frac{3n-1}{2n}}}{(n-1) a f C_m R T_m} \left(p_{\text{кн}}^{\frac{1-n}{2n}} - p_m^{\frac{1-n}{2n}} \right),$$

где

$$C_m = \gamma_m \sqrt{g k R T_m} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

V — объем камеры;

p_a и T_a — начальные давление и абсолютная температура воздуха в камере при наполнении (при опорожнении — параметры атмосферного воздуха);

$p_{\text{кн}}$ — давление воздуха в камере в начале движения клапана, определенное из условия его статического равновесия.

Экспериментальное исследование клапанов различного типа [19] показало, что для приближенных расчетов усилие P с ошибкой, не превышающей 5 %, можно определять при давлениях, обычно используемых на металлургических заводах, по статическому давлению, распределенному на площади F седла:

$$P \approx pF.$$

В связи с изложенным, уравнение движения клапана ЭПР при перемещении вниз имеет вид

$$p_{\text{кн}} F_{\text{кн}} - (p_m - p_a) F + (mg - T_3) = m \frac{d^2x}{dt^2},$$

где $p_{\text{кн}}$ — давление воздуха в камере поршня;

$F_{\text{кн}}$ — площадь поршня;

p_m — давление воздуха перед клапаном;

T_3 — сила трения;

m — масса клапана;

x — перемещение клапана от начального положения.

Вместо p_k и p_m введем относительные переменные. Тогда уравнение движения можно представить в виде

$$\frac{p_{kh}F_k}{m} \left(\frac{p_k}{p_{kh}} \right) - \frac{p_{mh}F}{m} \left(\frac{p_m}{p_{mh}} \right) - \frac{p_a(F_k - F)}{m} + \frac{mg - T_3}{m} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

или

$$a_k \pi_k - a_m \pi_m - (a_a - a_0) = \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (205)$$

где p_{kh} — абсолютное давление воздуха в камере поршня в момент начала движения;

p_{mh} — абсолютное давление воздуха в камере, соединенной с магистралью, в начале движения;

p_a — абсолютное атмосферное давление.

Давление воздуха в камере, соединенной с атмосферой, в процессе движения клапана приближенно принимаем равным атмосферному. Относительное давление π_m в камере, соединенной с магистралью, изменяется в зависимости от хода клапана, т. е. является функцией x : $\pi_m = f(x)$. Характер изменения π_m можно установить из опытных осциллограмм или из решения уравнений расхода и состояния при переменном объеме. Скорость потока воздуха определяют по формулам истечения воздуха из камеры, соединенной с магистралью, в зависимости от режима истечения.

Изменение относительного давления в камере поршня при ее наполнении определяется уравнением

$$\frac{d\pi_k}{dt} = \frac{F(\pi_k) - n\pi_k \dot{x}}{l + x},$$

где при надкритическом режиме

$$F(\pi_k) = \frac{naf\gamma_m}{F_k\gamma_{kh}} \sqrt{gkRT_m} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \pi_k^{\frac{n-1}{n}}}$$

и при подкритическом режиме

$$F(\pi_k) = \frac{naf\gamma_m}{F_k\gamma_{kh}} \sqrt{gkRT_m} \frac{2}{k-1} \left(\frac{p_{kh}}{p_m} \right)^{\frac{1}{k}} \times \\ \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_{kh}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \pi_k^{\frac{n-1}{n}} + \frac{1}{k}},$$

здесь l — приведенная длина камеры при крайнем верхнем положении клапана.

Уравнение движения клапана при движении вверх

$$(p_m - p_a)F - p_k F_k - (mg + T_3) = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

приводится к виду, аналогичному выражению (205):

$$a_m \dot{\pi}_m - a_k \pi_k + (a_a - a_0) = \frac{d^2 s}{dt^2}.$$

Изменение относительного давления в камере поршня при истечении из камеры определяется уравнением

$$\frac{d\pi_k}{dt} = \frac{n\pi_k \dot{x} - F(\pi_k)}{l_h - x}, \quad (206)$$

где при надкритическом режиме

$$F(\pi_k) = \frac{naf}{F_k} \sqrt{gkRT_{kh}} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \pi_k^{\frac{3n-1}{2n}}}$$

и при критическом режиме

$$F(\pi_k) = \frac{naf}{F_k} \sqrt{2gkRT_{kh} \frac{k}{k-1}} \left(\frac{p_a}{p_{kh}}\right)^{\frac{1}{k}} \times \\ \times \pi_k^{\frac{3n-1}{2n} - \frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_a}{p_{kh}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \pi_k^{\frac{1-k}{k}}};$$

здесь l_h — приведенная длина камеры при крайнем нижнем положении клапана.

