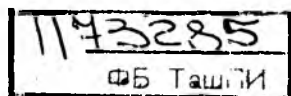


Л. И. ЖИВОВ, А. Г. ОВЧИННИКОВ

КУЗНЕЧНО- ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ • ПРЕССЫ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования
СССР в качестве учебника
для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Машины
и технология обработки металлов
давлением»*



Киев

Головное издательство
издательского объединения
«Вища школа»

1981

ББК 34.623—5я73

6П4.2.08

Ж67

УДК 621.73(075.8)

Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. Живов Л. И., Овчинников А. Г.—2-е изд., перераб. и доп.— Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981.— 376 с.

В учебнике описываются схемы, конструкции и основы расчета кривошипных и гидравлических прессов.

По сравнению с первым изданием, вышедшим в 1966 г., во второе внесены изменения в соответствии с вновь утвержденными государственными стандартами. Издание дополнено сведениями о прессах для листовой и объемной штамповки, для штамповки изделий из металлопорошков, о типовых конструкциях гидропривода прессов, мультипликаторных приводах. Описаны новые конструкции узлов и деталей прессов.

Для студентов, обучающихся по специальности «Машины и технология обработки металлов давлением». Может быть полезен инженерно-техническим и научным работникам.

Табл. 17 Ил. 190 Библиогр.: 32 назв.

Рецензент: кафедра обработки металлов давлением Московского института стали и сплавов

Редакция литературы по машиностроению и приборостроению

Зав. редакцией О. А. Добровольский

ОТ АВТОРОВ

В решении сложных задач, поставленных перед советским народом на 11-ю пятилетку, большая роль отведена высшей школе. В постановлении ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О дальнейшем развитии высшей школы и повышении качества подготовки специалистов» (июль, 1979 г.) указано на необходимость принять меры, направленные на дальнейшее улучшение деятельности высшей школы, повышение ее роли в социально-экономическом и научно-техническом прогрессе. Успех выполнения задач, стоящих перед высшей школой, в значительной степени зависит от наличия соответствующих средств обучения, и в частности учебников и учебных пособий по машиностроению.

Настоящий учебник предназначен для студентов машиностроительных и политехнических вузов, изучающих кривошипные и гидравлические прессы кузнечно-штамповочного производства. Учебник написан с учетом многолетнего опыта преподавания курса в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана, Всесоюзном заочном машиностроительном институте и Запорожском машиностроительном институте им. В. Я. Чубаря.

В соответствии с современными тенденциями при подготовке инженеров особое внимание уделено расчетно-теоретической части курса. При анализе расчетных и принципиальных схем прессов отражена специфика их работы. Конструктивное оформление машин в целом, их узлов, систем и деталей рассмотрено на отдельных, наиболее типовых примерах.

Второе издание дополнено сведениями о новых типах машин, например о прессах тройного действия для чистовой вырубки, вырубных прессах с программным управлением, прессах-автоматах для изготовления деталей из металлических порошков, гидростах, гидропрессах со сдвоенной станиной, переработан параграф о расчете зубчатых передач и добавлен параграф о коэффициенте долговечности, уточнены сведения о муфтах кривошипных прессов и системе управления ими, существенно переработана глава о типовых конструкциях гидравлических прессов, представлена новая схема классификации гидропривода. По сравнению с первым изданием, авторы изъяли часть описательного материала по рассматри-

ваемым машинам, сведения о винтовых прессах и о радиально-ковочных машинах. Графический материал переработан согласно основным требованиям ЕСКД.

В заключение авторы выражают благодарность М. В. Сторожеву, Г. А. Навроцкому, Я. М. Охрименко, Н. С. Добринскому, К. В. Левченко, В. П. Троицкому, а также кафедре «Обработка металлов давлением» Московского института стали и сплавов, руководимой И. Н. Потаповым, за полезные рекомендации, которые учтены при подготовке учебника.

Введение, главы 1—5 написаны Л. И. Живовым, главы 6—10 — А. Г. Овчинниковым.

Отзывы и пожелания просим направлять по адресу: 252054, Киев-54, Гоголевская, 7, Головное издательство издательского объединения «Вища школа».

ВВЕДЕНИЕ

1. Принцип действия и классификация кузнечно-штамповочных машин

Типовая кузнечно-штамповочная машина состоит из трех главных механизмов: двигателя (двигательный механизм), передаточного механизма и исполнительного механизма. Очень часто двигательный и передаточный механизмы характеризуются одним термином — привод машины. Если привод и исполнительный механизм или, более правильно, рабочая машина представляют собой конструктивно раздельные устройства — весь комплекс оборудования называют установкой.

В основу общей классификации кузнечно-штамповочных машин, следуя проф. А. И. Зимину, необходимо положить характеристические признаки главных механизмов.

Двигатель, воспринимая энергию носителя, превращает ее в кинетическую энергию передаточного и исполнительного механизмов или потенциальную энергию передаточного рабочего тела, создавая тем самым определенный уровень энергии в самой машине. Характеристическими признаками двигателя являются вид носителя энергии, или рабочего тела, и тип привода.

В качестве носителя энергии, или рабочего тела, в двигательных механизмах современных кузнечно-штамповочных машин применяются: пар, газ, жидкость, взрывчатые вещества, горючие смеси и электричество.

По типу привод может быть индивидуальным или групповым, когда несколько исполнительных машин получают движение от одного приводного устройства.

Основная характеристика передаточного механизма определяется способом осуществления связи рабочего органа с двигателем: а) механическая жесткая связь или связь через упругий элемент конструкции машины; б) нежесткая связь при помощи рабочего тела (пар, газ, жидкость, электромагнитное поле). В некоторых типах машин в период рабочего хода эта связь прерывается.

Трансформация кинетической или потенциальной энергии в механическую работу пластической деформации происходит при движении рабочих органов (ползуна, коромысла, траверсы, бабы, валков, роликов и т. п.) исполнительных механизмов. Это движение характеризуется такими признаками:

- 1) способом отдачи накопленной энергии привода и исполнительного механизма обрабатываемому металлу;
- 2) характером перемещения рабочего органа;
- 3) характером изменения скорости рабочего органа в период рабочего хода;
- 4) характером воздействия рабочего органа на обрабатываемый металл во времени.

Отдача накопленной энергии обрабатываемому металлу осуществляется нажимом или ударом. При нажиме статическое силовое воздействие на металл характеризуется относительно малыми изменениями во времени, и рабочий ход измеряется секундами, десятymi и сотыми долями секунды. При ударе динамическое силовое воздействие на металл очень быстро изменяется, что приводит к возникновению колебательных процессов в кузнечно-штамповочной машине и ее фундаменте. Рабочий ход продолжается тысячные или еще меньшие доли секунды. Скорость движения рабочего органа у машин статического действия в начале рабочего хода не превышает 0,3...0,5 м/с; у машин динамического действия эта скорость, как минимум, на один порядок выше.

Рабочие органы кузнечно-штамповочных машин могут совершать такие движения: а) возвратно-поступательное прямолинейное; б) качательное; в) вращательное.

В зависимости от связей в передачах изменение скорости рабочего органа в период рабочего хода может быть заданным в условиях жестких механических связей или произвольным, зависящим от субъективных факторов, при нежестких связях.

Воздействие исполнительного механизма на обрабатываемый металл может быть периодическим или непрерывным.

При периодическом воздействии время, приходящееся на рабочий ход, t_p составляет лишь доли от времени одного полного двойного хода возвратно-поступательного движения $t_{дв.х}$ или одного полного оборота $t_{п.о}$ рабочего органа. В течение остального времени полезная работа не производится и рабочий орган совершает прямой холостой ход в направлении обрабатываемого металла длительностью $t_{х.п}$ или возвращается в исходное положение — обратный холостой ход длительностью $t_{о.х}$. При периодическом воздействии

$$t_{дв.х} = t_{х.п} + t_p + t_{о.х}.$$

При непрерывном воздействии металл подвергается обработке в течение нескольких следующих один за другим оборотов исполнительного органа без разделения холостыми пробегами:

$$t_p = kt_{п.о}; \quad k = 1, 2, 3...$$

Повторяемость в движении привода или исполнительного механизма не определяет периода повторения всей совокупности процессов, совершающихся в кузнечно-штамповочной машине в заданной последовательности. Окончание цикла следует относить

ко времени завершения обработки металла и получения готовой ковальной или штампованной заготовки. Цикл длительностью от одной до следующей выдачи заготовки называется технологическим циклом машины.

Длительность технологического цикла $t_{ц}$, выполняемого на кузнечно-штамповочной машине, зависит от возможностей рабочего-исполнителя или установленных средств механизации и автоматизации, а также от характера технологии.

При однопереходной обработке $t_{ц}$ оказывается больше $t_{др.х}$ или $t_{п.о}$ из-за использования ограниченного числа ходов машины в единицу времени по сравнению с номиналом. Если ввести понятие коэффициента использования ходов

$$\rho_n = n_n/n,$$

где n_n — фактически используемое число ходов в единицу времени;
 n — номинальное число ходов машины в единицу времени, то длительность технологического цикла

$$t_{ц} = t_{дв.х}/\rho_n, \text{ или } t_{ц} = t_{п.о}/\rho_n.$$

При многопереходной обработке металла, даже при использовании 100% номинального числа ходов, технологический цикл машины оказывается растянутым на несколько двойных ходов или полных оборотов. Поскольку в комплексе операций, как правило, одна является определяющей, по числу этих наиболее интенсивных операций в единицу времени можно установить коэффициент использования ходов и длительность технологического цикла.

Классификация кузнечно-штамповочных машин приведена в табл. 1. Для каждого из четырех современных классов машин — механических прессов, гидравлических прессов, молотов и ротационных машин — даны указания о важнейших характеристических признаках механизмов. Может, конечно, оказаться, что одному типу машин присущи признаки разных классов, например винтовым прессам. Относительная тихоходность винтовых прессов как по числу ходов в единицу времени, так и по скорости движения рабочего органа в начале рабочего хода и механические связи в приводе обусловили отнесение этих машин к классу механических прессов. Произвольный характер изменения скорости и возможное отсутствие какой бы то ни было связи в этот период между рабочим органом и двигателем с меньшим основанием позволяет классифицировать их как молоты. Поэтому механические прессы целесообразно подразделить на два самостоятельных подкласса: а) кривошипные прессы, в достаточной мере удовлетворяющие всем признакам механических прессов; б) винтовые прессы, имеющие смешанные признаки механических прессов и молотов.

Современная технология кузнечно-штамповочного производства включает:

- 1) ковку;
- 2) горячую и холодную объемную штамповку;

Класс кузнечно- штамповоч- ных машин	Двигатель		Передаточный механизм
	Носитель энергии, или рабочее тело	Тип привода	Связь рабочего органа с двигате- лем
Механические прессы	Электри- чество	Индивиду- альный	Механическая; отсутствует
Гидравличес- кие прессы	Жидкость	Индивиду- альный; групповой	Нежесткая че- рез рабочее тело
Молоты	Пар; газ; жидкость; электри- чество	Индивиду- альный	Нежесткая че- рез рабочее тело; механи- ческая; отсут- ствует
Ротационные машины	Электри- чество	Индивиду- альный	Механическая

Таблица 1

Исполнительный механизм			
Способ отдачи накопленной энергии деформируемому металлу	Характер		
	перемещения рабочего органа	изменения скорости рабочего органа в период рабочего хода	воздействия рабочего органа на деформируемый металл
Статический, нажимом	Возвратно-поступательное прямолинейное; качательное	Заданный; произвольный	Периодический
Статический, нажимом	Возвратно-поступательное прямолинейное	Произвольный	Периодический
Динамический, ударом	Возвратно-поступательное прямолинейное	Произвольный	Периодический
Статический, нажимом	Вращательное в сочетании с возвратно-поступательным прямолинейным	Заданный	Периодический, непрерывный

3) холодную и горячую листовую штамповку;

4) разделку и разрезку исходного металла.

В соответствии с этим кузнечно-штамповочные машины могут быть отнесены к тому или иному технологическому классу.

Кроме того, машины, аналогичные кузнечно-штамповочным, применяются в других отраслях народного хозяйства, например в металлургическом производстве — для обработки металла; в электротехническом производстве и производстве предметов широкого потребления — для обработки неметаллических материалов, в том числе пластмасс, и т. д.

По технологическим возможностям кузнечно-штамповочные машины можно подразделить на три группы: а) универсальные (общего назначения); б) специализированные; в) специальные. Машины первой группы пригодны для выполнения большинства типовых операций данного технологического класса, например на паровоздушном ковочном молоте можно осуществить любую операциюковки. Машины второй группы специализированы по виду технологии, например, вытяжные кривошипные прессы. Специализация машин третьей группы производится не только по виду технологии, но и по виду готовой продукции, например брикетировочные прессы для штамповки брикетов из металлической стружки.

При исполнении любой технологии необходимо совершать вспомогательные движения, связанные с установкой и переносом обрабатываемого металла или инструмента. В неавтоматизированной кузнечно-штамповочной машине эти движения осуществляются вручную или при помощи особых средств механизации. В кузнечно-штамповочных автоматах все рабочие и вспомогательные движения совершает машина. Очевидно, что в автомате должно быть предусмотрено достаточное количество исполнительных механизмов, а также механизмы самоуправления, обеспечивающие строгую синхронность в последовательности действия всех механизмов.

2. Параметры кузнечно-штамповочных машин

Кузнечно-штамповочные машины характеризуются размерными, линейными, скоростными, энергетическими и массовыми параметрами.

Главным размерным параметром для машин статического действия является номинальное усилие P_n , развиваемое при определенных условиях рабочим органом главного исполнительного механизма; для машин динамического действия — масса подвижных частей M или кинетическая энергия L_z , накапливаемая к началу рабочего хода.

Главный размерный параметр — исходная величина для конструкторского расчета и последующего технологического выбора кузнечно-штамповочной машины.

Совокупность главных размерных параметров определяет размерные ряды стандартов и нормалей на соответствующие машины,

как правило, ограниченных пределами 10-го ряда предпочтительных чисел (ГОСТ 6636—69).

Линейные параметры могут определять технологическое назначение машины (технологические линейные параметры), могут быть связаны с ее монтажом (установочно-монтажные линейные параметры) или могут характеризовать крепление инструмента (линейные параметры элементов крепления).

К технологическим линейным параметрам относятся линейные размеры рабочего пространства и ход рабочего органа машины, определяющие габариты инструмента, исходной заготовки и готового изделия.

Технологические линейные параметры устанавливают на основании изучения и обработки многочисленных статистических данных по эксплуатируемому оборудованию и изделиям, изготавливаемым на нем, и представляют в функции главных размерных параметров $L_1 = f_1(P_n)$ или $L_2 = f_2(M) = f_3(L_3)$. Основные технологические линейные параметры вносят в ГОСТы.

К установочно-монтажным линейным параметрам относятся габариты машины (стандартизации не подлежат).

Скорость движения рабочего органа зависит от характера принципиальных связей в машине. Непосредственным скоростным показателем для одноступенчатых машин является число холостых ходов рабочего органа в минуту, как правило, вносимое в ГОСТ.

Энергетические параметры характеризуют двигатель, энергоноситель или рабочее тело машины. Если энергетические параметры являются заданными величинами, например давление воздуха или пара для привода паровоздушных молотов, то их вносят в ГОСТы. Если же энергетические параметры — расчетные величины, например параметры электродвигателя и момент инерции маховика, то их в ГОСТы не вносят.

Масса машины и ее частей (например, масса шабота у молотов) является установочно-монтажным параметром, внесение которого в стандарт не обязательно.

Указанные выше главные размерные параметры, основные технологические линейные параметры, число ходов, масса и в случае необходимости энергетические параметры составляют содержание ГОСТов на основные размеры и параметры для различных типов машин.

Линейные параметры элементов крепления установлены в специальных ГОСТах и определяют конструкцию и основные размеры мест крепления рабочего инструмента.

Регламентация отклонений размеров машин, непосредственно влияющих на точность готовых изделий и долговечность инструмента, производится особыми стандартами (ГОСТы на нормы точности).

Общие технические условия регламентированы единым для всех кузнечно-штамповочных машин ГОСТ 7600—76.

3. О развитии кузнечно-штамповочных машин

Развитие машинной технологииковки и штамповки, как и вообще технический прогресс в развитии производительных сил, обуславливалось материальными запросами общества.

XV—XVI вв. характеризовались бурным развитием мореплавания и, как следствие, кораблестроения. Поскольку возрастающий тоннаж кораблей потребовал тяжелых якорей и другой корабельной оснастки, проковывать железные крицы вручную стало невозможно, появились первые рычажные молоты. В качестве привода этих молотов использовалась энергия напора воды, поэтому их называли водяными молотами. Там, где не было гидроэнергии, применялся конный привод или использовались падающие молоты типа копров.

Серийность выпуска деталей стрелкового вооружения — новый толчок в развитии технологии производства: вместо ручнойковки появилась машинная штамповка. Около 1800 г. тульский оружейник В. Пастухов применил для горячей штамповки вертикальный винтовой пресс. Тогда же на тульском заводе были установлены штамповочные молоты с канатом, изготовленные по чертежам Л. Федорова.

В первой половине XIX в. наряду с производством оружия развивалось паровозо- и вагоностроение, производство паровых двигателей, дальнейшее развитие получило судостроение. Все это потребовало прочных и тяжелых поковок. В кузнечном производстве назревал переворот, наступление которого ознаменовало внедрение в 1839—1842 гг. парового ковочного молота.

Непосредственной причиной появления первого промышленного гидравлического ковочного прессы оказалась невозможность установки (жилые кварталы, плохой грунт) тяжелого молота в Венских железнодорожных мастерских. Преимущество гидропрессов — резкое сокращение технологического циклаковки — было настолько очевидным, что сразу же возник вопрос о замене сверхтяжелых молотов.

Для массового производства относительно мелких изделий для нужд промышленности и ширпотреба паровые молоты и гидравлические прессы были непригодны прежде всего из-за высокой стоимости эксплуатации. Необходимо было создать разнообразные кузнечные машины с групповым или индивидуальным механическим приводом. Появление электродвигателя особенно способствовало прогрессу в развитии кривошипных прессов, к настоящему времени самой многочисленной группы кузнечно-штамповочного оборудования машиностроительных, электротехнических и многих других заводов.

В 20—40-х гг. нынешнего века паровоздушный штамповочный молот стал ведущей машиной в производстве поковок для автомобилей, тракторов, вагонов и т. д. Однако этот молот допускает лишь малую механизацию технологических процессов, сдерживая тем самым

рост производительности труда, что является одним из существеннейших его недостатков. Наряду с паровоздушным молотом в мас-совом и крупносерийном производстве поковок из конструкционных сталей стали применять кривошипный горячештамповочный пресс, который открыл большие возможности для механизации, автоматизации и внедрения экономичных процессов штамповки.

Развитие авиа- и ракетостроения поставило особые задачи перед технологией горячей объемной штамповки специальных сплавов на титановой и магниевой основе. Очень большие габариты деталей потребовали создания огромных гидропрессов усилием до 700...800 Мн при общей массе установки до 25000 т.

Совершенно другие требования возникли при внедрении в промышленность твердых и обычно хрупких металлов, например молибдена, ниобия, циркония, урана. Оказалось, что у этих металлов и их сплавов пластическое состояние наступает в специфических условиях термомеханического режима: внешняя нагрузка должна быть приложена в виде мощного импульса энергии за очень малый промежуток времени. Для этого необходимо, чтобы исполнительный орган кузнечной машины к началу процесса деформации развил скорость до 60 м/с и более. Вполне очевидно, что отдача внешней энергии в машинах может происходить только динамически и, следовательно, по принципу действия их необходимо отнести к молотам. В качестве энергоносителя в таких машинах используется потенциальная энергия сжатого газа или энергия взрыва горючих смесей, порохов [10, 17].

Особое место в кузнечно-штамповочном оборудовании занимают гидравлические устройства для листовой штамповки, где в качестве энергоносителя используется детонационная волна в жидкости, порожденная электрическим разрядом [10]. Эти устройства не имеют типовой структуры кузнечно-штамповочной машины: у них нет исполнительного органа в виде твердого тела, двигательного и передаточного механизмов в обычном понимании. Тем не менее такие устройства следует классифицировать как технологические машины, поскольку в них выполняется механическое движение рабочего тела (жидкости) для изменения формы объекта труда — обрабатываемой заготовки. Нет этих элементов структуры и в магнитно-импульсных установках [10], основанных на использовании электромеханических сил взаимодействия магнитного поля с электрическим током в металлической заготовке. В термопрессах, использующих для технологического воздействия тепловое расширение — сжатие колонн, которые разогреваются индуцированными токами Фуко, нет двигательного и передаточного механизмов. Как видно, во всех этих устройствах для осуществления движения, деформирующего заготовку, используют электрическую энергию и особенности физических свойств рабочего тела, деталей конструкции или заготовки. Поэтому все чаще такие устройства объединяют в новом, еще незавершившем свое становление, классе электрофизических кузнечно-штамповочных машин.

В дореволюционной России фактически не существовало кузнечно-прессового машиностроения. С 1901 по 1917 г. было изготовлено всего 2375 единиц кузнечно-штамповочного оборудования. Специализированных заводов не было и производством кузнечно-штамповочных машин занимались от случая к случаю отдельные заводы, например Ревельский (Таллинский) судостроительный, Обуховский оружейный, Таганрогский котельный.

Индустриализация СССР потребовала быстрого развития кузнечно-прессового машиностроения. В 1931—1932 гг. был реконструирован Воронежский литейный завод и на его базе создан первенец кузнечно-прессового машиностроения — Воронежский завод кузнечно-прессового оборудования им. Калинина, затем Серпуховский завод прессов-автоматов им. VIII лет Октября и др. Были даны задания по выпуску кузнечных машин Новокраматорскому и Старокраматорскому машиностроительным заводам, Уралмашу, Ижорскому заводу и т. д.

В послевоенный период введены в действие крупные заводы: Днепропетровский завод прессов, Воронежский завод тяжелых механических прессов, два азовских завода и т. д.

Показательна динамика выпуска кузнечно-штамповочных машин: 1940 г. — 4700; 1950 г. — 9000; 1955 г. — 19 400; 1960 г. — 29 500; 1965 г. — 34 400; 1970 г. — 41 300; 1975 г. — 50 500 единиц.

Большие изменения предстоят в кузнечно-штамповочном производстве в ближайшей перспективе при выполнении решений XXVI съезда КПСС. В станкостроительной промышленности будет значительно поднят технический уровень и улучшено качество изготавливаемой техники, повысится надежность и долговечность в эксплуатации кузнечно-штамповочных машин.

Теория кузнечно-штамповочных машин как самостоятельная научная дисциплина оформилась сравнительно недавно — в 30-х гг. нынешнего столетия. Решающую роль в формировании новой отрасли науки сыграл ЦНИИТмаш и в его составе ЦБКМ (Центральное конструкторское бюро по кузнечно-прессовому машиностроению), где были сосредоточены исследования основных типов кузнечно-штамповочного оборудования.

Большой вклад в развитие теории кузнечно-штамповочных машин внесли советские ученые: в этот период А. И. Зимин создал теорию паровоздушных молотов и винтовых фрикционных прессов, М. В. Сторожев — теорию кривошипных прессов и гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом, И. И. Гирш и В. И. Залесский — теорию горизонтально-ковочных машин. Безусловно, эти достижения были подготовлены трудами ряда русских ученых, и прежде всего П. К. Мухачева и Я. Н. Марковича.

К периоду 1934—1935 гг. относится первая попытка проф. С. В. Порецкого изложить систематизированный курс кузнечно-прессового оборудования. Позднее, в 1940 г., проф. А. И. Зимин издал первый официальный учебник «Расчет и конструкция кузнечных машин.

Паровоздушные молоты», а затем в 1953 г. — «Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. Молоты» [15].

В 1960—1970 гг. большое внимание было уделено дальнейшему развитию теории и принципам конструирования уникальных гидравлических прессов различного технологического назначения (для горячей штамповки крупногабаритных изделий из легких сплавов, производства алмазов). Важнейшие работы в этом направлении выполнены под руководством Б. В. Розанова во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургического машиностроения. Основы теории и конструирования импульсных машин взрывного действия для обработки металлов давлением создали В. Г. Конonenko и его сотрудники в Харьковском авиационном институте. Большой вклад в создание гидровинтовых прессов новых типов и разработку их теории внесли А. И. Зимин и Ю. А. Бочаров. Теорию и основы расчета кривошипных прессов и их систем разрабатывали В. И. Власов, Е. Н. Ланской, Г. А. Навроцкий, А. Ф. Нистратов и др.

В этот же период появились новые учебники и учебные пособия по кузнечно-штамповочному оборудованию, подготовленные А. Н. Банкетовым и его соавторами [1], Л. И. Живовым и А. Г. Овчинниковым [9, 10], В. И. Залесским [14].

Ныне теория и практика кузнечно-штамповочных машин развиваются силами большой группы ученых и инженеров, работающих в вузах, научно-исследовательских институтах, на заводах и в конструкторских бюро. Особая роль в развитии кузнечно-прессового машиностроения и координации научно-исследовательских работ отведена головному институту отрасли — Экспериментальному научно-исследовательскому институту кузнечно-прессового машиностроения (ЭНИКмаш).

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ

Глава 1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

1.1. Принцип действия

Действие кривошипного пресса основано на преобразовании вращательного движения привода посредством кривошипного механизма той или иной модификации (рис. 1.1) в возвратно-поступательное движение рабочего органа — ползуна пресса, с закрепленным

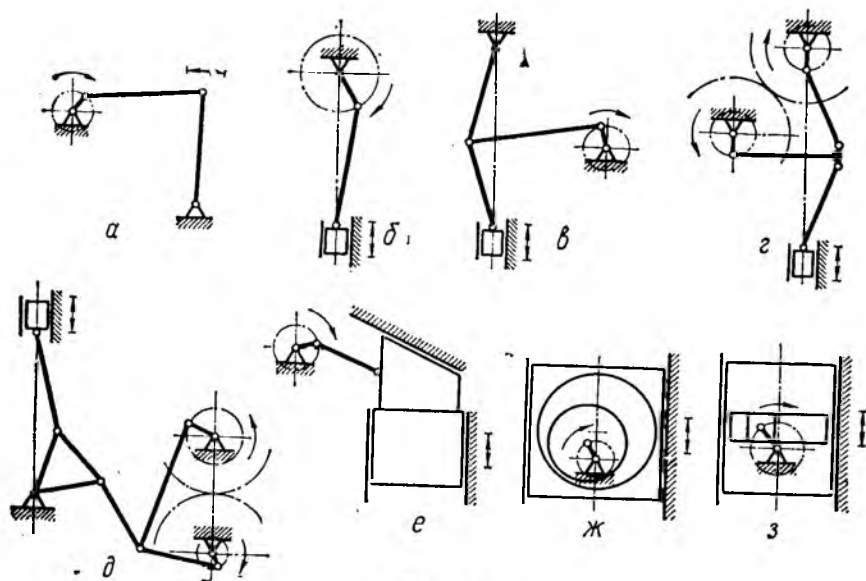


Рис. 1.1

на нем инструментом. Преобразование энергии вращательного движения привода в энергию деформации металла обуславливается наличием жестких кинематических связей между всеми движущимися частями кривошипного пресса. Это исключает зависимость скорости движения рабочего инструмента от свойств обрабатываемого металла в любой момент времени: характер изменения скорости движения инструмента за все время действия пресса будет определяться

только кинематикой машины (если при этом не учитывать неравномерности движения вращающихся деталей привода и упругого деформирования машины).

Дважды в цикле возвратно-поступательного движения исполнительного механизма скорость рабочего инструмента равна нулю. В это время ползун исполнительного механизма проходит через крайние положения (верхнее и нижнее или заднее и переднее). Кривая скорости ползуна в функции времени $v(t)$ между этими точками представляет собой синусоиду или другую, более сложную гармоническую кривую (рис. 1.2).

С момента соприкосновения инструмента с обрабатываемым металлом при прямом ходе ползуна начинается собственно рабочий ход

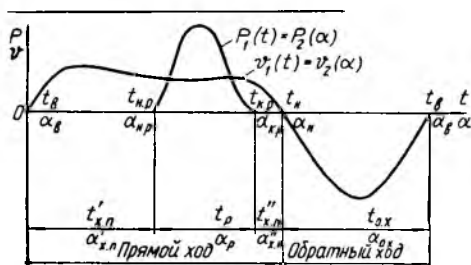


Рис. 1.2

пресса. Этому моменту соответствует промежуточное положение кривошипного вала $\alpha_{н.р.}$; в момент окончания деформации металла положение кривошипного вала характеризуется углом $\alpha_{к.р.}$.

Угол, на который повернется кривошипный вал в течение рабочего хода, называется рабочим углом α_p :

$$\alpha_p = \alpha_{н.р} - \alpha_{к.р.} \quad (1.1)$$

Угол α_p зависит от характера процесса деформации и размеров обрабатываемого металла.

Остальная часть прямого хода является холостым ходом.

В общем случае при прямом ходе ползуна возможно существование двух участков холостого хода:

1-й участок — от крайнего верхнего (заднего) положения ползуна до начала рабочего хода:

$$\alpha'_{х.п} = \alpha_{в} - \alpha_{н.р.}; \quad (1.2)$$

2-й участок — после окончания рабочего хода до крайнего нижнего (переднего) положения ползуна:

$$\alpha''_{х.п} = \alpha_{к.р.} - \alpha_{н.} \quad (1.3)$$

Таким образом, угол поворота кривошипного вала при прямом ходе ползуна

$$\alpha_{п.х} = \alpha'_{х.п} + \alpha_p + \alpha''_{х.п.} \quad (1.4)$$

Заметим, что 2-й участок прямого холостого хода существует при выполнении лишь определенных технологических операций, например при пробивке, просечке, обрезке заусенцев и т. д. В этом случае процесс деформации заканчивается прежде, чем ползун достигнет до крайнего положения. Остальная часть пути ползуна, соответствующая углу поворота кривошипа $\alpha = \alpha''_{х.п}$ связана с протал-

киванием металла (изделия или отхода), и, как говорят, деформирующий инструмент работает на проход.

При работе чеканящим нажимом для большинства операций объемной штамповки и некоторых операций листовой штамповки, например гибки, 2-й участок прямого холостого хода отсутствует, т. е. $\alpha_{х.п}'' = 0$, и процесс деформации заканчивается при крайнем нижнем (переднем) положении ползуна.

При обратном холостом ходе, во время которого не совершается полезная работа, ползун возвращается в крайнее верхнее (заднее) положение. Кривошипный вал в это время повернется на угол

$$\alpha_{о. х} = \alpha_n - \alpha_v. \quad (1.5)$$

Поскольку вращение кривошипного вала может быть принято равномерным, время поворота t прямо пропорционально углам поворота:

$$t = \alpha/\omega, \quad (1.6)$$

где $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость вращения кривошипного вала, рад/с;

n — число ходов ползуна прессы в минуту, равное частоте вращения ведущего кривошипного вала;

α — угол поворота кривошипа, рад.

Если угол поворота α задан в градусах, то время t (в с) может быть вычислено по формуле

$$t = \alpha/6n. \quad (1.7)$$

Время одного двойного хода ползуна, равное сумме времен прямого $t_{п. х}$ и обратного $t_{о. х}$ ходов,

$$t_{дв. х} = t_{п. х} + t_{о. х} = 60/n. \quad (1.8)$$

В некоторых случаях, например, при расшифровке осциллограмм, снятых при испытании кривошипных прессов, углы поворота α выражаются по известным отметкам времени:

$$\alpha = \omega t = \frac{\pi n}{30} t. \quad (1.9)$$

Моменту начала рабочего хода отвечает вполне определенная скорость движения инструмента $v_n = f(\alpha_{н.р})$, заданная кинематикой прессы и положением ведущего кривошипа. В современных типах кривошипных прессов скорость инструмента в момент начала рабочего хода изменяется в широких пределах от 0,01 м/с до 0,5 м/с и больше. В процессе деформации металла скорость инструмента может сохраняться постоянной или постепенно уменьшаться до некоторого конечного значения.

Соппротивление движению ползуна в течение рабочего хода определяется рабочей диаграммой процесса — графиком усилий деформации $P_d = f(\Delta h)$ и зависит для заданной операции от свойств и размеров обрабатываемого металла.

Главным размерным параметром, по которому строятся размерные ряды стандартов на кривошипные прессы, является номинальное усилие P_n на ползуне главного исполнительного механизма. Для некоторых специализированных прессов в качестве главного параметра принимают также размер исходного металла с заданными свойствами, например для метизных прессов-автоматов — диаметр исходного прутка или проволоки, для листовых ножниц — толщину разрезаемого листа и т. д.

Характер и количество заданных технологических линейных параметров зависят от назначения кривошипного прессы и его конструктивных особенностей и регламентируются специальными ГОСТами для каждого типа машин.

1.2. Классификация кривошипных прессов

Кривошипные прессы применяются почти для всех операций холодной и горячей штамповки из листового и сортового металла. Кроме того, кривошипные прессы (ножницы) нашли применение в заготовительных цехах и отделениях кузнечных и прессовых цехов для разделки прутков на мерные заготовки или разрезки листов.

Таким образом, кривошипные прессы можно подразделить по технологическому назначению на три класса:

- 1) прессы для листовой штамповки из листовых материалов;
- 2) прессы для объемной штамповки из сортового металла;
- 3) ножницы для разделки и разрезки.

Углубление технологической классификации связано с узким кругом работ, выполняемых на прессах, и их специализацией.

По функциональному назначению механизмы и системы современных кривошипных прессов можно разбить на пять групп: привод; исполнительные механизмы; системы управления и контроля; механизмы настройки; системы смазки.

Общим признаком для кривошипных прессов является единообразность привода, состоящего из индивидуального электродвигателя, ременной и зубчатой передач, сообщающих вращательное движение электродвигателя кривошипному валу. В системе привода предусматриваются сцепные устройства (муфты), позволяющие соединять и разъединять валы передач на ходу, и тормозные устройства для остановки механизмов прессы в определенном положении. Кинематическое и конструктивное оформление привода может быть различным в зависимости от назначения и условий работы прессы.

Основой для классификационного подразделения кривошипных прессов являются структурно-кинематические признаки устройства исполнительных механизмов.

Главным исполнительным механизмом называется кинематическая цепь, начинающаяся от передаточного механизма привода и заканчивающаяся рабочим органом с инструментом, предназначенным

для осуществления технологического формоизменения заготовки. В современном прессостроении применяют различные типы кинематических цепей — модификаций кривошипных механизмов (рис. 1.1): кривошипно-коромысловый (а) — костыльные прессы-автоматы; кривошипно-ползунный (б) — большинство кривошипных прессов для листовой и объемной штамповки; кривошипно-коленный и его модификации (в) — чеканочные прессы, прессы для выдавливания; двухкривошипный с двумя степенями подвижности (г) — кривошипно-шарнирные вытяжные прессы; двухкривошипный коленно-ползунный с двумя степенями подвижности (д) — прессы тройного действия для чистовой вырубки; кривошипно-клиновой (е) — горячештамповочные прессы; кривошипно-круговой (ж) — специализированные вырубные прессы; кривошипно-кулисный (з) — горячештамповочные прессы, горизонтально-ковочные машины.

По структурному строению следует различать прессы простого и многократного действия.

Прессы простого действия называются так в связи с однозначностью функций, которые они могут выполнять. Все прессы простого действия имеют лишь один главный рабочий орган.

В последние годы возникла тенденция оснащать некоторые типы кривошипных прессов простого действия дополнительными устройствами для прижима листа, выталкивания изделий, автоматической подачи и т. д. Эти устройства, встроенные в имеющуюся конструкцию пресса, являются привнесенными элементами. В каждом отдельном случае пресс может работать без них, выполняя те функции, для которых он чаще всего используется. Например, универсальный листоштамповочный пресс простого действия может работать без прижимной подушки.

Дополнительные функции, выполняемые самой машиной и обуславливаемые характером технологического процесса (подача, резка, прижим заготовки и т. д.), приводят к усложнению структуры прессов и требуют специальных исполнительных механизмов. В зависимости от назначения различают рабочие и вспомогательные механизмы.

Прессы, в структуре которых имеется несколько рабочих и вспомогательных механизмов, смотря по тому, для выполнения скольких функций предназначается, данный пресс, называются прессами многократного действия.

Все операции, рабочие и вспомогательные, осуществляемые на прессах многократного действия, совершаются в строго определенной, раз навсегда заданной последовательности. Это предопределяет необходимость синхронизации движений отдельных механизмов пресса. Поэтому в структуре прессов многократного действия особое место занимают распределительные (управляющие) механизмы, обеспечивающие цикличность работы пресса.

Согласованность работы отдельных механизмов прессов многократного действия во времени изображается при помощи цикловой диаграммы, или, сокращенно, циклограммы.

Циклограммы строятся в прямоугольных координатах (плоская циклограмма). Положения механизмов на циклограмме указываются графиками пути исполнительных механизмов. Ниже графиков даются пояснения по периодам работы отдельных механизмов. Периоды циклограммы обычно относят к угловым положениям ведущего кривошипа (рис. 1.10).

В качестве двигательных устройств для привода дополнительных механизмов прессов многократного действия могут применяться электродвигатели, индивидуальные или общие компрессоры и гидронасосы, соединенные через разводки с соответствующими механизмами.

Прессы многократного действия могут иметь неавтоматизированный и автоматизированный технологические циклы.

К современным неавтоматизированным прессам многократного действия относятся прессы двойного действия (один главный и один целевой исполнительные механизмы) и тройного действия (один главный и два целевых исполнительных механизма).

Прессы многократного действия, имеющие достаточно развитую структуру с таким количеством рабочих и вспомогательных механизмов, которое обеспечивает выполнение всего технологического цикла без вмешательства человека, называются прессами-автоматами. Технологический цикл на прессах-автоматах замкнутый и повторяется непрерывно до израсходования запаса заготовок.

Так называемые комбинированные прессы не представляют собой особого структурного типа машин. Комбинированные прессы характеризуются тем, что у них на одной станине комбинируются две или три простые кинематические цепи с общим приводом. Каждая из этих цепей является главным исполнительным механизмом и используется самостоятельно для выполнения заданного формоизменения. Например, комбинированные ножницы могут иметь три главных исполнительных механизма, предназначенных для резки листа, резки сортового проката и пробивки отверстий; обрезные прессы с боковым ползуном имеют два главных исполнительных механизма и т. п.

Таким образом, классификация кривошипных прессов должна включать три класса машин по технологическому назначению. В каждый из этих классов могут входить следующие структурные группы прессов: простого, двойного, тройного действия и автоматы с определенным целевым применением.

В табл. 2 приведена общая классификация наиболее распространенных типов современных кривошипных прессов.

К системам управления и контроля кривошипных прессов относятся механизмы включения, самоуправления, а также регистрирующие и контрольные механизмы. Эти механизмы функционально связаны с общей цикличностью работы исполнительных механизмов пресса.

Таблица 2

Класс	Структурная группа	Назначение
Прессы для листовой штамповки	Простого действия	Универсальные Листогибочные Вытяжные специальные
	Двойного действия	Вытяжные
	Тройного действия	Вытяжные Для чистовой вырубки
	Автоматы	Универсальные Универсально-гибочные Специальные
Прессы для объемной штамповки	Простого действия	Горячештамповочные Обрезные Чеканочные Горизонтально-гибочные
	Двойного действия	Горячештамповочные Горизонтально-ковочные
	Автоматы	Холодновысадочные Шариковые Костыльные Проволочно-гвоздильные Обрезные Для прессования порошков
Ножницы	Простого действия	Листовые Сортовые Комбинированные
	Двойного действия	Листовые
	Тройного действия	Сортовые

Следует отметить, что кулачковые механизмы самоуправления органически входят в кинематику кривошипного прессы и составляют единое целое с целевыми исполнительными механизмами.

Контрольные, регистрирующие механизмы и механизмы включения хотя функционально и связаны с работой прессы, но непосредственного воздействия на определенность совершаемого движения исполнительных органов не оказывают и поэтому не входят в общую кинематическую цепь прессы.

К механизмам настройки кривошипных прессов относятся механизмы, предназначенные для установки рабочих органов в требуемое исходное положение, наладки механизмов управления и привода.