Таким образом, получаем нелинейные дифференциальные уравнения движения клапана и газового состояния в камере. Анализ этих уравнений выполнен на моделирующей установке.

При максимальных значениях $x = 21 \cdot 10^{-3}$ м и при условии $\pi_k = \pi_m = 1$ получим следующие масштабные коэффициенты и уравнения преобразования:

$$\left. \begin{array}{l} a_x \leqslant \frac{1}{21 \cdot 10^{-3}} = 47,5; \quad a_x = 45 \text{ м. е./м.} \quad x = 0,0222 \bar{x}; \\ a_{\pi_k} \leqslant \frac{1}{1} = 1; \quad a_{\pi_k} = 0,9 \text{ м. е.} \quad \pi_k = 1,11 \bar{\pi}_k; \\ a_{\pi_m} \leqslant \frac{1}{1} = 1; \quad a_{\pi_m} = 0,9 \text{ м. е.} \quad \pi_m = 1,11 \bar{\pi}_m. \end{array} \right\} \quad (207)$$

Здесь черточками выделены электрические величины, выраженные в машинных единицах м. е. (машинные переменные), соответствующих данным физическим величинам.

Если принять масштабный коэффициент $a = 125$, то реальное время t будет связано с масштабным временем τ уравнением

$$\tau = a_\tau t = 125t.$$

На основе равенств (207) и выбранного масштаба времени, вычислив предварительно постоянные коэффициенты при $p_m = 6 \text{ кгс/см}^2$, $a_m = 946,5 \text{ м/с}^2$, $a_k = 1319,5 \text{ м/с}^2$, $a_a - a_0 = 373 \text{ м/с}^2$

и $n = 1,05$ [20], дифференциальные уравнения можно преобразовать в машинные уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{d^2\bar{x}}{d\tau^2} &= 3,03\bar{\pi}_m - 4,22\bar{\pi}_k - 1,07; \\ \frac{d\bar{\pi}_k}{d\tau} &= \frac{1,05\bar{\pi}_k \dot{\bar{x}} - 0,36F(\bar{\pi}_k)}{\bar{l}_{ti} - \bar{x}}; \\ \bar{\pi}_m &= f(\bar{x}). \end{aligned} \quad (209)$$

Согласно этой системе уравнений составлена блок-схема электронной модели (рис. 222), воспроизводящей движение клапана при подъеме. На рисунке обозначены: I, VI и VII — блоки функциональных преобразователей; II и IV — блоки произведений; III и

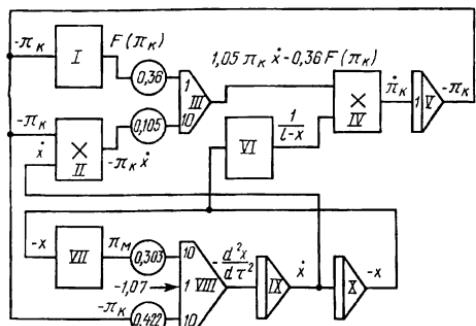


Рис. 222

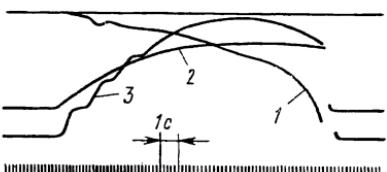


Рис. 223

VIII — усилители; V, IX и X — интеграторы; кружками обозначены делители напряжения (блоки постоянных коэффициентов).

Приведенные на рис. 223 кривые перемещения 1, относительно давления в камере 2 и силы давления 3 на клапан практически совпадают с экспериментальными. Это свидетельствует об удовлетворительном описании процесса движения клапана приведенными выше уравнениями.

С целью выяснить влияние отдельных параметров на движение клапана на электронной модели производилось изменение коэффициента расхода α , приведенного объема l , площади поршня F_k и массы клапана m . Одновременно изменялись площади F_k и F при постоянном давлении в камере, соединенной с магистралью, и при переменном давлении $\pi_m = f(x)$.

Результаты исследования на электронной модели приведены на рис. 224 в виде графиков, полученных при варьировании выбранного параметра для следующих значений основных параметров: $p_m = 6 \text{ кгс}/\text{см}^2$, $\alpha = 0,63$ [28], $f = 38,4 \text{ мм}^2$, $m = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $l = 55,2 \text{ мм}$; $F_k = 49 \text{ см}^2$, $F_m = 19,9 \text{ см}^2$.