1.3. Основные признаки для конструктивного подразделения кривошипных прессов

В зависимости от конструктивного оформления главных деталей и узлов различают такие кривошипные прессы: а) вертикальные, наклоняемые и горизонтальные; б) одностоечные и двухстоечные; в) открытые и закрытые; г) с открытым и закрытым приводом; д) с кривошипным, коленчатым или эксцентриковым валом, с шестерне-эксцентриковым приводом; е) одно- и многокривошипные; ж) с одно- и многоступенчатым приводом; з) с верхним и нижним приводом.

По тому, как располагаются направляющие станины и осуществляется движение главного ползуна, различают вертикальные, наклоняемые и горизонтальные прессы. У наклоняемых прессов специальное устройство станины допускает наклон ее от вертикали до $30...40^\circ$.

Различие между одностоечными и двухстоечными прессами связано с расположением главного исполнительного механизма относительно опор ведущего кривошипного вала. У двухстоечных прессов головка шатуна исполнительного механизма располагается между опорами вала, у одностоечных прессов — по одну сторону, на консольно-выступающем кривошипе главного вала.

В зависимости от формы станины, определяющей доступ к столу пресса и, следовательно, к установленным на нем штампам, различают открытые и закрытые прессы. Открытые прессы имеют С-образную станину округлой или прямоугольной формы, обеспечивающую удобный доступ к столу пресса спереди и с боков. Однако у открытых прессов есть недостаток, ограничивающий их применение. При нагрузке С-образной станины в момент рабочего хода в ней возникает значительная несимметричная деформация, приводящая к отклонению линии перемещения ползуна от оси пресса. В результате нарушается равномерность зазоров между верхней и нижней частями штампов. Например, при вырубке или вытяжке из листа зазор между пуансоном и матрицей спереди уменьшается, а сзади увеличивается. Это ухудшает условия работы штампа, увеличивает его износ и является причиной брака изделий.

Закрытые прессы имеют станину рамного (арочного) типа с доступом к рабочему пространству спереди и с задней стороны пресса.

По внешнему оформлению конструкции и степени герметизации привода различают прессы с открытым и закрытым приводом. Конструкции прессов с закрытым приводом считаются более современными. Подобная тенденция в прессостроении — скрыть в станине все движущиеся детали и свести к минимуму выступающие части — объясняется не только стремлением уменьшить габариты пресса, улучшить его эксплуатационные качества и повысить безопасность работы, но и эстетическими соображениями.

По конструктивному оформлению ведущего кривошипа различают прессы с ведущим кривошипным валом — главным валом, вы-

полненным в виде кривошипного, коленчатого или эксцентрикового валов, и шестерне-эксцентриковым приводом.

По количеству кривошипов (эксцентриков) и соответственно по количеству передаточных шатунов различают одно- и многокривошипные прессы (одно- и многошатунные или многоточечные прессы). Многошатунная подвеска ползуна улучшает условия его работы и допускает нецентральный нагрузку при рабочем ходе.

Существенное различие между кривошипными прессами связано со структурой кинематической схемы привода, передающего движение от электродвигателя к ведущему кривошипу исполнительного механизма пресса. В быстроходных прессах, где общее передаточное число невелико, оказывается достаточным одной или двух ступеней передач. В тихоходных прессах с малым числом ходов ползуна, когда требуется значительное уменьшение частоты вращения от электродвигателя до ведущего вала, предусматривается от двух до четырех ступеней передач.

Различия в кинематике привода кривошипных прессов связаны также с необходимостью передачи движения от одного электродвигателя на две стороны главного кривошипного вала, а у многокривошипных прессов — на несколько валов.

В зависимости от места расположения привода на станине различают прессы с верхним и нижним приводом.

1.4. Универсальные листоштамповочные прессы простого действия

Группа кривошипных прессов простого действия включает наибольшее количество типов машин по технологическому назначению. Различаясь между собой по конструкции главных узлов и деталей, а также архитектурным оформлением, прессы простого действия имеют элементарную схему с одним главным исполнительным механизмом той или иной модификации.

К прессам простого действия отнесем одноползунные кривошипные прессы независимо от возможности применения у них устройств для прижима, выталкивания и автоматической подачи, хотя усложнение структуры пресса при установке на нем дополнительных устройств изменяет характер его работы и приводит к тому, что в одном случае он работает как пресс двойного действия, в другом — как автомат или полуавтомат.

Универсальные листоштамповочные прессы простого действия предназначены для выполнения операций вырубки, неглубокой вытяжки, гибки и других холодноштамповочных работ.

К универсальным листоштамповочным прессам простого действия относятся такие: кривошипные одностоечные прессы; кривошипные двухстоечные прессы открытого типа; кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа.

Кривошипные одностоечные прессы принадлежат к прессам открытого типа, предназначенным для различных операций холодной

штамповки, их изготавливают с параметрами и основными размерами по ГОСТ 9408—77 с передвижным столом, рогом и неподвижным столом.

Станина у большинства прессов — из чугунного литья с одной стойкой. В последнее время появились модели прессов со сварной станиной из стальных листов (рис. 1.3). Кривошипный вал расположен перпендикулярно к фронту пресса на двух опорах скольжения. Прессы выполняют с регулируемым ходом ползуна путем поворота эксцентриковой втулки на кривошипе.

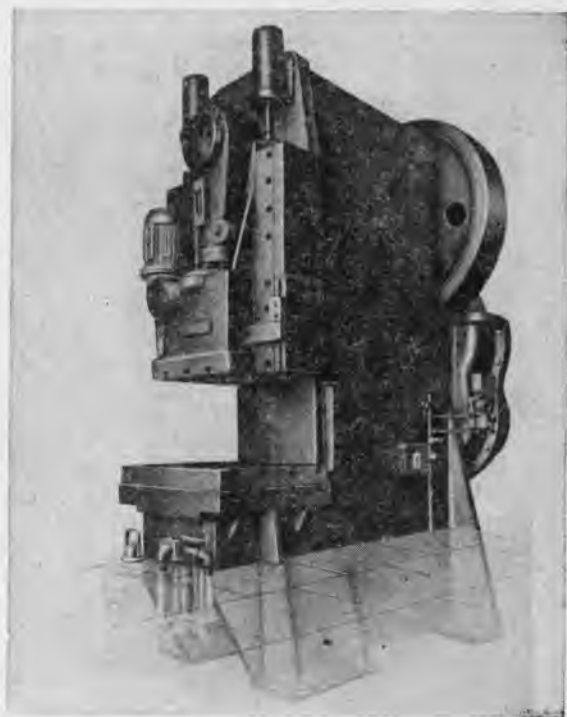


Рис. 1.3

По ГОСТ 9408—77 конструкция прессов (кроме прессов с передвижным столом и рогом) должна предусматривать возможность установки механизмов автоматической подачи заготовок и прижимных подушек.

Кривошипные двухстоечные прессы открытого типа включают: а) наклоняемые и ненаклоняемые однокривошипные прессы; б) наклоняемые и ненаклоняемые двухкривошипные прессы.

Основные параметры и размеры однокривошипных двухстоечных прессов открытого типа (рис. 1.4) регламентированы ГОСТ 9408—77 с номинальными усилиями от 25 кН до 2,5 МН.

Станина прессов этого типа — С-образной формы, двухстоечная, отлитая из чугуна заодно со столом. Для усиления жесткости пресса станину по зеву иногда стягивают болтами.

Наклон станины пресса осуществляют вручную подъемным механизмом с фиксацией специальными болтами. Обычно подлежат жесткой фиксации три положения станины: вертикальное, наклонное под углом в 15° и под углом $30...35^\circ$.

Ведущий кривошипный вал выполняют в прессах с постоянным ходом в виде одноколенчатого вала, в прессах с регулируемым хо-



Рис. 1.4

дом в виде бесщекового эксцентрикового вала, который расположен вдоль фронта на двух опорах скольжения.

Сравнивая конструкции открытых прессов, можно отметить их преимущества и недостатки. Например, в одностоечных прессах поперечное расположение кривошипного вала затрудняет отбор мощности для привода механизмов подач, в двухстоечных этот недостаток устранен. С другой стороны, возможность изменения закрытой высоты при помощи перестановки стола в одностоечных прессах расширяет их технологические возможности и позволяет применять для обработки отдельных участков крупногабаритных штамповок. Хотя наклоняемая станина несколько усложняет конструкцию пресса, но зато облегчает удаление готовых штамповок и отходов, сваливающихся в тару по наклонной плоскости стола под действием силы тяжести.

Наряду с однокривошипными в промышленности применяют двухкривошипные прессы открытого типа (ГОСТ 9222—74). Основная особенность их состоит в увеличенных размерах стола и ползуна, т. е. в увеличенном штамповом пространстве.

Кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа представляют наиболее обширную группу, включая одно-, двух- и четырехкривошипные прессы.

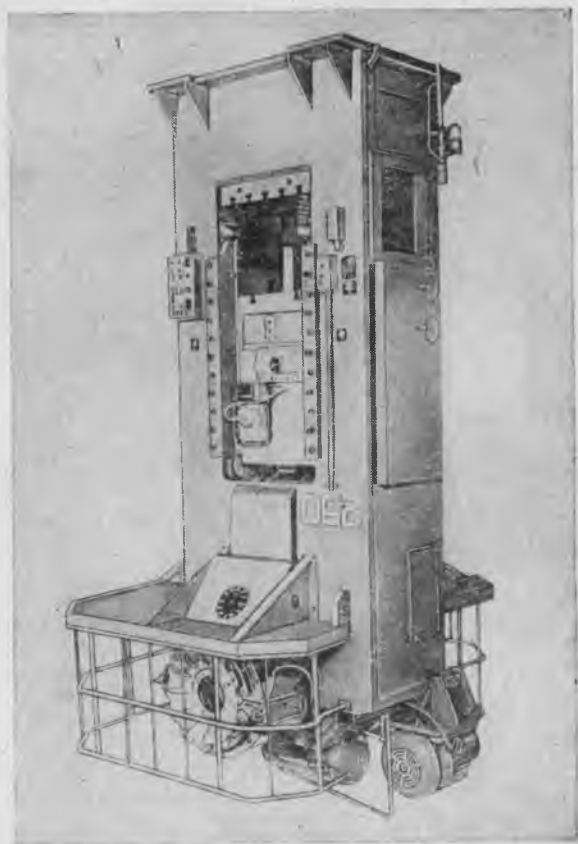


Рис. 1.5

Главной особенностью прессов этой группы является наличие закрытой станины рамного (современные прессы) или арочного (устаревшие прессы) типа с ограниченным доступом к штамповому пространству. Повышенная жесткость конструкции и симметричная упругая деформация станины закрытого типа способствуют не только получению более точных штамповок, но и повышают стойкость инструмента.

Кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа изготавливают в двух модификациях:

- 1) с повышенным числом ходов и нормальной величиной самого хода — быстроходные прессы;
- 2) с нормальным числом ходов и увеличенным ходом — тихоходные прессы.

Конструкция станины прессов всех типоразмеров предполагает возможность установки прижимных подушек.

Основные параметры и размеры однокривошипных закрытых прессов регламентированы ГОСТ 10026—75 с номинальными усилиями от 1,6 до 25 МН.

Прессы с коленчатым валом или шестерне-эксцентриковым приводом, расположенными перпендикулярно к фронту пресса, изготавливают с закрытым приводом (рис. 1.5).

Двухкривошипные прессы предназначены для штамповочных работ при изготовлении крупных деталей из листа. Они отличаются от однокривошипных прежде всего размерами штампового пространства.

Основные параметры и размеры двухкривошипных закрытых прессов регламентированы ГОСТ 7766—73 с номинальными усилиями от 1 до 31,5 МН.

Прессы с открытым приводом имеют двухколенчатый вал, расположенный вдоль фронта пресса с двумя боковыми и одной или двумя средними опорами. Конструкция прессов с открытым приводом считается устаревшей.

Двухкривошипные прессы с закрытым приводом в типовом исполнении изготавливают в трех модификациях:

- 1) прессы с двумя коленчатыми валами, расположенными перпендикулярно к фронту, и главными зубчатыми колесами на щеках этих валов;
- 2) прессы с двумя шестернями-эксцентриками с непосредственной подвеской ползуна к шатуну;

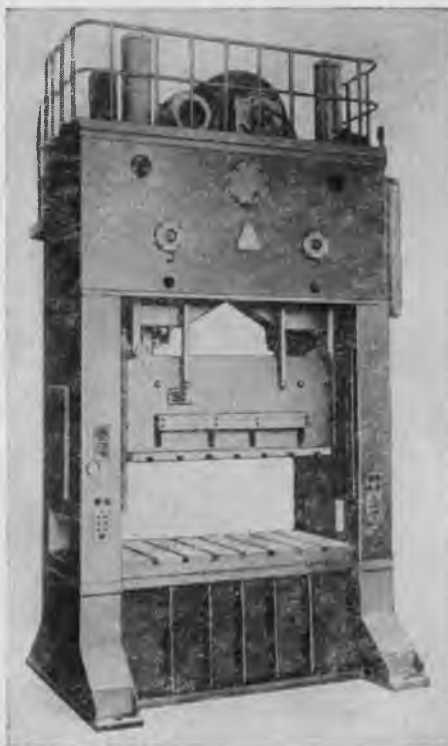


Рис. 1.6

3) прессы с двумя шестернями-эксцентриками с подвеской ползуна к шатуну через плунжер.

Вторая модификация двухкривошипных прессов (рис. 1.6) в настоящее время наиболее распространена, так как она обеспечивает требуемую точность хода и жесткость конструкции.

Плунжерная подвеска ползуна посредством уплотнений в грундовых плунжерах позволяет полностью герметизировать верхнюю траверсу пресса и погрузить зубчатые колеса привода в масляную ванну. Однако конструкция пресса при этом усложняется, а его высота увеличивается. В уникальных прессах, где важным фактором является удлинение межремонтного цикла, применение плунжерной подвески целесообразно.

Производство крупногабаритных деталей автомобилей, самолетов и т. п. поставило особые требования в отношении точности направления ползуна. Для предотвращения перекоса применяют четырехточечную подвеску ползуна при помощи четырех шатунов, расположенных по углам ползуна. При такой конструкции пресса центр давления всегда лежит внутри четырехугольника, образованного точками подвески. Другое отличие двухкривошипных прессов (ГОСТ 16267—70) по сравнению с двухкривошипными — увеличенные размеры штампового пространства по закрытой высоте и по габаритам в плане.

Прижимные подушки. При применении листоштамповочного пресса простого действия для вытяжки полых изделий из листа необходимо обеспечить прижим металла в процессе деформации, в противном случае на боковой поверхности изделия появляются складки.

Работа пресса простого действия с установленным на нем вытяжным штампом показана на схеме рис. 1.7. Вытяжная матрица 8 с выталкивателем 7 через державку 6 закреплена на ползуне 3 главного исполнительного механизма, представляющего собой обычный кривошипно-ползунный механизм с ведущим кривошипом 1 и шатуном 2. К корпусу штампа 11, установленному на столе 12, жестко приболчен вытяжной пуансон 10, который остается неподвижным все время работы. С нижней стороны стола подвешивается пневматическая подушка с неподвижным цилиндром 15, двумя подвижными поршнями 17 и штоком 16. Движение поршней через упорную плиту 14 и толкатели 13 передается прижимному кольцу 9, которое находится в начальный момент вытяжки на уровне верхней кромки пуансона.

При включении пресса на рабочий ход ползун опускается вниз и через вытяжную матрицу перемещает вниз поршни подушки, которые, опускаясь, сжимают воздух. Давление в цилиндре повышается, и происходит обратный сброс излишка воздуха в ресивер 20. При значительном превышении заданного давления в цилиндре и ресивере срабатывает предохранительный клапан 18.

Подача воздуха от сети управляется регулятором давления 22, обеспечивающим впуск в ресивер воздуха постоянного давления.

Таким образом обеспечивается постоянство усилия прижима в течение всего рабочего хода ползуна. Для предупреждения обратного перепуска воздуха из ресивера в сеть в схеме установлен обратный клапан 23. Фильтр 24 необходим для очистки воздуха, вентили 21 — для выпуска конденсата и перекрытия воздухопровода и манометр 19 — для контроля за давлением воздуха.

Когда ползун пройдет через крайнее нижнее положение и процесс вытяжки закончится, прижимное кольцо поднимется вслед за матрицей под действием сжатого воздуха, давящего на поршни подушки.

Выталкивание изделия из матрицы производится при помощи выталкивателя 7 и планки 5, движение которой во время обратного хода ползуна вверх ограничено регулируемыми упорами 4.

В современных многокровошипных листоштамповочных прессах, помимо пневматических подушек, применяют гидропневматические подушки, подушки с гидроудерживателями и т. д.

Принципиальная схема гидропневматической подушки показана на рис. 1.8. Особенностью этой подушки является то, что рабочее усилие на подвижной плите создается давлением жидкости (масло).

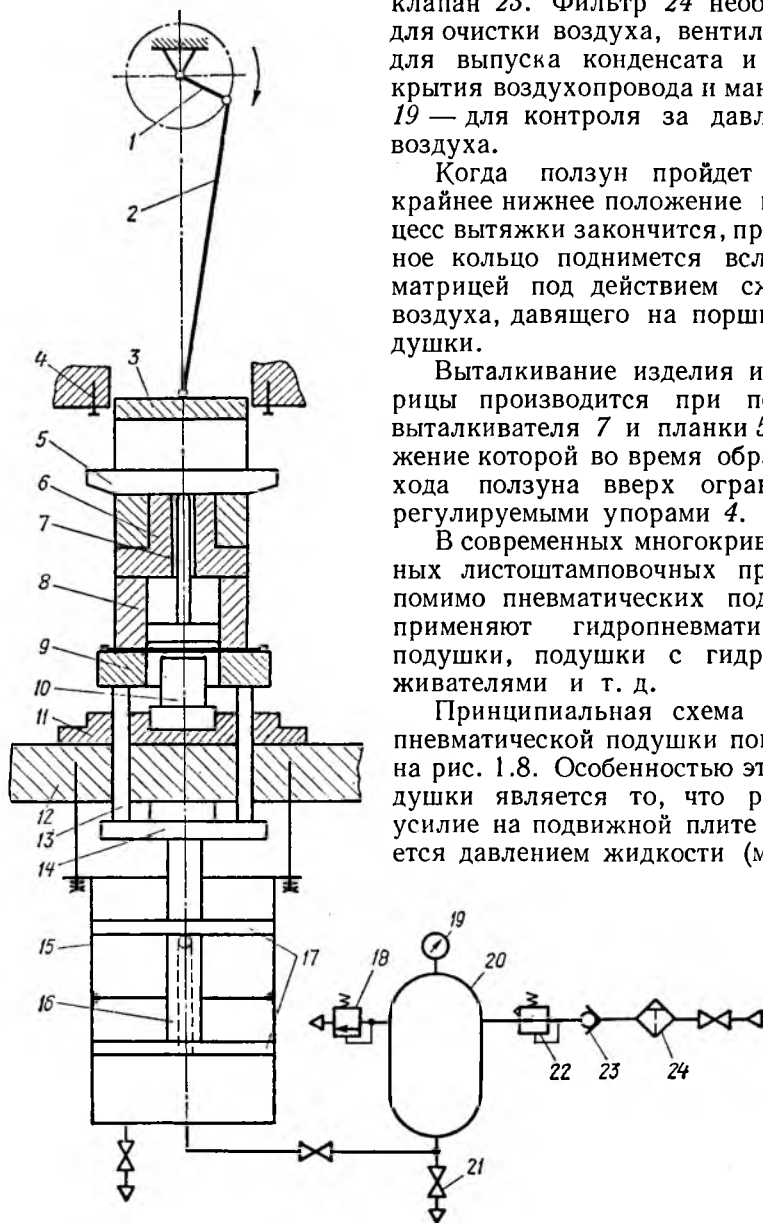


Рис. 1.7

При ходе вниз в процессе деформации плита *б* подушки стремится вытеснить масло из полости *а* в полость *б*. Однако проходной канал перекрыт клапаном *4*, соединенным с дифференциальным поршнем *1*. Верхняя меньшая площадь поршня находится под давлением масла, перетекающего из полости *б*. Нижняя большая площадь поршня находится под давлением сжатого воздуха, которое может быть отрегулировано на получение необходимого противодействия на плунжере *5* подушки при помощи регулятора давления в сети воздухопровода. Только тогда, когда будет достигнуто противодействие при ходе вниз, масло преодолит сопротивление запирающего дифференциального поршня *1*, от-

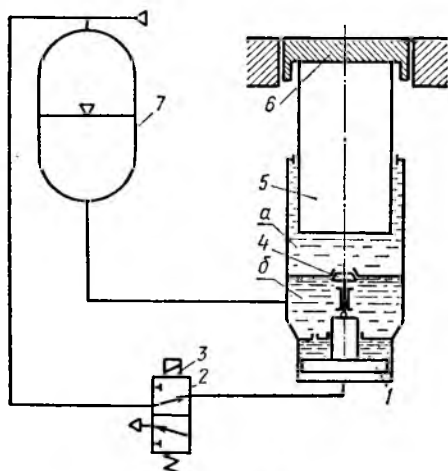


Рис. 1.8

кроет клапан *4* и перетекая из рабочей полости цилиндра в полость *б* и далее в масляный бак *7*, опустит плиту подушки. При этом усилие прижима на прижимном кольце штампа в течение всего рабочего хода будет сохраняться постоянным.

В момент окончания рабочего хода, когда ползун начнет ход вверх, прижим прекращается и противодействие масла в полости *а* резко падает. Поэтому поршень *1* тотчас подымет клапан *4* и перекроет проходное сечение соединительного канала: плунжер останется в крайнем нижнем положении.

При определенном положении ведущего кривошипа в ходе подъема ползуна кулачковый диск командоаппарата воздействует на конечный переключатель, управляющий электромагнитом *3*. Движение якоря электромагнита передается золотнику *2* воздухораспределителя. Подъем золотника приводит к отсечке пространства под дифференциальным поршнем от сети сжатого воздуха и соединению его с атмосферой. Тогда под действием масла поршень *1* опустится и откроет клапан. Масло из полости *б* устремится в рабочую полость цилиндра и поднимет плиту подушки. Этот ход плиты подушки может быть использован для выталкивания изделия. Запоздывание хода подушки после окончания рабочего хода устраняет возможность случайного смятия изделия.

При дальнейшем повороте ведущего кривошипа конечный переключатель командоаппарата срабатывает еще раз и выключает электромагнит. Сжатый воздух устремляется под поршень *1*, закрывая клапан *4*, и таким образом пресс оказывается готовым к следующему циклу работы.

1.5. Вытяжные прессы двойного и тройного действия

Вытяжные прессы двойного действия. В качестве примера рассмотрим принцип действия вытяжного пресса двойного действия модели K5530, кинематическая схема которого показана на рис. 1.9. Главные размерные параметры пресса: номинальное усилие на внутреннем ползуне $P_{н.н} = 1$ МН, наружном $P_{н.н} = 630$ кН, значение полного хода ползунуов соответственно $S_{\max н} = 400$ мм и $S_{\max н} = 265$ мм.

[illegible]

Наружный (прижимной) ползун с прижимным кольцом, который приведен в действие при помощи плоского восьмизвенного кривошипного коленно-рычажного механизма II класса, совершает возвратно-поступательное движение в том же направлении, что и главный ползун. Распределителем движения и одновременно ведущим звеном механизма прижима является концевой кривошип OK главного вала, который через шатун KL приводит в движение ползушку LMM . Движение ползушки раздается на две стороны тягами MN , качающими двуплечие рычаги NO, C . Благодаря

качанию двуплечих рычагов колена O_1CD распрямляются или ломаются, сообщая возвратно-поступательное движение наружному ползуну. Циклограмма прессы изображена на рис. 1.10. График движения внутреннего ползуна представляет собой синусоидальную кривую. Ход вниз происходит при повороте главного кривошипа от 180° до 0 . Однако использовать прямой ход ползуна можно только тогда, когда наружный ползун опустится вниз и займет неподвижное положение, удерживая тем самым заготовку и препятствуя образованию складок.

Требуемое движение наружного ползуна обеспечивается основными размерами механизма и сдвигом начального положения

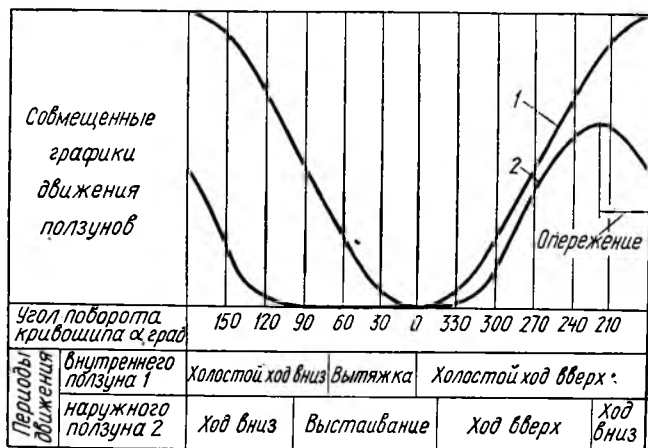


Рис. 1.10

концевого кривошипа OK по отношению к главному кривошипу на некоторый угол, в данном случае равный 150° . В результате при угле поворота главного кривошипа $\alpha = 95^\circ$ ползун останавливается в крайнем нижнем положении: ход внутреннего ползуна с этого момента может быть использован для вытяжки. Практически для вытяжки используется несколько меньший ход ползуна, соответствующий примерно $\alpha_p = 75...80^\circ$.

Выстаивание наружного ползуна продолжается некоторое время после того, как внутренний ползун начнет холостой ход вверх, вплоть до угла поворота ведущего кривошипа $\alpha = 345^\circ$, и составляет около 110° . Запоздывание отхода наружного ползуна после окончания вытяжки необходимо для того, чтобы обеспечить съём изделия с верхнего штампа (вытяжного пуансона) или беспрепятственное выталкивание из нижнего штампа. Обратный ход ползунов совершается с разной скоростью. Наружный ползун движется быстрее и достигает крайнего верхнего положения раньше, чем внутренний ползун.

Сдвиг фазы, характеризуемый углом поворота ведущего кривошипа, при котором наружный ползун приходит в крайнее верхнее положение, называется опережением. Обычно опережение составляет 25...50°.

Остановка ползунуов происходит при недоходе ведущего кривошипа до крайнего верхнего положения на угол 10...15° ($\alpha \approx 195...190^\circ$). При этом наружный ползун, пройдя крайнее верхнее положение, опустится на некоторое расстояние вниз.

Количество типовых кинематических цепей для привода механизмов прижима вытяжных прессов двойного действия ограничено (рис. 1.11).

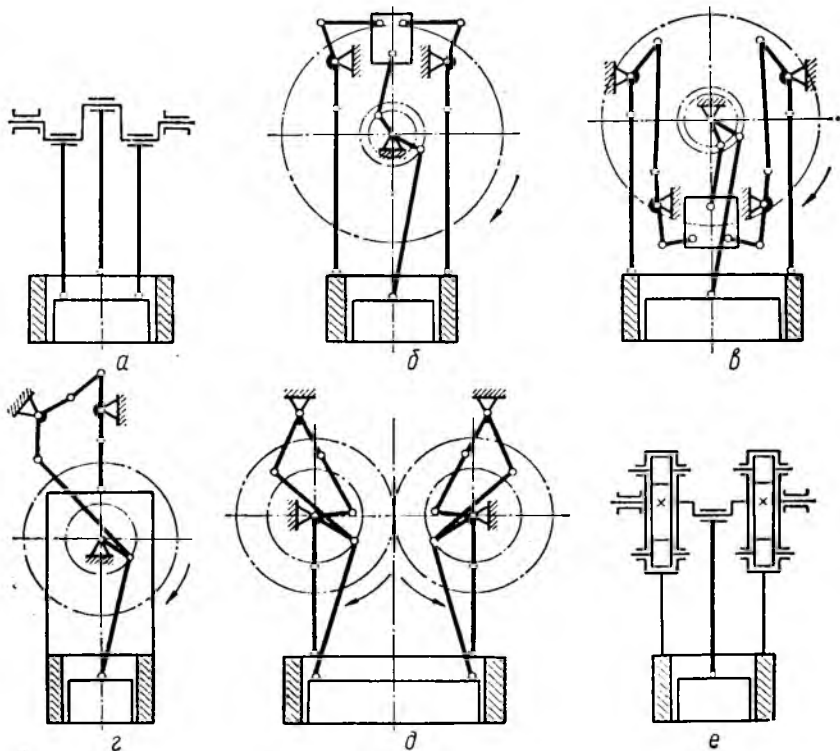


Рис. 1.11

Наиболее простой цепью является четырехзвенный трехкривошипный механизм. Выставление наружного ползуна у такого механизма отсутствует. Поэтому схема *а* применяется только в прессах для неглубокой вытяжки, осуществляемой внутренним ползуном. Действительное назначение наружного ползуна — вырубка заготовки.

Наружный ползун в схемах *б* и *в* кривошипных коленно-рычажных механизмов находится в крайнем нижнем положении только

при полном распрямлении колена, на котором подвешен ползун. В течение остального времени ползун несколько отходит от крайнего нижнего положения. Движение наружного ползуна будет тем больше приближаться к абсолютному стоянию, чем больше звеньев в схеме механизма прижима. Поэтому оба типа кривошипных коленно-рычажных механизмов — восьмизвенный (сдвоенный коленно-рычажный механизм с ползушкой) и десятизвенный (строенный коленно-рычажный механизм с ползушкой), — будучи идентичными и по структуре, воссоздают несколько отличающиеся законы движения наружного ползуна. У десятизвенного механизма ползун стоит несколько дольше по времени при меньшей величине отхода ползуна от крайнего нижнего положения. Восьмизвенная схема, обеспечивая стояние наружного ползуна в требуемых пределах, имеет важные конструктивные преимущества — компактность — и находит широкое применение в современных однокривошипных прессах закрытого типа с расположением ведущего кривошипа перпендикулярно к фронту станины пресса.

Типовые схемы прижима *г* и *д* относятся к кривошипно-коленным механизмам. Они идентичны по структуре — это восьмизвенные механизмы с приводом от ведущего кривошипа главного исполнительного механизма. Поэтому необходимы компоновка механизма прижима внутри станины пресса и выполнение ведущего кривошипа в виде шестерни-эксцентрика. Различие между схемами связано с расположением осей качания промежуточных рычагов.

Для небольших вытяжных прессов специального назначения, где многозвенность механизма прижима становится недостатком конструкции, возможно применение схем с кулачковыми парами, подобных схеме *е* на рис. 1.11.

Однако опыт эксплуатации прессов с кулачковым коленно-рычажным механизмом показал, что привод наружного ползуна при помощи профильных кулачков является не вполне удачным решением. При работе кулачки быстро изнашиваются и перестают обеспечивать равномерное давление прижима.

Некоторая подвижность прижимного ползуна с рычажным приводом в период рабочего хода допустима исходя из тех требований, которые предъявляются к прижиму. В исходном положении между нижней плоскостью кольца, закрепленного на прижимном ползуне, и верхней плоскостью нижнего штампа устанавливается зазор. В процессе вытяжки толщина плоского фланца увеличивается, заготовка соприкасается с кольцом, и в результате этого возникает прижимная сила. Она будет тем больше, чем меньше зазор. При слишком малом зазоре возможен отрыв дна у вытягиваемого изделия. При завышенном зазоре на изделии образуются складки. Оптимальная величина зазора устанавливается наладкой для каждого изделия при помощи регулировки положения прижимного ползуна.

Для компенсации положительных отклонений по толщине штампуемого материала, а также неточностей изготовления ин-

струмента прижим осуществляется через специальные амортизаторы. По функциональному назначению амортизаторы относятся к предохранительным устройствам, поскольку они лимитируют возрастание нагрузки, действующей на колено подвески наружного ползуна, сверх установленного предела. В качестве эталона нагрузки в этих устройствах используется сила упругости пружин (пружинные амортизаторы) либо давление воздуха (пневмокамеры или пневмоцилиндры).

Расчет амортизатора ведут по нагрузке, равной $1,1 \dots 1,2$ номинального усилия на наружном ползуне.

По конструктивным признакам и внешней архитектуре прессы двойного действия подобны листоштамповочным прессам простого действия и включают две группы машин:

- 1) кривошипные двухстоечные прессы открытого типа;
- 2) кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа.

Первая группа состоит из трехкривошипных прессов, а также специальных прессов с кулачковым приводом наружного ползуна.

Большинство современных прессов двойного действия относится к кривошипным двухстоечным прессам закрытого типа (рис. 1.12), различаясь между собой габаритами штампового пространства и соответственно этому количеством точек подвески ползуна: одно-, двух- и четырехкривошипные прессы.

Основные параметры и размеры однокривошипных прессов закрытого типа регламентированы ГОСТ 7639—75 с номинальными усилиями $P_{н.в}$ на внутреннем ползуне в пределах 630 кН...6,3 МН. Номинальные усилия на наружном ползуне $P_{н.н}$ составляют 62...64% от $P_{н.в}$.

В прессах зарубежных фирм соотношение между номинальными усилиями на внутреннем и наружном ползуне чаще всего лежит в указанных пределах. Однако некоторые фирмы в целях большей универсальности выпускают прессы с отношением $P_{н.в}/P_{н.н} = 1$.

Основные параметры и размеры двухкривошипных прессов регламентированы ГОСТ 8247—70, а четырехкривошипных — ГОСТ 16268—70.

Вытяжные прессы тройного действия. Прессы тройного действия предназначены для вытяжки крупногабаритных сложных изделий из листа с полостями, требующими обратной вытяжки. Поэтому потребовался дополнительный механизм, исполнительный орган которого двигался бы в направлении, противоположном движению верхних ползунов.

Принципиальная схема пресса тройного действия с двумя независимыми приводами показана на рис. 1.13. В отличие от прессов двойного действия в прессах тройного действия привод верхнего вытяжного ползуна осуществляется не кривошипно-ползунным, а кривошипно-коленным механизмом. Это необходимо для того, чтобы, во-первых, создать особые кинематические свойства: высокой вытяжного ползуна в крайнем нижнем положении. Во-вторых, кривошипно-коленный механизм легко может быть выведен из

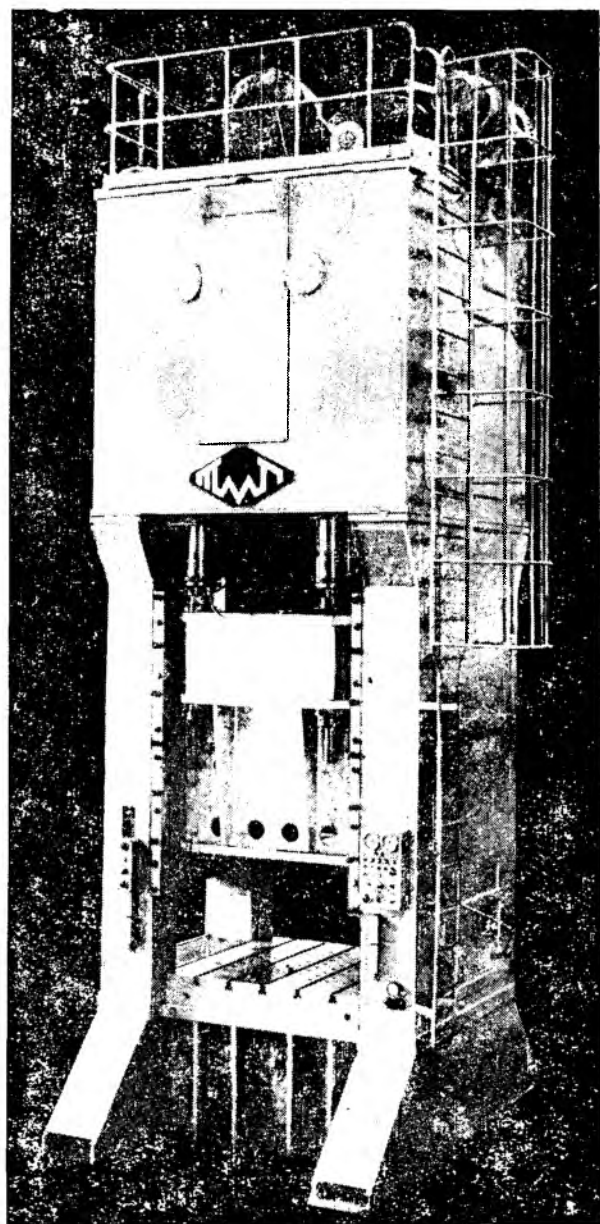


Рис. 1.12

состояния распора при остановке ползуна в крайнем нижнем положении. Привод нижнего вытяжного ползуна, остановки которого в верхнем положении не требуется, осуществляется от обычного кривошипно-ползунного механизма.

Цикличность работы прессы достигается следующим образом. После пуска прессы на рабочий ход путем включения муфты главного привода сначала производится опережающее движение и остановка прижимного ползуна. Затем начинается ход вниз верхнего вытяжного ползуна. Когда ползун достигает крайнего нижнего положения, специальный кулачок, воздействуя на конечный выключатель электропневматической системы управления, выключает муфту, и верхний ползун останавливается. Несколько ранее автоматически включается муфта привода нижнего ползуна при помощи выключателя, заблокированного с ходом верхнего вытяжного ползуна. При обратном ходе вниз нижний ползун включает главный привод. Верхний вытяжной ползун после некоторого выстаивания начинает обратный ход вверх. Выстаивание прижимного ползуна длится несколько больше и требуется для того, чтобы обеспечить съем изделия с вытяжного пуансона.

При подходе всех трех ползунов к своим исходным положениям муфты главного и нижнего приводов выключаются и пресс останавливается. Для нового рабочего хода требуется повторное включение прессы, после чего весь цикл совершается снова.

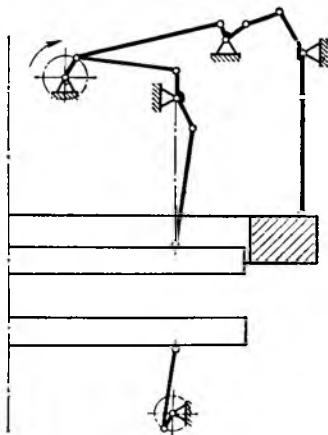


Рис. 1.13

1.6. Прессы тройного действия для чистовой вырубki

Многие листовые детали машин и приборов с точностью по наружному контуру и отверстий 6...9 квалитетов можно получить, применяя обычную вырубку на универсальных кривошипных прессах с последующей зачисткой, фрезерованием или профильным шлифованием либо чистовую вырубку — новый технологический процесс [5].

Высококачественный срез при чистовой вырубке получают при помощи прижима заготовки к матрице и подпора ее в проеме матрицы. Последовательность воздействия инструмента на заготовку, определяющая цикличность процесса чистовой вырубki, следующая. В начале процесса (рис. 1.14, а) эквидистантно линии среза на близком расстоянии от нее в заготовку 8 вдавливается прижимное ребро (клин), закрепленное на плите 7; контрпуансон 9 подпора (он же выталкиватель) расположен на уровне режущей кромки

матрицы 10, поддерживая заготовку. Затем следует рабочий ход вырубного пуансона 6 — собственно вырубка (рис. 1.14, б). При этом вырубленная деталь утапливается в проеме матрицы за ее режущей кромкой. После отхода в крайние положения вырубного пуансона и плиты с прижимным ребром совершает ход контрпуансон и выталкивает вырубленную деталь (рис. 1.14, в). Тотчас включается сопло сдува и струей воздуха деталь удаляется из межштампового пространства, а полоса или лента исходного металла подается механизмом подачи в рабочую позицию.