При постоянном давлении воздуха в камере, соединенной с магистралью, время движения клапана сокращается в не-

сколько раз. Это указывает на необходимость: а) установки небольшой емкости на трубопроводе перед распределительным устройством для уменьшения влияния изменения давления в камере, соединенной с магистралью, на период движения клапана и б) улучшения работы электропневматических распределителей.

Как видно из приведенного комплексного расчета, теоретическое определение времени срабатывания электропневматических клапанов представляет собою значительные трудности;

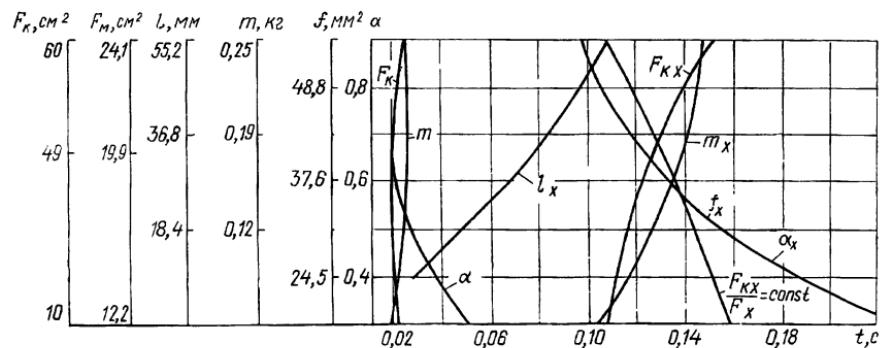


Рис. 224

возникает необходимость вводить различные допущения. Поэтому требуется проведение экспериментальных исследований с целью получения характеристик различного типа клапанов и рекомендации типов распределителей, наилучшим образом удовлетворяющих требованиям производительности и надежности.

РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА ДВУХБАРАБАННЫХ НОЖНИЦ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Для разрезания движущегося проката в металлургическом производстве широко используются двухбарабанные летучие ножницы. Простота конструкции и возможность динамической балансировки барабанов позволяют применять ножницы этого типа при скорости проката 18—20 м/с.

Кинематическая схема ножниц представлена на рис. 225, а.

Ножевые барабаны 4, несущие ножи 2, врачаются с угловой скоростью, соответствующей скорости разрезаемого металла 1. Синхронное вращение барабанов обеспечивается колесами 3, связанными с замыкающей передачей 5. Оси барабанов смонтированы на коромыслах 6, связанных посредством тяг и рычагов 7 с пневматическими цилиндрами 8. Цилиндрами управляют с помощью быстродействующих электропневматических распределителей 9.

В исходном положении барабаны разведены таким образом, что траектории, описываемые режущими кромками ножей, не пересекаются и металл свободно проходит через ножницы. При включении реза барабаны сводятся (нижним пневмоцилиндром), а при выключении реза — разводятся (верхним пневмоцилиндром).

Для обеспечения надежного реза время срабатывания каждого цилиндра не должно превышать времени одного оборота барабанов. Это условие должно быть положено в основу расчета быстроходности летучих ножниц.

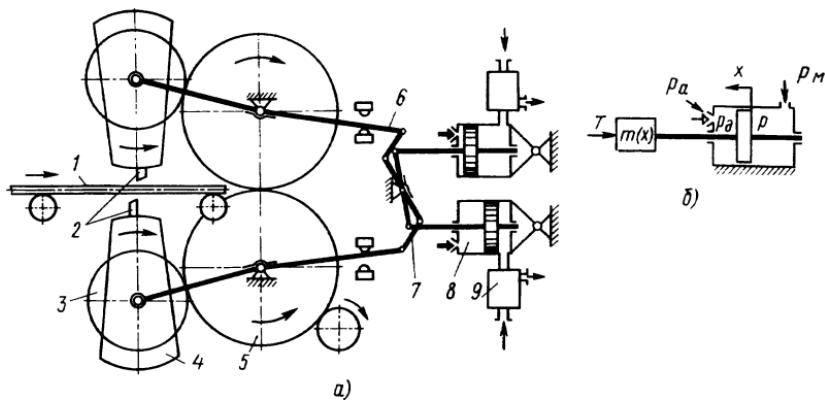


Рис. 225

Эксплуатирующиеся на металлургических заводах двухбарабанные ножницы удовлетворительно работают при скорости проката 15—16 м/с. Дальнейшее увеличение быстроходности ножниц требует форсирования режима работы механизма включения реза. Попытки сократить время срабатывания пневмоцилиндров путем изменения схемы их включения не привели к успеху.