Поскольку кривошипный коленно-рычажный привод наружного ползуна не обеспечивает полного выстаивания прижимного инстру-

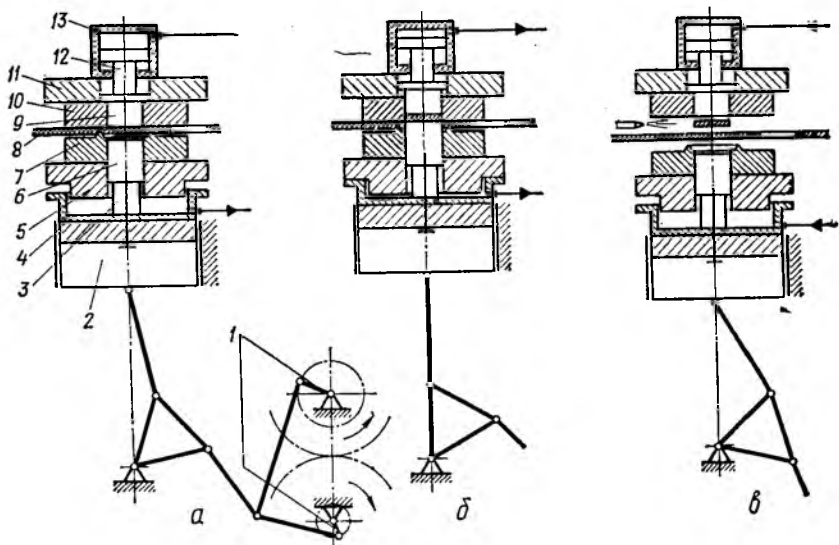


Рис. 1.14

мента (§ 1.5), применение такого привода в прессе для чистовой вырубки не гарантирует постоянства усилия на прижимном ребре, что ухудшает качество среза. Поэтому привод прижима в прессе для чистовой вырубки выполняют гидравлическим, постоянство давления в котором поддерживается вытеснением жидкости из полости цилиндра в пневмогидравлический аккумулятор (аналогия: гидропневматическая подушка — § 1.4). Такой же привод применяют и для перемещения контрпуансона. Преимущество гидравлического привода — широкий диапазон регулирования усилий прижима и сопротивления на контрпуансоне.

Для того чтобы успешно осуществлять чистовую вырубку, необходимо строго поддерживать скоростные условия процесса деформирования. Во-первых, скорость движения инструмента должна соответствовать оптимальному механическому режиму вырубки в зависимости от твердости и толщины материала, сложности контура

детали. Например, вырубка из стали 20 толщиной 2 мм успешно протекает при скорости пуансона 10 мм/с, а из стали 50 — при скорости пуансона 6 мм/с. Значит, привод пресса должен допускать регулирование числа ходов ползуна. Во-вторых, скорость пуансона должна быть постоянной в течение всего процесса вырубки. Такое движение пуансона можно обеспечить, применяя, например, двухкривошипный механизм с двумя степенями подвижности, подобный рассмотренному в § 2.4.

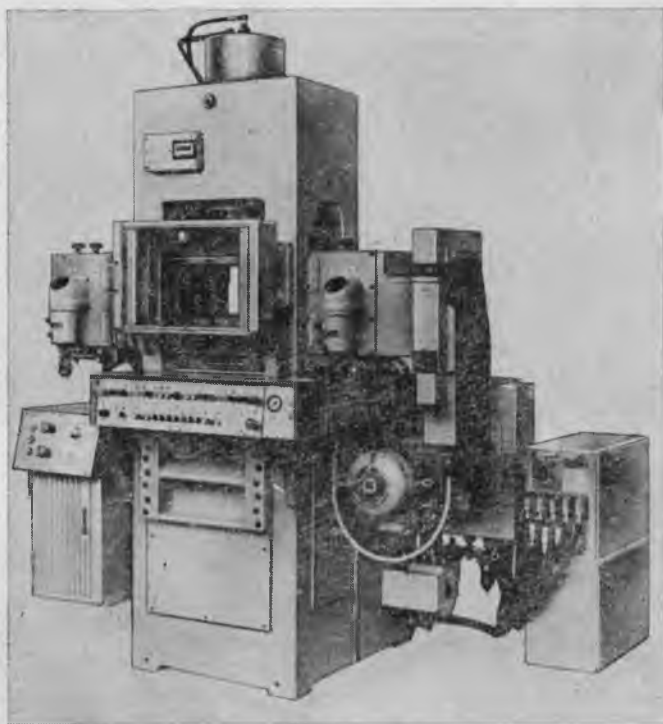


Рис. 1.15

Схема кривошипного пресса тройного действия для чистовой вырубки с главным исполнительным механизмом (двухкривошипным коленно-ползунным с двумя степенями подвижности) представлена на рис. 1.14, где 1 — ведущие кривошипы механизма; 2 — ползун с установленным на нем гидроцилиндром 4 прижима, к центру 3 которого крепят вырубной пуансон 6; 5 — плунжер — нижний стол пресса с плитой 7; 11 — верхняя траверса пресса, где закреплена вырубная матрица 10; 12 — плунжер гидроцилиндра 13 противодавления, к которому крепят контрпуансон 9.

По конструктивным признакам кривошипные прессы тройного действия для чистовой вырубки относят к прессам закрытого типа

с нижним приводом (рис. 1.15). Жесткая станина прессы рамная или колонная. Ползун при рабочем ходе движется снизу вверх (рис. 1.14) в роликовых направляющих станины. Главный привод прессы осуществляется от электродвигателя типа ПС, допускающего бесступенчатую регулировку частоты вращения ведущего кривошипа и, следовательно, числа ходов ползуна.

В качестве главного размерного параметра для кривошипных прессов тройного действия при чистовой вырубке принимают полное номинальное усилие P_n на ползуне. Однако из рис. 1.14 следует, что при рабочем ходе ползун преодолевает сопротивление вырубке $P_{н.в}$, сопротивление прижима $P_{н.п}$ и сопротивление контрпуансона $P_{н.к}$:

$$P_n = P_{н.в} + P_{н.п} + P_{н.к}.$$

Как правило, $P_{н.п} = 0,15P_{н.в}$, $P_{н.к} = 0,25P_{н.в}$. Тогда $P_{н.в} = 0,6P_n$. Чтобы точно знать, с каким усилием можно производить вырубку на данном прессе, в его характеристике указывают два значения номинального усилия: вырубке и полного, например пресс $P_{н.в}/P_n = 1/1,6$ МН.

В мировой практике кривошипные прессы тройного действия для чистовой вырубке выпускают с усилиями от 250/400 кН до 5/8 МН при числе ходов ползуна от 35...90 до 14...18 в минуту.

Кривошипные прессы тройного действия для чистовой вырубке очень дорогие машины и должны работать с максимальной производительностью. Для этого прессы имеют высокоточную шаговую подачу и работают в автоматическом режиме.

1.7. Листоштамповочные прессы-автоматы

По типовым признакам технологии прессы-автоматы следует подразделить на универсальные и специальные. Универсальные прессы-автоматы предназначены для производства изделий широкой номенклатуры с применением разнородных операций отдельно или в определенной последовательности. Специальные прессы-автоматы предназначены для производства изделий заданной формы, например вытяжные для платяных кнопок, для изготовления стопорных колец и т. д.

По особенностям конструктивного устройства универсальные прессы-автоматы включают четыре группы машин: 1) прессы с нижним приводом; 2) прессы с верхним приводом; 3) прессы с самоподачей материала; 4) прессы дыропробивные с программным управлением.

Листоштамповочные прессы-автоматы с нижним приводом (рис. 1.16). Такие прессы (ГОСТ 10739—78) применяют для штамповки из полосы или ленты в штампах последовательного действия с межоперационной передачей через рабочую зону при помощи двусторонней валковой подачи.

Прессы с нижним приводом имеют особую конструкцию станины, которая состоит из основания, стойки с подшипниками для ведущего одноколенчатого вала 3 и стола, кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.17), ползун 5 которого передвигается в направ-

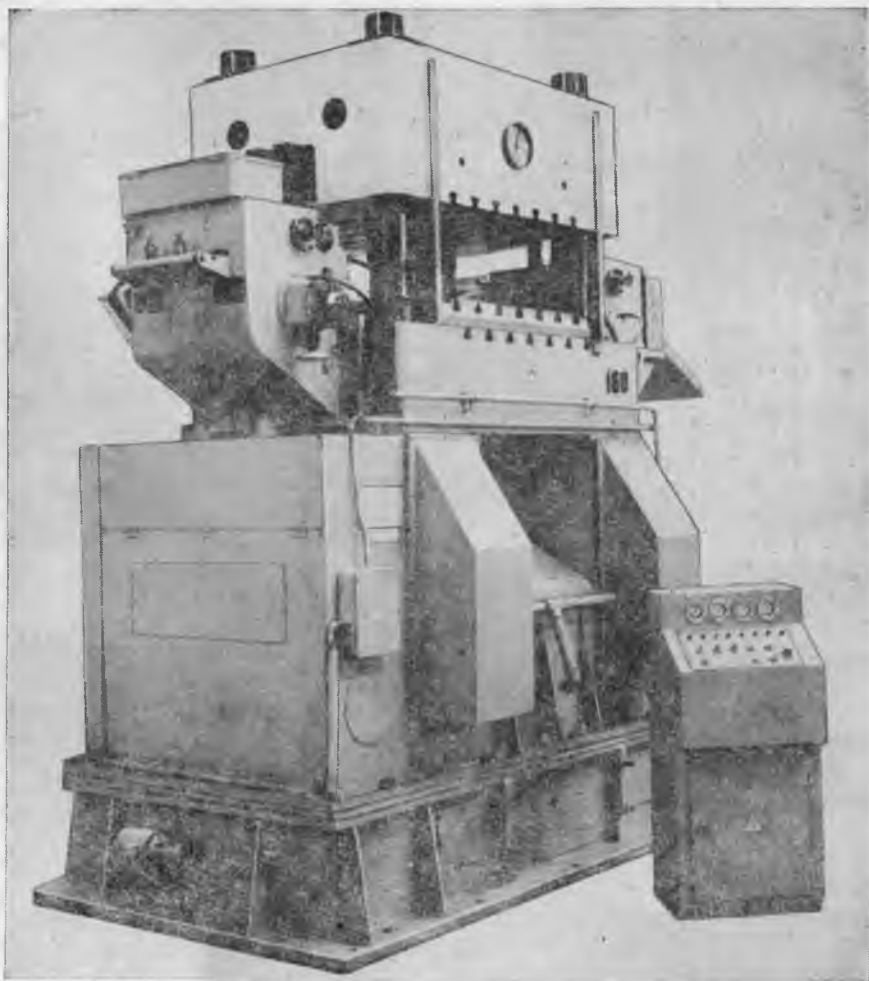


Рис. 1.16

ляющих стойки и жестко соединяется четырьмя колонками 2 с верхней траверсой 1. Благодаря направляющим втулкам в столе, по которым движутся колонки, и направлению ползуна обеспечивается высокая точность движения траверсы с закрепленным инструментом. Высоту штампового пространства регулируют при помощи винта шатуна 4. Для балансировки пресса подвижные части главного

механизма поддерживают пневматические или пружинные уравновешиватели.

Подача приводится в действие кулисно-реечным механизмом от шипа эксцентриковой шайбы на ведущем валу. Для рубки отходов имеются ножницы с приводом от верхней траверсы или от ведущего вала.

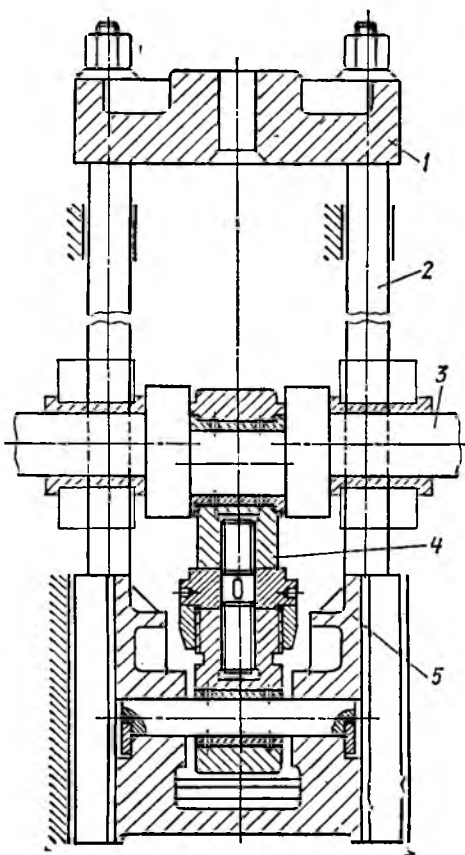


Рис. 1.17

Современные модели прес-сов оборудованы многоскоростными электродвигателями и двухступенчатыми шестеренными редукторами, что обеспечивает до шести скоростей движения ползуна. Передачу от электродвигателя на маховик рекомендуется делать клиноременной. Новые прессы даже малых моделей выпускают с управляемыми фрикционными муфтами.

Прессы-автоматы с нижним приводом выпускают с номинальными усилиями до 4 МН.

Листоштамповочные прессы-автоматы с верхним приводом. Формально любой универсальный пресс с верхним приводом, оборудованный соответствующими механизмами подачи, может быть отнесен к структурной группе прес-сов-автоматов. Например, однопозиционные прессы патронно-гильзового производства, являющиеся по особенностям устройства прессами простого действия и оборудованные револьверными подачами, работают в качестве прес-сов-автоматов.

Массовость производства подшипников и многооперационный характер штамповки деталей из листа для них, особенно фасонных колец сепараторов, послужили толчком к созданию специализированных прес-сов с автоматическим циклом работы, получивших название многопозиционных прес-сов-автоматов [21].

Необходимость установки нескольких штампов в заданной последовательности, автоматическая подача исходной заготовки и автоматическая межоперационная транспортировка, автоматическое

удаление отходов, точность и быстрота наладки инструмента раздельно по операциям предопределили конструктивные особенности многопозиционных прессов-автоматов (рис. 1.18):

1. Удлиненная по фронту станина и главный ползун с соответствующими габаритами, позволяющими установку от 6 до 14 штампов.



Рис. 1.18

2. Приспособления в главном ползуне для раздельного крепления верхних подвижных частей штампов с индивидуальной регулировкой закрытой высоты по позициям.

3. Как правило, два самостоятельных механизма подачи: 1-й механизм для подачи исходного металла, 2-й механизм для межоперационной транспортировки — грейферного типа, клещевой и режечной.

4. Прижимные устройства в столе пресса для выполнения вытяжки на отдельных позициях.

5. Верхние и нижние выталкиватели, причем для выталкивания снизу используются прижимные устройства.

6. Ножницы для резки отходов.

Принципиальная схема взаимодействия транспортирующих механизмов 14-позиционного прессы изображена на рис. 1.19. В период холостого хода главного ползуна при $\alpha = 90^\circ$ валковая подача *В* протягивает ленту на позицию вырубki, осуществляемую боковым ползуном. Далее специальный шиберный механизм *Ш* выносит вырубленную заготовку к захватам грейферной межоперационной подачи *Г*. Позиции 1...3, 10...14 — холостые, и обработка производится в позициях с 4 по 9.

Грейфер состоит из двух продольных планок с двусторонними лапками-захватами. Планки грейфера от индивидуального привода (механический от электродвигателей, гидравлический) или от главного привода прессы совершают продольное и поперечное возвратно-поступательное движение.

При обратном холостом ходе главного ползуна после выдержки в раскрытом положении срабатывает механизм поперечного перемещения планок, и грейфер закрывается. При этом лапки захватывают обрабатываемые заготовки. После некоторого выстаивания совершает движение механизм продольного перемещения планок, и заготовки переносятся на шаг подачи

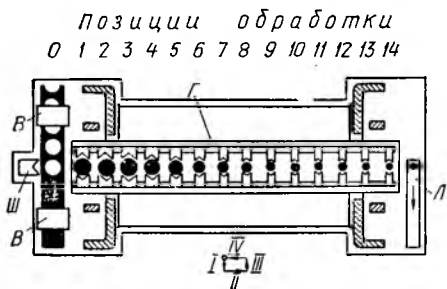


Рис. 1.19

с предыдущей позиции на последующую. В период рабочего хода грейфер в раскрытом положении начинает холостой ход в первоначальное положение: цикл работы грейфера замыкается. Шаг подачи грейфера является неизменным для каждого типоразмера прессы, так как он определяется межосевым расстоянием позиций штамповки. Зев между лапками регулируют при помощи установочных винтов.

По ГОСТ 8260—78 многопозиционные прессы-автоматы рекомендуется изготовлять в пределах следующего ряда номинальных усилий 100 кН... 10 МН. Число позиций у стандартных прессов от 6 до 12. В мировой практике многопозиционные прессы, составленные из нескольких модульных блоков, выпускаются с номинальными усилиями до 40 МН и допускают штамповку изделий до 1000 мм в поперечных размерах при толщине листа до 6 мм.

Современные многопозиционные прессы-автоматы в силу своей универсальности применяют в производстве разнообразной продукции подшипников, электрических машин и аппаратов, автомобилей и т. п. Стоимость многопозиционных прессов-автоматов из-за усложненной конструкции значительно выше аналогичных прессов простого действия. Однако в массовом и крупносерийном производстве многопозиционные прессы-автоматы экономически весьма эффективны и быстро окупаются, так как, заменяя несколько обыч-

ных прессов, позволяют высвободить значительные производственные площади, снизить эксплуатационные расходы, уменьшить число рабочих, занятых на обслуживании машин.

Листоштамповочные прессы-автоматы с самоподачей материала. Большое количество мелких изделий можно штамповать на небольших по номинальному усилию прессах с любыми достижимыми скоростями, так как технология не ставит каких-либо требований

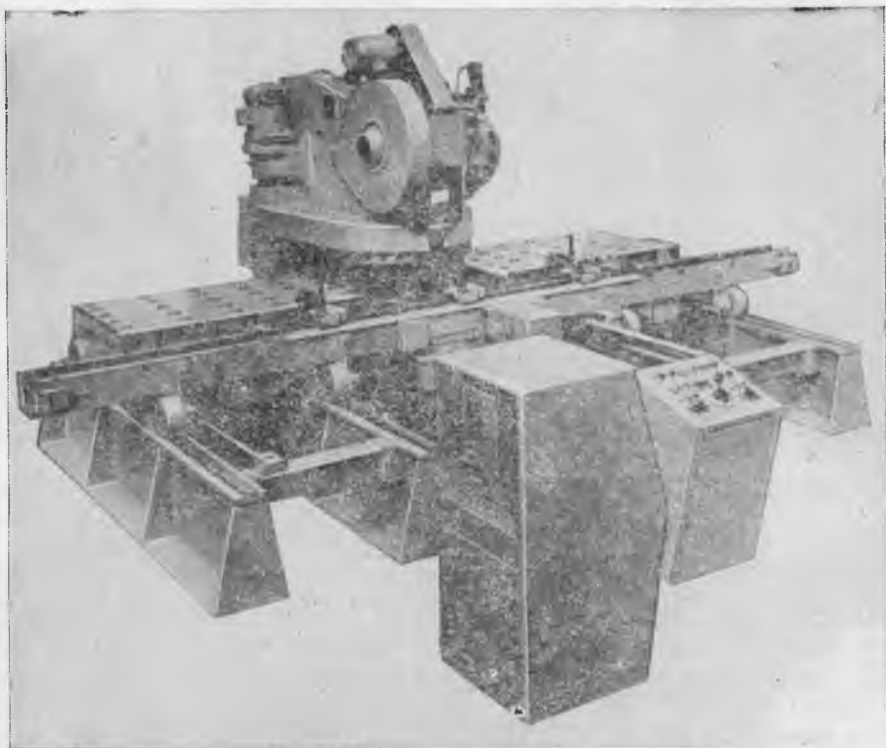


Рис. 1.20

на этот счет. Однако инерционность подающих механизмов обычных типов препятствует резкому увеличению числа ходов прессы. Особое место занимают появившиеся сравнительно недавно прессы-автоматы с самоподачей материала, позволяющие работать с числом ходов до 3000 в минуту [1, 9].

Дырпробивные прессы с программным управлением. В авиакосмических летательных аппаратах, радиоустройствах, приборах и установках систем управления для монтажных работ широко используют металлические и неметаллические панели с множеством отверстий. Эти отверстия в зависимости от характера производства можно получить различными способами. В массовом производстве

экономически оправдана одновременная пробивка всех отверстий многопуансонными штампами на универсальных прессах простого действия с соответствующими размерами стола. В мелкосерийном производстве — это наиболее часто встречающийся случай изготовления панелей — отверстия последовательно пробивают при помощи нормализованных штампов с индивидуальными для каждого отверстия рабочими частями (пуансоном и матрицей) на специализированных прессах.

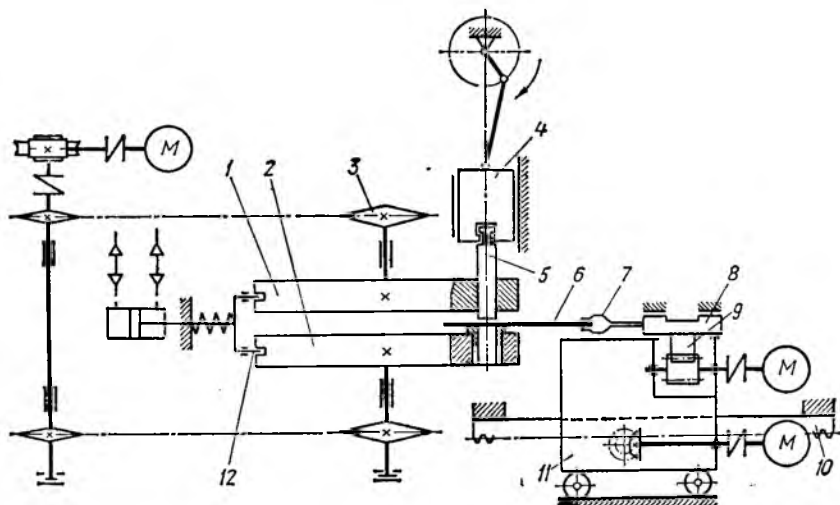


Рис. 1.21

Современный специализированный дыропробивной пресс (рис. 1.20) должен иметь высокую производительность автомата в сочетании с гибкостью и приспособляемостью универсального оборудования.

Отличительная особенность конструкции таких прессов — наличие револьверной головки (рис. 1.21), в верхнем 1 и нижнем 2 дисках которой размещены от 12 до 36 нормализованных штампов. Требуемый по технологии штамп 5 перемещают на рабочую позицию под главный ползун 4 пресса поворотом головки на заданный угол. Привод поворота головки состоит из сдвоенной цепной передачи, ведомые звездочки 3 которой укреплены на валу головки, червячного редуктора и индивидуального электродвигателя. Остановка головки происходит после того, как будет обеспечено соосное расположение штампа и ползуна со строгой фиксацией дисков при помощи пневмоштырей 12.

Затем кривошипно-ползунный механизм совершает рабочий ход и пуансон пробивает отверстие в листовой заготовке 6.

Заготовка перемещается двумя каретками: главной 11 — для переноса заготовки в направлении, перпендикулярном к фронту

пресса, и транспортирующей 8, передвигающейся по главной каретке,— для переноса вдоль фронта пресса. На транспортирующей каретке установлены механические (или пневматические) клещевые зажимы 7 для захвата заготовки. Индивидуальный привод кареток— от ходовых винтов или реечный, как показано на рис. 1.21. Различие в схемах привода состоит в том, что рейка 10 главной каретки неподвижно укреплена на станине пресса, а электродвигатель с передачей и реечной шестерней закреплены на самой каретке и вместе с ней передвигаются. На транспортирующей каретке укреплены рейка 9, электродвигатель с передачей и реечной шестерней закреплены на главной каретке и неподвижны относительно транспортирующей.

Перемещение заготовки по двум координатам и поворот revolverной головки со взаимной установкой на рабочей позиции осуществляются их приводами по командам системы программного управления [31]. Работа системы происходит следующим образом. В программное устройство задают перфокарты с закодированной информацией о требуемых перемещениях кареток и revolverной головки согласно технологическому процессу. Эта информация считывается и поступает в дешифраторы, состоящие из наборов реле у трансформаторов. Благодаря переключению трансформаторов информация преобразуется в электрическое напряжение на обмотках сельсинов — датчиков положения кареток и головки. Сигналы сельсинов сравниваются в селекторном устройстве с сигналами датчиков обратной связи, осуществляющих контроль за движениями кареток и головки. Если суммарный сигнал рассогласования отличен от нуля, то он подается на электромашинный усилитель и от него усиленное напряжение — к электродвигателю соответствующего привода. При нулевом сигнале рассогласования электродвигатель останавливается, и это означает, что каретки или revolverная головка заняли позицию, определяемую программой.

Основное достоинство системы программного управления дыропробивными прессами — возможность быстрого перехода от изготовления панели одного вида к панели другого вида, поскольку перфокарты могут быть подготовлены заранее, а смена штампов на revolverной головке не представляет никаких затруднений.

В мировой практике дыропробивные прессы с программным управлением изготавливают с номинальными усилиями до 1,6 МН. На них можно обрабатывать панели размерами до 3000 × 1500 × 10 мм.

1.8. Общие тенденции в развитии листоштамповочных прессов

В развитии листоштамповочных прессов проявляются такие общие тенденции: а) снижение высоты прессов; б) повышение их быстроходности; в) унификация узлов и агрегатирование; г) механизация и автоматизация штамповки.

Снижение высоты прессов. Промышленность требует все более мощных прессов с увеличенным ходом главного ползуна при отно-

сительно малом числе ходов в единицу времени. Это приводит к возрастанию габаритов машин в плане и, что особенно важно, по высоте. Пролеты зданий цехов для установки подобных прессов приходится делать очень высокими, а так как в этих же пролетах устанавливаются прессы меньших габаритов, то полезный объем производственных помещений используется плохо и огромные средства затрачиваются впустую.

Прессы с верхним приводом имеют и другие недостатки. Высоко расположенный центр тяжести обуславливает недостаточную устойчивость и вибрацию их в период рабочего хода и при включении муфты. Срабатывание золотников с выпуском сжатого воздуха из муфты и тормозов, вращение элементов привода усиливают шум в цехе.)

Еще недавно преимущества прессов с нижним приводом казались весьма проблематичными: при индивидуальной установке сложность и объем фундамента часто заставляли отказываться от их использования. Строительство зданий прессовых цехов с цокольными этажами способствовало выпуску листоштамповочных прессов с нижним приводом простого и двойного действия. Появились мощные многопозиционные прессы-автоматы с нижним приводом.▲

Привод такого пресса размещается полностью под столом в помещении цокольного этажа (рис. 1.22). Ведущие крившипы современных прессов оформлены в виде шестерен-эксцентрикв. Шатуны во время рабочего хода тянут ползун и работают на растяжение, разгружая тем самым станину. Ползун пресса имеет усиленные боковые направляющие.

Вынужденное расположение шатунов в стойках пресса несколько увеличивает габарит пресса по фронту.

По общей высоте аналогичные прессы с верхним и нижним приводом примерно равны, но первые возвышаются над уровнем пола на $\frac{2}{3} \dots \frac{3}{4}$ общей высоты, тогда как прессы с нижним приводом — на $\frac{1}{2}$ высоты. Поэтому производственные пролеты для цехов, оборудованных мощными прессами с нижним приводом, могут быть снижены на 2...4 м.

Повышение быстроходности прессов. Для малых прессов универсального назначения технологически допустимо любое сокращение длительности цикла одного двойного хода, включая рабочий ход. Определяющим фактором является работоспособность механизмов подачи исходной заготовки и межоперационной транспортировки. Поэтому повышение быстроходности этих прессов связано с применением скоростных электродвигателей и привода с уменьшенным передаточным отношением. Быстроходность крупных прессов можно повысить только за счет сокращения длительности холостых пробегов в цикле одного двойного хода при неизменной длительности рабочего хода.

Раздельные скорости движения механизмов пресса в периоды холостого пробега и рабочего хода достигаются при помощи кон-

структивных изменений в приводе. Типовыми решениями являются приводы со специальными муфтами, сдвоенные приводы.

В приводе со специальными муфтами применяются двухскоростные фрикционные муфты со встроенной планетарной передачей или электромагнитные муфты.

Принципиальное устройство блока приемного вала с двухскоростной муфтой первого типа показано на рис. 1.23, где 1 — тормоз, 2 — маховик, 3 — солнечная шестерня, 4 — сателлитные

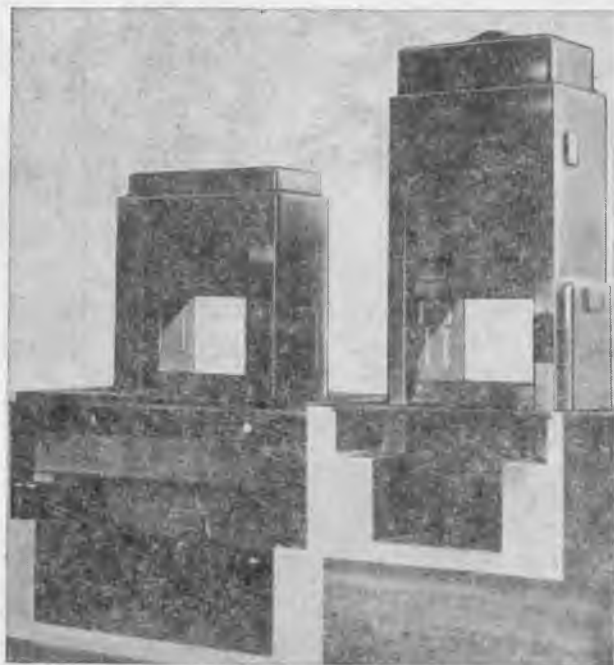


Рис. 1.22

шестерни, 5 — муфта замедленного хода, 6 — неподвижный корпус муфты замедленного хода, 7 — внешняя кольцевая шестерня, 8 — водило, 9 — малая шестерня привода, 10 — приемный вал, 11 — муфта ускоренного хода.

Работа муфты происходит следующим образом. При включении муфты на прямой холостой ход главного исполнительного механизма сжатый воздух при помощи электрозолотника подается на диафрагму муфты 11, сцепляя кольцевую шестерню с маховиком и устраняя тем самым относительное прокручивание кольцевой и солнечной шестерен. В результате сателлиты, выполняя функции соединяющего звена в шлицевом соединении, передают вращение маховика через водило на приемный вал без изменения угловой скорости. При подходе к обрабатываемому металлу конечный выключ-

Рис. 1.24

Угловая скорость вращения в электромагнитных муфтах изменяется за счет управляемого скольжения ведомых частей относительно ведущих. Варьируя электромагнитные поля, индуцируемые в муфте и тормозе, проскальзывание доводят до 50% угловой скорости холостого хода. Недостаток муфты — непроизводительные потери энергии при торможении маховых масс.

Унификация узлов и агрегатирование. Основанное на типизации агрегатирование заключается в том, что исходя из одной модели

машины или из нескольких взаимосвязанных групп ее узлов составляют ряд типоразмеров или модификаций прессов. Агрегатные конструкции komponуют из унифицированных узлов, собираемых и испытываемых до общего монтажа машины и обеспечивающих монтажную сборку простым сбалчиванием с базовыми деталями или узлами.

Особый интерес представляют агрегатные конструкции многопозиционных прессов из отдельных блоков-секций с заданными параметрами. Они позволяют компоновать агрегат в соответствии с технологическими требованиями: на первых позициях, как правило, требуются большие рабочие усилия при относительно малой

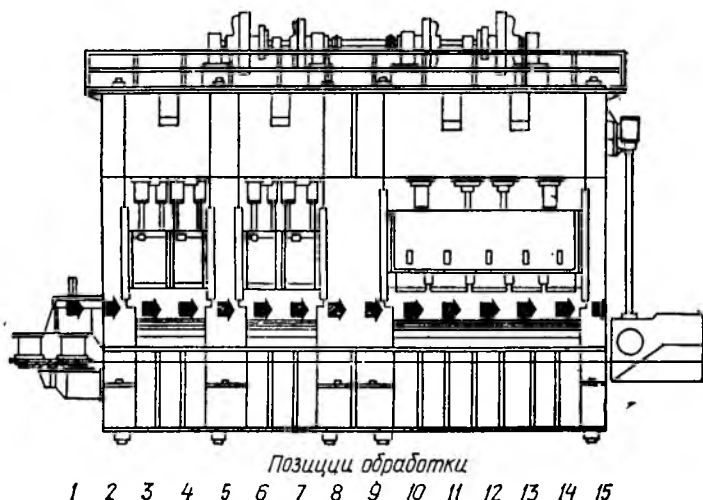


Рис. 1.25

величине хода, тогда как на последних — небольшие усилия при значительном ходе ползуна. Указанной схеме штамповки удовлетворяет 15-позиционный пресс из трех блоков с соотношением номинальных усилий: $P'_n : P''_n : P'''_n = 1 : 0,85 : 0,50$ со следующим назначением позиций: 1 — загрузочная; 3, 4, 6, 7, 10, 11, 12, 13, 14 — рабочие; 2, 5, 8, 9 — холостые; 15 — разгрузочная позиция (рис. 1.25).

Изготовление прессов сборкой из унифицированных узлов или блоков дает положительный экономический эффект, так как даже при малом выпуске прессов данного размера узлы и блоки для них могут выпускаться сравнительно крупными сериями. Это, во-первых, позволит повысить производительность труда на прессостроительном заводе, и, во-вторых, несмотря на утяжеление меньших по мощности прессов, чем базовая модель, в целом на изготовление всей серии затрачивается значительно меньшее количество материалов. Однако агрегатирование требует пересмотра традиционных кон-

структивных решений, например вместо зубчатых передач в унифицированном приводе целесообразно применить червячные передачи.

Механизация и автоматизация штамповки. В результате широкого внедрения механизации и автоматизации штамповки повышается производственная мощность прессовых цехов без дополнительного капитального строительства; сокращается длительность производственного цикла, что способствует ускорению оборачиваемости средств; улучшаются условия труда, безопасность работы и другие показатели, определяющие в целом рентабельность производства (себестоимость продукции и т. п.).

К настоящему времени достигнут высокий уровень, особенно в части разработки подач и приспособлений для одно- и многопозиционной штамповки малогабаритных изделий.

Главным направлением в механизации и автоматизации средне- и крупногабаритной штамповки из листа является создание поточных линий трех типов:

- 1) поточная линия из частично механизированных прессов;
- 2) полуавтоматическая поточная линия;
- 3) автоматическая поточная линия.

Поточные линии 1-го типа существуют в прессовых цехах автозаводов сравнительно давно. В последние годы для выполнения отдельных транспортных операций при штамповке на таких линиях стали применять устройства для удаления изделий и полуфабрикатов из рабочей зоны, например различного рода пневматические или механические сбрасыватели, качающиеся и поступательно движущиеся «механические руки», листоукладчики на первую позицию, работы и т. п.

В линиях 2-го типа степень механизации вспомогательных приемов труда достаточно высока. Однако движения механизмов не синхронизированы, и некоторые сложные механизмы управляются человеком. Кроме того, в линиях средних прессов необходимо производить вручную ряд операций, например загрузку межоперационных бункеров.

В линиях 3-го типа автоматизированы все транспортные операции и процессы управления.

Перспективными являются автоматические линии с так называемым модульным расположением прессов на расстояниях между отдельными машинами, кратных ходу общего транспортного механизма.

Устройство механизма межоперационной транспортировки подобно грейферному механизму. Однако базовые поверхности механизма располагаются не на станинах, а на отдельных опорах между прессами. Поскольку работа прессов синхронизирована, время обратного холостого хода ползунов используется для передачи деталей с прессы предыдущей позиции на пресс последующей позиции обработки. Несущие части грейфера выполняют в виде унифицированных секций с длиной, равной или кратной шагу линии. При изменении технологии штамповки одни секции заменяют другими, обеспечивая тем самым универсальность линии.

Внесены некоторые изменения в конструкцию прессов в составе таких линий: в целях быстрой смены инструмента подштамповые плиты машин выполняются двухместными, выкатными с собственным приводом; торец верхней траверсы делается плоским для хранения неиспользуемых штампов.

1.9. Гибочные прессы и автоматы

Технологическая группа кривошипных прессов и автоматов, предназначенных для гибочных операций, включает: листогибочные прессы; горизонтально-гибочные машины; универсально-гибочные прессы-автоматы.



Рис. 1.26

Листогибочные прессы предназначены для изготовления деталей при помощи гибки листового и полосового металла в серийном производстве, где экономически нецелесообразно применять специализированные профилировочные машины. Эти прессы успешно применяются для пробивки отверстий, гофрирования и т. п.

Листогибочные прессы усилием до 5 МН выполняют в виде вертикальных двухкривошипных двухстоечных прессов открытого типа с длинным и узким ползуном (рис. 1.26). Стойки изготавливают

из стального литья или сварными из стальных плит. Ползун подвешен на двух шатунах, имеющих независимое регулирование, что позволяет установить его в наклонном положении. Современные листогибочные прессы имеют пневматические уравниватели, фрикционные муфты, включения в блоке с дисковым тормозом и электропневматическую схему управления с кнопочным или педальным включением. Как правило, прессы не приспособлены для установки прижимных подушек и выталкивателей.

Горизонтально-гибочные машины (ГГМ) предназначены для горячей, реже холодной гибки в одноручьевых или многоручьевых

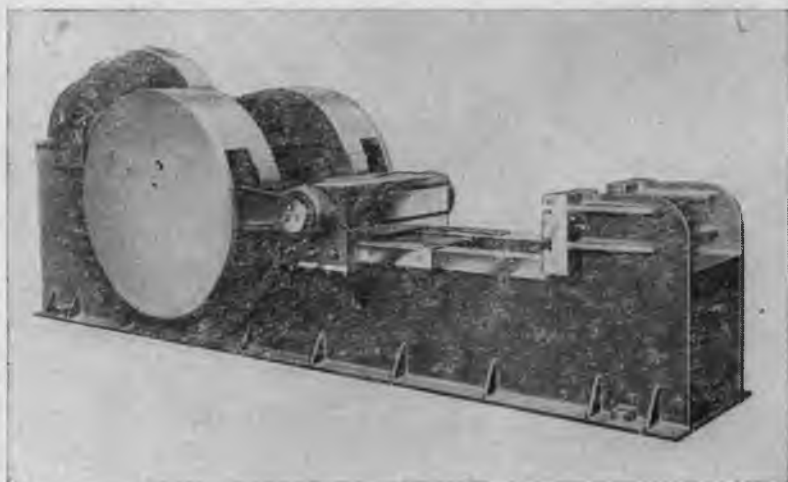


Рис. 1.27

штампах из сортового проката; кроме того, они могут использоваться для просечных, отрезных и других операций.

По технологическим условиям горизонтально-гибочные машины должны иметь пониженную скорость движения ползуна в период растянутого во времени рабочего хода. Поэтому существующие модели машин имеют число ходов от 20 до 6 в минуту для прессов с $P_n = 100 \text{ кН} \dots 5 \text{ МН}$. Это вынуждает предусматривать многоступенчатый привод: в результате даже при малых номинальных усилиях машины получаются весьма громоздкими. Существенными недостатками горизонтально-гибочных машин с кривошипным приводом являются нерегулируемость привода и невозможность обеспечить выстой ползуна в крайнем переднем положении, что необходимо для четкого оформления поковки.

В последние годы все чаще проявляется тенденция выпускать тихоходные горизонтально-гибочные машины с $P_n > 500 \text{ кН}$ с индивидуальным гидравлическим приводом. Только небольшие бы-

строходные машины, позволяющие штамповать из мелких и тонких быстроостывающих заготовок, следует выполнять с кривошипным приводом.

Как видно из рис. 1.27, горизонтально-гибочные машины относятся к горизонтальным прессам с открытой станиной. Привод машины — открытый, одно- или двусторонний от кривошипов больших колес. Ползуны небольшие по высоте, но удлиненные по фронту. Такая форма ползуна позволяет производить гибку поковок увеличенной длины. Горизонтально-гибочные машины оборудуют фрикционными муфтами.

Универсально-гибочные прессы-автоматы (ГОСТ 8620—70) предназначены для изготовления гибкой, неглубокой вытяжкой, вырубкой и пробивкой различных деталей из ленты, могут быть использованы и для гибочноотрезных работ при штамповке из проволоки [21].

1.10. Кривошипные горячештамповочные прессы

Кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП) предназначены для выполнения различных технологических процессов горячей объемной штамповки из сортового металла: открытой и закрытой штамповки, горячего прессования и т. д.

По различиям в конструктивном устройстве и параметрах в зависимости от технологического назначения КГШП подразделяют на универсальные прессы простого действия, прессы для горячего прессования, прессы двойного действия и прессы для штамповки низких поковок.

Основные параметры и размеры универсальных прессов простого действия регламентированы ГОСТ 6809—70 с номинальными усилиями от 6,3 до 63 МН при ходе ползуна $S_{\max} = 200 \dots 460$ мм и числе ходов от 90 до 40 в минуту.

Следует отметить, что теперь прессостроительные заводы выпускают и более мощные КГШП усилием до 120 МН [13].

Эти прессы представляют собой вертикальные двухстоечные однокривошипные закрытые прессы с открытым приводом (рис. 1.28).

Особенности кривошипных горячештамповочных прессов состоят в следующем: а) жесткая конструкция главных узлов и пресса в целом; б) усиленные направляющие ползуна; в) увеличенное число ходов ползуна.