Для оценки возможностей существующего механизма и выявления путей повышения его быстроходности исследовано влияние параметров пневматической системы на динамику механизма. В качестве расчетной принята схема, показанная на рис. 225, б. Уравнение движения механизма для этой схемы можно записать в виде

$$\ddot{x} = b_0[F(p - p_d) - b_1x^2 - T], \quad (209)$$

где

$$b_0 = \frac{1}{m(x)}; \quad b_1 = \frac{1}{2} \frac{d}{dx} m(x).$$

Изменение давления воздуха в напорной и дроссельной полостях цилиндра определяется уравнениями:

$$\dot{p} = \frac{\Phi(p) - p\dot{x}}{l + x}; \quad (210)$$

$$\dot{p}_d = \frac{-\Phi(p_d) + p_d\dot{x}}{l_d - x}, \quad (211)$$

где для надкритического режима наполнения

$$\Phi(p) = \frac{af p_m}{F} \sqrt{gkRT_m} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

для подкритического режима наполнения

$$\Phi(p) = \frac{af p_m}{F} \sqrt{gkRT_m} \frac{2}{k-1} \sqrt{\left(\frac{p}{p_m}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_m}\right)^{\frac{k+1}{k}}};$$

для надкритического режима истечения

$$\Phi(p_d) = \frac{af_d p_d}{F} \sqrt{gkRT_a} \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

для подкритического режима истечения

$$\Phi(p_d) = \frac{af_d p_d}{F} \sqrt{gkRT_a} \frac{2}{k-1} \sqrt{\left(\frac{p_a}{p_d}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_d}\right)^{\frac{k+1}{k}}}.$$

Уравнения (209) — (211) получены при следующих допущениях: а) процессы, протекающие в устройстве, являются квазистационарными; истечение воздуха рассматривается как установившееся; в) давление воздуха p_m в магистрали принято постоянным, потери при его течении по трубопроводу до входа в цилиндр учитываются коэффициентом расхода; г) температура воздуха в цилиндре за время переходного процесса не изменяется; д) открытие проходных сечений распределителей происходит мгновенно; е) сила трения не зависит от положения поршня.

Анализ работы механизма выполнялся на электронной моделирующей установке с комплектом нелинейных блоков. На рис. 226 представлена блок-схема электронной модели, составленная по уравнениям (209) — (211). Модель включает десять решающих усилителей 3, 6, 7, 8, 18, 21, 5, 10, 11 и 20, из которых последние четыре являются интегрирующими, пять блоков произведения 2, 9, 14, 15 и 16, два блока деления 4 и 19, делитель напряжения (блок постоянных коэффициентов) 22 и четыре блока функциональных преобразователей 1, 12, 13 и 17, на которых реализованы нелинейные зависимости $\Phi(p)$, $\Phi(p_d)$,

b_0 и b_1 . Диод D , включенный на выходе усилителя 8, ограничивает влияние силы сопротивления T в период заполнения воздухом напорной полости. В момент трогания поршня диод шунтируется контактами 1Р реле, срабатывающим в функции перемещения x . Остановка поршня осуществляется с помощью реле 2Р, замыкающего свои контакты в цепи обратной связи усилителя 10. Этим самым воспроизводится удар ведомого звена механизма об упоры, ограничивающие ход коромысел.

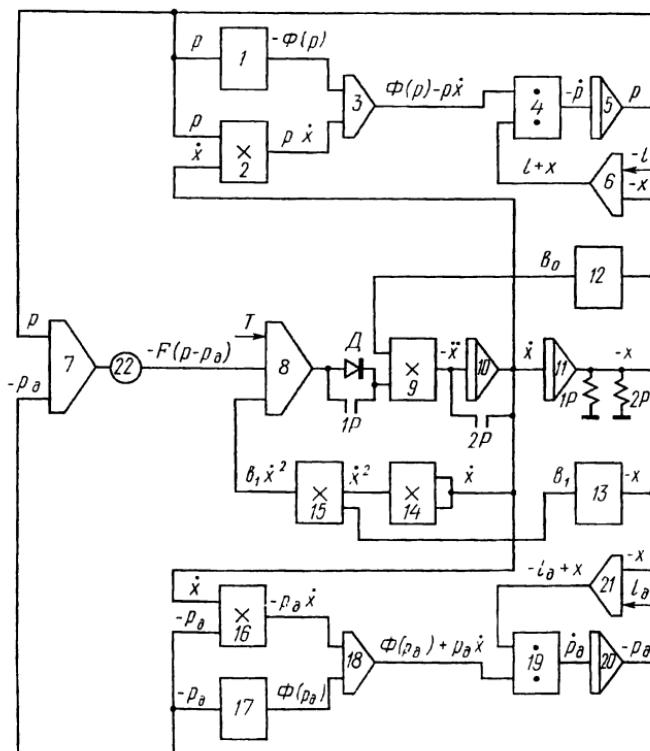


Рис. 226

Электронная модель позволила в широком диапазоне варьировать различными параметрами устройства и оценивать их влияние на быстродействие механизма