В прессостроении за последние годы получили применение конструкции станин двух типов:

1) в прессах с $P_n < 25$ МН — неразъемная цельносварная конструкция из толстолистовых плит;

2) в прессах с $P_n > 25$ МН — сварнолитая из двух частей: литого основания и литой верхней траверсы, жестко соединенной сварным швом со стойками из толстого листа. Замыкание рамы обеспечивается стяжными болтами.

Чтобы избежать прогиба основания, последнее в сварном и литом исполнении делают массивным. Для большей устойчивости нижняя часть основания имеет уширенную опору.

Опыт эксплуатации КГШП показал, что только конструкция станины второго типа гарантирует жесткость, необходимую по технологическим условиям.

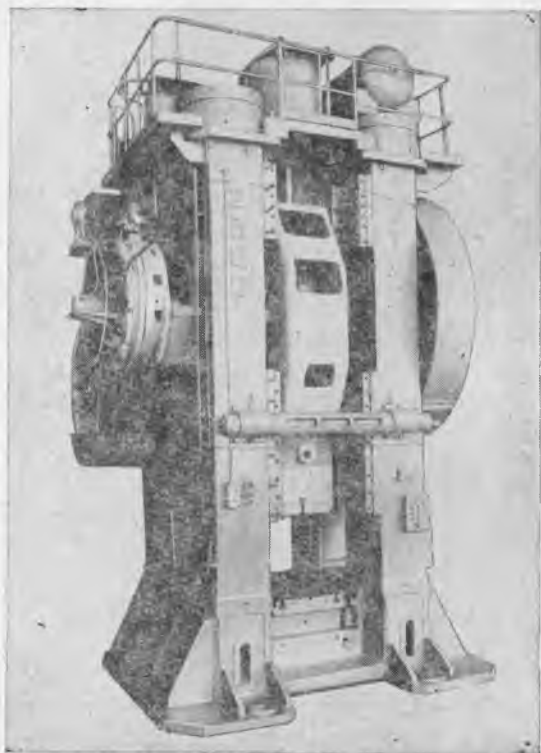


Рис. 1.28

Главные исполнительные механизмы современных КГШП выполняют по схемам кривошипно-ползунного, кривошипно-кулисного или кривошипно-клинового механизмов.

Первая схема механизма находит самое широкое применение в отечественных и зарубежных моделях прессов.

Жесткость традиционного кривошипно-ползунного механизма обеспечивают следующим образом: эксцентриковым валом (§ 5.3); коротким, без регулировки длины шатуном 1 и массивным ползуном 2 с двойным направлением (рис. 1.29) — призмы собственно ползуна в основных направляющих станины и салазок хоботообразного прилива в дополнительных направляющих в верхней части станины. Дополнительное направление при помощи салазок спо-

способствует уменьшению перекосов ползуна при эксцентричной нагрузке, повышая тем самым точность штамповки.

Кривошипные горячештамповочные прессы долго не находили широкого применения из-за трудностей при выведении прессы из заклиненного состояния — стопора. Это состояние возникает в момент прохождения кривошипа в зоне мертвого трения при перегруз-



Рис. 1.29

ке привода по расходу энергии, вызванному, как правило, резким повышением сопротивления деформированию (захоложенная заготовка; преувеличенный объем металла, заданного в штампе). В результате угловая скорость маховика падает до нуля, и ползун останавливается около крайнего нижнего положения.

Если усилие заклинивания невелико или остановка ползуна произошла с недоходом до угла мертвого трения, то пресс относительно легко выводят из состояния стопора реверсированием вращения маховика и пуском ползуна на обратный ход.

Однако наблюдаются случаи резкого заклинивания, когда ползун останавливается в непосредственной близости от крайнего нижнего положения в пределах угла мертвого трения (§ 4.2). При

этом усилие заклинивания может быть достаточно большим $P_p \approx 2P_n$ и значительно превышать усилие нормальной затяжки болтов $P_{зат} = (1, 2 \dots 1,3)P_n$.

О том, как соотносятся упругие силы в прессе при заклинивании, дает представление совместная диаграмма $P = f(\Delta l)$ для предварительно затянутого соединения «деталь (станина) — болт»

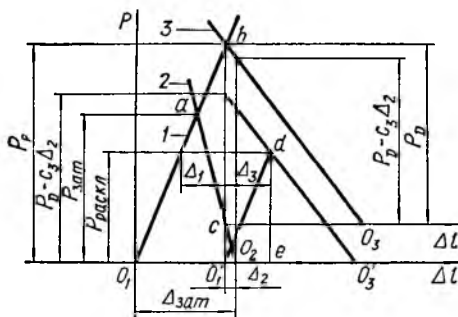


Рис. 1.30

[12, 24], в котором внешняя нагрузка создается силой сопротивления деформированию на ползуне $P_n < P_D < P_p$ кривошипно-ползунного механизма. Эта диаграмма изображена на рис. 1.30, где прямая 1 — зависимость $P_1 = c_1 \Delta l$ для болтов, прямая 2 — $P_2 = c_2 \Delta l$ для станины, прямая 3 — $P_3 = c_3 \Delta l$ для кривошипно-ползунного механизма (c_i — коэффициент жесткости).

При резком заклинивании привод должен иметь такой

большой запас энергии, чтобы преодолеть упругое сопротивление элементов конструкции в условиях очень малого к. п. д. кривошипно-ползунного механизма ($\eta_p < 1\%$). Этого запаса энергии в приводе нет, и поэтому реверсированием вращения маховика вывести пресс из состояния стопора не удастся. Предварительно необходимо снизить упругую напряженность конструкции пресса так, чтобы усилие на стяжных болтах $P_{раскл} \leq P_n$. Из рис. 1.30 следует, что для этого упругая деформация болтов должна быть уменьшена на величину $\Delta_{раскл} = \Delta_1$. Тогда упругая работа, которую должен преодолеть привод, будет уменьшена до величины, определяемой площадью треугольника O_3de , что намного меньше упругой работы при резком заклинивании (суммарной площади треугольников abo и O_3bc).

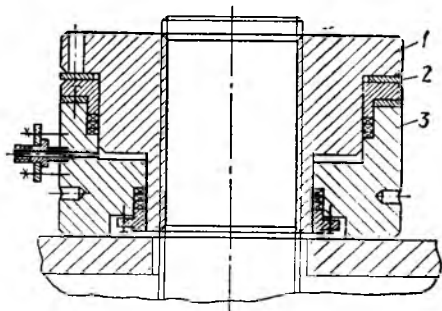


Рис. 1.31

Таким образом, КГШП должны иметь в структуре такие устройства, которые уменьшали бы упругую деформацию болтов: 1) гидрогайки; 2) оси-эксцентрики в соединении шатуна с ползуном; 3) клиновые столы.

Наиболее эффективными устройствами для расклинивания КГШП в настоящее время считаются гидрогайки стяжных болтов

станины. Эти гидрогайки (рис. 1.31) сделаны составными: нижняя опорная часть 3 является гидроцилиндром, а верхняя 1 с резьбой — плунжером. При заклинивании пресса в полость под плунжером закачивают масло высокого давления 100 МПа: гайка-плунжер растягивает болт, освобождая прокладки 2, толщина которых соответствует величине $\Delta_{\text{зат}}$. Затем давление сбрасывают и пуском ползуна на обратный ход расклинивают пресс. Пресс полностью разгружается: $P_1 = P_2 = P_3 = 0$. После этого вновь закачивают жидкость высокого давления, закладывают в образовавшийся зазор между половинками гайки прокладку толщиной $\Delta_{\text{зат}}$ и тем самым создают необходимую затяжку болтов с усилием $P_{\text{зат}}$.

Отметим, что при расклинивании при помощи гидрогаек между стойками и основанием станины может появиться зазор $\Delta_0 = \Delta_{\text{зат}} - (\Delta_1 + \Delta_2)$.

Расклинивание при помощи клинового стола не приводит к возникновению подобного зазора. Однако оно имеет недостатки: во-первых, расклинивание таким способом — очень трудоемкий процесс, надолго выводящий машину из строя, во-вторых, загрязнение контактной поверхности «клин — стол» резко увеличивает сопротивление трения, и сила, необходимая для опускания клина в условиях резкого заклинивания, получается очень большой: клин сминается от ударов «соколом», но не сдвигается с места. Поэтому в настоящее время клиновой стол применяют только для регулировки закрытой высоты штампового пространства.

Клиновой стол принято выполнять в виде двухклинного устройства (рис. 1.32). Основная часть этого устройства — клиновидная подушка 3, верхняя плоскость которой — рабочая плоскость стола для установки штампов, а нижняя плоскость контактирует с наклонной поверхностью основания станины 1. Для подъема подушки предназначен второй, дополнительный клин 2. Этот клин приводят в движение вручную или от электродвигателя при помощи соединения «винт — гайка». Опускают подушку ударами кувалды по выступу 4 либо также при помощи соединения «винт — гайка» [11].

В современных прессах наклон опорной поверхности основания $\alpha = 14...16^\circ$, наклон опорной поверхности клина $\beta = 8...12^\circ$. При

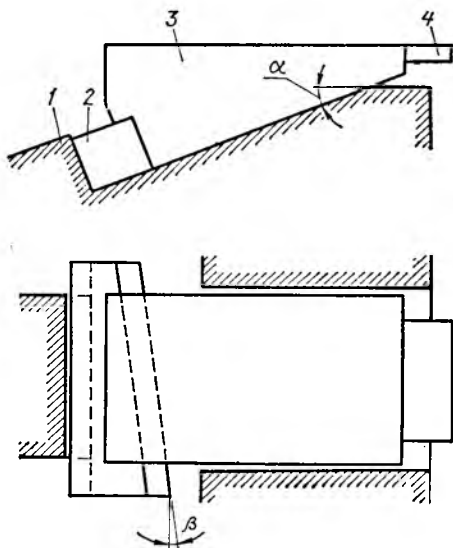


Рис. 1.32

этом необходимо иметь в виду, что с уменьшением угла β уменьшается высота регулировки штампового пространства, а с увеличением угла α растет давление на поперечный клин.

КГШП весьма трудоемкие в изготовлении машины, поэтому их стоимость в несколько раз выше стоимости паровоздушных штамповочных молотов, пригодных для производства аналогичных поковок.

Эксплуатационные расходы при использовании прессов немного ниже, чем для штамповочных молотов, но не настолько, чтобы привести к положительному экономическому эффекту. Применение КГШП целесообразно при внедрении прогрессивных технологических процессов штамповки в закрытых штампах и горячего прессования. Благодаря этим процессам улучшается использование исходного металла: вместо 40...50% при штамповке на молотах коэффициент использования металла повышается до 60...70%, что значительно снижает себестоимость продукции.

Помимо хорошего направления, устраняющего перекосы ползуна и смещение рабочих частей инструмента, вторым фактором, способствующим внедрению прогрессивной штамповки на КГШП, является наличие верхних и нижних выталкивателей.

В прессах с номинальным усилием до 16 МН применяют выталкиватели с выполненным по различным схемам механическим приводом от главного механизма. Выталкиватели, выполненные по схеме на рис. 1.33, работают следующим образом. После окончания рабочего хода при движении ползуна 14 вверх шатун 5 отклоняется

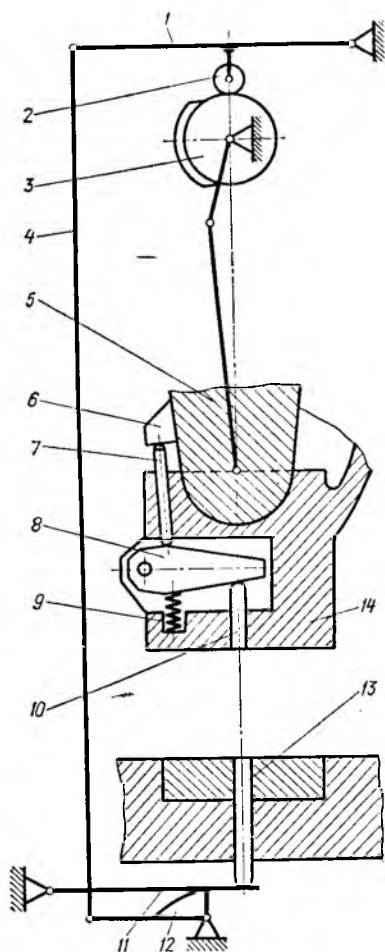


Рис. 1.33

от вертикали влево. По мере этого отклонения расстояние между упором 6 и стержнем 7 сокращается. Наконец, при угле поворота α , упор начнет отжимать стержень 7 вниз. Последний, воздействуя на рычаг 8, заставит верхний выталкиватель 10 совершить требуемое движение и извлечь поковку из рабочей полости штампа. Возврат рычажной системы происходит под действием пружины 9,

собственно выталкиватель отжимается деформируемым металлом при очередном рабочем ходе.

Привод нижнего выталкивателя осуществляется от кулачка 3 на ведущем эксцентриковом валу, набегающего на ролик 2 рычага 1. Рычаг 1 тянет составную тягу 4 с регулируемой длиной и через нее рычаг 12. Кулачковая планка рычага 12 давит на рычаг 11, поднимающий нижний выталкиватель 13. Рабочий профиль кулачка 3 смещен по фазе так, чтобы выталкивание поковки происходило после подъема ползуна на некоторую величину. Для возврата рычажной системы в схеме предусматривается отжимная пружина.

У прессов с номинальным усилием более 16 МН механический привод нижнего выталкивателя становится неудобным из-за трудности регулирования хода выталкивателя и нетехнологичности всего механизма. Более рациональными оказываются системы с пневматическим приводом (§ 5.5).

Главный привод горячештамповочных прессов осуществляется от индивидуального электродвигателя, установленного на специальном кронштейне станины, через клиноременную передачу на маховик приемного вала и одностороннюю зубчатую передачу. Муфта включения — дисковая, фрикционная с электропневматическим управлением (§ 5.2) — заблокирована с тихоходным зубчатым колесом и, так же как и тормоз, установлена на ведущем эксцентриковом валу. Существующие модели прессов имеют ленточный тормоз, но все чаще проявляется тенденция оборудовать прессы дисковыми тормозами.

Сила тяжести от подвижных частей кривошипно-ползунного механизма сбалансирована смонтированными на верхней траверсе пневматическими уравновешивателями.

Производственный опыт показывает, что успешная эксплуатация КГШП зависит от надежной смазки трущихся поверхностей: самые значительные неисправности в системе смазки приводят к частому стопорению прессов.

Системы электропневматического управления КГШП допускают работу одиночными, автоматическими и наладочными ходами.

Помимо универсальных КГШП, появились прессы, специально предназначенные для выполнения технологических процессов горячего прессования повок стержневого типа. Особенности технологии предопределили характер некоторых параметров машины: увеличенный ход главного ползуна, уменьшенное число ходов главного ползуна, увеличенная мощность электродвигателя главного привода, увеличенные ход нижних выталкивателей и габариты штампового пространства и окон в боковых стойках.

Изменение первых трех параметров связано со значительным возрастанием работы деформации при прессовании. Для того чтобы вытолкнуть стержневое изделие из штампа, необходим большой ход нижних толкателей. Наконец, последний фактор вызван стремлением разместить средства автоматизации. В остальном конструкция этих прессов не отличается от конструкции универсальных

машин, и они могут применяться для любой горячей штамповки, конечно, с учетом возросших энергетических возможностей (в среднем на 11...12%).

Поковки сложной конфигурации с отрезками, расположенными в плоскости, которая перпендикулярна основной оси, например крестовины, часто штампуют в открытых штампах на универсальных КГШП, но расход металла на заусенец при этом очень большой. Значительной экономии металла можно достичь при переходе

на горячее выдавливание таких поковок в штампах с разъемными матрицами. Тогда КГШП должен иметь дополнительный прижимной ползун, при помощи которого происходит смыкание матриц в плоскости отрезков.

Схемы механизмов прижима вытяжных прессов двойного действия для этой цели непригодны: они рассчитаны на привод ползунков с большими габаритами в плане. Поэтому на Воронежском заводе тяжелых механических прессов разработали специальную компактную схему. Из рис. 1.34 видно, что при вращении главного вала по стрелке главный (внутренний) ползун 2 от кривошипа 11 движется вниз. От «третьей точки» 8 шатуна 4 через тягу 7 движение подается на двуплечий рычаг, второе плечо 6 которого распрямляет колено из звеньев 3 и 5: в результате прижимной (наружный) ползун 1 также перемещается вниз.

Геометрия механизма прижима рассчитана так, что прижимной ползун 1 совершает опережающее движение

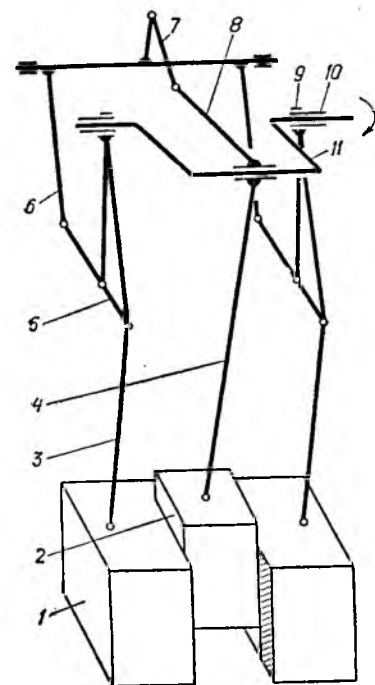


Рис. 1.34

вниз и смыкает матрицы раньше, чем начнется процесс прессования заготовки ходом главного ползуна 2. Точно так же, как и в вытяжном прессе двойного действия, отход прижимного ползуна запаздывает по сравнению с ходом вверх главного ползуна (циклограмма на рис. 1.10).

Оригинальной в схеме является подвеска большой головки 9 звена 5 колена на выступе подшипниковой буксы 10 главного вала. Как всякий пресс двойного действия, КГШП с разъемными матрицами характеризуется двумя номинальными усилиями: выдавливания и прижима, например $P_{н.в.}/P_{н.п.} = 5/5$ МН.

Поскольку стойкость штампов сильно зависит от времени контакта с нагретым металлом заготовки, вполне оправдано стремление

увеличить число ходов КГШП в единицу времени. Однако такое изменение характеристики у КГШП с традиционным кривошипно-ползунным механизмом и нормальной величиной хода ползуна, например по ГОСТ 6809—70, приводит к резкому возрастанию динамических нагрузок в приводе [8]. Если же увеличение числа ходов пресса сочетать с уменьшением величины хода ползуна, то динамические нагрузки не превысят обычных значений и долговечность деталей привода не уменьшится. Такие КГШП из-за уменьшенного хода ползуна пригодны для штамповки так называемых низких поковок вроде рычагов, шатунов и т. п. и, следовательно, являются специализированными машинами.

1.11. Обрезные прессы

Обрезные прессы предназначены для горячей и холодной обрезки заусенцев у поковок после штамповки в открытых штампах, для правки после горячей обрезки, а также для просечных, вырубных и других операций. Они представляют собой вертикальные однокривошипные двухстоечные закрытые прессы.

Обрезные прессы устаревших моделей имеют одноколенчатый вал, расположенный вдоль фронта станины, и открытый привод. В новых моделях ведущий кривошип выполняют в виде шестерни-эксцентрика с осью вращения перпендикулярно к фронту станины; привод у таких прессов — закрытого типа, как у прессы на рис. 1.5. Опыт эксплуатации обрезных прессов показал, что боковой ползун используется крайне редко, поэтому новые прессы им не оборудуются.

Основные параметры и размеры обрезных прессов регламентированы ГОСТ 10026—75 как третье исполнение однокривошипных закрытых прессов простого действия с номинальными усилиями 1,6...25 МН.

1.12. Чеканочные прессы и прессы для выдавливания

В промышленности широко используют чеканочные прессы и прессы для выдавливания.

Чеканочные прессы общего назначения используют для выполнения различных операций холодной объемной штамповки: плоской чеканки, калибровки, рельефной штамповки и т. д.

Основные параметры и размеры чеканочных кривошипно-коленных прессов регламентированы ГОСТ 5384—73 с рекомендуемым рядом номинальных усилий 630 кН ... 31,5 МН.

По конструктивному оформлению чеканочные прессы относятся к закрытым прессам с рамной станиной. Устаревшие конструкции прессов имеют составную литую станину: стол, стойки и верхнюю траверсу; новые модели малых и средних размеров — цельносварную станину (рис. 1.35). У крупных прессов станина — сварнолитая составная, стянутая болтами.

Отличительной особенностью чеканочных прессов является кривошипно-коленное исполнение главного механизма, обеспечивающее кинематические и динамические свойства, которые необходимы для операций с малым рабочим ходом при большой величине деформирующих усилий (§ 2.3 и 3.3).

Конструктивное устройство кривошипно-коленного механизма и узла регулировки закрытой высоты чеканочного пресса показано на рис. 1.36. Опора 3 верхней призмы 5 удерживается подпружиненными стяжками у верхней



Рис. 1.35

траверсы станины. Положение опоры точно регулируется при помощи клина 2 с индивидуальным приводом от электродвигателя 4 через червячный редуктор 1. Непосредственная подвеска ползуна и фиксации призм (как верхней, так и нижней 6) производится при помощи соединительных планок, проушины которых попарно соединяют среднюю ось с верхней и нижней осями. Призмы воспринимают нагрузку только в период рабочего хода и, будучи весьма массивными, обеспечивают требуемую жесткость главного механизма. Ведущий кривошипный вал выполняется одноколенчатым или двухколенчатым (прессы с $P_n > 10$ МН). В первом случае шатун имеет вилчатую форму с малыми головками, охватывающими выступающие концы средней оси. Во втором

случае в главном механизме устанавливаются два шатуна.

Привод чеканочных прессов — открытый от индивидуального электродвигателя, у малых и средних прессов — двухступенчатый, односторонний; у крупных — двух- или трехступенчатый, двусторонний. Мощность электродвигателя у чеканочных прессов в связи с малым рабочим ходом значительно меньше, чем у горячештамповочных прессов равного номинала.

Современные модели чеканочных прессов всех размеров оборудуют пневматическими фрикционными дисковыми муфтами, установленными на приемном валу в одном блоке с дисковыми тормозами или раздельно, причем тормоз тогда выполняется ленточным.

Конструкция чеканочных прессов общего назначения предусматривает возможность установки автоматических или полуавтоматических подач.

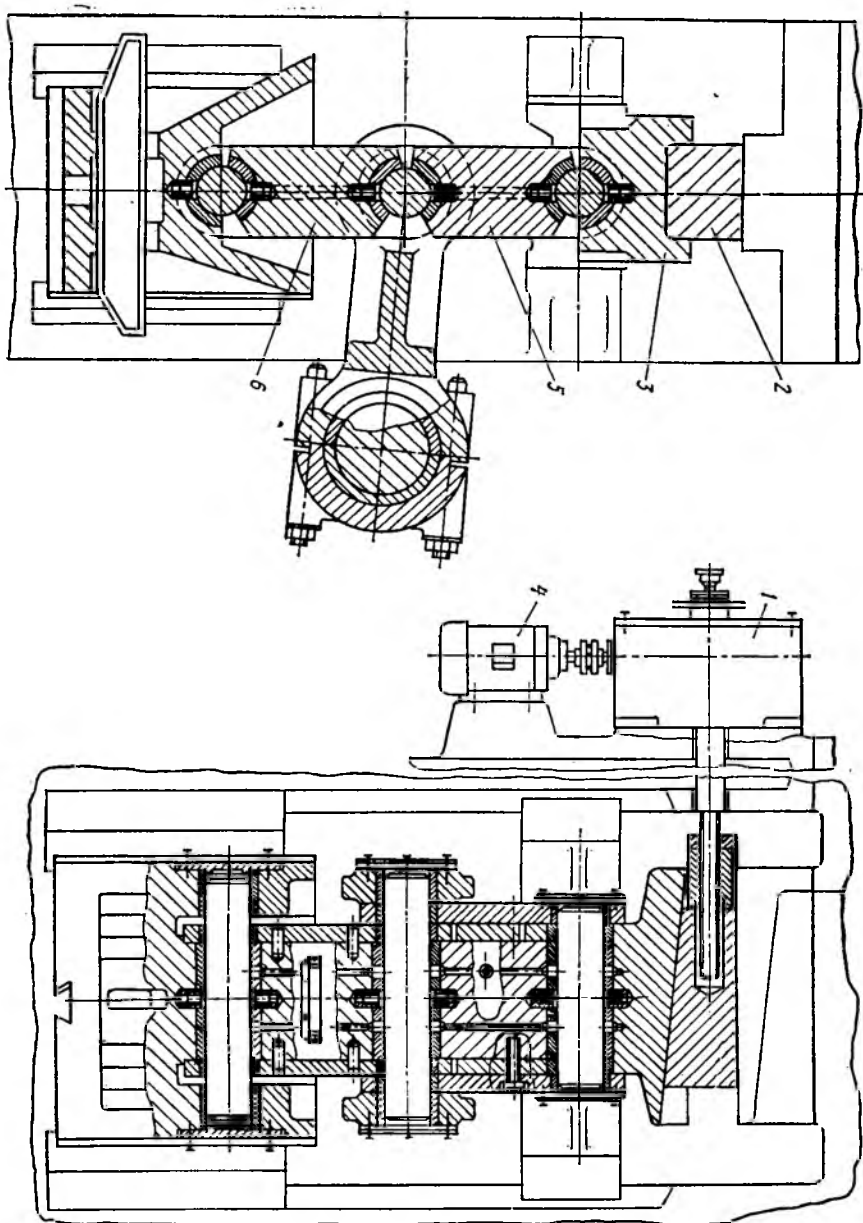


Рис. 1.36

Прессы для выдавливания. Кривошипно-коленные прессы, похожие по устройству и архитектуре на чеканочные, но с увеличенным ходом, применяют при производстве деталей методом выдавливания. В последние годы установили, что качество стальных изделий (поршневых пальцев, шлицевых втулок) улучшается, если процесс выдавливания производят на прессах с модифицированным кривошипно-коленным механизмом по схеме рис. 1.37, а. Согласно схеме рабочий ход происходит при сгибании колена, когда ползун приближается к крайнему нижнему положению. Если сравнить кривые хода ползуна для кривошипно-ползунного (кривая 1 на рис. 1.37, б), обычного кривошипно-коленного (кривая 2) и модифицированного кривошипно-коленного (кривая 3) механизмов, то легко заметить, что в последнем случае скорость ползуна у крайнего

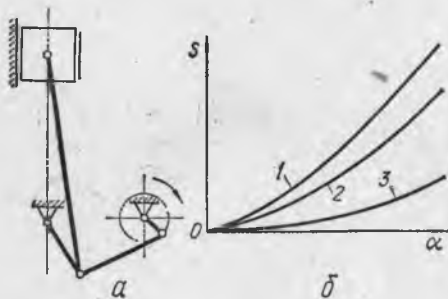


Рис. 1.37



Рис. 1.38

нижнего положения очень мала и это способствует улучшению качества изделий.

Применение модифицированного кривошипно-коленного механизма приводит к существенному изменению конструкции прессы (рис. 1.38). Во-первых, станина в период рабочего хода оказывается свободной от нагрузок: усилие деформации воспринимается в виде растягивающей силы верхним звеном колена. При уменьшении числа промежуточных деталей и их стыков, находящихся под нагрузкой, значительно увеличивается жесткость прессы и, следовательно, точность штамповки. Во-вторых, привод прессы — нижний, и это повышает устойчивость прессы на фундаменте, уменьшает вибрации, снижает шум в цехе.

Прессы с модифицированным кривошипно-коленным механизмом выпускают с номинальными усилиями от 630 кН до 10 МН.

1.13. Горизонтально-ковочные машины

Горизонтально-ковочные машины (ГКМ) предназначены для штамповки поковок типа стержень с головкой, высаживаемых в торец, и поковок с поднутрениями в одной или двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Особенности штамповки таких поковок обуславливают особенности устройства штампов. Штампы горизонтально-ковочных машин, в отличие от молотовых и прессовых штампов, должны иметь разъем в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: во-первых, главный разъем по плоскости смыкания подвижных частей рабочего инструмента (пуансоны, прошивни), закрепленных на главном (высадочном) ползуне и передающих активную нагрузку от привода, и, во-вторых, — разъем по плоскости смыкания подвижной и неподвижной половин матрицы.

Смыкание с образованием рабочих полостей ручьев и раскрытие матрицы осуществляются при помощи целевого механизма зажима, на конечном звене которого — зажимном ползуне — закрепляется подвижная половина матрицы. Неподвижная половина матрицы укреплена в гнезде станины горизонтально-ковочной машины.

Учитывая, что штамповка происходит в условиях ограниченного течения металла, когда для четкого оформления конфигурации поковки не требуется создания подпора в виде развернутого заусенца, поглощающего избыток металла, в штамп горизонтально-ковочной машины должна быть задана заготовка с объемом, точно соответствующим объему полости ручья. Это тем более важно, что штамповка на горизонтально-ковочных машинах для повышения производительности труда часто ведется не от мерной заготовки, а от прутка, рассчитанного на несколько поковок. Для того чтобы точно установить длину заданной заготовки, в машине предусмотрен специальный ограничитель подачи (передний или задний упор).

У большинства горизонтально-ковочных машин современных моделей в качестве главного исполнительного механизма применяется дезаксиальный кривошипно-ползунный механизм. Он, не обладая особыми кинематическими свойствами по сравнению с аксиальным механизмом, применяющимся у машин малых размеров, способствует лучшему направлению главного ползуна.

В редких случаях главный исполнительный механизм выполняют в виде кривошипно-кулисного механизма с прямой кулисой. Достоинство этой схемы — жесткое направление ползуна, являющегося корпусом кулисы. Вместе с тем изготовление и ремонт машины усложняются, и поэтому кривошипно-кулисный механизм находит ограниченное применение.

Горизонтально-ковочные машины с вертикальным разъемом. В машинах с вертикальным разъемом матриц различают такие типовые кинематические цепи механизмов (рис. 1.39):

- первый тип — кривошипно-рычажные двухклинные;
- второй тип — кривошипные рычажно-коленные;
- третий тип — кулачковые ползунно-коленные.

Первый тип кинематической цепи механизма зажима (схема *а*), компактный по своим габаритам, нашел применение в машинах малых размеров. Механизм работает следующим образом. Концевой кривошип *1* главного вала машины совершает за время одного цикла полный оборот и приводит в качательное движение звено *2*. Качательное движение звена *2* преобразуется при помощи тяги *4* в возвратно-поступательное движение бокового ползуна *3*. Боковой ползун *3* и зажимный ползун *5* образуют клиновую пару, поэтому при движении бокового ползуна вперед зажимный ползун получает движение в направлении смыкания матриц. Для обратного движения зажимного ползуна служит прямоугольный зуб *6*, образующий обратную клиновую пару с зажимным ползуном.

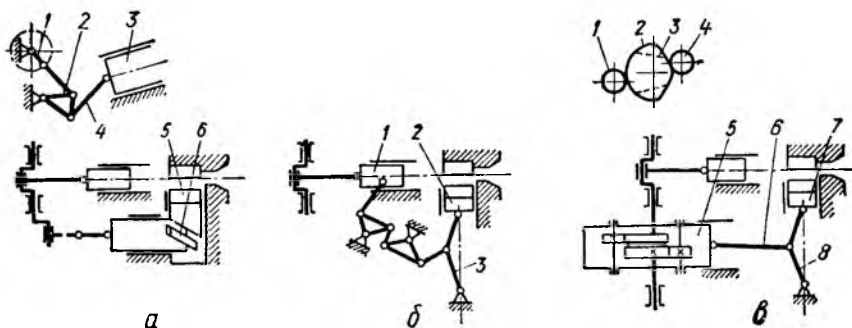


Рис. 1.39

В схеме второго типа (схема *б*) привод зажимного ползуна *2* осуществляется от высадочного ползуна *1* главного механизма через систему качающихся рычагов и колесо *3*.

Зажимный ползун в машинах, выполненных по двум рассмотренным схемам, в течение рабочего хода фактически не стоит на месте в своем крайнем правом положении: он то приближается к этому положению, то удаляется от него. Подобное явление на производстве называется «дыханием» зажимного ползуна. При достаточно большой величине «дыхания» между матрицами возникает зазор, в который может вытечь металл при высадке с образованием продольного заусенца по длине поковки. Кроме того, из-за «дыхания» нарушается правильность сечений полостей ручьев штампа, что приводит к искажению формы поковки, нарушению характера течения металла и часто к поломкам инструмента.

Десятизвенный механизм, применявшийся в старых моделях машин, имеет двукратное «дыхание» в течение одного высадочного хода главного ползуна. При этом колесо дважды распрямляется за счет перехода слева направо шарниром оси движения зажимного ползуна. Величина перехода достигает 10 мм и вызывает образование зазора между матрицами порядка 0,2...0,3 мм, что совершенно недопустимо.

Зажимный ползун двенадцатизвенного механизма имеет четырехкратное «дыхание» в течение одного высадочного хода главного ползуна. Однако это не означает ухудшения эксплуатационных качеств машины. Напротив, добавочная пара звеньев и соответствующий подбор геометрических размеров механизма позволяют резко уменьшить абсолютную величину «дыхания». Для машин этого типа переход средним шарниром колена осевой линии движения зажимного ползуна составляет 0,8...1,6 мм, что приводит к раскрытию матриц не более чем на 0,02...0,03 мм: «дыхание» зажимного механизма лежит в пределах упругой деформации звеньев и станины.

Наиболее высокая точность движения зажимного ползуна в смысле полного выстаивания в крайнем положении в период рабочего хода главного ползуна может быть обеспечена механизмом, в основе которого лежит кинематическая цепь третьего типа (схема в). Особенностью этой цепи является применение кулачков с профилем, удовлетворяющим требованиям заданного закона движения.

Лучшим считается привод зажимного механизма от двух кулачков прямого и обратного ходов. По этому принципу строятся машины современных моделей, в том числе отечественные машины средних и больших размеров. Машины с одним кулачком, обеспечивающим прямой и обратный хода, почти не строятся.

Зажимный механизм работает следующим образом. Движение кулачков прямого 2 и обратного 3 ходов, посаженных на главном валу, через ролики прямого 4 и обратного 1 ходов передается боковому ползуну 5, совершающему возвратно-поступательное движение. Боковой ползун через шатун 6 связан с коленом 8. При ходе вперед боковой ползун распрямляет колено и двигает зажимный ползун 7 в направлении смыкания матриц. При ходе бокового ползуна назад колено ломается: зажимный ползун движется справа налево и раскрывает матрицы.

Для полного смыкания матриц нет необходимости вытягивания в линию звеньев колена, передвигающих зажимный ползун. При трении в шарнирах распор будет иметь место при тупом угле между осями звеньев колена. Это облегчает обратный ход зажимного ползуна.

Горизонтально-ковочные машины с вертикальным разъемом матриц, предназначенные для универсальной технологии, представляют собой горизонтальные двухстоечные однокривошипные закрытые прессы с открытым приводом (рис. 1.40). Слева от главного исполнительного механизма расположен привод механизма зажима и собственно зажимный ползун, передвигающийся вдоль фронта станины [16].

Основные параметры и размеры горизонтально-ковочных машин общего назначения с одной подвижной матрицей регламентированы ГОСТ 7023—70 с рекомендуемым рядом номинальных усилий от 1 до 31,5 МН при ходе высадочного ползуна $S_{\max \text{ в}} = 180...700$ мм и числе ходов $n = 95...21$ в минуту. Ход зажимного ползуна опре-

деляется необходимостью извлечь поковку из машины и поэтому возрастает нелинейно при увеличении хода высадочного ползуна. По стандарту $S_{\max \text{ э}} = (0,33 \dots 0,50) S_{\max \text{ в}}$.

Станины малых и средних машин изготавливают цельнолитыми, крупных машин — разъемными из двух отливок (передней и задней с вертикальным разъемом между опорами главного вала и гнездами под матрицы). Обе половины разъемной станины стягиваются верхними и нижними продольными болтами или планками. Для

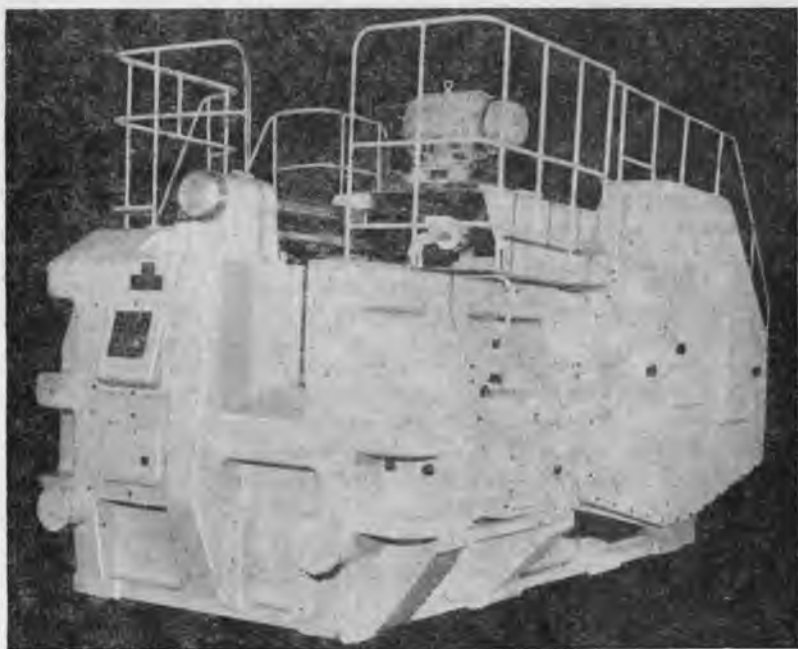


Рис. 1.40

увеличения жесткости стяжки имеются у большинства средних машин с цельнолитой станией. С фронтальной стороны станины сделан вертикальный вырез, обеспечивающий доступ к инструменту. В современных конструкциях горизонтально-ковочных машин опоры промежуточного вала вынесены в заднюю часть станины и делаются открытыми.

К главному исполнительному механизму машины, так же как и у горячештамповочных пресов, предъявляются повышенные требования по жесткости и точности движения, что и определяет конструкцию его деталей: короткий шатун с постоянной длиной, хоботообразный ползун с двойным направлением и массивный однокоренчатый, реже эксцентриковый вал.

С движением высадочного ползуна связано циклическое действие переднего упора (рис. 1.41). Для этого на ползуне 6 установлена кулачковая планка 5, набегающая при ходе ползуна вперед на ролик 4. В результате валик 3, установленный на станине, поворачивается около своей оси и выносит упор 1 из зоны движения высадочного инструмента. При отходе ползуна с планкой в крайнее заднее положение пружина 2 поворачивает валик и ставит упор в рабочее положение, до которого должна быть подана исходная заготовка.

Привод машин осуществляется от электродвигателя, установленного на специальной кронштейне станины, через одноступенчатую передачу у быстроходных малых машин или двухступенчатую передачу у средних и крупных машин.

Современные модели машин всех размеров оборудуют пневматическими, дисковыми муфтами и ленточными тормозами, устанавливаемыми, как правило, на приемном валу. В новых мощных машинах муфту и тормоз монтируют на главном валу, что улучшает приработку зубчатых колес и облегчает условия работы муфты при пуске и тормоза при остановке, но приводит к увеличению размеров муфты.

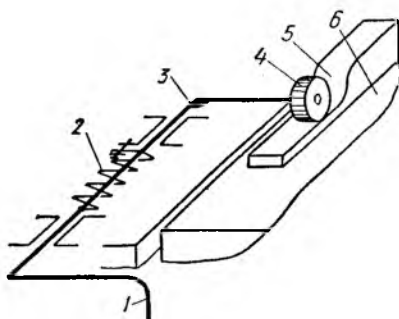


Рис. 1.41

Особое место в системе горизонтально-ковочных машин занимают устройства предохранения от перегрузки по зажимному ползуну. Перегрузка может возникать по двум независимым причинам: 1) из-за увеличенного объема металла, задаваемого в полость матрицы; 2) из-за неправильной, случайной установки прутка между плоскостями матриц. В первом случае жесткие связи в главном механизме требуют, чтобы высадочный ползун дошел до крайнего переднего положения, однако избыток металла создает увеличенное сопротивление по сравнению с нормальным. В матрице возникает большая сила распора, передающаяся на конечные звенья зажимного механизма. Для того чтобы эти звенья могли выдерживать перегрузку, им придают соответствующее поперечное сечение. Во втором случае жесткая кинематическая связь в приводе зажимного механизма требует, чтобы матрицы сомкнулись, чему препятствует прутки между матрицами. Если не предусмотреть специального предохранительного устройства в системе зажима, то возможна поломка машины.

Зажимный механизм и его предохранитель работают следующим образом (рис. 1.42). При выходе зажимного ползуна в крайнее правое положение и зажиме прутка точка *D* располагается вблизи осевой линии *FM* и попадает в зону кругов трения. Поэтому при работе машины звенья *DM* и *DF*, несмотря на то что они нагружены

силой распора, остаются неподвижными и для своего останова не требуют приложения противодействующей силы в точке D . Когда пруток задан и зажат нормально, вся левая часть механизма за точкой D в период остановки зажимного ползуна свободна от нагрузок. При зажиме прутка между матрицами точка D не может дойти до своего крайнего положения, зафиксированного стрелкой a , и останавливается где-то раньше. Однако боковой ползун продолжает двигаться, и его перемещение должно передаваться всей рычажной системе. Тогда при неподвижной точке D идвигающемся боковом ползуне начнется поворот рычагов ABC и KIL около центров B и I . При этом нижнее плечо рычага KIL будет

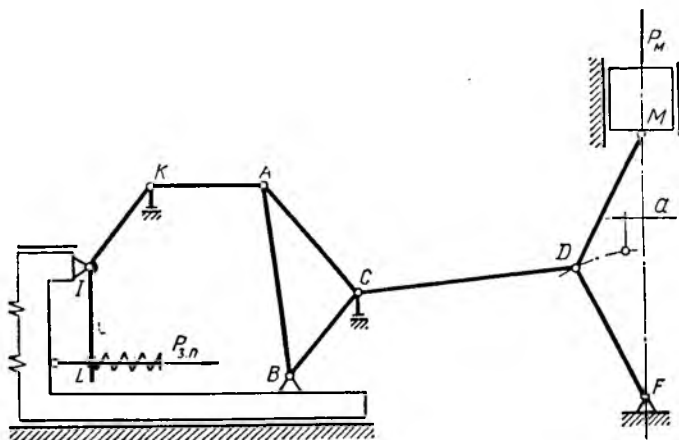


Рис. 1.42

отходить от стенки бокового ползуна и сжимать цилиндрическую многорядную пружину, имеющую предварительную затяжку $P_{з.п.}$. Сила предварительной затяжки должна соответствовать силе нормального зажима P_M , и как только усилие зажима превзойдет расчетную нагрузку, вся система предохранения должна срабатывать.

Нормальная сила зажима P_M должна быть настолько большой, чтобы предупредить выталкивание прутка из матрицы при высадке:

$$P_M = (0,3 \dots 0,35) P_n.$$

На эту нагрузку рассчитывается вся рычажная система предохранительного устройства, за исключением звеньев DM и DF . Последние два звена воспринимают полное усилие распора

$$P_p \approx P_n.$$

Горизонтально-ковочные машины с горизонтальным разъемом матриц. Значительный интерес представляют машины с горизонтальным разъемом матриц, на которых заготовка перемещается

из ручья в ручей в горизонтальной плоскости, что не только облегчает условия труда, но и позволяет применять широкую механизацию и автоматизацию технологических процессов.

Главный исполнительный механизм этих машин выполнен в виде кривошипно-ползунного механизма с высадочным ползуном, передвигающимся в горизонтальной плоскости. Исполнительный орган зажима совершает качательное или возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости.

В первом типе кинематической цепи зажимного механизма верхняя траверса 2, предназначенная для клещевого зажима заготовки, представляет собой рычаг II рода, шарнирно укрепленный на станине (рис. 1.43). Качание траверсы осуществляется при помощи коленно-рычажного механизма 1 с приводом от третьей точки главного шатуна 3. Усилие распора в период рабочего хода воспринимается массивной стяжкой коленно-рычажной пары. Хотя в процессе зажима при высадке на машинах этого типа имеет место «дыхание», но доступность штампов перекрывает этот недостаток из-за широких возможностей механизации и автоматизации.

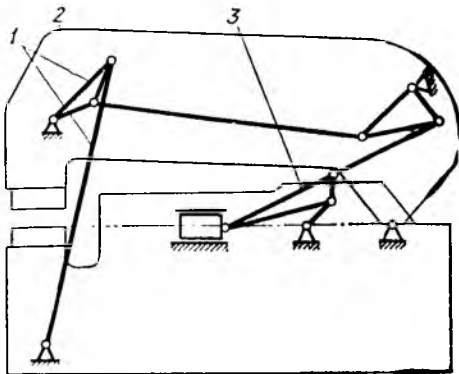


Рис. 1.43

Второй тип цепи зажимного механизма подобен кулачковому ползунно-коленному механизму у обычных машин, но в машинах с горизонтальным разъемом матриц он расположен над главным механизмом. При этом кулачки прямого и обратного ходов посажены на самостоятельном распределительном валу, получающем движение от главного привода при помощи зубчатой пары с передаточным числом $u = 1$. Движение кулачков через ролики сообщается верхнему ползуну, а от него колену. При распрямлении колена зажимный ползун движется вниз и смыкает матрицы, если колено ломается — зажимный ползун поднимается вверх и раскрывает матрицы.

1.14. Прессы-автоматы для объемной штамповки

Группа кривошипных прессы-автоматов для объемной штамповки по технологическому назначению включает, прежде всего, машины для производства стержневых деталей с головкой (болты, винты и т. п.), шариков и гаек. Обработка металла на прессы-автоматах происходит в условиях холодной и горячей деформации в зависимости от размеров штампуемого изделия [21].

В данном курсе не ставится задача разобрать все схемы и особенности конструкции прессов-автоматов для объемной штамповки. Важно уяснить, каким образом усложняется структура пресса от неавтоматизированной машины к многооперационному автоматическому прессу. Рассмотрим, например, холодновысадочные автоматы, развитие которых шло по схеме: горизонтально-ковочные машины — одноударные — двухударные — трехударные прессы-автоматы.

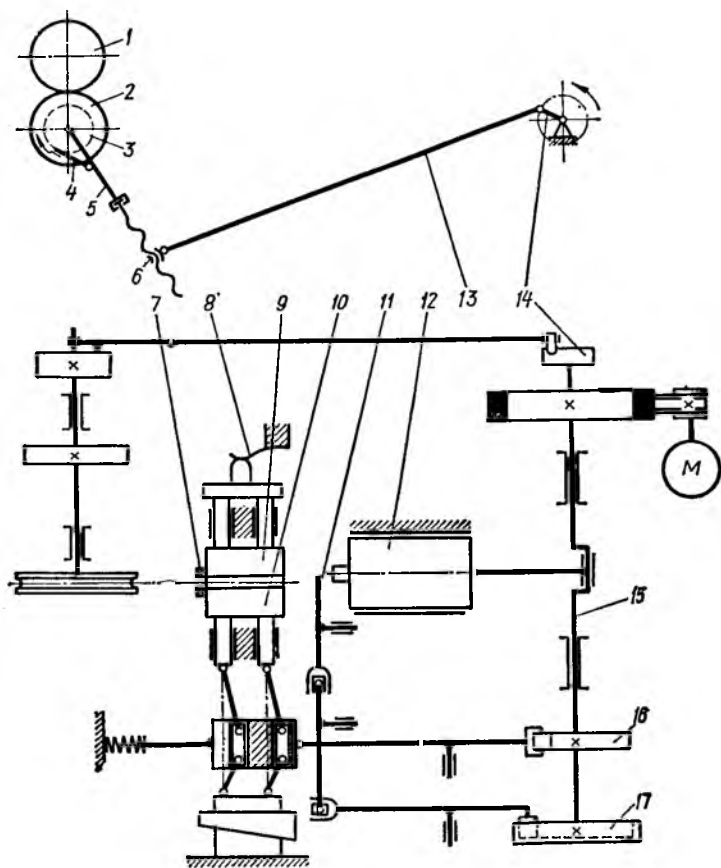


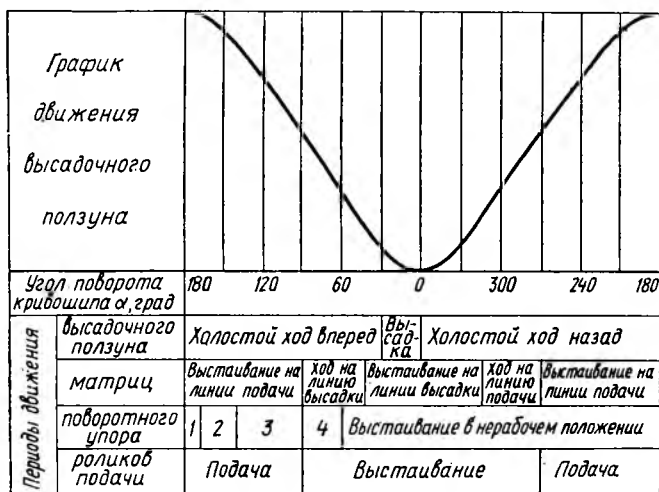
Рис. 1.44

Структура и кинематика холодновысадочных автоматов определяется двумя технологическими факторами: 1) длиной стержневой части изделия; 2) объемом и сложностью высаживаемой головки.

Первый фактор обуславливает особенности удаления отштампованного изделия из рабочей полости инструмента и в связи с этим отрезку заготовки на одно изделие и перенос мерной заготовки на

линию высадки. Для коротких стержней можно применить жесткий выталкиватель. Для длинных стержней ход выталкивателя возрастает и создает неудобства в его работе, поэтому удаление изделия следует производить при помощи разъемной матрицы.

Второй фактор связан с тем, что на образование головки требуется заготовка длиной более двух диаметров, а также с тем, что при штамповке изделий со сложной формой головки осуществить



Примечание. Периоды движения поворотного упора:

- 1 - выстаивание в нерабочем положении;
- 2 - ход на линию подачи;
- 3 - выстаивание на линии подачи;
- 4 - ход в нерабочее положение.

Рис. 1.45

качественную высадку за один удар невозможно из-за возникновения зажимов. Поэтому высадка производится за два или три перехода (в два или три удара). В первом переходе при помощи пуансона с конической рабочей полостью металл набирают и готовят его для дальнейшей высадки. Во время второго и третьего переходов происходит предварительное и окончательное оформление головки изделия.

Принципиальная схема одноударного холодновысадочного пресса-автомата с разъемной матрицей, предназначенного для высадки метизов с длиной стержня более восьми диаметров исходной заготовки, показана на рис. 1.44.

Автомат имеет следующие механизмы: а) привод, состоящий из электродвигателя и клиноременной передачи; б) главный исполнительный механизм высадки головок; в) целевой рабочий механизм отрезки и зажима заготовки; г) целевой вспомогательный меха-

низм подачи заготовок; д) целевой вспомогательный механизм поворотного упора (ограничитель подачи).

Цикличность работы одноударного пресса-автомата характеризуется циклограммой (рис. 1.45).

После окончания предыдущего цикла (рис. 1.44) главный ползун 12 начинает отход в крайнее заднее положение. Сомкнутые полуматрицы 9 и 10 продолжают некоторое время выстаивать на линии высадки, начиная отход на линию подачи при $\alpha = 320^\circ$.

При угле поворота кривошипного вала $15 \alpha = 270^\circ$, когда полуматрицы окажутся на линии подачи, начинается подача проволоки или прутка при помощи прерывисто вращающихся роликов 1 и 2. В ходе подачи происходит выталкивание изделия, отштампованного в предыдущем цикле.

К концу периода подачи начинается движение поворотного упора 11, который при $\alpha = 140^\circ$ выходит в рабочее положение на линию подачи и выстаивает там в течение времени, определяемого углом поворота кривошипного вала $\alpha = 50^\circ$. Таким образом, материал подают через отрезную втулку 7 и разомкнутые полуматрицы вплоть до упора, фиксирующего необходимую длину заготовки на одно изделие.

Тотчас после окончания подачи при $\alpha = 90^\circ$ полуматрицы перемещаются с линии подачи на линию высадки. В течение этого периода происходят отрезка заготовки, перенос отрезанной мерной заготовки на линию высадки и зажим ее полуматрицами. Цикл автомата построен так, что во избежание брака зажим ($\alpha = 40^\circ$) несколько предваряет начало высадочного хода главного ползуна ($\alpha_{н.р} = 20...30^\circ$). Упор в течение рассматриваемого периода совершает отход в исходное нерабочее положение, где, начиная с $\alpha = 60^\circ$, выстаивает до следующего цикла.

При повороте кривошипного вала от $\alpha_{н.р} = 20^\circ$ до $\alpha_{к.р} = 0$ происходит высадка свободной части заготовки в головку требуемой формы при помощи пуансона, закрепленного на главном ползуне. Полуматрицы в этот период выстаивают на линии высадки; ролики подачи неподвижны.

Механизм отрезки и зажима, перемещающий правую полуматрицу, представляет собой коленно-рычажный механизм с приводом от кулачка 16 с односторонней связью на ролик. Возврат бокового ползуна и правой полуматрицы в исходное положение осуществляется пружинами. Два цилиндрических плунжера предусмотрены в механизме для того, чтобы обеспечить точное направление полуматриц. Обратное смещение левой полуматрицы производится отжимной плоской пружиной 8.

Механизм поворотного упора выполнен в виде рычажно-кулисного механизма с приводом от кулачка 17 с внутренним зацеплением ролика и замыкающей отжимной пружиной.

Ведущим звеном механизма подачи является эксцентрик 14, ведомым — коромысло 5. На общей оси с коромыслом сидит храповое колесо 3, а на стержне коромысла — храповик 4. При

помощи храпового механизма достигается цикличность в действии роликов подачи. На общем валике с коромыслом и храповым колесом сидит нижний ролик подачи 2. Через зубчатую пару приводится в движение верхний ролик подачи 1, ось которого поджата пружиной во избежание проскальзывания роликов по проволоке или прутку. Регулировка периода вращения роликов подачи и тем самым длины задаваемой в штамп заготовки осуществляется грубо при помощи установки ведущего эксцентрика 14 и точно изменением положения ползушки 6, к которой шарнирно крепят соединительную тягу 13.

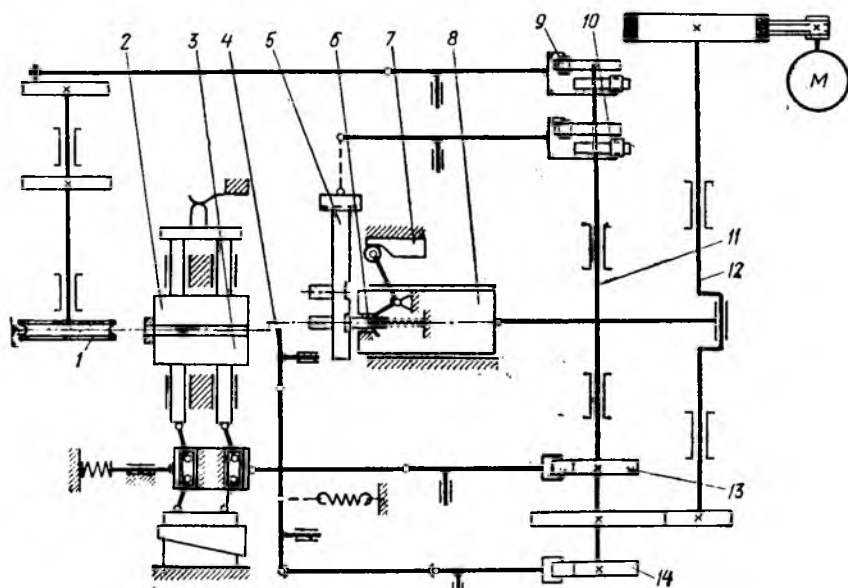


Рис. 1.46

Двухударные прессы-автоматы с двумя рабочими ходами главного исполнительного механизма за один цикл применяют для последовательной штамповки метизных изделий со сложной формы головки в два перехода.

Структура двухударных автоматов должна иметь специальный исполнительный механизм, осуществляющий при неподвижных матрицах перемещение на линию высадки и фиксацию пуансона первого перехода, затем удаление его и выдвижение пуансона второго перехода. Для этого в передней части главного ползуна 8 расположены вертикально перемещающиеся пуансонные салазки 5, на которых укреплены пуансоны первого и второго переходов (рис. 1.46). Для фиксации крайних положений пуансонных салазок применяют защелку 6, приводимую в действие ходом ползуна от неподвижной кулачной планки 7.

Особенностью двухударного автомата является также соотношение рабочих ходов главного и вспомогательных механизмов. При штамповке изделия за два перехода цикл работы автомата оказывается растянутым на два полных оборота ведущего кривошипного вала, и механизмы подачи, зажима и отрезки заготовки, поворотного упора и пуансонных салазок должны повторять свои движения один раз за два полных оборота кривошипа. Поэтому ведущие кулачки: 9 — механизма подачи, 13 — зажима и отрезки, 14 — поворотного упора и 10 — пуансонных салазок не могут быть скопированы на кривошипном валу 12, так как частота вращения всех кулачков должна быть в два раза меньше частоты вращения кривошипного вала. Для установки кулачков привода целевых механизмов в схему автомата введен специальный распределительный вал 11, приводимый в движение от ведущего кривошипного вала через зубчатую пару с передаточным числом $u = 2$.

На циклограмме двухударного автомата, кроме движения исполнительных органов, известных по схеме одноударного автомата: роликов подачи 1, полуматриц отрезки и зажима 2 и 3, поворотного упора 4, должны быть дополнительно указаны циклы движения пуансонных салазок и фиксирующей защелки.

Поскольку движение высадочного ползуна рассматривают для первого и второго ударов, циклограмму строят на протяжении углов поворота кривошипного вала от 0 до 720° .

Схема трехударного автомата подобна рассмотренной схеме двухударного автомата. Цикл работы его построен так, что распределительный вал имеет в три раза меньшую частоту вращения, чем ведущий кривошипный вал, и, следовательно, целевые механизмы повторяют свои движения один раз за три оборота главного вала. Внутри цикла пуансонные салазки, выводящие на линию высадки пуансоны первого, второго и третьего переходов, совершают заданное движение, повторяя его также один раз в течение всего цикла длительностью 1080° .

Помимо рассмотренных, возможны другие схемы холодновысадочных автоматов, однако структура и принципы синхронизации движений исполнительных механизмов остаются теми же.

По технологическим причинам высаженная головка у болта имеет обычно цилиндрическую форму. Точное оформление головки по контуру на шестигранник и т. п. осуществляется на обрезных прессах-автоматах путем срезки граней.

Особенности структуры обрезных автоматов обусловлены необходимостью работы от штучной заготовки-полуфабриката после холодной высадки. Поэтому в автоматах должны быть загрузочные устройства бункерного типа с приспособлением для ориентации, транспортер и питатель, выносящий заготовку в рабочем положении на позицию обработки.

Схема обрезного пресса-автомата, работающего по наиболее часто встречающемуся принципу — «вперед стержнем», показана на рис. 1.47.

От ведущего кривошипного вала 10 через две конические зубчатые передачи движение подается на шайбу 15, от шипа которой получает возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости доска 16 бункера 17 (на схеме развернута на 90°). Часть подброшенных доской болтов падает стержнями вниз на планки 14 лоткового наклонного транспортера и скатывается вниз к плоскому питателю 13, совершающему возвратно-поступательное движение с линии подачи на линию обрезки и обратно. Пружинные губки поворотного питателя 3 подхватывают болт 5 и, разворачивая его в пространстве, ставят в рабочее положение перед пуансоном

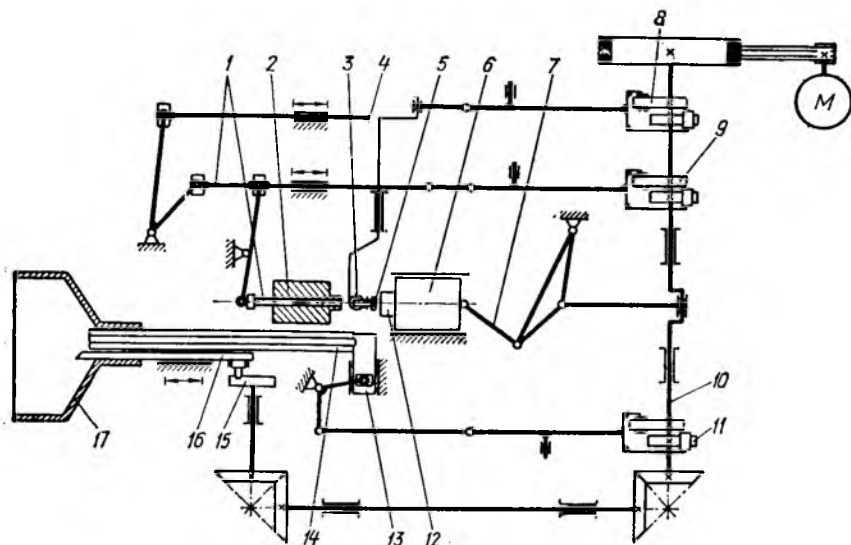


Рис. 1.47

ном — подвижной матрицей 12. При прямом холостом ходе пуансон заталкивает стержень болта в отверстие неподвижной матрицы 2. Поворотный питатель в это время возвращается назад. Далее следуют рабочий ход пуансона и срезка граней у головки болта. Срабатывает механизм выталкивания 1 и удаляет обработанное изделие. Примечательно, что в обрезных автоматах выталкивание изделия из штампа на лоток и в тару производится через проем пуансона.

Главный ползун 6 приводится в движение кривошипно-коленным механизмом 7, обеспечивающим выставание в крайнем переднем положении, которое необходимо для успешного проталкивания болта. Чтобы избежать подачу второй заготовки на обрезку, механизм поворотного питателя блокируется механизмом выталкивания при помощи ограничителя 4.

Синхронизация движения исполнительных механизмов осуществляется кулачковыми парами 8, 9 и 11.

По конструктивному оформлению кривошипные прессы-автоматы для объемной штамповки относятся к горизонтальным прессам закрытого типа (рис. 1.48). Станины автоматов — литые, цельные или составные: собственно станина и основание (тумба).

Привод автомата — от индивидуального электродвигателя через клиноременную или зубчатую передачу. Поскольку автоматы работают на непрерывных ходах, муфта не нужна, однако для удобства наладки крупные машины оборудуют ленточными тормозами с управлением от педали. Пуск и останов прессов-автоматов осуществляется с помощью электрокнопок.

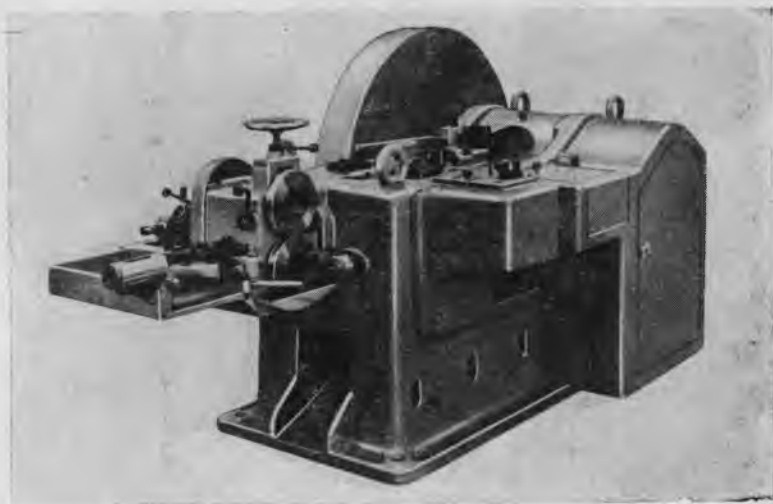


Рис. 1.48

Основные параметры и размеры кривошипных прессов-автоматов регламентированы отдельными для каждой технологической группы ГОСТами.

Завершающей операцией над метизным изделием является накатка резьбы на специальных резьбонакатных автоматах. Расставленные по ходу технологии (высадка + обрезка + накатка) и соединенные между собой транспортирующими устройствами прессы-автоматы образуют поточную линию с полным циклом обработки. Так же как в листовой штамповке, в последние годы проявляется тенденция заменить поточные линии многооперационными автоматическими прессами.

1.15. Прессы-автоматы для прессования деталей из металлических порошков

Некоторые детали машин должны обладать настолько специфическими свойствами, что для их изготовления непригодны монолитные металлы. Например, детали должны быть пористыми или

содержать компоненты, не образующие сплавов с железом, медью и т. д. В таком случае детали изготавливают из металлических порошков или их смесей (шихты) с другими компонентами на специальных прессах-автоматах.

В зависимости от типа привода различают механические (кривошипные) и гидравлические прессы-автоматы. Механические прессы-автоматы более сложные по устройству и довольно дорогие, поэтому их выпускают с усилиями до 1,6 МН. Гидравлический привод позволяет упростить конструкцию, но производительность гидравлических прессов-автоматов ниже, чем механических.

Отличительные особенности прессов-автоматов для изготовления деталей из металлических порошков обусловлены свойствами исходной «сыпучей заготовки» и характером процесса деформации. Так называемый насыпной объем «заготовки» намного превышает объем готовой детали. Поэтому в процессе деформации «заготовка» уплотняется до заданной плотности, причем уплотнение должно происходить равномерно по всему объему. Для этого инструмент необходимо выполнять разборным с самостоятельным движением отдельных частей — верхних и нижних пуансонов, матрицы, стержня выталкивателя — при помощи соответствующих механизмов.

Отпрессованная из шихты заготовка — это еще не окончательно годная деталь: сцепление деформированных частиц порошка остается слабым. Поэтому отпрессованную заготовку подвергают химико-термической обработке — спеканию в специальных печах. В ходе спекания полностью развиваются адгезионные процессы и заготовка становится прочной. Однако спекание сопровождается изменением размеров заготовки, и поэтому необходима калибровка спеченной заготовки. Только после этого получают деталь с требуемыми свойствами и размерами.

Механические прессы-автоматы для прессования металлических порошков выполняют с нижним приводом (рис. 1.49). Станина



Рис. 1.49

По формулам (2.10), (2.12), (2.13) могут быть построены кинематические диаграммы пути S , скорости v и ускорения j для одного цикла возвратно-поступательного движения ползуна кривошипно-ползунного механизма (рис. 2.3).

График пути ползуна $S = f(\alpha)$ представляет собой синусоидальную кривую с максимальным отклонением, равным полной длине хода ползуна $S_{\max}$ при повороте ведущего кривошипа от $\alpha = 180^\circ$ до $\alpha = 0^\circ$:

$$S_{\max} = 2R. \quad (2.14)$$

Функция скорости ползуна кривошипно-ползунного механизма выражается несимметричным синусоидальным графиком.

Экстремальные значения скорости ползуна — максимум при прямом ходе и минимум при обратном ходе — достигаются при углах поворота ведущего кривошипа α_3 в момент изменения знака ускорения при переходе его значения через нуль:

$$j = \omega^2 R \times (\cos \alpha_3 + \lambda \cos 2\alpha_3) = 0.$$

Учитывая, что косинус изменяется в пределах от -1 до $+1$, и применяя биномиальное разложение, находим два значения угла α_3 , одно из которых лежит в пределах поворота кривошипа $0 < \alpha_3 < 90^\circ$, считая от крайнего правого положения, второе $270^\circ < \alpha_3 < 360^\circ$:

$$\alpha_3 = \pm \arccos \frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \approx \pm \arccos \lambda. \quad (2.15)$$

Величину максимума и минимума скорости можно найти при подстановке в уравнение (2.12) значения углов α_3 :

$$v_{\max/\min} \approx \pm \omega R (1 + \lambda^2) \sqrt{1 - \lambda^2}. \quad (2.16)$$

График ускорения $j = f(\alpha)$ имеет вид гармонической кривой с более сложной зависимостью ускорения от геометрии механизма, чем графики пути и скорости. При отношениях $\lambda > 0,3$ нижняя ветвь

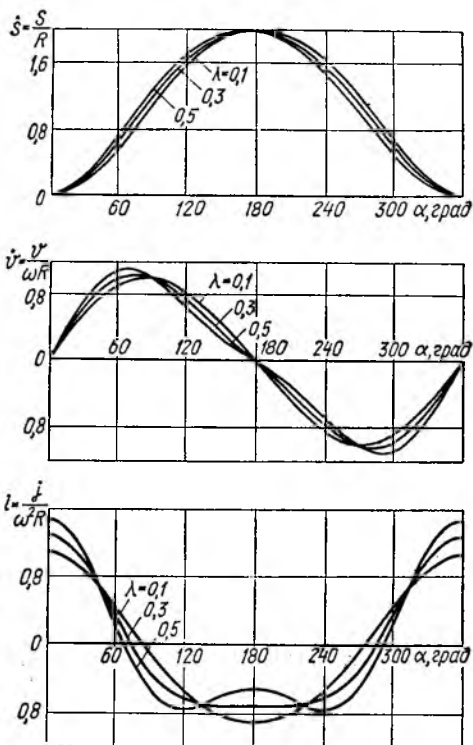


Рис. 2.3

графика приобретает двуслойный излом. Во всех случаях максимальное значение ускорения по ползуну наблюдается при переходе через крайнее правое (нижнее, переднее) положение при $\alpha = 0$, когда

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda). \quad (2.17)$$

По полученным выше графикам и формулам (2.14), (2.16), (2.17) оценим влияние геометрии механизма на кинематические свойства. В пределах практически применяемых значений $\lambda < 0,5$ геометрия механизма: а) не влияет на максимальную величину хода ползуна;

б) возрастание максимума скорости $v_{\max}$ при изменении λ совершенно незначительно; в) ускорение по ползуну $j_{\max}$ для тех же условий возрастает на 50%.

Отсюда следует вывод о том, что получить заранее заданное изменение скоростных свойств кривошипно-ползунного механизма при помощи соответствующего подбора геометрических параметров невозможно. Этот факт имеет серьезные последствия, ограничивая производительность кривошипных прессов на определенных видах работ, например при глубокой вытяжке листового металла, выдавливании и т. п.

Таким образом, только увеличением скоростей

движения в период холостого хода можно повысить производительность кривошипных прессов.

Графики пути и скорости для пресса с различной угловой скоростью вращения ведущего кривошипа в период рабочего и холостого ходов показаны на рис. 2.4. Из графика $v = f(\alpha)$ видно, что кинематические свойства пресса улучшились не только потому, что обеспечены технологически допустимые скорости в процессе вытяжки, но и само изменение скоростей не является слишком резким, что создает более благоприятные условия для деформации металла. Вместе с тем производительность пресса повысилась на 40%.

Дезаксиальный механизм. Путь ползуна механизма S , измеряемый расстоянием от ползуна при произвольном положении до его крайнего (правого и т. п.) положения (рис. 2.2, б), определяем по уравнению

$$S = L \sqrt{(1 + \lambda)^2 - \varepsilon_d^2} - (R \cos \alpha + L \cos \beta). \quad (2.18)$$

вниз, верхний пуансон — вверх до крайнего верхнего положения: заготовка 7 освобождена и ходом питателя сталкивается по лотку в тару или на транспортер. После этого нижний пуансон опускается до упора: все части инструмента занимают исходное положение.

Основные размеры и параметры прессов-автоматов для прессования деталей из металлических порошков регламентированы ГОСТ 10480—75 с номинальными усилиями от 25 кН до 1 МН. Конструкция прессов усложняется при усложнении формы и увеличении размеров прессуемых деталей. Например, для изготовления деталей с буртами необходимо иметь два нижних пуансона с независимым приводом. Калибровку спеченных заготовок производят на прессах-автоматах, подобных автоматам для прессования.

1.16. Ножницы

Исходный металл в листах или прутках торговой длины необходимо разрезать на полосы или мерные заготовки. Для этого в заготовительных отделениях листоштамповочных цехов устанавливают листовые ножницы, в кузнечных цехах — кривошипные закрытые ножницы для резки сортового проката.

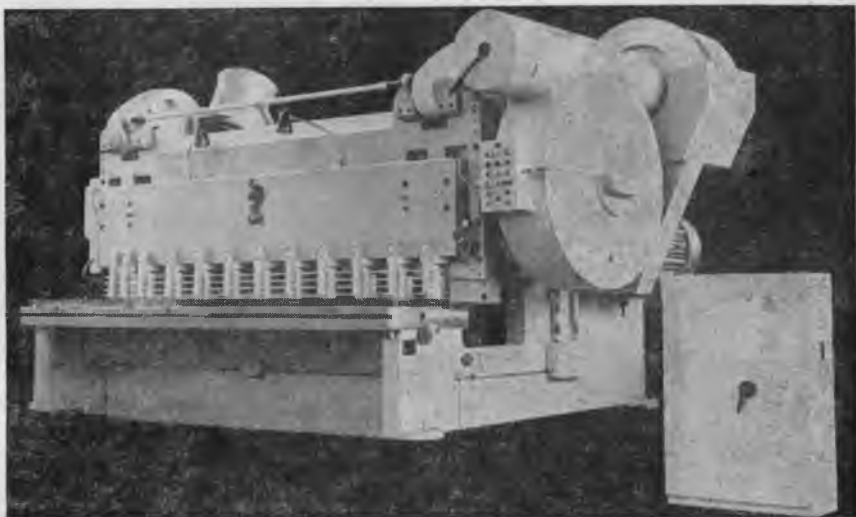


Рис. 1.52

Листовые ножницы с наклонными ножами. Современные листовые ножницы с наклонными ножами (гильотинные ножницы) представляют собой двухкривошипные прессы с открытой сварной станиной, имеющей нижний вылет для размещения листа (рис. 1.52). Как правило, главный механизм имеет кривошипно-ползунное исполнение. Однако некоторые заводы выпускают ножницы с кривошипно-рычажным механизмом.

Привод ножниц — от индивидуального электродвигателя через клиноременную и зубчатую одно- или двухступенчатую передачи. У малых ножниц муфта включения жесткая, шпоночная и ленточный тормоз, у больших — фрикционная, дисковая муфта в блоке с тормозом.

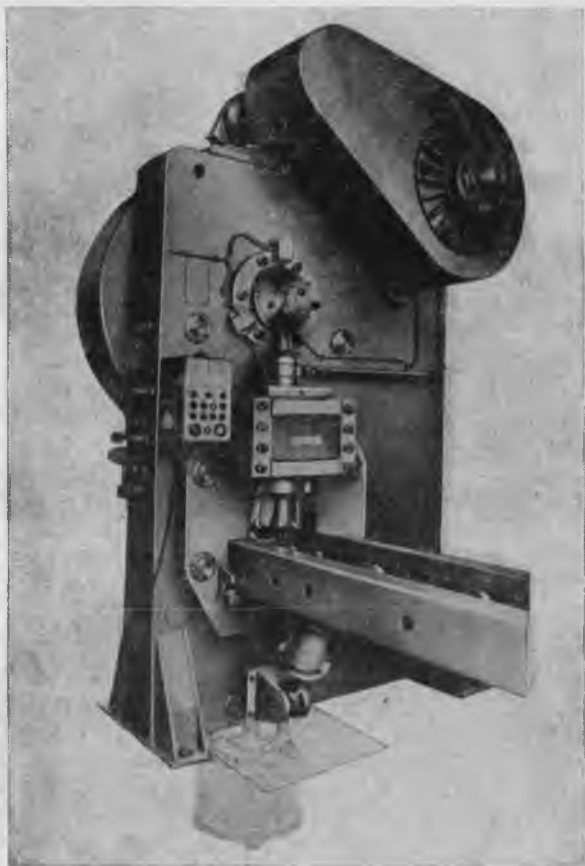


Рис. 1.53

Для предупреждения опрокидывания листа при резке ножницы имеют прижимную балку (ползун) с механическим рычажным приводом от главного вала. Новые модели ножниц оборудуют специальным гидроприводом прижима.

Основные параметры и размеры листовых ножниц с наклонными ножами регламентированы ГОСТ 6282—76, предусматривающим в качестве главного параметра толщину разрезаемого листа 1,6...40 мм при ширине 1000...4000 мм.

Чтобы определить радиус кривошипа для дезаксиального механизма, необходимо знать не только стандартное значение полного хода $S_{\max}$, но и λ и ϵ_d .

Тогда на основании формулы (2.20) получим:

$$R = \frac{S_{\max}}{2 + \frac{\epsilon_d^2}{1 - \lambda^2}}.$$

Коэффициент дезаксиальности главного механизма горизонтально-ковочных машин $\epsilon_d = 0,060 \dots 0,080$.

2.3. Прессы с кривошипно-коленным механизмом

Кривошипно-коленные механизмы различных модификаций (рис. 2.5) применяют в качестве главных исполнительных механизмов в чеканочных прессах, прессах для выдавливания, вытяжных прессах тройного действия, обрезающих и холодновысадочных прессах-автоматах.

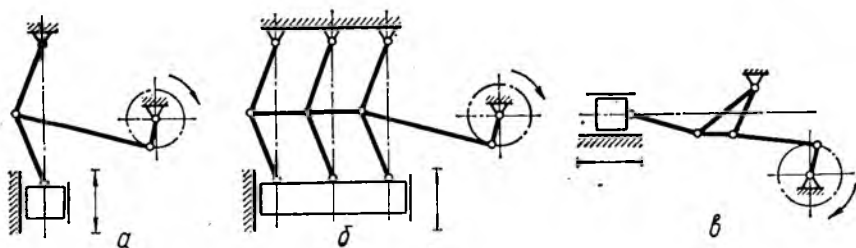


Рис. 2.5

Наибольшее распространение получили одноколенные центральные механизмы (а), у которых ползун движется вдоль оси, проходящей через центр качания верхнего звена. Конструктивно верхняя призма может быть выполнена в виде двухшарнирного линейного звена или в виде рычага 1-го рода с тремя шарнирами, один из которых служит для соединения со станиной, а два других — для соединения с нижней призмой и шатуном механизма.

Все одноколенные механизмы относятся к шестизвенным плоским механизмам II класса с одной степенью подвижности. Количество звеньев в многоколенных прессах увеличено до $[6 + 3(k-1)]$, где k — число колен в механизме. Однако звенья добавочных колен и добавочные соединительные звенья, кроме первого колена, соединенного через шатун с кривошипом, являются пассивными связями и не оказывают влияния на определенность движения механизма в целом.

Многоколенную схему механизма (б) применяют в прессах для правки крупных деталей, где она необходима для точного направления длинного по фронту ползуна.

$$v = \omega_1 M \left(\sin \beta + \frac{\lambda_1}{2} \sin 2\beta \right). \quad (2.27)$$

Угловая скорость ω_1 определяется движением четырехзвенника $OABC$ при постоянной угловой скорости ведущего кривошипа по формуле

$$\omega_1 = \omega \frac{R \sin (\alpha - \alpha_0 - \varphi_2)}{M \sin (\beta + \varphi_0 - \varphi_2)}, \quad (2.28)$$

где $\varphi_2 = 180^\circ + \arctg \frac{R \sin (\alpha - \alpha_0)}{R \cos (\alpha - \alpha_0) + c} - \arccos \frac{L^2 + AC - M^2}{2AC \cdot L}$,

$$\varphi_0 = \arctg \frac{a}{b}.$$

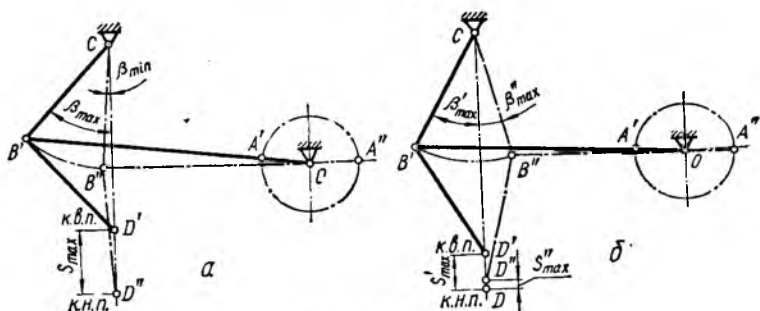


Рис. 2.7

Проанализируем уравнение скорости движения ползуна кривошипно-коленного механизма. Равенство $v = 0$ возможно в двух случаях:

- 1) при $\omega_1 = 0$, когда $\sin(\alpha - \alpha_0 - \varphi_2) = 0$;
- 2) при $\beta = 0$, когда $\sin \beta + \frac{\lambda_1}{2} \sin 2\beta = 0$.

Первый случай обязателен для любого типа кривошипно-коленного механизма и соответствует моменту, когда кривошип и шатун вытягиваются в линию и угол $\alpha - \alpha_0 - \varphi_2 = 0$. Подобное положение за один оборот кривошипного вала встречается дважды.