Типичные осциллограммы срабатывания пневмоцилиндров, полученные на электронной модели, показаны на рис. 227. Время срабатывания цилиндров при сведении и разведении барабанов различно, хотя конструктивное исполнение цилиндров и систем питания их идентично. Указанное обстоятельство объясняется различием в законах изменения приведенной к поршню массы. При сведении осей барабанов масса убывает, а при разведении — возрастает. Вследствии этого переходный

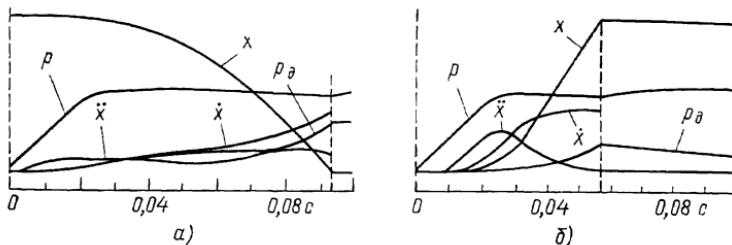


Рис. 227

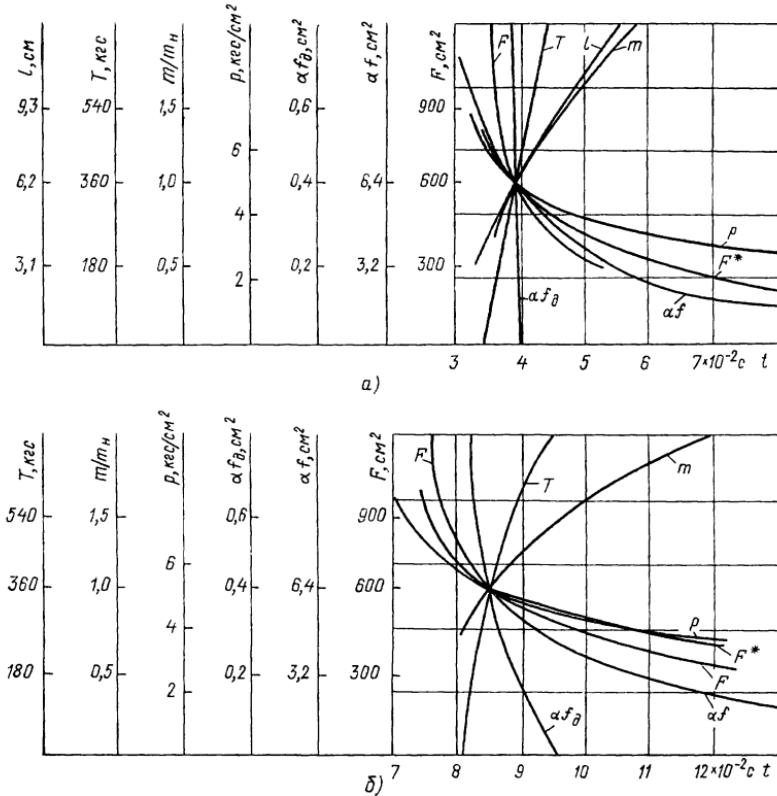


Рис. 228

процесс при сведении барабанов оказывается более длительным (примерно в 1,7 раза).

На рис. 228 представлены графики, иллюстрирующие влияние параметров системы на ее быстродействие: давления в магистрали p , коэффициента расхода α , площади поршня F , площади отверстия для подвода воздуха в напорную полость цилиндра f , щели дросселя f_d , приведенной массы механизма m , силы сопротивления T , объема вредного пространства l . Влияние параметров показано при сведении барабанов (рис. 228, а) и при их разведении (рис. 228, б). Варьирование коэффициентов на электронной модели осуществлялось при следующих значениях основных параметров: $p = 5 \text{ кгс}/\text{см}^2$; $\alpha = 0,5$; $F = 600 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $f = 16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $T = 360 \text{ кгс}$; $l = 6,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $f_d = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$; $f_d = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; номинальный ход поршня равен $8 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Как видно из графиков, наиболее существенное влияние на быстродействие системы оказывают давление в магистрали p , расходный коэффициент αf и площадь поршня F , а также одновременное изменение площади и сечения f отверстия для подвода воздуха в цилиндр (кривая F^*). Время срабатывания зависит от изменения параметров системы нелинейно. Большим отклонениям параметров в сторону увеличения против номинальных соответствует весьма малое сокращение длительности процесса. Этим объясняются неудачные попытки форсирования работы ножниц в производственных условиях. Возможность увеличения быстродействия механизма заключается в увеличении площади поршней, например, параллельным включением цилиндров, с одновременным увеличением сечений окон распределителей и подводящих трубопроводов. В этом случае быстроходность ножниц может быть доведена до расчетной, соответствующей скорости 20 м/с.