Второй случай соответствует моменту соосного расположения звеньев BC и CD вдоль линии движения ползуна CD . Практически это может осуществляться только в механизме с переходом линии движения ползуна при полном распрямлении колена.

Таким образом, в зависимости от соотношения между размерами звеньев возможны два типа механизмов:

первый тип — с возможным недогодом шарнира B или, в частном случае, с расположением его на средней линии CD (рис. 2.7, а); соотношения между размерами звеньев должны удовлетворять условию

$$(L - R) \cos \alpha_2 \geq a;$$

второй тип — с возможным переходом шарнира B средней линии и отклонением звена BC вправо и влево от CD (рис 2.7 б); соотношения между размерами звеньев должны удовлетворять условию

$$(L - R) \cos \alpha_2 < a.$$

Цикл движения ползуна механизма первого типа состоит из хода вверх от крайнего нижнего положения (к. н. п.) при минимальном отклонении звена BC влево от линии CD , характеризуемого углом $\beta_{\min} = \beta_1$ (частный случай $\beta_{\min} = 0$) до крайнего верхнего положения (к. в. п.) с соответствующим ему максимальным отклонением звена BC влево от линии CD до $\beta_{\max} = \beta_2$ и возвратного движения до $\beta_{\min}$.

Полный ход ползуна

$$S_{\max} = M [(\cos \beta_1 - \cos \beta_2) + \lambda_1/4 (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)].$$

Углы β_1 и β_2 и отвечающие им углы α_1 и α_2 , которые координируют положение кривошипа в момент крайних положений ползуна, можно вычислить из решения треугольников $OB'C$ и $OB''C$:

$$\beta_{1,2} = \arccos \frac{M^2 + c^2 - (L \pm R)^2}{2Mc} - \arctg \frac{a}{b}, \quad (2.29)$$

$$\alpha_{1,2} = \frac{180^\circ}{0} - \arccos \frac{(L \pm R)^2 + c^2 - M^2}{2(L \pm R)c} + \arctg \frac{b}{a}. \quad (2.30)$$

Цикл движения ползуна механизма второго типа за один оборот ведущего кривошипа распадается на два этапа.

Первый этап: ход ползуна вверх от крайнего нижнего положения при полном распрямлении колена $\beta_{\min} = 0$ до крайнего верхнего положения при максимальном отклонении звена BC влево от линии CD на угол $\beta_{\max} = \beta_{2-1}$ и возвратное движение до $\beta_{\min} = 0$. На первом этапе полный ход ползуна

$$S'_{\max} = M [(1 - \cos \beta_{2-1}) + \lambda_1/4 (1 - \cos 2\beta_{2-1})]. \quad (2.31)$$

Второй этап: ход ползуна вверх от крайнего нижнего положения при $\beta_{\min} = 0$ до второго верхнего положения при максимальном отклонении звена BC вправо от линии CD на угол $\beta''_{\max} = \beta_{2-2}$ и возвратное движение до $\beta_{\min} = 0$.

На втором этапе полный ход ползуна

$$S''_{\max} = M [(1 - \cos \beta_{2-2}) + \lambda_1/4 (1 - \cos 2\beta_{2-2})].$$

Значения углов β_{2-1} и β_{2-2} и соответствующих углов поворота ведущего кривошипа α_1 и α_2 можно определить по формулам (2.29) и (2.30).

Положение механизма при полном распрямлении колена характеризуется такими углами (кривошип вращается по часовой стрел-

ке, и звено BC пересекает ось движения ползуна, двигаясь сначала слева направо, а затем справа налево):

$$\beta = 0;$$

$$\alpha = \mp 180^\circ \pm \arccos \frac{R^2 + k^2 - L^2}{2Rk} - \arctg \frac{M-b}{a},$$

где $k = \sqrt{a^2 + (M-b)^2}$.

Таким образом, в механизме второго типа ползун за один оборот кривошипного вала совершает два двойных хода. При достаточно большом отклонении звена BC по обе стороны от средней линии CD каждый из этих двойных ходов может быть использован для деформации металла, например для двухударной высадки метизов.

Второй тип кривошипно-коленного механизма с отклонением звена BC по обе стороны от осевой линии движения ползуна принят в современных конструкциях чеканочных прессов отечественных моделей. Максимальное отклонение влево составляет угол, примерно равный $\beta_{2-1} = 32 \dots 40^\circ$. Переход средней линии CD и отклонение звена BC вправо от нее незначительны: $\beta_{2-2} = 0^\circ 15' \dots 0^\circ 40'$ (большие значения углов принимаются для меньших по усилию прессов).

Подобная схема механизма имеет преимущество, которое позволяет увеличить время выдержки поковки под нагрузкой, так как при отклонении звена BC вправо даже на малый угол ведущий кривошип должен повернуться на угол $\alpha = 10 \dots 30^\circ$. Вместе с тем в этот период перемещение ползуна остается в пределах упругой деформации обрабатываемого изделия.

По конструктивным соображениям и для того чтобы обеспечить достаточно большой ход ползуна при незначительном отклонении звеньев BC и CD от средней линии, отношение их длин принимают равным единице ($\lambda_1 = 1$), а шарнир B при распрямленном колене располагается на уровне центра вращения кривошипа, т. е. $b = M$.

Отношение длины радиуса кривошипа R к длине шатуна L для чеканочных прессов $\lambda = 0,11 \dots 0,16$.

Дополнительным условием для геометрии кривошипно-коленного механизма является то, что вращение ведущего кривошипа может совершаться только тогда, когда выполнено общее условие, предъявляемое к кривошипно-коромысловым механизмам (четырёхзвенник $OABC$):

$$R < L, M, e; R + e < L + M.$$

Полученных зависимостей оказывается достаточно для синтеза кривошипно-коленного механизма чеканочного пресса по основным параметрам (ГОСТ 5384—73).

Для холодновысадочных прессов-автоматов с кривошипно-коленным механизмом стремятся уменьшить габариты машины, и поэтому отношение $\lambda = R/L$ увеличено — $\lambda = 0,25 \dots 0,40$, но обычно $\lambda_1 = M/N = 1$ и $b = M$.

Смещение центра вращения кривошипа позволяет замедлить движение ползуна при подходе колена к положению распора. В результате обеспечивается более длительное выстаивание ползуна в крайнем нижнем положении, а созданием дезаксиала улучшаются условия работы ползуна машины.

2.4. Прессы с кривошипно-шарнирным механизмом

Главный исполнительный механизм кривошипно-шарнирного прессы относится к плоским кривошипным механизмам II класса с двумя степенями подвижности. Повышение подвижности механизма связано с включением в его состав триады $A_1B_1B_2A_2O_2$

с четырьмя кинематическими парами: двумя внутренними и двумя внешними, которыми он присоединяется к основному механизму, образуя пятизвенный механизм $O_1A_1B_1B_2A_2O_2$ (рис. 2.8). Поэтому для определенности движения всех звеньев механизма кривошипно-шарнирного прессы необходимо задаться движением каких-либо двух звеньев, например движением кривошипов O_1A_1 и O_2A_2 . Подача движения от кривошипа O_1A_1 к кривошипу O_2A_2 (или наоборот) может быть осуществлена при помощи зубчатой передачи между валами O_1 и O_2 , состоящей из пары зубчатых колес с числом зубьев соответственно z_1 и z_2 . Частота вращения

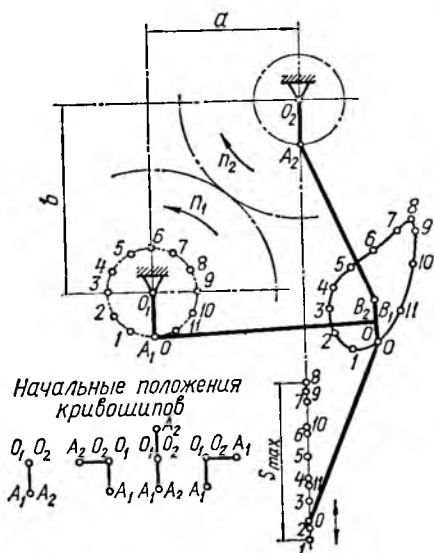


Рис. 2.8

ведомого кривошипа O_2A_2 будет зависеть от передаточного числа. Обычно $u = 1$ и, следовательно, $z_1 = z_2$.

Движение механизма кривошипно-шарнирного прессы исследуем графическим способом.

При построении положений исследуемых точек видно, что точка O описывает сложную шатунную кривую 8-й степени (рис. 2.8) и предопределяет характер кривых пути $S = f(\alpha)$ и скорости $v = f(\alpha)$ ползуна прессы.

Особенность механизма — возможность видоизменять шатунную кривую движения точки O , что достигается при помощи изменения начального взаимного положения кривошипов O_1A_1 и O_2A_2 перестановкой одного из зубчатых колес по отношению к другому. Как следует из рис. 2.9, где показаны графики 1, 2, 3, 4 — $S = f(\alpha)$ и $v = f(\alpha)$ — при расположении кривошипов соответственно под угла-

ми $\varphi_0 = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ и 270° , кинематические свойства пресса (в данном примере пресса модели КШ-425А) зависят от начальной конфигурации главного исполнительного механизма.

При исследовании кинематических свойств следует руководствоваться требованиями, вытекающими из технологического назначения кривошипно-шарнирного пресса: глубокая вытяжка полых изделий [32] и т. п. Для этого необходимо обеспечить достаточную величину полного хода ползуна $S_{\max}$, неизменность скорости v движения рабочего инструмента в период вытяжки в тех пределах, которые допустимы для этой операции.

При равнонаправленном положении кривошипов $\varphi_0 = 0$ в начальный момент движения кривая $S = f(\alpha)$ представляет собой несимметричную гармонику с амплитудой $S_{\max}$ достаточно большой величины, с полого нисходящей ветвью при прямом ходе.

Кривая скорости $v = f(\alpha)$ в начале прямого хода при углах поворота от 248 до 204° быстро возрастает до первого максимума. Затем в интервале углов $50^\circ \leq \alpha \leq 204^\circ$ вплоть до второго максимума она остается практически постоянной и в конце прямого хода быстро падает до 0 при $\alpha = 30^\circ$. Обратный ход совершается с возросшими скоростями за более короткий промежуток времени $t_0/t_n = 0,652$.

Таким образом, кинематические свойства при заданном начальном положении кривошипов вполне удовлетворяют поставленным условиям и делают пресс пригодным для глубокой вытяжки. Кинематические свойства обуславливают и другие преимущества пресса: повышение производительности труда в связи с сокращением времени обратного хода, снижение брака изделий, повышение стойкости инструмента и т. д.

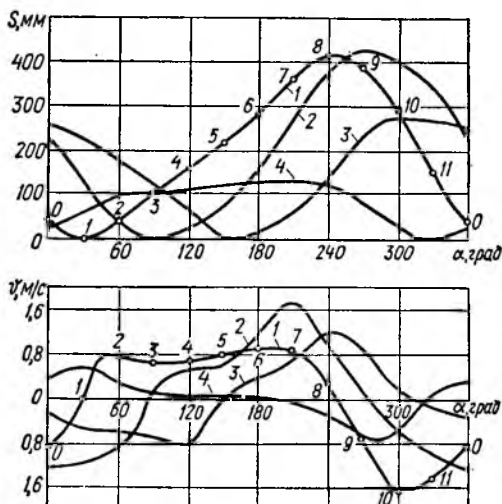


Рис. 2.9

2.5. Проектирование исполнительных механизмов вытяжных прессов двойного действия

При проектировании вытяжных прессов двойного действия необходимо разработать геометрию главного исполнительного механизма и исполнительного механизма прижима.

Синтез главного исполнительного механизма выполняется приемами, обычными для кривошипно-ползунных механизмов, по заданной соответствующим ГОСТом величине полного хода внутреннего ползуна $S_{\max.в}$ и отношению λ .

Исходными данными для геометрического синтеза исполнительного механизма прижима являются угол выстаивания наружного ползуна α_n , его полный ход $S_{\max.н}$ и величина отхода от крайнего нижнего положения в период выстаивания ΔS_n .

Угол выстаивания в современных вытяжных прессах не превышает $100...110^\circ$. Увеличение угла выстаивания сверх указанных пределов нежелательно в связи с уменьшением времени на выталкивание изделия после отхода наружного ползуна. Сокращение времени на выталкивание должно компенсироваться увеличением скорости движения плунжеров подушки пресса. Поскольку давление воздуха в цеховой сети не превышает $0,4...0,6$ МПа, слишком большая скорость плунжеров потребует значительного увеличения размеров проходных сечений воздухопроводов подушки.

Полный ход наружного ползуна указан в ГОСТах.

Расчетное значение отхода наружного ползуна от крайнего нижнего положения в период выстаивания $\Delta S_n = 0,03...0,05$ мм. Фактический отход, учитывая упругие деформации и контактные зазоры между элементами конструкции пресса, может превосходить расчетное значение.

Для того чтобы не сужать возможности конструктора при проектировании привода, не рекомендуется заранее задаваться углом опережения. Поэтому в современных конструкциях вытяжных прессов двойного действия угол опережения лежит в очень широких пределах — от 25 до 50° .

Прежде чем синтезировать исполнительный механизм прижима, конструктор обязан определить:

- 1) размеры элементов передаточного механизма и расположить привод в траверсе пресса;
- 2) положение стяжных болтов;
- 3) места подвески прижимного ползуна.

Решение указанных вопросов позволяет установить координаты центров качания промежуточных рычагов механизма прижима.

Не менее важным является предварительное задание характера движения рычагов колена, на котором подвешен ползун, в период вытяжного хода внутреннего ползуна. Схема, в которой верхний рычаг переходит во время вытяжки через линию OA , является предпочтительной по следующим двум причинам: 1) переход через линию OA позволяет уменьшить габариты звеньев механизма, обеспечивая достаточно большое время выстаивания (аналогия — чеканочные прессы); 2) все ошибки изготовления механизма не влияют на величину отхода ΔS_n и, следовательно, на работу пресса.

Рассмотрим синтез механизма прижима вытяжных прессов, относящегося по структуре к восьмизвенным кривошипно-коленным

механизмам. Крайние положения механизма показаны на рис. 2.10. Конструктивно заданы размеры OD и AD (подвеска наружного ползуна), координаты GM и OM двуплечего рычага FGH относительно точки O (размещение привода в траверсе). Необходимо определить длины плеч рычагов OKB и FGH , шатуна BA , тяги EF и серьги HK .

Решение будем вести совмещением графического и аналитического методов.

Из условия расположения рычагов OB и BA на одной прямой в период вытяжки имеем $OA = \sqrt{OD^2 + AD^2}$. Для современных вытяжных прессов с плунжерной подвеской ползуна отношение $\lambda_n = OB/BA = 0,6...0,7$; для прессов без плунжеров $\lambda_n = 0,25...0,40$. Тем самым при известных величинах $OA = OB + BA$ и λ_n оказываются установленными величины OB и BA .

Если принять схему движения колена с переходом линии OA при отклонении плеча OB во время вытяжки на угол ψ от этой линии, то плечо GH , серьга HK и плечо KB в этот момент должны расположиться на одной прямой GB_0 . Угол ψ определяем по допустимой величине отхода прижимного ползуна (рис. 2.11):

$$\psi = \gamma - (\angle A_0OD_0 - \angle A_0OB_0);$$

$$\operatorname{tg} \gamma = AD/OD;$$

$$\operatorname{tg} \angle A_0OD_0 = A_0D_0/OD_0;$$

$$\cos \angle A_0OB_0 =$$

$$\frac{A_0O^2 + OB_0^2 - A_0B_0^2}{2A_0O \cdot OB_0}.$$

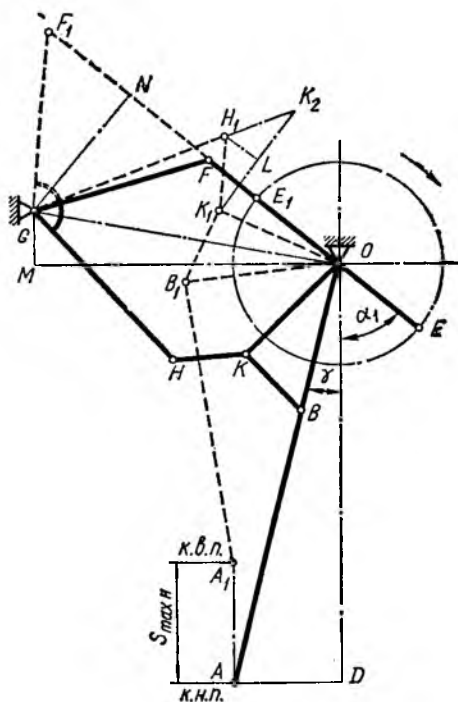


Рис. 2.10

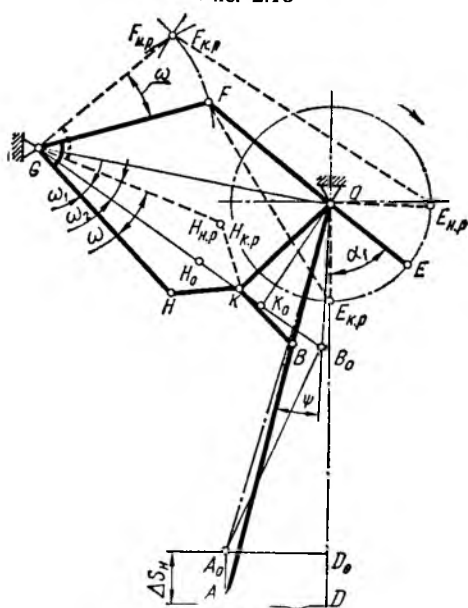


Рис. 2.11

Определим положение точки B_0 в момент максимального отхода прижимного ползуна. По условию на прямой, соединяющей точки G и B_0 , располагаются $GH = GH_0$, $HK = H_0K_0$ и $KB = K_0B_0$. Силовой анализ показывает, что наиболее благоприятное распределение усилий в звеньях механизма при прижиге имеет место при расположении плеч OK и KB под прямым углом. Следовательно, перпендикуляр, опущенный из точки O на прямую GB_0 в точку K_0 , определит искомые величины $OK_0 = OK$ и $K_0B_0 = KB$.

Уточненные числовые значения длин OK и KB определяем аналитически из решения треугольника GOB_0 :

$$\begin{aligned} KB &= K_0B_0 = GB_0 - GK_0; \\ GB_0 &= \sqrt{GO^2 + OB_0^2 - 2OB_0 \cdot GO \cos \angle GOB_0}; \\ \angle GOB_0 &= 90^\circ - (\gamma - \psi) + \angle GOM; \quad \operatorname{tg} \angle GOM = GM/OM; \\ GK_0 &= GO \cos \angle OGB_0; \\ \cos \angle OGB_0 &= \frac{GO^2 + GB_0^2 - OB_0^2}{2GO \cdot GB_0}; \\ OK_0 &= OK = GO \sin \angle OGB_0. \end{aligned}$$

В крайних положениях четырехзвенника $GFEO$ кривошип OE и тяга EF расположены на одной прямой под углом α_1 к вертикали OD , а точка F плеча FG при переходе из одного крайнего положения в другое должна описать дугу с хордой $FF_1 = 2OE = S_{\max.в} = 2R$. Из этих условий легко определить GF и EF : достаточно провести через точку O прямую под углом α_1 к вертикали, опустить из точки G на эту прямую перпендикуляр GN , делящий угол качания рычага FGH , и в обе стороны от точки N отложить отрезки, равные $OE = R$. Это установит положение точек F и F_1 и, следовательно, размеры $GF = GF_1$ и $EF = E_1F_1$ (рис. 2.10).

Поскольку угол α_1 не входит в число заданных величин, единственным определяющим условием является разностность углов качания нижнего плеча у рычага FGH — $\omega_1 = \omega_2 = \omega/2$ за время поворота кривошипа OE от угла $\alpha_{н.р}$ (начало вытяжки) до α_1 и от угла α_1 до $\alpha_{к.р} = 0$ (конец вытяжки). Указанное будет выполнено, если совпадут засечки на дуге $FF_{н.р}$, сделанные из точек $E_{н.р}$ и $E_{к.р}$ радиусом, равным длине тяги EF .

Поэтому графическое решение повторяется несколько раз за счет изменения положения прямой EF_1 , пока не будут найдены оптимальные размеры четырехзвенника $GFEO$, т.е. такие размеры, которые обеспечивают заданную схему движения колена подвески наружного ползуна в период вытяжки при повороте ведущего кривошипа на угол $\alpha = \alpha_p$. Заметим, что угол $\alpha_1 > \alpha_p/2$, и обычно, если $\alpha_p = 75...80^\circ$, то $\alpha_1 = 40...42^\circ$.

Из этого же условия устанавливаем угол раствора рычага FGH . Когда наружный ползун находится в крайнем нижнем положении,

верхнее плечо рычага направлено по GF , луч нижнего плеча в этот момент должен отклониться от прямой GB_0 на угол $\omega_1 = \omega/2$, где ω — по условию угол качания рычага FGH при повороте кривошипа на углы $(\alpha_{н.р} - \alpha_1)$ или α_1 .

Для определения размеров плеча GH рычага FGH и серьги HK рассмотрим положение механизма при подъеме наружного ползуна в крайнее верхнее положение, когда точка A перемещается в точку A_1 , а рычаг OKB — в положение OK_1B_1 . Плечи рычага FGH повернутся на угол $\angle FGF_1$, причем положение и размеры плеча FG уже определены, а для нижнего плеча известно только направление его по прямой GH_1 и условие, что $GK_0 = GH_0 + H_0K = GH + HK$. Поэтому на луче GH_1 сделаем засечку радиусом $GK_2 = GK_0$. Соединяем точку K_1 , положение которой известно, с точкой K_2 и из середины отрезка K_1K_2 проводим перпендикуляр до пересечения с лучом, по которому направлено нижнее плечо рычага FGH . Указанное пересечение определит положение точки H_1 и, следовательно, плечо $GH = GH_1$, а серьга $HK = H_1K_1$.

Уточненные числовые значения искомых линейных и угловых величин, как и прежде, можно определить аналитически из решения соответствующих треугольников, положения и размеры которых определены в ходе указанного графического решения.

Рассмотренная методика синтеза конкретного механизма прижима используется при проектировании геометрии вспомогательных механизмов вытяжных прессов двойного и тройного действия, горизонтально-ковочных машин, прессов-автоматов.

2.6. Проектирование кулачковых механизмов кривошипных прессов

Усложнение структуры кривошипных прессов при автоматизации и механизации штамповочных работ прежде всего связано с внедрением кулачковых механизмов. В прессах-автоматах большинство исполнительных органов приводится в действие от кулачковых механизмов, поэтому нормальная работа автоматов зависит от правильно спроектированных и изготовленных кулачковых механизмов.

При обследовании, проведенном ЭНИКмашем, было обнаружено, что на заводах прессы-автоматы нередко работают с меньшей производительностью, чем указанная в каталогах. Это объясняется чрезмерными динамическими нагрузками, возникающими в механизмах при работе с каталожным числом ходов, разбалтыванием механизмов и необходимостью частой подладки пресса. Следовательно, пороки машины заложены в ее конструкции — в неправильно спроектированных кулачковых механизмах.

Исходными данными для проектирования кулачковых механизмов являются: цикловая диаграмма, соответствующая данной технологической последовательности; принципиальные схемы механизмов и предварительная проработка узлов пресса.

На основе этих данных определяются параметры, необходимые для синтеза: углы поворота кулачков, длины путей ведомых и рабочих частей и т. п.

Синтез рекомендуется вести в следующей последовательности:

- 1) выбор схемы кулачкового механизма;
- 2) выбор закона движения;
- 3) определение основных размеров механизма;
- 4) расчет и построение профиля кулачка.

В современных прессах-автоматах применяются три типовые схемы кулачковых механизмов (рис. 2.12): 1) с возвратно-поступательным движением плоского кулачка и толкателя (а); 2) с вращающимся дисковым кулачком и поступательно движущимся толкателем (б); 3) с вращающимся дисковым кулачком и толкателем, совершающим качательное движение (в).

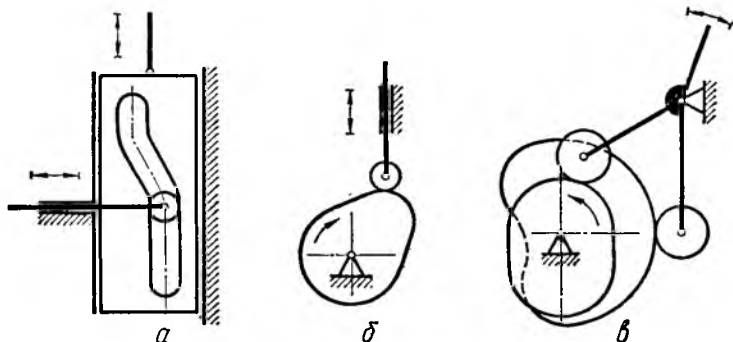


Рис. 2.12

Третья схема и ее варианты имеют такие преимущества:

- а) при одинаковой нагрузке на толкателе давление кулачка на ролик значительно меньше, чем в двух других схемах;
- б) увеличенное значение угла давления ($\theta_d''' = 40^\circ$ против $\theta_d'' = 19^\circ$), при котором к. п. д. передачи достигает максимально возможной величины ($\eta''' = 0,9$ против $\eta'' = 0,77$);
- в) большее значение углов заклинивания ($\theta_z'' = 85^\circ$ против $\theta_z' = 68^\circ$);
- г) схема дает возможность принимать рабочие углы поворота кулачка при прямом и обратном ходе толкателя различными, что совершенно недопустимо в других схемах;
- д) допускается увеличение времени рабочего хода толкателя на 40...50 % без изменения размеров механизма, что в свою очередь резко снижает динамические нагрузки в системах пресса и улучшает его эксплуатационные показатели (в частности, допустимое число ходов возрастает на 35...45 %);
- е) обеспечивается компактность не только кулачкового механизма, но и пресса в целом.

При проектировании кулачковых механизмов для прессов до последнего времени величину динамических нагрузок оценивали,

исходя из общих положений теории механизмов и машин, по максимальным значениям ускорений, развивающихся при движении по тому или иному участку профиля. В расчет не принимался ни характер изменения ускорения, ни жесткость кинематической цепи механизма. Поэтому из возможных вариантов закона изменения ускорения (рис. 2.13): по двум прямоугольникам (постоянное ускорение) 1, по косинусоиде 2, по синусоиде 3, по двум равнобоким трапециям 4 или по двум модифицированным трапециям 5 при синтезе, как правило, принимали во внимание закон постоянного ускорения с наименьшей расчетной величиной максимума, несмотря на скачкообразное изменение ускорения в начале, середине и конце цикла.

Элементы реальных кулачковых механизмов изготовлены из металла с вполне определенной упругой характеристикой и под действием приложенных сил претерпевают упругие

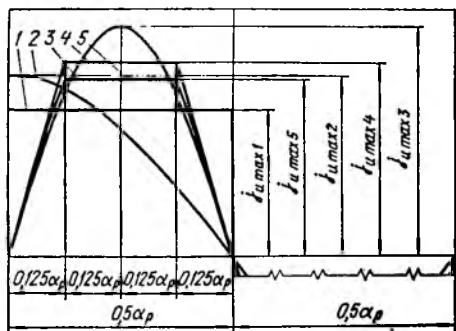


Рис. 2.13

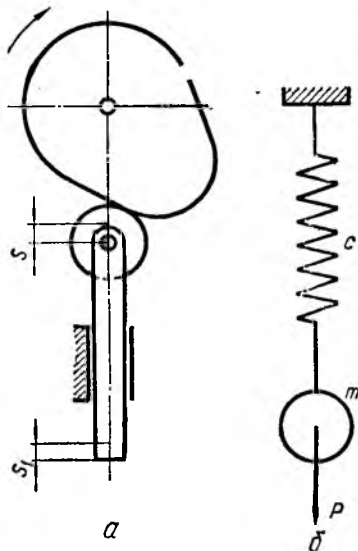


Рис. 2.14

изменения размеров. Эти изменения, протекающие во времени с заданной периодичностью, аналогичны малым колебаниям в любой механической системе. Поэтому кулачковому механизму с упругим толкателем (рис. 2.14, а) динамически эквивалентна система (рис. 2.14, б), в которой масса m , подвешенная на упругой пружине, совершает колебания S_1 под действием возбуждающей силы.

Жесткость толкателя и эквивалентной ему пружины характеризуется упругим коэффициентом c . Тогда частота собственных колебаний системы

$$f_c = \sqrt{c/m}. \quad (2.32)$$

Частота вынужденных колебаний массы m под действием силы $P = cS_1$ при повороте кулачка на рабочий угол α_p составит:

$$f_b = \frac{2\pi}{\alpha_p} \omega, \quad (2.33)$$

где ω — угловая скорость кулачка.

Рассмотрим динамические нагрузки в кулачковом механизме при выполнении его профиля по вышеуказанным законам. Для упрощения расчетов следует: а) пренебречь трением в кинематических парах; б) предположить, что профиль кулачка изготовлен идеально и жесткость толкателя меньше жесткости остальных элементов механизма.

Закон постоянного ускорения толкателя. Как известно из теории механизмов и машин, текущее перемещение (ход) абсолютно жесткого толкателя

$$S = 2H (\alpha/\alpha_p)^2, \quad (2.34)$$

где H — полный ход толкателя;
 $\alpha = \omega t$ — текущий угол поворота кулачка;
 t — время перемещения толкателя.

Для реального толкателя перемещение его нижнего торца и ведомого звена с массой m можно записать в дифференциальном виде:

$$m \frac{d^2 S_1}{dt^2} = (S - S_1) c.$$

Преобразуя и имея в виду, что $f_c^2 = c/m$, получаем:

$$\frac{d^2 S_1}{dt^2} + f_c^2 S_1 - 2f_c^2 H \frac{\omega^2}{\alpha_p^2} t^2 = 0. \quad (2.35)$$

Решение дифференциального уравнения второго порядка может быть найдено методом вариации постоянных коэффициентов с подстановкой $S_1 = e^{\lambda t}$:

$$S_1 = C_1 \sin f_c t + C_2 \cos f_c t + 2H \frac{1}{\alpha_p^2} \left(\omega^2 t^2 - \frac{2}{f_c^2} \right). \quad (2.36)$$

По начальным условиям $S_1 = 0$, $\frac{dS_1}{dt} = 0$, $\frac{d^2 S_1}{dt^2} = 0$ при $\alpha = 0$ определяем постоянные интегрирования $C_1 = 0$, $C_2 = \frac{4H\omega^2}{f_c^2 \alpha_p^2}$, или, учитывая (2.33), $C_2 = \frac{H}{\pi^2} \frac{f_B^2}{f_c^2}$.

Ускорение ведомого звена с массой m определяем по формуле

$$j = \frac{d^2 S_1}{dt^2} = \frac{H}{\pi^2} f_B^2 (1 - \cos f_c t). \quad (2.37)$$

Величина $\Delta j = \frac{H}{\pi^2} f_B^2 \cos f_c t$ по своей физической сущности характеризует дополнительную динамическую нагрузку, которая связана с возникновением в системе упругих колебаний, возбужденных в начальный момент движения. Максимального значения

эта величина и, следовательно, ускорение толкателя достигают при $f_c t = \pi$:

$$j_{\max} = 2 \frac{H}{\pi^2} f_B^2. \quad (2.38)$$

Максимум ускорения в абсолютно жесткой системе вдвое меньше:

$$j_{и. \max} = \frac{H}{\pi^2} f_B^2. \quad (2.39)$$

Таким образом, при движении реального толкателя по кулачку, спроектированному по закону $j = \text{const}$, в результате мгновенного изменения ускорения динамическая нагрузка вдвое превышает такую для идеального толкателя:

$$j_{\max} : j_{и. \max} = 2. \quad (2.40)$$

Аналогично можно провести анализ для других законов движения толкателя и установить увеличение динамической нагрузки. Закон косинусоидального изменения ускорения толкателя:

$$j_{\max} : j_{и. \max} = \frac{8f_B^2}{4f_c^2 - f_B^2}. \quad (2.41)$$

Закон синусоидального изменения ускорения толкателя:

$$j_{\max} : j_{и. \max} = \frac{f_c^2}{f_c^2 - f_B^2}. \quad (2.42)$$

Закон изменения ускорения толкателя по равнобокой трапеции

$$j_{\max} : j_{и. \max} = 1 + 1,12 \frac{f_B}{f_c}. \quad (2.43)$$

Закон ускорения толкателя, изменяющийся по модифицированной трапеции:

$$j_{\max} : j_{и. \max} = \frac{f_c}{f_c - 2f_B}. \quad (2.44)$$

Анализируя условия работы кулачковых механизмов, приходим к такому выводу: плавность работы кулачковых механизмов прессов-автоматов гарантируется лучше всего при синтезе кулачков по синусоидальному закону движения толкателя. Опытным путем установлено, что число ходов таких прессов-автоматов может быть повышено на 15...20% по сравнению с автоматами, кулачки которых спроектированы по закону постоянного ускорения.

Расчет основных размеров кулачковых механизмов и построение геометрического профиля кулачков ведутся обычными методами теории механизмов и машин.

Глава 3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ И УСЛОВИЕ ПРОЧНОСТИ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

3.1. Методы силового расчета

Для расчета энергетики, а также прочностного расчета деталей и узлов кривошипного пресса необходимо знать: а) внешние силы, действующие на звенья механизмов пресса; б) реакции в кинематических парах механизмов пресса; в) крутящие моменты, приложенные к ведущим звеньям механизмов пресса.

В самом общем случае к звеньям механизмов кривошипных прессов могут быть приложены следующие внешние силы: полезных сопротивлений, тяжести звеньев, пружин, трения в кинематических парах и инерции.

Величины сил полезных сопротивлений определяются теми технологическими процессами, которые выполняются на кривошипных прессах.

Силы тяжести звеньев находят по объему и удельной силе тяжести материала каждого звена.

Силы пружин в механизмах на некоторых интервалах движения являются силами сопротивления, на других — движущими силами. Эти интервалы легко определить после кинематического исследования. Силы пружин являются функциями конструктивных параметров пружины (упругой постоянной) и перемещений пружины.

Силы трения в кинематических парах, являясь силами сопротивления, могут быть рассчитаны только после определения давлений в кинематических парах и выбора значений коэффициентов трения, соответствующих условиям работы этих пар.

Силы инерции находят обычными приемами по заданным массам и моментам инерции звеньев и ускорениям, полученным из кинематического анализа.

Главные исполнительные механизмы кривошипных прессов любых типов относятся к группе «силовых» механизмов, в которых силы инерции малы по сравнению с силами полезных сопротивлений.

Поэтому силовой расчет главных исполнительных механизмов прессов должен производиться на силы полезных и вредных (силы трения) сопротивлений. Принципиальной основой силового расчета является статический анализ без учета в общем случае инерционных сил, возникающих при движении в механизмах. Однако в расчете вспомогательных механизмов, где силы полезных сопротивлений невелики, силы инерции, как это было показано в § 2.6, становятся решающим фактором.

В современной теории кривошипных прессов существует два независимых решения об опорных реакциях в главном исполнительном механизме.

Первое из них приводит к достаточно простому решению задачи о крутящем моменте. Главные допущения в этом решении

1) в расчетной схеме кривошипный вал заменяется балкой, лежащей на опорах;

2) фактические внешние силы и реакции — сосредоточенными нагрузками, приложенными по центру соответствующих цапф.

Теоретические расчеты и экспериментальная проверка показывают, что потеря точности при определении крутящего момента в связи с этими допущениями незначительная. В этом же решении устанавливаются соотношения между вертикальными и горизонтальными составляющими внешних сил и опорных реакций. Однако указанные допущения неприемлемы для расчета внутренних сил и напряжений в металле ведущего вала. Поэтому для прочностного расчета пресса возникает необходимость в самостоятельном решении, более точно учитывающем реальные условия.

Расчетные схемы по второму решению должны быть построены на следующих принципах:

1) кривошипный вал заменяется балкой на упругом основании;

2) фактические внешние силы и реакции — давлениями, изменяющимися по длине цапфы по определенному закону. При этом точное или приближенное решение связано с тем, учитываются ли обе координатные составляющие сил и реакций или только одна из них.

По характеру силовых условий работы главного исполнительного механизма можно выделить следующие типы конструктивных схем кривошипного привода в современных прессах.

Одно стоечные кривошипные прессы:

1) кривошипный вал с маховиком и клиноременным приводом;

2) кривошипный вал с зубчатым приводом и маховиком на приемном валу.

Двух стоечные однокривошипные прессы:

1) одноколенчатый вал с маховиком и односторонним клиноременным приводом;

2) одноколенчатый (эксцентриковый) вал с односторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу;

3) одноколенчатый (эксцентриковый) вал с двусторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу;

4) одноколенчатый вал с двусторонним междуопорным зубчатым приводом и маховиком на приемном валу;

5) привод с шестерней-эксцентриком на бугельной оси.

Двух стоечные двухкривошипные прессы:

1) двухколенчатый двухопорный вал с двусторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу;

2) привод с двумя шестернями-эксцентриками на бугельных осях.

Двух стоечные четырехкривошипные прессы:

привод с четырьмя шестернями-эксцентриками на бугельных осях.

Различие в силовых условиях работы одностоечных кривошипных и двухстоечных однокривошипных прессов возникает в результате того, что нагрузки по отношению к опорам расположены неодинаково.

Различие в силовых условиях работы для прессов с расположением маховика на кривошипном или приемном валах объясняется неодинаковой величиной окружного усилия, действующего на маховик (зубчатое колесо кривошипного вала). В первом случае окружное усилие на маховике определяется только мощностью электродвигателя и передаваемым от него моментом. Возросшее сопротивление полезной деформации и вредных сопротивлений в механизме преодолевается за счет отдачи накопленной энергии маховика непосредственно на кривошипный вал в виде возросшего крутящего момента. При расположении маховика на приемном валу торможение воспринимается малой шестерней и передается в виде возросшего момента на зубчатое колесо кривошипного вала, вследствие чего повышаются окружное усилие, давление на вал и на его опоры.

Изменения в расчетной схеме для двустороннего привода связаны с тем, что движущий момент подается на две стороны вала. В шестерне-эксцентриковом приводе бугельная ось разгружена от крутящего момента.

Условия работы отдельных элементов привода во многокривошипных прессах не идентичны из-за неравномерного распределения нагрузки на каждый кривошип. Причинами неравномерного распределения могут быть неточности изготовления деталей пресса и монтажа, а также несимметричное приложение нагрузки при деформации (несовпадение центра давления штампа с осью ползуна). Это усложняет расчет многокривошипных прессов в связи с неопределенностью силовых условий работы. Упрощение задачи состоит в том, что нагрузку на отдельный элемент условно принимают равной половине максимально допустимой нагрузки в двухкривошипных и четверти — в четырехкривошипных прессах. Дальнейшее решение для отдельного элемента привода многокривошипных прессов аналогично силовому расчету однокривошипных прессов по заданной конструктивной схеме, но с введением соответствующих поправок, учитывающих неравномерность в распределении нагрузки.

Возможность упрощения силового расчета горизонтально-ковочных машин основана на том, что даже при неправильной укладке заготовки между матрицами усилие, воздействующее на коленчатый вал со стороны зажимного механизма, во много раз меньше номинального усилия на главном ползуне и, следовательно, им можно пренебречь. Поэтому при расчете горизонтально-ковочных машин главный вал рассматривается как одноколенчатый вал на двух опорах.

3.2. Внешние силы и крутящий момент в кривошипно-ползунном механизме

Внешние силы. В качестве типового примера рассмотрим силы в вертикальном двухстоечном однокривошипном прессе с расположением маховика на приемном валу.

Одноколенчатый вал подвергается действию приведенной к шатуну силы полезного сопротивления P_{AB} и силы $T_{ш}$ — нормального давления на зуб зубчатого колеса, через которое подается на вал крутящий момент M_k (рис. 3.1).