Приведенная масса m_n механизма при сведении барабанов изменяется в 8 раз и достигает в конце хода поршня значения 1500 кгс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адамия Р. Ш. Анализ конструкций подающе-поворотных механизмов станов холодной прокатки труб. Труды ВНИИМЕТМАШа, № 7, 1963, с. 243—263.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1971, 672 с.
3. Бержерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети. Пер. с франц. М., Машгиз, 1962, 348 с.
4. Бочаров Ю. А., Прокофьев В. Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин. «Высшая школа», 1969, 248 с.
5. Гомельский Ю. С. и др. Электрогидравлическая следящая система. В сб. «Проблемы гидроавтоматики». М., «Наука», 1969, с. 120—128.
6. Гречко В. П. и др. Мелкосортный стан 250 бесконечной прокатки Западно-Сибирского металлургического завода.— В сб. «Прокатное производство», № 4. М., «Металлургия», 1969, с. 283—294.
7. Гуляницкий К. П. и др. Гидропривод маневрирования конусами засыпных аппаратов доменных печей.— «Сталь», 1967, № 11, с. 991—994.
8. Елинсон И. М., Сухоруков А. Е. Усовершенствование конструкций доменного оборудования.— «Сталь», 1970, № 5, с. 428—432.
9. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. Собр. соч. Т. 3. ГТТИ, 1949, с. 5—95.
10. Иванченко Ф. К., Павленко Б. А. Механическое оборудование сталеплавильных цехов. М., «Металлургия», 1964, 440 с.
11. Кабанов Н. С. и др. Машины конструкции ВНИИМЕТМАШа для стыковой сварки полос. Труды ВНИИМЕТМАШа, № 21, 1967, с. 264—277.
12. Клешко О. Б. Автоматическое регулирование толщины полосы при прокатке. М., «Металлургия», 1969, 97 с.
13. Кожевников С. Н. Определение скорости движения поршня гидравлического исполнительного механизма.— В сб. «Эксплуатация и конструирование металлургического оборудования». Харьков. Металлургиздат. 1954, с. 7—20.
14. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звенями. Изд. АН УССР, 1961, 160 с.
15. Кожевников С. Н. Аппаратура и механизмы гидро-, пневмо- и электроавтоматики металлургических машин. М., Машгиз, 1961, 552 с.
16. Кожевников С. Н. и др. Сравнительный анализ работы нажимных устройств обжимных станов.— В сб. «Модернизация и автоматизация металлургического оборудования». М., «Металлургия», 1965, с. 59—72.
17. Кожевников С. Н. и др. Гидравлический привод летучих ножниц.— В сб. «Динамика металлургических машин». М., «Металлургия», 1969, с. 109—111.
18. Кожевников С. Н., Крисанов А. Ф. Теоретические исследования длинноходовых пневматических цилиндров.— В сб. «Теория машин и механизмов», вып. 101—102. М., «Наука», 1964, с. 30—41.
19. Кожевников С. Н., Пешат В. Ф. Экспериментальное исследование воздействия потока воздуха на клапан электропневматического распределителя.

Труды Института черной металлургии АН УССР. Т. 13. Киев, изд. АН УССР, 1960, с. 177—181.

20. **Кожевников С. Н., Пешат В. Ф.** Исследование термодинамических процессов в пневматических механизмах. Труды Института черной металлургии АН УССР. Т. 13. Киев, изд. АН УССР, 1960, с. 158—165.

21. **Кожевников С. Н., Пешат В. Ф.** Исследование электромеханической системы с односторонне действующими упругими связями.— В сб. «Динамика машин с учетом упругости и переменности масс». М., «Наука», 1965, с. 105—120.

22. **Кожевников С. Н., Праздников А. В.** Экспериментальное исследование подающего аппарата с гидравлическим торможением. «Изв. вузов. Черная металлургия», 1959, № 12, с. 179—188.

23. **Кожевников С. Н., Цымбалюк А. А.** Гидравлические муфты обгона. В сб. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», вып. 4. Киев, «Техника», 1968, с. 50—54.

24. **Королев А. А.** Зарубежные прокатные станы. М., Машгиз, 1958, 355 с.

25. **Левитский Н. И., Цуханова Е. А.** Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М., «Машиностроение», 1971, 232 с.

26. **Макогон В. Г.** и др. Механическое оборудование широкополосных станов горячей прокатки. М., «Металлургия», 1969, 240 с.

27. **Панке Г. И.** Прокатные станы с гидравлическим регулированием положения валков.— «Черные металлы», 1962, № 9, с. 54—56.

28. **Пешат В. Ф.** Определение коэффициента расхода в пневматических механизмах. Труды Института черной металлургии АН УССР. Т. 13. Киев, изд. АН УССР, 1960, с. 172—176.

29. **Пешат В. Ф.** Время срабатывания электропневматических распределителей.— В сб. «Модернизация и автоматизация трубопрокатных станов». М., «Металлургия», 1965, с. 117—122.

30. **Пешат В. Ф.** и др. Динамический расчет гидравлических механизмов с переменной приведенной массой.— В сб. «Механика машин», вып. 5—6. М., «Наука», 1967, с. 54—60.

31. **Пешат В. Ф.** и др. Экспериментальное исследование гидромеханизмов колесопрокатного стана. В сб. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», вып. 3. Киев, «Техника», 1968, с. 197—200.

32. **Приходько И. Ф.** и др. Жесткие рабочие клети для прокатки сортового металла с повышенной точностью.— «Сталь», 1970, № 5, с. 208—211.

33. **Прокофьев В. Н.** и др. Аксиально-поршневой регулируемый привод. М., «Машиностроение», 1969, 495 с.

34. **Романчиков Б. Ф.** Объемный гидропривод в металлургическом машиностроении. Труды ВНИИМЕТМАШа, 1964, № 12, с. 297—312.

35. **Рокотян С. Е.** и др. Методы уменьшения продольной разнотолщинности полос. Черметинформация, сер. 7, информация № 3, 1969.

36. **Тарко Л. М.** Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов. М., Машгиз, 1963, 183 с.

37. **Харин В. М.** Лопастные силовые цилиндры для привода рулей морских судов.— В сб. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», вып. 3. Киев, «Техника», 1968, с. 169—173.

38. **Целиков А. И.** и др. Улучшение качества горячекатанных полос путем противозгиба рабочих валков при прокатке.— «Сталь», 1969, № 5, с. 421—424.

39. **Цехнович Л. И., Смирнов Г. Ф.** Экспериментальное исследование системы гидроавтоматики ножниц горячей резки бломов и слябов.— В сб. «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», вып. 3, Киев, «Техника», 1968, с. 179—185.

40. **Чарный И. А.** Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М.—Л., Гостехиздат, 1951, 223 с.

41. **Чекмарев А. П.** и др. Исследование электросварочной машины и режимов сварки бесконечной прокатки на стане 350-2.— В сб. «Прокатное производство». Т. 21. М., «Металлургия», 1965, с. 5—17.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ	
ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД	
Г л а в а I. Общие положения	7
Принцип действия гидравлического привода	7
Некоторые свойства жидкости	8
Требования, предъявляемые к рабочей жидкости	11
Г л а в а II. Насосы	12
Шестеренные насосы	13
Поршневые насосы	18
Лопастные насосы	22
Насосы с вращающимися цилиндрами	23
Аксиально-поршневые насосы	26
Г л а в а III. Гидравлические приводы	30
Гидравлические цилиндры	30
Определение скорости поршня при питании цилиндра от насоса	32
Поворотные гидравлические механизмы	34
Г л а в а IV. Контрольная, регулирующая и управляющая аппаратура гидроавтоматики	46
Предохранительные, перепускные и подпорные клапаны	46
Обратные клапаны	53
Дроссели	53
Гидравлические реле	55
Виды управления гидравлическими механизмами	58
Усилители и следящие устройства	65
Регулирование скорости поршня гидравлического привода	69
Стабилизация скорости поршня	73
Г л а в а V. Вспомогательное оборудование и трубопроводы	75
Аккумуляторы и насосно-аккумуляторные станции	75
Мультипликаторы давления	80
Трубопроводы	81
Колебания трубопроводов	87
Принцип работы уравнительной камеры	93
Г л а в а VI. Гидравлические механизмы оборудования доменного производства	95
Привод клапана горячего дутья	95
Механизмы для передвижения конусов доменных печей	95