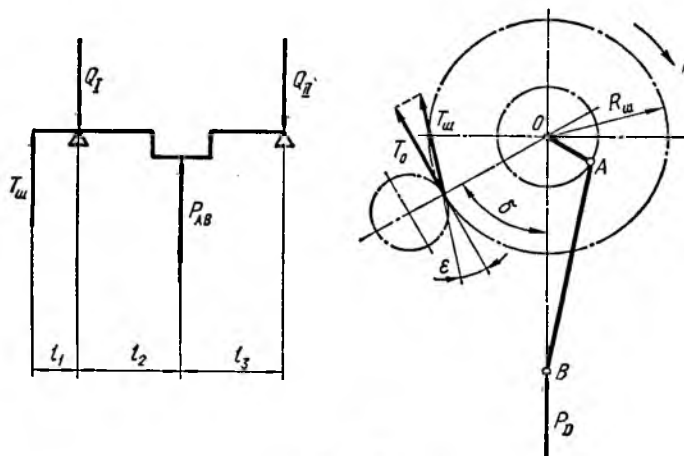


Рис. 3.1

Прежде всего установим величину силы P_{AB} и давление на направляющие P_n в зависимости от силы полезного сопротивления P_D , приложенной к ползуну.

При идеальных условиях работы механизма, когда трение в парах отсутствует, т. е. коэффициент трения $\mu = 0$, сила P_{AB}^n направлена по оси шатуна (рис. 3.2, а).

$$P_{AB}^n = P_D / \cos \beta. \quad (3.1)$$

На направляющие действует сила

$$P_n^n = P_D \operatorname{tg} \beta. \quad (3.2)$$

При реальных условиях в шарнирных и плоских сочленениях кривошипно-ползунного механизма прессов имеет место внешнее трение.

Силы трения, отклоняя силу P_{AB} от оси шатуна, изменяют ее по величине и направлению. Усилие P_{AB} должно быть направлено по общей касательной к кругам трения шарниров на обоих концах шатуна.

Из четырех возможных направлений общих касательных следует выбрать такое, чтобы в каждом из шарниров шатуна A и B момент от усилия P_{AB} был противоположен направлению вращения шатуна относительно оси шарнира B , от которого передается реакция по шатуну (рис. 3.2, б).

При этом надо иметь в виду, что направление касательной не зависит от конструктивного оформления шарнира, т. е. от того, будет ли выполнен шарнир B в виде цапфы или в виде подшипников.

Радиус круга трения вращательной пары

$$\rho = \mu r, \quad (3.3)$$

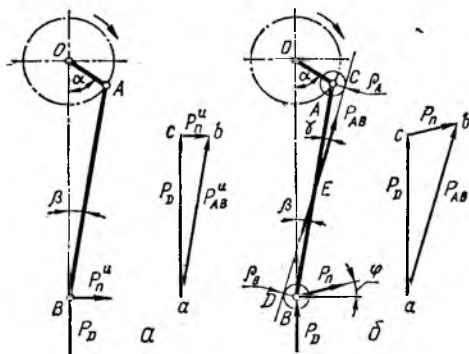


Рис. 3.2

где μ — коэффициент трения в шарнире;
 r — радиус цапфы (подшипника).

Сила P_n в связи с наличием трения в направляющих ползуна также изменяется по величине и направлению, отклоняясь в сторону, противоположную движению ползуна.

Для определения сил P_{AB} и P_n строим план сил, имея в качестве заданных величин активную

силу $\bar{P}_D$ и направления двух других сил $\bar{P}_{AB}$ и $\bar{P}_n$:

$$\bar{P}_{AB} = \bar{P}_D + \bar{P}_n.$$

Из векторного треугольника сил следует:

$$P_{AB} = P_D \frac{\cos \varphi}{\cos (\beta + \gamma + \varphi)}; \quad (3.4)$$

$$P_n = P_D \frac{\sin (\beta + \gamma)}{\cos (\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (3.5)$$

Сила давления на направляющие ползуна

$$P_n^r = P_D \frac{\sin (\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos (\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (3.6)$$

Максимальное значение силы P_n^r необходимо для расчета шпилек крепления направляющих планок станины.

Угловые величины β , γ и φ могут быть определены через заданные независимые параметры системы.

Из анализа кинематики кривошипно-ползунного механизма известно, что $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$.

Для определения угла γ рассмотрим треугольники ACE и BDE (рис. 3.2, б). Сумма сторон AE и BE этих треугольников равна

длине шатуна: $AE + BE = L$, но $AE = \mu \frac{r_A}{\sin \gamma}$ и $BE = \mu \frac{r_B}{\sin \gamma}$.

Складывая почленно и имея в виду, что $L = R/\lambda$, получаем окончательно

$$\sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_B}{L} = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R}. \quad (3.7)$$

Угол трения

$$\varphi = \arctg \mu. \quad (3.8)$$

На основании расчетов по формуле (3.4) можно заключить, что для совершенно неблагоприятных условий работы механизма, практически никогда не существующих в прессах, ошибка от замены модуля силы P_{AB} модулем силы P_D составляет $+10...12\%$. Для реальных механизмов эта ошибка не превышает $2...3\%$. Поэтому в дальнейшем при расчетах можно пользоваться приближенным значением силы

$$P_{AB} \approx P_D. \quad (3.9)$$

Вертикальная составляющая

$$P_{AB}^n = P_{AB} \cos(\beta + \gamma) = P_D \frac{\cos(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \approx P_D.$$

Горизонтальная составляющая

$$P_{AB}^r = P_{AB} \sin(\beta + \gamma) = P_D \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)} \ll P_D.$$

Поскольку составляющая $P_{AB}^r \ll P_D$ учитывается в геометрической сумме, влияние ее на величину полной силы P_{AB} по сравнению с вертикальной составляющей P_{AB}^n незначительно и ею можно пренебречь.

На зубчатом колесе окружное усилие

$$T_0 = M_k / R_{ш}, \quad (3.10)$$

где $R_{ш}$ — радиус начальной окружности зубчатого колеса.

На зуб колеса действует нормальная сила

$$T_{ш} = \frac{T_0}{\cos \varepsilon} = \frac{M_k}{R_{ш} \cos \varepsilon}, \quad (3.11)$$

где ε — угол зацепления, $\varepsilon = 20^\circ$.

При определении горизонтальной составляющей силы $T_{ш}$ учитываем, что для большинства реальных конструкций прессов установочный угол шестерни $\delta \approx 70...75^\circ$ или $\delta \approx 250...255^\circ$, а сумма углов $(\delta + \varepsilon) \rightarrow 90$ или 270° и, следовательно,

$$T_{ш}^r = T_{ш} \cos(\delta + \varepsilon) \ll T_{ш}.$$

Опорные реакции. Реакции в опорах в общем случае равны геометрической сумме их горизонтальных и вертикальных составляющих:

$$Q_i = \sqrt{(Q_i^r)^2 + (Q_i^n)^2}. \quad (3.12)$$

Для рассматриваемой нагрузочной схемы (рис. 3.1) кривошипного вала составляющие реакции в опоре I находим по формулам:

$$Q_1^n = k_1 P_{AB}^n + k_2 T_{ш}^n;$$

$$Q_1^r = k_3 P_{AB}^r + k_4 T_{ш}^r,$$

где $k_1 = k_3 = \frac{l_3}{l_2 + l_3}$; $k_2 = k_4 = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{l_2 + l_3}$.

Полная реакция в опоре

$$Q_1 = \sqrt{(k_1 P_{AB}^n + k_2 T_{ш}^n)^2 + (k_3 P_{AB}^r + k_4 T_{ш}^r)^2}.$$

Учитывая незначительную величину горизонтальных составляющих внешних сил и условие $P_{AB}^n \approx P_D$, можно принять, что

$$Q_1 = P_D \frac{l_3}{l_2 + l_3} + T_{ш} \frac{l_1 + l_2 + l_3}{l_2 + l_3} \sin(\delta + \epsilon). \quad (3.13)$$

Точно так же можно определить реакцию в опоре II:

$$Q_{II} = P_D \frac{l_2}{l_2 + l_3} - T_{ш} \frac{l_1}{l_2 + l_3} \sin(\delta + \epsilon). \quad (3.14)$$

Полученные результаты сохраняют свою силу и для горизонтальных прессов без всякого изменения структуры расчетных формул, но определяющими будут не вертикальные, а горизонтальные составляющие внешних сил и опорных реакций.

Крутящий момент в кривошипно-ползунном механизме. Приводной крутящий момент для идеальных условий определяется мощностью, затрачиваемой на преодоление полезных сопротивлений, которые вызваны пластической деформацией металла.

Для идеального механизма мощность, развиваемая приведенной силой и моментом в точке приведения,

$$N^n = P_{AB}^n v' = M_k^n \omega, \quad (3.15)$$

где P_{AB}^n — величина силы, приведенной к шарниру A ведущего кривошипа, $P_{AB}^n \approx P_D$;

v' — проекция скорости точки приведения на направление приведенной силы P_{AB}^n , т. е. проекция окружной скорости шарнира A на направление AB,

$$v' = v_A \sin(\alpha + \beta) \approx \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (3.16)$$

M_k^n — идеальный приведенный момент;

ω — угловая скорость точки приведения, т. е. шарнира A. Из формулы (3.15) следует, что

$$M_k^n = P_{AB}^n v' / \omega,$$

или, подставляя приближенные значения входящих в это выражение величин, получаем

$$M_k^n \approx P_D R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (3.17)$$

Суммарная мощность привода реального кривошипно-ползунного механизма затрачивается на осуществление работы деформации (полезное сопротивление) и на преодоление вредных сопротивлений трения в кинематических парах:

$$N = N_{\text{пол}} + \sum N_{\text{тр}} = M_k \omega. \quad (3.18)$$

Полезная мощность $N_{\text{пол}}$ в реальном кривошипно-ползунном механизме определяется точно так же, как и для идеального механизма, но скорость v' должна быть взята как проекция окружной скорости точки приведения на действительное направление силы P_{AB} :

$$N_{\text{пол}} = P_{AB} v' = M_{\text{к. пол}} \omega, \quad (3.19)$$

$$\text{где } v' = v_A \sin(\alpha + \beta + \gamma) = \omega R \sin(\alpha + \beta + \gamma); \quad (3.20)$$

$M_{\text{к. пол}}$ — полезно затрачиваемый приводной момент.

Затрата мощности на преодоление трения в кинематических парах составляет в общем случае

$$\sum N_{\text{тр}} = \sum M_{\text{тр} i} \omega_{k-1, k} + \sum \mu P_n v, \quad (3.21)$$

где $M_{\text{тр} i}$ — момент трения в произвольном шарнире,

$$M_{\text{тр} i} = Q_i \mu r_i;$$

Q_i — реакция в произвольном шарнире;

r_i — радиус цапфы или подшипника произвольного шарнира;

$\omega_{k-1, k}$ — относительная угловая скорость звеньев в той последовательности, начиная с ведущего кривошипа, в которой ведется анализ сил;

P_n — реакция в плоских поступательно движущихся парах;

v — скорость поступательно движущихся звеньев (ползунов).

Для кривошипно-ползунного механизма формула (3.21) расшифровывается следующим образом:

$$\sum N_{\text{тр}} = \sum Q_i \mu r_i \omega + P_{AB} \mu r_A (\omega + \omega_{\text{ш}}) + P_{AB} \mu r_B \omega_{\text{ш}} + \mu P_n v, \quad (3.22)$$

где Q_i — реакции в опорах кривошипного вала;

$\omega_{\text{ш}}$ — угловая скорость шатуна.

Тогда полная мощность

$$N = M_{\text{к. пол}} \omega + \sum Q_i \mu r_i \omega + P_{AB} \mu r_A (\omega + \omega_{\text{ш}}) + P_{AB} \mu r_B \omega_{\text{ш}} + \mu P_n v. \quad (3.23)$$

Из уравнения (3.19) имеем

$$M_{\text{к. пол}} = P_{AB} R \sin(\alpha + \beta + \gamma). \quad (3.24)$$

Представляя силу P_{AB} через нагрузку на ползуне $P_{AB} = kP_D$, на основании формул (3.18), (3.23) и (3.24) получаем выражение для суммарного крутящего момента:

$$M_k = P_D \left\{ kR \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \frac{1}{\omega P_D} \left[\sum Q_i \mu r_i \omega + P_{AB} \mu r_A (\omega + \omega_{ш}) + P_{AB} \mu r_B \omega_{ш} + \mu P_n v \right] \right\}. \quad (3.25)$$

Приведенное плечо m_k силы P_D . При анализе формулы (3.25) видно, что приводной крутящий момент M_k может быть представлен как произведение усилия P_D , действующего на ползун механизма и вызванного сопротивлением деформации, и некоторой величины m_k :

$$M_k = P_D m_k, \quad (3.26)$$

$$\text{где } m_k = kR \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \frac{1}{\omega P_D} \left[\sum Q_i \mu r_i \omega + P_{AB} \mu r_A (\omega + \omega_{ш}) + P_{AB} \mu r_B \omega_{ш} + \mu P_n v \right]. \quad (3.27)$$

Величину m_k называют приведенным плечом силы P_D , констатируя тем самым факт приведения этой силы для реального механизма к ведущему кривошипу.

Функционально приведенное плечо m_k зависит от угла поворота кривошипа $m_k = f(\alpha)$. При заданных условиях внешнего трения в кинематических парах зависимость $m_k = f(\alpha)$ для данного механизма будет неизменной, являясь его особой характеристикой.

Преобразуем найденное значение m_k применительно к двухстоечному однокривошипному прессу с расположением маховика на приемном валу. В ходе преобразований принимаем:

а) угловая скорость шатуна $\omega_{ш}$ в период рабочего хода невелика, поэтому $\omega + \omega_{ш} \approx \omega$;

б) третье и четвертое слагаемые в квадратной скобке уравнения (3.27) малы, ими можно пренебречь;

в) для реального механизма $P_{AB} \approx P_D$ и, следовательно, $k = 1$;

г) реакции в опорах двухстоечного прессы можно определить по формулам (3.13) и (3.14);

д) радиусы обеих опорных цапф равны между собой: $r_{0I} = r_{0II} = r_0$.

При преобразовании

$$\sin(\alpha + \beta + \gamma) = \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R} \cos \alpha$$

воспользуемся следующими соотношениями: $\cos \beta \approx 1$ и $\cos \gamma \approx 1$ ввиду малости углов β и γ ; $\lambda^2 \sin^2 \alpha \approx 0$ при $\lambda^2 \ll 1$; $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ и $\sin \gamma = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R}$.

Тогда

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu \left[(1 + \lambda \cos \alpha) r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0 + \frac{T_{ш} \sin (\delta + \epsilon)}{P_D} r_0 \right].$$

Представим m_k как сумму двух величин:

$$m_k = m_k^n + m_k^\mu,$$

где m_k^n — идеальное приведенное плечо,

$$m_k^n = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (3.28)$$

m_k^μ — приращение приведенного плеча, обусловленное трением в кинематических парах реального механизма,

$$m_k^\mu = \mu \left[(1 + \lambda \cos \alpha) r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0 + \frac{T_{ш} \sin (\delta + \epsilon)}{P_D} r_0 \right]. \quad (3.29)$$

Из анализа сил известно, что

$$T_{ш} = \frac{M_k}{R_{ш} \cos \epsilon} = P_D \frac{m_k^n + m_k^\mu}{P_{ш} \cos \epsilon}. \quad (3.30)$$

Подставляя уравнение (3.30) в выражение (3.29), после преобразований имеем

$$m_k^\mu = \frac{\mu}{1 - \mu \frac{r_0 \sin (\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon}} \left[(1 + \lambda \cos \alpha) r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0 + \frac{\sin (\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) r_0 \right]. \quad (3.31)$$

Для практических расчетов m_k^μ принимается независимым от угла поворота кривошипа, будучи отнесенным к $\alpha = 0$, что приводит к незначительному завышению результатов в пределах требуемой точности расчетов (2....3%).

Следовательно,

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \frac{\mu}{1 - \mu \frac{r_0 \sin (\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon}} [(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0]. \quad (3.32)$$

Учитывая, что для прессов с расположением маховика на кривошипном валу и для рассматриваемых прессов с маховиком на приемном валу окружное усилие T_0 и нормальное давление на зуб колеса $T_{ш}$ достаточно малы, чтобы оказывать заметное

влияние на величину приведенного плеча m_k , получаем итоговую формулу

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu [(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0]. \quad (3.33)$$

В таком виде в технической литературе и типовых расчетах дается формула для определения приведенного плеча для любых типов двухстоечных кривошипных прессов с аксиальным кривошипно-ползунным механизмом.

Для горизонтально-ковочных машин и других прессов с дезаксиальным механизмом m_k рекомендуется определять по упрощенной формуле

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \epsilon_d \cos \alpha \right) + \mu [(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0]. \quad (3.34)$$

В соответствии с экспериментальными данными коэффициент трения $\mu = 0,03 \dots 0,04$ — для жидкой смазки и $\mu = 0,05 \dots 0,06$ — для густой смазки.

Следует отметить, что впервые решение для крутящего момента в кривошипно-ползунном механизме с учетом сил трения было дано М. В. Сторожевым [29] на основании анализа планов сил.

3.3. Внешние силы к крутящий момент в кривошипно-коленном механизме чеканочного пресса

Крутящий момент M_k на кривошипном валу механизма чеканочного пресса можно представить в виде

$$M_k = M_{k. \text{ пол}} + \frac{1}{\omega} \left[\sum Q_i \mu r_i \omega + P_{AB} \mu r_A (\omega + \omega_{ш}) + P_{AB} \mu r_B \omega_{ш} + P_{BC} \mu r_C \omega_{BC} + P_{BD} \mu r_D \omega_{BD} + \mu P_n v \right], \quad (3.35)$$

$$\text{где} \quad M_{k. \text{ пол}} = P_{AB} R \sin (\alpha + \beta_{ш} + \gamma). \quad (3.36)$$

Упрощение формулы (3.35) основано на таких допущениях: во-первых, потерями мощности на трение во всех парах, кроме опор кривошипного вала и головки шатуна, пренебрегают, поэтому 3, 4, 5 и 6-й члены суммы в квадратной скобке можно исключить, во-вторых, считают, что $\omega + \omega_{ш} \approx \omega$.

Тогда с учетом (3.36) формула (3.35) преобразуется следующим образом:

$$M_k = P_{AB} R \sin (\alpha + \beta_{ш} + \gamma) + \mu (\sum Q_i r_i + P_{AB} r_A),$$

или

$$M_k = P_{AB} m_k = P_{AB} \left[R \sin (\alpha + \beta_{ш} + \gamma) + \frac{\mu}{P_{AB}} (\sum Q_i r_i + P_{AB} r_A) \right], \quad (3.37)$$

где $m_k = R \sin(\alpha + \beta_{\text{ш}} + \gamma) + \frac{\mu}{P_{AB}} (\sum Q_i r_i + P_{AB} r_A)$ — приведенное плечо силы P_{AB} , отнесенной к точке A кривошипа.

Используя соотношения

$$\cos \beta_{\text{ш}} \approx 1, \quad \cos \gamma \approx 1, \quad \sin \alpha \sin \beta_{\text{ш}} \approx 0, \quad \sin \gamma \approx \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R}$$

и полагая, что для двухстоечного пресса ($r_{0I} = r_{0II} = r_0$) опорные реакции зависят только от силы P_{AB} , действующей по шатуну,

$$Q_I \approx P_{AB} \frac{l_3}{l_2 + l_3} \quad \text{и} \quad Q_{II} \approx P_{AB} \frac{l_2}{l_2 + l_3},$$

получаем

$$m_k = R(\sin \alpha + \sin \beta_{\text{ш}} \cos \alpha) + \mu[(1 + \lambda \cos \alpha)r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0]. \quad (3.38)$$

Для отечественных конструкций чеканочных прессов

$$\sin \beta_{\text{ш}} \approx \lambda \sin \alpha,$$

поэтому

$$m_k = R\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right) + \mu[(1 + \lambda \cos \alpha)r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0]. \quad (3.39)$$

Силу P_{AB} можно представить как функцию полезного усилия по ползуну:

$$P_{AB} = \xi P_D, \quad (3.40)$$

где ξ — некоторый текущий коэффициент, зависящий от условий работы и положения механизма.

Расчет ξ можно произвести графоаналитически по соотношению сил:

$$\xi = P_{AB}/P_D,$$

причем для удобства расчетов усилие по ползуну P_D принимается единичным. Построение планов сил для заданных положений механизма ведем с учетом трения в шарнирах (рис. 3.3).

Второй способ определения коэффициента ξ , не требующий громоздких графических построений, основан на анализе сил.

Силу P_B , действующую в точке B подобно силе P_D на кривошипно-ползунный механизм, определим по формуле

$$P_B = P_{AB} \cos \beta_{\text{ш}} = T \cos \beta,$$

где T — тангенциальная сила в шарнире B .

Следовательно,

$$P_{AB} = T \frac{\cos \beta}{\cos \beta_{\text{ш}}} \approx T,$$

т. е. модуль силы P_{AB} примерно равен модулю тангенциальной

силы T . Но тангенциальную силу T легко определить по приведенному моменту в точке B :

$$T = M_K^B / BC. \quad (3.41)$$

Считая движение коленно-рычажного механизма подобным движению кривошипно-ползунного механизма, определим крутящий момент

$$M_K^B = P_D m_K^B,$$

$$\text{где } m_K^B = BC \left(\sin \beta + \frac{\lambda_1}{2} \sin 2\beta \right) + \mu [(1 + \lambda_1) r_B + \lambda_1 r_D + r_C].$$

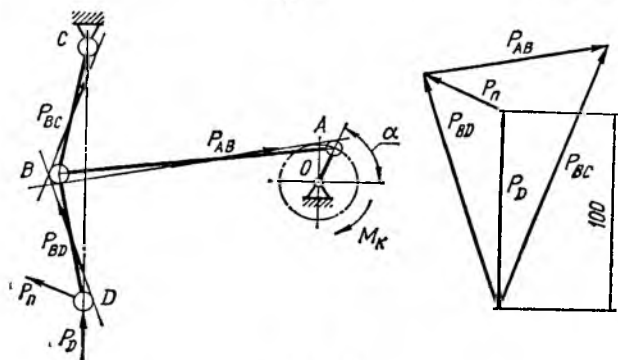


Рис. 3.3

Для чеканочных прессов $\lambda_1 = 1$ и $r_B = r_D = r_C = d/2$ и, следовательно,

$$m_K^B = BC \left(\sin \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta \right) + 2\mu d,$$

или окончательно для малых углов β в период рабочего хода

$$m_K^B \approx 2 (BC \sin \beta + \mu d). \quad (3.42)$$

$$\text{Тогда } T = P_D \cdot 2 \left(\sin \beta + \mu \frac{d}{BC} \right).$$

Коэффициент приведения, полученный аналитическим путем,

$$\xi = 2 \left(\sin \beta + \mu \frac{d}{BC} \right). \quad (3.43)$$

Полный крутящий момент на кривошипном валу

$$M_K = \xi P_D m_K, \quad (3.44)$$

или в развернутом виде

$$M_K = 2 \left(\sin \beta + \mu \frac{d}{BC} \right) P_D \left\{ R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + \mu [(1 + \lambda \cos \alpha) r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_0] \right\}.$$

При этом очень важно правильно отсчитать углы поворота ведущего кривошипного вала. Нулевым углом $\alpha = 0$ следует считать угол, при котором колено кривошипного вала и шатун перекрываются, и угол между ними равен нулю. За положительное направление при отсчете углов принимается направление против вращения кривошипного вала.

Силовой расчет шестизвенных кривошипных механизмов других типов (кривошипно-рычажные шестизвенники I и II рода, рычажно-кривошипный механизм и др.) ведется точно так же, как и для кривошипно-коленного механизма чеканочного пресса.

3.4. Силовой расчет балок и валов на упругих опорах

Балка на упругом основании. Опоры валов кривошипных пресов, не являясь абсолютно жесткими, претерпевают упругие деформации в зависимости от действующей на вал нагрузки и свойств опоры. Это обстоятельство в сочетании с тем, что, во-первых, пролет опоры соответствует длине цапфы и, во-вторых, долевые и поперечные размеры цапфы соизмеримы, вносит значительные изменения в распределение сил. Поэтому силовой расчет вала без учета упругости опоры не обладает достаточной степенью точности.

Известно, что призматическая балка на упругом основании, нагруженная внешними силами, испытывает реактивное сопротивление со стороны основания. При этом чем больше прогиб балки, тем больше реакция основания. В качестве рабочей гипотезы для раскрытия зависимости реакция — прогиб пользуются предложением Фусса—Винклера, согласно которому реакция основания пропорциональна прогибу в данной точке оси балки, и, таким образом, упругое основание моделируется как множество пружин, перпендикулярных к границе основания и работающих независимо одна от другой.

Тогда реакцию (отпор) основания на единицу площади призматической балки постоянной ширины $\left(\frac{\text{сила}}{\text{длина}^2}\right)$ можно определить по формуле

$$q = ky,$$

где k — коэффициент податливости основания, или коэффициент постели $\left(\frac{\text{сила}}{\text{длина}^3}\right)$;

y — прогиб основания (длина).

Коэффициент податливости основания следует понимать как силу, которую необходимо приложить к единице площади основания, чтобы дать ему осадку, равную единице длины. Коэффициент податливости зависит от материала и конструктивного оформления опоры. В частности, в расчете валов кузнечно-штамповочных машин рекомендуется принимать $k = 125000 \text{ МН/м}^3$.

Помимо гипотезы о соотношении между реакцией и прогибом основания при расчете балок на упругом основании, принимаются два других допущения. Считается, что основание оказывает равную реакцию при прогибах балки как вниз, так и вверх, т. е. неразрывно связано с балкой. Наконец, предполагается, что сама балка является достаточно жесткой и не подвержена поперечному сжатию или растяжению.

Однако даже при принятых допущениях балка на упругом основании статически неопределима, так как по условию (сумма нагрузок равна всей реакции основания) невозможно установить распределение реакции по длине балки и рассчитать изгибающие моменты и поперечные силы. Поэтому для решения задачи устанавливают уравнение изогнутой оси $y = f(x)$, а затем находят уравнения для моментов и сил.

Обычное дифференциальное уравнение моментов для изогнутой балки под действием сосредоточенных сил имеет вид

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x).$$

Поскольку $M(x)$ неизвестно, необходимо связать прогибы с нагрузкой. Для этого продифференцируем дважды уравнение моментов

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = q_l(x),$$

где $q_l(x) = bq(x)$ — интенсивность сплошной нагрузки по длине балки, т. е. сила на единицу длины;
 b — ширина балки.

Знак сплошной нагрузки — реакции основания — всегда противоположен знаку прогибов:

$$q_l(x) = -k_1 y = -kby. \quad (3.45)$$

Дифференциальное уравнение прогибов при заданной интенсивности нагрузки имеет вид

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + kby = 0. \quad (3.46)$$

Если произвести подстановку $z = xm$, обозначив

$$m^4 = \frac{kb}{4EI}, \quad (3.47)$$

где E — модуль упругости материала балки;

I — момент инерции сечения балки,

то дифференциальное уравнение прогибов примет вид

$$y^{IV}(z) + 4y(z) = 0. \quad (3.48)$$

Общий интеграл уравнения (3.48), т. е. уравнение линии прогибов, по А. Н. Крылову, имеет следующее выражение:

$$y = y(z) = AA_z + BB_z + CC_z + DD_z, \quad (3.49)$$

где $A_z = \operatorname{ch} z \cos z$; $B_z = (\operatorname{ch} z \sin z + \operatorname{sh} z \cos z)/2$;

$$C_z = (\operatorname{sh} z \sin z)/2; \quad D_z = (\operatorname{ch} z \sin z - \operatorname{sh} z \cos z)/4.$$

Остальные уравнения получаются дифференцированием. Для углов поворота оси балки

$$\theta = \frac{dy(z)}{dx} = m[-4AD_z + BA_z + CB_z + DC_z]. \quad (3.50)$$

Для изгибающих моментов с учетом знаков нагрузки и прогибов

$$M = -EI \frac{d^2 y(z)}{dx^2} = \frac{kb}{4m^2} [4AC_z + 4BD_z - CA_z - DB_z]. \quad (3.51)$$

Для поперечных сил

$$Q = -EI \frac{d^3 y(z)}{dx^3} = \frac{kb}{4m} [4AB_z + 4BC_z + 4CD_z - DA_z]. \quad (3.52)$$

Наиболее общим методом определения постоянных интегрирования является так называемый метод начальных параметров. По этому методу условно считают известными параметры, действующие в начале координат: прогиб y_0 , угол поворота θ_0 , поперечную силу Q_0 и изгибающий момент M_0 . Задача облегчается тем, что при $z = mx = 0$ функции $B_z = C_z = D_z = 0$, а функция $A_z = 1$.

Тогда из уравнений (3.49) ... (3.52) получаем:

$$A = \frac{m^2}{kb} S_0; \quad B = \frac{m^2}{kb} N_0, \text{ где } S_0 = \frac{kb}{m^2} y_0 \text{ и } N_0 = \frac{kb}{m^2} \theta_0;$$

$$C = -\frac{4m^2}{kb} M_0, \quad D = -\frac{4m}{kb} Q_0.$$

Таким образом, общее решение для балки на упругом основании имеет вид:

$$y = -\frac{4m^2}{kb} M_0 C_z - \frac{4m}{kb} Q_0 D_z + \frac{m^2}{kb} S_0 A_z + \frac{m^2}{kb} N_0 B_z; \quad (3.53)$$

$$\theta = -\frac{4m^3}{kb} M_0 B_z - \frac{4m^2}{kb} Q_0 C_z - \frac{4m^3}{kb} S_0 D_z + \frac{m^3}{kb} N_0 A_z; \quad (3.54)$$

$$M = M_0 A_z + \frac{1}{m} Q_0 B_z + S_0 C_z + N_0 D_z; \quad (3.55)$$

$$Q = -4m M_0 D_z + Q_0 A_z + m S_0 B_z + m N_0 C_z. \quad (3.56)$$

Расчетная схема коленчатого вала. Расчет коленчатых валов в действительной постановке представляет сложную задачу. Необходимо принять ряд допущений с тем, чтобы свести задачу к ре-

шению призматической балки постоянного сечения на упругом основании. Следуя А. Ф. Нистратову, впервые предложившему подобный расчет для валов кузнечно-штамповочных машин, будем рассматривать коленчатый вал как ступенчатую балку.

Цапфы вала в опорах скольжения рассматриваем как отдельные балки постоянного сечения, заделанные в сплошное упругое основание и нагруженные по концам сосредоточенными силами и изгибающими моментами.

Условно считаем, что жесткость вала в пролете между опорами равна жесткости коленной шейки. Для случая, когда диаметр коленной шейки d_A больше диаметра цапфы d_0 , это допущение увеличивает запас надежности вала. При $d_0 > d_A$ для соблюдения

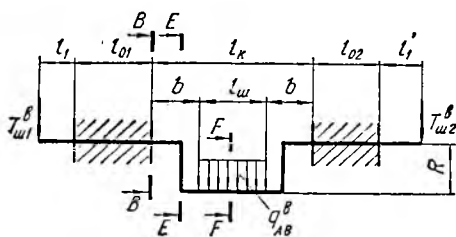


Рис. 3.4

условия равной жесткости пролет между опорами несколько занижается и принимается равным расстоянию по средним линиям шек.

Приведенная выше теория балки на упругом основании дается для бруса прямоугольного сечения, прилегающего плоскостью к плоской опоре. Поэтому в расчете коленчатых валов и осей необходимо

найти эквивалент круглой цапфы, прилегающей к опоре по цилиндрической поверхности. По экспериментальным данным, распределение давлений по периметру подшипника скольжения с зазором между цапфой и вкладышем при наличии слоя смазки приближенно отображается треугольником с основанием от $\pi d_0/3$ до $\pi d_0/4$. Для опорных цапф валов кривошипных прессов следует принимать меньшее значение в связи с тем, что края вкладышей подшипника заваливаются во избежание защемления вала.

Следовательно, сила на единицу длины цапфы

$$q_{l \max} = \frac{\pi d_0}{8} q_{\max} = \frac{\pi d_0}{8} k y_{\max} \approx 0,4 d_0 k y_{\max}. \quad (3.57)$$

Сравнивая с уравнением (3.45), считаем, что величина $0,4 d_0$ является шириной бруса, эквивалентного круглой цапфе.

Для случая, когда в опоре отсутствует зазор и давление распределено по дуге 180° по косинусоидальному закону (ось шестерне-эксцентрикового привода), эквивалентная ширина равна $0,785 d_0$.

Сделанные допущения позволяют представить схему, являющуюся расчетным аналогом одноколенчатого вала с двусторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу. Последующее решение балки-аналога дается для вертикальной плоскости с присвоением верхнего индекса «в» вертикальным составляющим сил и изгибающих моментов. Очевидно, используя принцип независи-

мости действия сил, решение для горизонтальной плоскости получаем путем круговой замены верхнего индекса у силовых параметров.

Для анализа принимаем более общий случай вала с несимметричными цапфами и плечами консольных сил (рис. 3.4):

l_1 и l'_1 — плечи вертикальных составляющих сил нормального давления на зуб колеса;

l_{o1} и l_{o2} — длины вкладышей опорных подшипников.

Если теперь действие внешних сил заменить изгибающими моментами и поперечными силами, то получим расчетную схему балки-аналога, состоящую из трех участков (рис. 3.5):

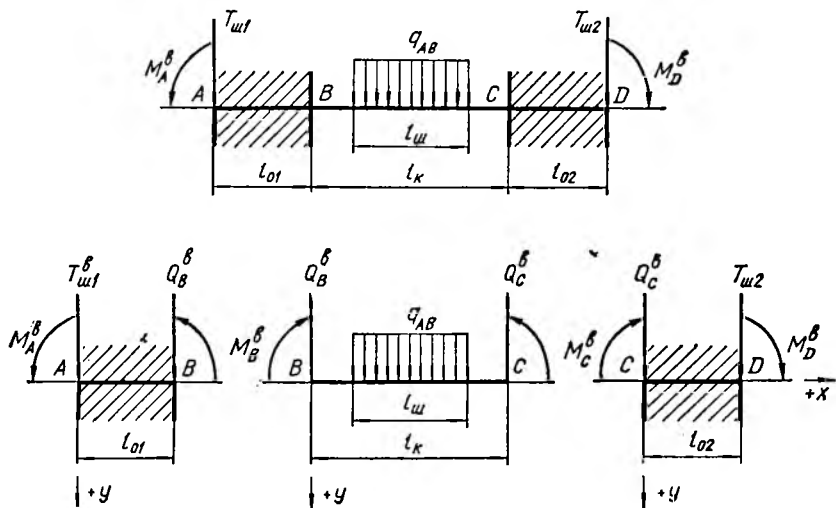


Рис. 3.5

I участок AB — балка на упругом основании, нагруженная заданными $M_A^\beta = T_{ш1}^\beta l'_1$ и $T_{ш1}^\beta$ в начале координат A, но при неизвестных y_A, θ_A , и неизвестными M_B^β и Q_B^β в точке B, также при неизвестных y_B, Q_B .

II участок BC — балка с заделанными концами и пролетом между опорами в свету l_k , нагруженная известной внешней силой $P_{AB}^\beta = q_{AB}^\beta l_{ш}$, равномерно распределенной по длине $l_{ш}$, соответствующей длине коленной шейки вала, при неизвестных реакциях на концах M_B^β, Q_B^β и M_C^β, Q_C^β .

III участок CD — балка на упругом основании, нагруженная заданными $M_D^\beta = T_{ш2}^\beta l'_1$ и $T_{ш2}^\beta$ в точке D при неизвестных y_D, θ_D и неизвестными M_C^β и Q_C^β в начале координат — в точке C при неизвестных y_C, θ_C .

3.5. Силовой расчет одноколенчатого вала

Рассмотрим часто встречающуюся конструкцию одноколенчатого вала с односторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу. В соответствии с расчетной схемой — аналогом вала (рис. 3.5) — принимаем

$$T_{ш1}^B = T_{ш}^B, T_{ш2}^B = 0 \text{ и } l_{01} = l_{02}, l'_1 = 0.$$

Имея в виду очень малое влияние вторых составляющих внешних сил, реакций в опорах и изгибающих моментов, в ходе дальнейшего решения применительно к вертикальным прессам учитываем только вертикальные составляющие силовых параметров. При этом модуль силы, действующий на пролет балки, приравняем модулю силы на ползуне пресса $P_{AB}^B = P_D$, а модуль силы давления на зуб колеса:

$$T_{ш}^B = P_D \frac{m_k \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon}.$$

Распределение изгибающих моментов и поперечных сил по участкам одноколенчатого вала с односторонним зубчатым приводом характеризуется следующими уравнениями:

1-й участок — консольная часть балки:

$$M_4 = -T_{ш}^B (l_1 - x), Q_4 = -T_{ш}^B.$$

2-й участок — левая цапфа по длине $l_{01} = l_0$:

$$M_1 = -\left(l_1 A_z + \frac{1}{m} B_z\right) T_{ш}^B + \frac{kb}{m^2} y_A C_z + \frac{kb}{m^3} \theta_A D_z;$$

$$Q_1 = (4ml_1 D_z - A_z) T_{ш}^B + \frac{kb}{m} y_A B_z + \frac{kb}{m^2} \theta_A C_z.$$

3-й участок — междуопорный пролет:

при $0 \leq x \leq 0,5(l_k - l_{ш})$

$$M_2' = M_B^B + Q_B^B x; \quad Q_2' = Q_B^B;$$

при $0,5(l_k - l_{ш}) \leq x \leq 0,5(l_k + l_{ш})$

$$M_2'' = M_B^B + Q_B^B x - P_{AB}^B \frac{1}{2l_{ш}} [x - 0,5(l_k - l_{ш})]^2;$$

$$Q_2'' = \frac{1}{l_{ш}} \left(Q_B^B \left(\frac{l_k + l_{ш}}{2} - x \right) + Q_C^B \left(\frac{l_k - l_{ш}}{2} - x \right) \right);$$

при $0,5(l_k + l_{ш}) \leq x \leq l_k$

$$M_2''' = M_B^B + Q_B^B x - P_{AB}^B \frac{1}{2l_{ш}} \{ [x - 0,5(l_k - l_{ш})]^2 - [x - 0,5(l_k + l_{ш})]^2 \};$$

$$Q_2''' = -Q_C^B.$$

4-й участок — правая цапфа по длине $l_{02} = l_{01} = l_0$:

$$M_3 = M_c^B A_z - \frac{1}{m} (P_{AB}^B - Q_B^B) B_z + \frac{kb}{m^2} y_c C_z + \frac{kb}{m^3} \theta_c D_z;$$

$$Q_3 = -4M_c^B D_z - (P_{AB}^B - Q_B^B) A_z + \frac{kb}{m} y_c B_z + \frac{kb}{m^2} \theta_c C_z.$$

Прогибы и углы поворота, входящие в эти уравнения, можно определить по формулам:

$$y_A = (H_{B-3} - H_{B-4} l_1) T_{\text{ш}}^B + H_{B-1} Q_B^B - H_{B-2} M_B^B;$$

$$\theta_A = (H_{B-4} - H_{B-4} l_1) T_{\text{ш}}^B - H_{B-2} Q_B^B + H_{B-2} M_B^B;$$

$$y_C = (P_{AB}^B - Q_B^B) H_{B-3} + H_{B-4} M_C^B;$$

$$\theta_C = (P_{AB}^B - Q_B^B) H_{B-4} - H_{B-4} M_C^B.$$

Коэффициенты при силовых факторах в уравнениях прогибов и углов поворота зависят от параметров 1-го участка балки-аналога и отнесены к $x = l_{01}$ и $z = z_{01} = m l_{01}$:

$$-\frac{m}{kb} \frac{D_{z_{01}}}{\Delta_{z_{01}}} = -\frac{m}{kb} h_{B-1} = H_{B-1};$$

$$-\frac{m^2}{kb} \frac{C_{z_{01}}}{\Delta_{z_{01}}} = -\frac{m^2}{kb} h_{B-2} = H_{B-2};$$

$$-\frac{m}{kb} \frac{A_{z_{01}} D_{z_{01}} - B_{z_{01}} C_{z_{01}}}{\Delta_{z_{01}}} = -\frac{m}{kb} h_{B-3} = H_{B-3};$$

$$\frac{m^2}{kb} \frac{A_{z_{01}} C_{z_{01}} - B_{z_{01}}^2}{\Delta_{z_{01}}} = -\frac{m^2}{kb} \frac{A_{z_{01}} C_{z_{01}} + 4 D_{z_{01}}^2}{\Delta_{z_{01}}} = \frac{m^2}{kb} h_{B-4} = H_{B-4};$$

$$-\frac{m^3}{kb} \frac{B_{z_{01}}}{\Delta_{z_{01}}} = -\frac{m^3}{kb} h_{B-2} = H_{B-2}; \quad -\frac{m^3}{kb} \frac{A_{z_{01}} B_{z_{01}} + 4 C_{z_{01}} D_{z_{01}}}{\Delta_{z_{01}}} =$$

$$= -\frac{m^3}{kb} h_{B-4} = H_{B-4},$$

где $\Delta_{z_{01}} = C_{z_{01}}^2 - B_{z_{01}} D_{z_{01}}$.