Г л а в а VII. Гидравлические механизмы машин сталеплавильного производства	101
Пакетировочный пресс	102
Брикетировочный пресс	107
Стационарная машина для выталкивания слитков	110
Механизмы электропечей	111
Механизмы установок непрерывной разливки стали	112
Г л а в а VIII. Гидравлические механизмы машин прокатного производства	114
Устройства для уравновешивания деталей прокатных станов	115
Механизмы натяжения жестких клетей и противоизгиба	120
Установочные механизмы прокатных станов	122
Опрокидыватели слитков	125
Манипуляторы и кантователи	127
Манипулятор и кантователь блюминга с гидравлическим следящим приводом	131
Механизмы стыковарочных машин	134
Стан поперечной прокатки	139
Машины для обвязки пакетов	141
Механизмы ножниц для порезки проката	143
Механизмы прошивных станов трубопрокатных установок	146
Механизмы пилигримовых станов трубопрокатных установок	147
Механизмы станов холодной прокатки труб	154
Гидравлические прессы трубного производства	159
Машина для резки труб	169
Механизмы колесопрокатного стана	171
Г л а в а IX. Основы динамического расчета гидравлических приводов	175
Выбор расчетной схемы	175
Приведение масс и сил гидравлического механизма	178
Определение установившейся скорости поршня при постоянном давлении источника питания	180
Уравнение движения привода без учета упругости жидкости в трубопроводе	184
Уравнение движения привода с учетом упругости жидкости	186
Уравнение движения привода с учетом волновых процессов в трубопроводах	198
Электронное моделирование гидравлических систем	209
Г л а в а X. Динамический расчет гидравлических приводов	221
Привод с постоянной приведенной массой звеньев	221
Привод с переменной приведенной массой звеньев	223
Клапанные гидравлические устройства	229
Нажимные устройства для регулирования толщины листа	233
Г л а в а XI. Динамический расчет гидравлических тормозных устройств	239
Типы гидравлических тормозных устройств	239
Математическое описание гидравлических тормозных устройств	242
Расчет тормозного устройства с буксой	248
Расчет тормозного устройства с перекрываемой щелью	253
Расчет тормозного устройства с автономным дросселем	255
ЧАСТЬ ВТОРАЯ	
ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД	
Г л а в а I. Типы пневматических исполнительных механизмов	258
Область применения пневматических механизмов	258
Требования, предъявляемые к пневматическим механизмам	260

Г л а в а II. Конструкции пневматических механизмов	264
Цилиндры пневматических механизмов	264
Пневматические механизмы	267
Гидропневматические механизмы	277
Г л а в а III. Вакуумные питатели	281
Механизмы питателей	281
Расчет присосок	284
Г л а в а IV. Управляющая и регулирующая аппаратура пневматических механизмов	287
Воздушные распределители ручного управления	287
Воздушные распределители дистанционного и автоматического управления	291
Обратные клапаны	296
Редукторы давления	298
Соединения трубопроводов	300
Г л а в а V. Основы расчета пневматических механизмов	301
Скорость истечения и расход воздуха из резервуаров ограниченной емкости через отверстия постоянного сечения	301
Изменение состояния воздуха в резервуаре	305
Г л а в а VI. Динамический расчет пневматических механизмов	307
Подготовительная фаза работы пневматического механизма .	307
Наполнение и опорожнение полостей цилиндра при неподвижном поршне	308
Изменение давления воздуха в полостях цилиндра при движении поршня	312
Торможение поршня вблизи его крайнего положения или реверсирование поршня	314
Расчет механизма с постоянной приведенной массой звеньев	317
Расчет механизма с переменной приведенной массой звеньев	331
Расчет электропневматических распределительных устройств	340
Расчет пневматического привода двухбарабанных ножниц прокатных станов	349
С п и с о к л и т е р а т у р ы	355

Сергей Николаевич Кожевников,
Валентин Федорович Пешат

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ
ПРИВОДЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН**

Редактор издательства *С. И. Булатов*
Корректор *И. М. Борейша*
Технический редактор *А. Ф. Уварова*
Художник *Е. В. Бекетов*

Сдано в набор 28/III 1973 г. Подписано
к печати 7/IX 1973 г.
T-14086 Формат 60 × 90 $\frac{1}{16}$. Бумага № 1. Печ. л. 22,5
Уч.-изд. л. 22,1 Тираж 4200 Заказ 874 Цена 1 р. 41 к.

Издательство «Машиностроение», 107885,
Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Экспериментальная типография ВНИИ полиграфии
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Москва, К-51, Цветной бульвар, 30