Таким образом, можно установить изгибающие моменты и поперечные силы в характерных сечениях вала.

Сечение BB , располагающееся на выходе левой опорной цапфы из подшипника, т. е. при $x = l_{01} = l_0$,

$$M_B \approx M_B^B = \frac{A_1 P_{AB}^B - B_1 T_{\text{ш}}^B}{d'} \approx \frac{A_1 - B_1 \frac{m_{\kappa} \sin(\delta + \epsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \epsilon}}{d'} P_D, \quad (3.58)$$

где $A_1 = H_{B-4} + \beta \frac{l_{\kappa}^2}{8} - \beta \frac{l_{\text{ш}}^2}{24}$; $B_1 = \frac{cb' - 0,5 l_{\kappa} d' b}{c - 0,25 l_{\kappa}^2 d'}$;

$$b = H_{B-1} + H_{B-2} (l_{\kappa} + l_1) + H_{B-2} l_{\kappa} l_1;$$

$$c = 2H_{B-3} - 2H_{B-4} l_{\kappa} - \beta \frac{l_{\kappa}^3}{6}; \quad b' = H_{B-2} + H_{B-2} l_1;$$

$$d' = 2H_{B-4} - \beta l_{\kappa}; \quad \beta = 1/EI_d;$$

I_d — момент инерции сечения коленной шейки.

$$Q_B \approx Q_B^B = 0,5P_B^B + \frac{0,5l_K b' - b}{c - 0,25l_K^2 d'} T_{ш}^B \approx 0,5 \left[1 + 2k_H \frac{m_K \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} \right] P_D, \quad (3.59)$$

где $k_H = \frac{0,5l_K b' - b}{c - 0,25l_K^2 d'}$.

Сечение EE , располагающееся на срезе междуопорного пролета по правому торцу большой головки шатуна, т. е. при $x = 0,5 \times (l_K - l_{ш})$,

$$M_E \approx M_E^B = M_B^B + 0,5Q_B^B (l_K - l_{ш}) = \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_K - l_{ш}) \right] \times \\ \times P_{AB}^B - \left[\frac{B_1}{d'} - 0,5k_H (l_K - l_{ш}) \right] T_{ш}^B,$$

или окончательно

$$M_E \approx \left\{ \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_K - l_{ш}) \right] - \left[\frac{B_1}{d'} - 0,5k_H (l_K - l_{ш}) \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{m_K \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} \right\} P_D; \quad (3.60)$$

$$Q_E \approx Q_E^B = Q_B^B \approx 0,5 \left[1 + 2k_H \frac{m_K \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} \right] P_D. \quad (3.61)$$

Сечение FF , располагающееся посредине междуопорного пролета, т. е. при $x = 0,5l_K$,

$$M_F \approx M_F^B = M_B^B + 0,5Q_B^B l_K - 0,125P_{AB}^B l_{ш} = \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_K - \right. \\ \left. - 0,5l_{ш}) \right] P_{AB}^B - \left[\frac{B_1}{d'} - 0,5k_H l_K \right] T_{ш}^B,$$

или окончательно

$$M_F \approx \left\{ \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_K - 0,5l_{ш}) \right] - \left[\frac{B_1}{d'} - 0,5k_H l_K \right] \frac{m_K \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} \right\} P_D; \quad (3.62)$$

$$Q_F \approx Q_F^B = 0,5 (Q_B^B - Q_C^B) \approx k_H \frac{m_K \sin(\delta + \epsilon)}{R_{ш} \cos \epsilon} P_D. \quad (3.63)$$

Распределение крутящих моментов по участкам одноколенчатого вала с односторонним зубчатым приводом характеризуется следующими уравнениями:

1-й участок — по длине консоли и правой цапфы $M_{K1} = P_D m_K$;

2-й участок — по длине левой шейки

$$M_{K.ш} = \left(M_B^B + Q_B^B \frac{b}{2} \right) \sin \alpha; \quad (3.64)$$

3-й участок — по длине коленной шейки

$$M_{K2} = P_D m_K - Q_B^B R \sin \alpha; \quad (3.65)$$

4-й участок — по длине правой щеки

$$M_{\kappa \text{ щ}}'' = \left(M_C^B + Q_C^B \frac{b}{2} \right) \sin \alpha. \quad (3.66)$$

Правая цапфа коленчатого вала свободна от скручивания.

3.6. Допускаемые усилия по прочности коленчатых валов

Изменение нагрузки на коленчатом валу происходит с периодическим возрастанием силы P_{AB} и крутящего момента M_{κ} от нуля до максимума и последующим спадом вновь до нуля. При многократном повторении штамповочных операций во времени подобный характер работы пресса приводит к пульсации внутренних сил и напряжений в металле коленчатого вала. Учитывая это обстоятельство и факты усталостного разрушения, расчет коленчатых валов следует проводить на усталостную прочность при пульсирующем цикле нагружения.

В общем случае в сечениях коленчатого вала действуют три силовых параметра: изгибающие и крутящие моменты и поперечные силы (продольные силы отсутствуют). Первый из этих факторов вызывает в элементарных объемах нормальные напряжения, второй и третий — касательные напряжения, которые расположены для круглого сечения в одной плоскости, касательной к контуру сечения. Поэтому на гранях произвольно взятого элементарного объема на поверхности вала, т. е. в месте наибольшей интенсивности напряженного состояния, действуют нормальное напряжение σ_{φ} и пара смежных касательных напряжений τ_{φ} . Каждое из этих касательных напряжений равно сумме касательных напряжений от скручивания τ_{κ} и от действия поперечной силы $\tau_{п\varphi}$:

$$\tau_{\varphi} = \tau_{\kappa} + \tau_{п\varphi}.$$

Напряжения в зависимости от внутренних сил можно определить следующим образом:
нормальные напряжения

$$\sigma_{\varphi} = \frac{M_B}{0,1d_0^3} \sin \varphi; \quad (3.67)$$

касательные напряжения от скручивания

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{0,2d_0^3}; \quad (3.68)$$

касательные напряжения от поперечной силы

$$\tau_{п\varphi} = 1,7 \frac{Q_B}{d_0^2} \cos \varphi; \quad (3.69)$$

полное касательное напряжение

$$\tau_{\varphi} = \frac{M_k}{0,2d_0^3} + 1,7 \frac{Q_B}{d_0^2} \cos \varphi. \quad (3.70)$$

Цикличность нагружения коленчатого вала можно оценить следующими величинами:
средними напряжениями цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\varphi}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\varphi}}{2};$$

заданными амплитудами напряжений

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\varphi}}{2}; \quad \tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\varphi}}{2}.$$

Нагружение коленчатых валов в прессах относится к виду так называемого простого нагружения, когда при одновременном действии силы P_{AB} и крутящего момента M_k последний возрастает пропорционально первой нагрузке. Кроме того, из формул (3.67)... (3.70) следует, что напряжения в сечениях вала пропорциональны силовым параметрам. В теории предельного состояния запас прочности n_1 при совместном действии нескольких нагрузок для подобного вида нагружения вычисляют по формуле

$$1/n_1^2 = 1/n_{\sigma}^2 + 1/n_{\tau}^2, \quad (3.71)$$

где $n_{\sigma} = \sigma_{\text{пр}}/\sigma_{\varepsilon}$ — запас прочности по нормальным напряжениям;

$n_{\tau} = \tau_{\text{пр}}/\tau_{\varepsilon}$ — запас прочности по касательным напряжениям;

$\sigma_{\text{пр}}, \tau_{\text{пр}}$ — предельные напряжения по прочности для симметричного цикла при изгибе и кручении, т. е. $\sigma_{-1\text{в}}$ и τ_{-1} ;

$\sigma_{\varepsilon}, \tau_{\varepsilon}$ — максимальные приведенные напряжения или их эквиваленты.

Для определения запаса прочности по сопротивлению усталости напряжения асимметричного цикла, в том числе пульсирующего, приводятся к эквивалентным напряжениям с симметричным циклом при учете конструктивных и технологических факторов:

$$\sigma_{\varepsilon} = (k_{\sigma})_D \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m; \quad \tau_{\varepsilon} = (k_{\tau})_D \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m.$$

Величины $(k_{\sigma})_D$ и $(k_{\tau})_D$ отражают влияние неравномерности распределения напряжений и их концентрации, абсолютных размеров и свойств поверхности и определяются как произведение соответствующих коэффициентов, учитывающих влияние указанных факторов:

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}}; \quad (k_{\tau})_D = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}},$$

где k_{σ}, k_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ — коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров;

β_σ, β_τ — коэффициенты, учитывающие качество обработки поверхности.

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ , учитывающие форму диаграммы предельных напряжений, определяем по формулам:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

где σ_0, τ_0 — соответственно пределы усталости при изгибе и кручении для отнулевого цикла.

Следовательно, запас прочности для пульсирующего цикла нагружения коленчатого вала определяем по уравнению

$$n_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{0,25 \left(\psi_\sigma + \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \right)^2 \sigma_\varphi^2 + 0,25 \left(\psi_\tau + \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 \tau_\varphi^2}},$$

или, обозначая

$$\Phi_\sigma = 0,25 \left(\psi_\sigma + \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \right)^2, \quad \Phi_\tau = 0,25 \left(\psi_\tau + \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2,$$

получаем уравнение вида

$$n_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\Phi_\sigma \sigma_\varphi^2 + \Phi_\tau \tau_\varphi^2}}. \quad (3.72)$$

Подставляем в (3.72) значения σ_φ и τ_φ :

$$n_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{\Phi_\sigma \left[\frac{M_B}{0,1d_0^3} \sin \varphi \right]^2 + \Phi_\tau \left[\frac{M_K}{0,2d_0^3} + 1,7 \frac{Q_B}{d_0^2} \cos \varphi \right]^2}}.$$

Выразим нагрузки в сечениях вала в виде однозначных функций усилия на ползуне:

$$M_B = U_n P_{AB} \approx U_n P_D;$$

$$M_K = U_K P_{AB} \approx U_K P_D;$$

$$Q_B = U_c P_{AB} \approx U_c P_D.$$

Тогда уравнение (3.72), в которое дополнительно введен коэффициент долговечности работы вала k_b , преобразуется к виду:

$$n_1 = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1}}{k_b P_D \sqrt{\Phi_\sigma U_n^2 \sin^2 \varphi + \Phi_\tau (0,5U_K + 0,17d_0 U_c \cos \varphi)^2}}. \quad (3.73)$$

По условиям технико-экономической целесообразности прочность вала должна быть наибольшей и, следовательно, в расчетах следует принимать минимально допустимый запас прочности. Из уравнения (3.73) заключаем, что n_{min} для данного вала имеет место при максимуме подкоренного выражения. Установим максимальные значения этого выражения в зависимости от угла координации элементарного объема φ по отношению к главным осям.

Первая производная

$$f' = 2\Phi_0 U_n^2 \sin \varphi \cos \varphi - 0,17 \Phi_7 d_0 U_k U_c \sin \varphi - 2 \cdot 0,17^2 \times \\ \times \Phi_7 d_0^2 U_c^2 \sin \varphi \cos \varphi = 0,$$

или в другой записи

$$f' = \cos^4 \varphi (C_1 - C_3)^2 - \cos^2 \varphi [C_2^2 + (C_1 - C_3)^2] + C_2^2 = 0, \\ \text{где } C_1 = 2\Phi_0 U_n^2; \quad C_2 = 0,17 \Phi_7 U_k U_c d_0; \quad C_3 = 2 \cdot 0,17^2 \Phi_7 d_0^2 U_c^2.$$

Корни этого уравнения:

$$\cos^2 \varphi_I = \frac{C_2^2}{(C_1 - C_3)^2}; \quad \cos^2 \varphi_{II} = 1.$$

Следовательно, первая производная обращается в нуль при следующих парах значений корней:

$$\cos \varphi_{I-1} = \frac{C_2}{C_1 - C_3}, \quad \cos \varphi_{I-2} = -\frac{C_2}{C_1 - C_3}$$

и

$$\cos \varphi_{II-1} = 1, \quad \cos \varphi_{II-2} = -1.$$

При анализе ограничимся положительными значениями корней, так как напряженное состояние в сжатой зоне аналогично.

Известно, что максимум непрерывной функции имеет место, если при подстановке корней, обращающих первую производную в нуль, во вторую производную выполняется условие $f'' < 0$.

Вторая производная от подкоренного выражения в уравнении (3.73)

$$f'' = C_1 (2 \cos^2 \varphi - 1) - C_2 \cos \varphi - C_3 (2 \cos \varphi - 1) < 0.$$

После подстановки первого корня при выполнении поставленного условия получаем

$$f''_1 = \frac{C_2^2}{C_1 - C_3} - (C_1 - C_3) < 0,$$

после подстановки второго корня

$$f''_2 = C_1 - C_2 - C_3 < 0.$$

Таким образом, минимальное значение запаса прочности имеет место, если соотношения между величинами C_1 , C_2 и C_3 подчинены следующим условиям:

$$C_2 < C_1 - C_3 \text{ при } \cos \varphi_{I-I} = \frac{C_2}{C_1 - C_3} = \frac{0,085 \Phi_\tau d_0 U_K U_c}{\Phi_\sigma U_H^3 - 0,17^2 \Phi_\tau d_0^3 U_c^3}; \quad (a)$$

$$C_2 > C_1 - C_3 \text{ при } \cos \varphi_{II-I} = 1. \quad (б)$$

При этом действительным решением оказывается только одно из двух возможных. Границы действия решений определяются углом поворота ведущего кривошипа, при котором начинает выполняться одно из условий (а) или (б).

Решим уравнение (3.73) относительно допускаемых усилий на ползуне прессы:

$$P_D = \frac{0,1 d_0^3 \sigma_{-I}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma U_H^3 \sin^2 \varphi_{I-I, II-I} + \Phi_\tau (0,5 U_K + 0,17 d_0 U_c \cos \varphi_{I-I, II-I})^3}}. \quad (3.74)$$

Рассмотрим частные случаи.

1) Пренебрегаем действием поперечных сил

$$U_c = 0; C_2 = C_3 = 0.$$

Поскольку выполняется условие $C_2 < C_1 - C_3$, минимально допустимый запас прочности имеет место при $\cos \varphi_{I-I} = 0$ и $\sin \varphi_{I-I} = 1$. Следовательно, уравнение допускаемых усилий принимает вид

$$P_D = \frac{0,1 d_0^3 \sigma_{-I}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma U_H^3 + 0,25 \Phi_\tau U_K^3}}. \quad (3.75)$$

2. Пренебрегаем действием изгибающего момента:

$$U_H = 0; C_1 = 0.$$

Поскольку выполняется условие $C_2 > C_1 - C_3$, минимально допустимый запас прочности имеет место при $\cos \varphi_{II-I} = 1$ и $\sin \varphi_{II-I} = 0$. Следовательно, уравнение допускаемых усилий принимает вид

$$P_D = \frac{0,1 d_0^3 \sigma_{-I}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\tau (0,5 U_K + 0,17 d_0 U_c)^3}}. \quad (3.76)$$

Рассмотрим одноколенчатый вал с односторонним зубчатым приводом и маховиком на приемном валу.

В сечении *ВВ* правой опорной цапфы действуют изгибающий момент, крутящий момент и поперечная сила, причем коэффициенты

$$U_H = \frac{A_1}{d'} - \frac{B_1}{d'} \frac{m_K \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{III} \cos \varepsilon}; \quad U_K = m_K; \quad U_c = 0,5 \times \\ \times \left[1 + 2k_H \frac{m_K \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{III} \cos \varepsilon} \right].$$

После подстановки в (3.74) получим следующее точное уравнение для P_D :

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\delta^B \sin^2 \varphi_{1-1, 11-1} \left[\frac{A_1}{d'} - \frac{B_1}{d'} \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right]^2 + \Phi_\tau^B} \times \\ \times \left\{ 0,5m_\kappa + 0,085d_0 \cos \varphi_{1-1, 11-1} \left[1 + 2k_n \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right] \right\}^2.$$

Если пренебречь действием поперечных сил, т. е. принять условие $U_c \rightarrow 0$, что вполне допустимо для прессов с относительно коротким ходом ползуна $S_{\text{max}} \leq d_0$, то из уравнения (3.75) получим

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\delta^B \left[\frac{A_1}{d'} - \frac{B_1}{d'} \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right]^2 + 0,25m_\kappa^2 \Phi_\tau^B}}. \quad (3.77)$$

Для прессов с большим ходом ползуна $S_{\text{max}} > d_0$, когда крутящий момент относительно возрастет (большое плечо силы P_D), можно пренебречь действием изгибающего момента $U_n \rightarrow 0$. Принимая, кроме того, условие $k_n \rightarrow 0$, из уравнения (3.76) получаем

$$P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\tau^B (m_\kappa + 0,17d_0)}}. \quad (3.78)$$

В сечении EE действуют все три силовых фактора, но даже при выводе «точного» уравнения влиянием поперечных сил пренебрегают, полагая $U_c \rightarrow 0$. Два других коэффициента

$$U_n = \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25(l_\kappa - l_{\text{ш}}) \right] - \left[\frac{B_1}{d'} - 0,5k_n(l_\kappa - l_{\text{ш}}) \right] \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon};$$

$$U_\kappa = m_\kappa - R \left[0,5 + k_n \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right] \sin \alpha.$$

В таком случае «точное» уравнение для P_D по сечению EE примет вид

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\varepsilon^E \left\{ \left| \frac{A_1}{d'} + 0,25(l_\kappa - l_{\text{ш}}) \right| - \left| \frac{B_1}{d'} - 0,5k_n(l_\kappa - l_{\text{ш}}) \right| \times \right.} \\ \left. \times \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right\}^2 + 0,25\Phi_\tau^E \left\{ m_\kappa - R \left[0,5 + k_n \frac{m_\kappa \sin(\delta + \varepsilon)}{R_{\text{ш}} \cos \varepsilon} \right] \sin \alpha \right\}^2}}.$$

Упрощение уравнения состоит в том, что принимают условие $k_n \rightarrow 0$. Тогда

$$P_D = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma^E \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_k - l_{ш}) - \frac{B_1}{d'} \frac{m_k \sin (\delta + e)}{R_{ш} \cos e} \right]^2 + 0,25 \Phi_\tau^E (m_k - 0,5 R \sin \alpha)^2}} \quad (3.79)$$

Упрощенное уравнение для определения допускаемых усилий по сечению FF выводится в предположении, что действие поперечных сил незначительно, $U_c \rightarrow 0$, и допустимо условие $k_n = 0$. Тогда

$$P_D = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma^F \left[\frac{A_1}{d'} + 0,25 (l_k - 0,5 l_{ш}) - \frac{B_1}{d'} \frac{m_k \sin (\delta - e)}{R_{ш} \cos e} \right]^2 + 0,25 \Phi_\tau^F (m_k - 0,5 R \sin \alpha)^2}}$$

А. Ф. Нистратов рекомендует применять «точные» формулы допускаемых усилий на ползуне только для расчета главных валов специальной конструкции. Считается, что формулы упрощенного вида (3.77)...(3.79), при выводе которых пренебрегали действием некоторых силовых параметров, дают вполне удовлетворительные результаты при расчете валов типовых конструкций.

Хотя в сечении FF величина изгибающего момента больше, чем в сечении EE , расчет допускаемых нагрузок по прочности вала в этом сечении можно не производить. Объясняется это тем, что на величине эквивалентного напряжения в сечении EE для щековых коленчатых валов существенно сказывается концентрация напряжений. Возросший изгибающий момент, безусловно, влияет на величину эквивалентного напряжения в сечении FF для бесщековых валов эксцентрикового типа. Однако в конструкторской практике коленную (эксцентриковую) шейку, как правило, не просчитывают, имея в виду ее повышенную прочность из-за большого диаметра. Только для щековых валов, когда диаметр коленной шейки занижен — $d_A < 1,3d_0$, рекомендуется производить расчет по прочности сечения EE .

Для одноколенчатого вала с маховиком расчетные формулы допускаемых усилий на ползуне прессы имеют вид:

по прочности сечения BB
при $S_{\max} \leq d_0$

$$P_D = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma^B \left(\frac{A_1}{d'} \right)^2 + 0,25 \Phi_\tau^B m_k^2}};$$

при $S_{\max} > d_0$

$$P_D = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma^B (m_K + 0,17d_0)}};$$

по прочности сечения EE

$$P_D = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1}}{k_\delta n_1 \sqrt{\Phi_\sigma^B \left[\frac{A_1}{d^2} + 0,25 (l_K - l_{ш}) \right]^2 + 0,25\Phi_\tau^E (m_K - 0,5R \sin \alpha)^2}}.$$

Представленные формулы для одноколенчатого вала с маховиком отличаются от формул для предыдущей схемы отсутствием в подкоренных выражениях вычитаемого

$$\frac{B_1}{d^2} \frac{m_K \sin (\delta + \varepsilon)}{R_{ш} \cos \varepsilon} \rightarrow 0,$$

что вполне логично в связи с отсутствием консольной силы $T_{ш}$, отображением которой и являлось вычитаемое.

Запас прочности при расчетах допускаемых усилий по прочности валов рекомендуется выбирать исходя из условий работы прес-сов (табл. 4).

Таблица 4

Тип прес-са	Запас прочности		Коэффици-ент долговеч-ности k_δ
	по валу n_1	по зубчатым передачам n_2	
Листоштамповочные:			
однокривошипные	1,3	1,8...2,2	0,8
двух- и четырехкривошипные	1,3	1,8...2,2	0,9...1,0
Горизонтально-ковочные машины	1,2...1,3	1,8...2,2	0,8
КГШП	1,5	1,8...2,2	0,8
Чеканочные	1,5	2,3...2,5	0,8
Автоматы листоштамповочные	1,6...1,8	2,2	1,0
Автоматы для объемной штамповки	1,7...2,0	2,2	1,0

3.7. Допускаемые усилия по прочности зубчатых передач

Большое различие в характере силовых условий работы зубчатых передач наблюдается для универсальных прес-сов с ограниченным использованием числа ходов и специализированных прес-сов-автоматов.

В прес-сах-автоматах при штамповке деталей узкой номенклатуры зубчатые передачи работают без остановок в течение достаточно длительного времени на номинальном режиме.

В универсальных прессах после каждого рабочего хода следует остановка ползуна с выключением муфты, для последующего рабочего хода муфта включается вновь. Поскольку при выключении муфты погашается кинетическая энергия останавливаемых частей привода пресса, а при включении преодолевается инерция этих же частей, каждый раз при пуске и остановке в цикле одного двойного хода возникают значительные динамические нагрузки, воспринимаемые зубчатыми передачами.

Расположение муфты включения и тормоза на валу ведущего кривошипного вала или на приемном валу вносит некоторые различия в характер нагружения зубчатых передач.

В прессах с муфтой на приемном валу зубчатое колесо последней пары жестко связано с ведущим валом. Поэтому зубчатые пары привода испытывают динамические нагрузки при остановке и пуске пресса. При остановке пресса зубчатые пары нагружаются тормозным моментом, направление которого противоположно рабочему моменту, в результате раскрываются зазоры с рабочей стороны зубьев. При последующем пуске на рабочий ход выборка раскрывшихся зазоров происходит с резким ударом зубьев шестерни по зубьям колеса. Вполне очевидно, что и нагрузка тормозным моментом при перешедших на тыльную сторону зазорах происходит также ударом. Решающим фактором, определяющим особенности нагружения при указанной компоновке привода, является фиксированное положение зубчатых пар при остановке и пуске пресса, вследствие чего максимальные нагрузки воспринимаются всего 2—6 зубьями.

В прессах с муфтой на ведущем кривошипном валу вероятность нагружения зубьев колеса конечной пары максимальными нагрузками зависит от типа муфты:
для управляемой фрикционной муфты

$$\omega = z/z_2,$$

где z — число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении;
 z_2 — число зубьев колеса.

Степень герметизации и смазка зубчатых передач существенно влияют на их силовой режим и прочность. Опыт эксплуатации прессов показывает, что поломки зубьев в открытых передачах чаще всего связаны с образованием усталостных трещин в корне зуба, где наблюдается наибольшая интенсивность напряженного состояния. Усталостные явления при циклическом изгибе усиливаются с уменьшением толщины зубьев вследствие абразивного износа. Абразивный износ вызывается истиранием твердых пылевидных частиц, оседающих на поверхность зубьев из атмосферы цеха. В первый период работы открытых передач абразивный износ играет положительную роль, ускоряя приработку зубьев сопряженных пар.

В закрытых передачах более важным фактором оказывается выкрашивание зубьев с образованием большого количества оспообраз-

ных лунок. Причиной выкрашивания является потеря контактной прочности вследствие усталостных явлений в металле рабочих поверхностей в слое толщиной 15...20 мкм. Смазка, вдавливаемая в лунки, способствует процессу выкрашивания. В износившихся таким образом передачах вращение становится неравномерным и появляется шум. Прогрессирующий износ и увеличение динамических нагрузок в дальнейшем могут послужить причиной поломки зубьев.

В открытых передачах выкрашивание встречается редко. Это объясняется тем, что тонкий поверхностный слой истирается при абразивном износе быстрее, чем в нем успеют достичь конечной стадии процессы граничной усталости. Влияет также ограничение смазки в открытых передачах.

Следовательно, при расчете зубчатых передач кривошипных прессов следует исходить из усталостной прочности при изгибе и контактной прочности по поверхности зубьев. При этом для закрытых передач делается расчет на усталостную прочность при изгибе и на контактную прочность, в качестве определяющего принимается наименьший показатель. Для открытых передач вполне достаточно расчета на усталостную прочность при изгибе.

Запас прочности зубьев при усталостном изгибе

$$n_2 = \sigma_{\text{пр}} / \sigma_a,$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение при усталостном изгибе с симметричным циклом, т. е. σ_{-1} ,

σ_a — максимальное приведенное напряжение.

Максимальное приведенное напряжение устанавливается с учетом характера нагрузки, концентрации напряжений, качества поверхности, масштабного фактора и характера цикла напряжений:

$$\sigma_a = k_H [(k_\sigma)_D \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m]. \quad (3.80)$$

В этой формуле

k_H — коэффициент нагрузки, учитывающий особенности нагружения зубчатой передачи,

$$k_H = k_1 k_2 k_{3H} k_4,$$

где k_1 — коэффициент перегрузки, для однокривошипных прессов $k_1 = 1$; для двух- и четырехкривошипных $k_1 = 1,1 \dots 1,2$;

k_2 — коэффициент концентрации нагрузки по ширине колеса или шестерни из-за упругой деформации опор и валов, для открытых передач $k_2 = 1$, для закрытых $k_2 = 1,1 \dots 1,3$;

k_{3H} — коэффициент долговечности;

k_4 — коэффициент, учитывающий биение в зацеплении из-за неточного изготовления; коэффициент $k_4 = 1 \dots 1,6$ в зависимости от степени точности зацепления (с уменьшением степени точности значение k_4 возрастает), окружной скорости (с увеличением скорости k_4 возрастает) и поверхностной твердости зубьев (незначительное уменьшение для более твердой поверхности);

σ_m , σ_v — соответственно среднее напряжение цикла и амплитуда напряжений:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = (1 - \varphi') \frac{\sigma_n}{2};$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = (1 + \varphi') \frac{\sigma_n}{2}.$$

При определении σ_m и σ_v считалось, что рабочий крутящий момент M_k вызывает в зубьях положительное напряжение изгиба $\sigma_{\max} = \sigma_n$. При действии тормозного момента M_T в зубе возникает противоположно направленное напряжение $\sigma_{\min} = -\varphi' \sigma_n$. Коэффициент, учитывающий нагружение передачи тормозным моментом,

$$\varphi' = M_T / M_p,$$

где M_p — расчетный момент муфты включения.

Для прессов с муфтой на приемном валу $\varphi' = 0,25 \dots 0,40$; для прессов с муфтой на ведущем валу $\varphi' = 0$.

Физический смысл величин $(k_\sigma)_D$ и ψ_σ раскрыт ранее при анализе прочности коленчатых валов.

Следовательно, уравнение (3.80) преобразуется к виду

$$\sigma_a = k_n (1 + \varphi') \left[\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \psi_\sigma \frac{1 - \varphi'}{1 + \varphi'} \right] \frac{\sigma_n}{2}.$$

Выражение в квадратных скобках обозначим:

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \psi_\sigma \frac{1 - \varphi'}{1 + \varphi'} = \Phi_{\sigma(\varphi)}.$$

Тогда максимальное приведенное напряжение

$$\sigma_a = k_n (1 + \varphi') \Phi_{\sigma(\varphi)} \frac{\sigma_n}{2}. \quad (3.81)$$

Из расчетов деталей машин [12, 24] известно, что номинальное напряжение изгиба в зоне наибольшей интенсивности (у корня ножки зуба)

$$\sigma_n = Y_F Y_* Y_\beta \frac{2 M_k}{m^2 z b}, \quad (3.82)$$

где Y_F — коэффициент формы или прочности зуба шестерни Y_{F1} или колеса Y_{F2} ; величину Y_F можно определить по данным рис. 10.25 в [12] или табл. 35 в [24] в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = z / \cos^3 \beta$;

Y_* — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев: для прямозубых передач при степени точности не выше 7-й по ГОСТ 1643—72 $Y_* = 1$; для косозубых и шевронных передач

$$Y_* = \frac{1}{(0,85 \dots 0,95) \varepsilon_\alpha};$$

ε_α — коэффициент торцового перекрытия; точное значение ε_α можно определить по указаниям ГОСТ 16532—70, в первом приближении

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta;$$

z — число зубьев шестерни z_1 или колеса z_2 (знак плюс соответствует внешнему зацеплению, знак минус — внутреннему);

β — угол наклона зубьев к образующей делительного цилиндра, град;

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ};$$

M_k — крутящий момент на валу шестерни M_{k1} или колеса M_{k2} ;

m — нормальный модуль зацепления;

b — рабочая ширина шестерни или колеса.

Следовательно, допускаемый крутящий момент по усталостной прочности при изгибе зубьев шестерни и сопряженного зубчатого колеса

$$M_{ki}^n = \frac{m^2 z_i b \sigma_{-1i}}{n_2 k_H (1 + \varphi') \Phi_{\sigma(\varphi)i} Y_{Fi} Y_\beta}, \quad (3.83)$$

причем шестерне присваивают индекс $i = 1$, колесу — $i = 2$, а значение запаса прочности n_2 принимают по данным табл. 4.

Из расчетов деталей машин известно также, что номинальное контактное напряжение в зоне наибольшей интенсивности (в ножке зуба у полюсной линии)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2M_{k2}(u \pm 1)}{m^2 z_2^2 b}}, \quad (3.84)$$

где Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для угла зацепления

$$\varepsilon = 20^\circ, \quad Z_H \approx 1,77 \cos \beta;$$

Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства шестерни и колеса: для стальных пар $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$;

Z_ε — коэффициент, учитывающий длину контактной линии: для прямозубых колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

для косозубых и шевронных колес

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_\alpha^{-1}}.$$

Отсюда следует, что допускаемый крутящий момент по контакт-

ной выносливости зубчатого колеса с учетом условий работы зубчатой передачи

$$M_{к2}^H = \left(\frac{[\sigma_H]}{Z_H Z_M Z_s} \right)^2 \frac{z_2^2 m^2 b}{2k_H (u \pm 1)}, \quad (3.85)$$

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение для заданного режима работы зубчатой передачи,

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_0}{S_H k_{3H}};$$

$[\sigma_H]_0$ — базовый предел контактной выносливости (§ 5.2);

S_H — коэффициент безопасности: $S_H = 1,1$ для нормализованных или улучшенных зубьев, $S_H = 1,2$ для зубьев, подвергшихся поверхностной химико-термической обработке;

k_{3H} — коэффициент долговечности при расчете на контактную выносливость (§ 3.8);

k_H — коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость,

$$k_H = k_1 k_2 k_4;$$

u — передаточное число, знак плюс соответствует внешнему зацеплению, знак минус — внутреннему (например, при расчете планетарной передачи двухскоростной муфты).

Используя соотношение $M_k = P_D m_k$, представим допускаемые усилия на ползуне прессы по прочности шестерен и зубчатых колес тихоходной передачи:

по усталостной прочности на изгиб

$$P_{D1} = \frac{m^2 z_1 b \sigma_{-1t}}{n_2 k_H (1 + \varphi') \Phi_{\sigma(\varphi)} Y_{F1} Y_s Y_{\beta} m_k}; \quad (3.86)$$

по контактной выносливости

$$P_{D2} = \left(\frac{[\sigma_H]}{Z_H Z_M Z_s} \right)^2 \frac{z_2^2 m^2 b}{2k_H (u \pm 1) m_k}. \quad (3.87)$$

Выбор материалов для изготовления зубчатых колес и их механические свойства приведены в § 5.2.

При расчете допускаемых усилий на ползуне прессы по прочности быстроходных зубчатых передач необходимо осуществить приведение крутящего момента к главному валу:

$$M_{к. \sigma} = \frac{M_k}{u_n \eta_n},$$

где u_n — передаточное число от соответствующего вала до главного вала;

η_n — к.п.д., учитывающий потери в передачах.

3.8. Коэффициент долговечности

Справочные значения предельных (базовых) напряжений усталости в металле валов и зубчатых колес соответствуют длительным периодам работы, обычно намного превышающим сроки службы этих деталей. В кривошипных прессах максимальные напряжения действуют не все время, а только в период рабочего хода. Поэтому расчетные допускаемые напряжения могут не соответствовать предельным. Для этого в формулы допускаемых нагрузок введены коэффициенты долговечности (коэффициенты режима работы), учитывающие срок службы и режим нагрузки [12, 24].

Коэффициент долговечности вала при расчете на усталостную прочность при изгибе

$$k_\delta = \sqrt[m_1]{N_u/N_0}, \quad (3.88)$$

где $m_1 = 9$ — показатель степени корня;

N_u — эквивалентное число циклов перемены напряжений;

$N_0 = 10^7$ — базовое число циклов.

При работе кривошипных прессов наблюдают два случая переменной нагрузки: первый случай обусловлен цикличностью действия пресса (рабочий ход, холостой ход ползуна, холостое вращение привода); второй случай — технологическим использованием пресса (специальные машины всегда работают на номинальном нагрузочном режиме; специализированные и универсальные — лишь иногда, а большую часть времени недогружены).

Поскольку нагрузка существенна только при рабочем ходе, при расчете числа циклов перемены напряжений следует учитывать не номинальную частоту вращения главного вала или валов привода, а фактически используемое число оборотов в минуту $n_\phi = p_n n$, где p_n — коэффициент использования ходов (§ 4.1). Тогда известная из курса деталей машин [12, 24] формула для определения эквивалентного числа циклов при переменной нагрузке примет вид

$$N_u = 60 n p_n \sum \left(\frac{M_{ki}}{M_{k. \max}} \right)^{m_2} t_i, \quad (3.89)$$

где M_{ki} — крутящий момент, соответствующий заданному технологическому использованию пресса,

$$M_{ki} = a_{1i} M_{k. \max},$$

a_{1i} — долевой коэффициент нагрузки, например для универсального пресса $a_{11} = 1$, $a_{12} = 0,7$ и $a_{13} = 0,5$;

$M_{k. \max}$ — максимальный крутящий момент,

$$M_{k. \max} = P_n m_k (\alpha_n);$$

t_i — время работы пресса с заданной технологической нагрузкой,

$$t_i = a_{2i} t_c;$$

a_{2i} — долевой коэффициент времени работы, например для универсального пресса $a_{21} = 0,1$, $a_{22} = 0,3$ и $a_{23} = 0,6$;

t_c — срок службы пресса (по ГОСТ 7600—76), ч;

m_2 — показатель степени, $m_2 = 9$.

Из формулы (3.89) следует, что для универсального пресса с трехступенчатым режимом работы

$$N_{\text{ц}} = 60np_{\text{н}}(a_{11}^{m_2}a_{21} + a_{12}^{m_2}a_{22} + a_{13}^{m_2}a_{23})t_c.$$

Коэффициент долговечности зубчатых передач при расчете на усталостную прочность при изгибе $k_{3\text{н}}$ определяют по формуле, аналогичной (3.88), причем при твердости поверхности зубьев $HV \leq 350$ показатель $m_1 = 6$, а при $HV > 350$ показатель $m_1 = 9$. Базовое число циклов во всех случаях $N_0 = 4 \cdot 10^6$. Величину $N_{\text{ц}}$ определяют по формуле:

$$N_{\text{ц}} = 60np_{\text{н}}\theta \sum \left(\frac{M_{\text{к}i}}{M_{\text{к. max}}} \right)^{m_2} t_c, \quad (3.90)$$

в которую дополнительно введен коэффициент θ , учитывающий вероятность нагружения одного и того же зуба при выполнении рабочего хода. Согласно [1, 18]

$$\theta = \varphi_{\text{п}}\omega + \varphi_{\text{р}}, \quad (3.91)$$

где $\varphi_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий число переходов (ручьев) при последовательной штамповке: при одном переходе $\varphi_{\text{п}} = 1$, при двух — $\varphi_{\text{п}} = 0,5$ и т. д.;

ω — коэффициент, зависящий от расположения управляемой фрикционной муфты; на приемном валу $\omega = 1$, на главном валу $\omega = 0,07$;

$\varphi_{\text{р}}$ — коэффициент (применяют только при расчете вероятности нагружения зубьев быстроходных передач), учитывающий величину угла поворота главного вала при рабочем ходе: $\varphi_{\text{р}} = 0,04$ для вытяжных прессов, $\varphi_{\text{р}} = 0,02$ для прессов других типов.

Показатель степени в формуле (3.90) для нормализованных и улучшенных сталей $m_2 = 6$, а для закаленных $m_2 = 9$.

Коэффициент долговечности зубчатых передач при расчете на контактную прочность $k_{3\text{н}}$ также определяют по формуле, аналогичной (3.88), причем всегда $m_1 = 6$. При твердости поверхности зубьев $HV \leq 200$ базовое число циклов $N_0 = 10^7$, а при $HV > 200$ N_0 можно рассчитать по формуле, приводимой в ГОСТ 21354—75 на расчет на прочность зубчатых передач, $N_0 = 30 HV^{2,4}$. Эквивалентное число циклов $N_{\text{ц}}$ определяют по формуле, аналогичной (3.90), полагая $m_2 = 3$.

Ориентировочные значения коэффициентов $k_{3\text{н}}$ и $k_{3\text{н}}$ для кривошипных прессов различных типов соответствуют значениям k_{σ} в табл. 4.

3.9. Условие прочности и номинальное усилие кривошипного пресса

Детали кривошипного пресса по особенностям расчета на прочность можно подразделить на две группы.

К деталям первой группы относятся ведущие кривошипные валы в любом конструктивном исполнении, бугельные оси шестерен-эксцентриков, а также зубчатые передачи главного привода. Характерной особенностью деталей первой группы является то, что их прочность зависит от положения главного исполнительного механизма, координируемого углом поворота ведущего кривошипа.

К деталям второй группы относятся станина и другие детали пресса, воспринимающие силовую нагрузку в период рабочего хода. Детали этой группы рассчитывают по максимальному значению допускаемого усилия на ползуне пресса, полученного в расчете деталей первой группы, и поэтому формально их прочность не зависит от положения главного исполнительного механизма.

Рассмотрим применимость трех методов расчета деталей на прочность: а) проектного расчета; б) проверочного расчета; в) расчета допускаемых нагрузок.

По первому методу по известной силовой нагрузке (мощность, крутящий момент, сила) и режиму работы подбираются прочные размеры деталей тех или иных узлов. Допускаемые напряжения рассчитывают, исходя из режима работы деталей и материала, из которого их изготовят.

При проверочном расчете по заданным нагрузкам, размерам и материалам требуется определить рабочие напряжения и сравнить их с допускаемыми для данных условий работы.

При проектировании новых и модернизации кривошипных прес-сов первый и второй методы применяют для расчетов второй группы деталей.

Расчет кривошипных валов, бугельных осей и связанной с ними тихходной зубчатой пары, являющихся наиболее ответственными деталями первой группы, сводится к определению допускаемых нагрузок на ползуне пресса.

Задание конструктивных размеров валов и осей производят в зависимости от номинального усилия пресса по опытно-статистическим соотношениям такого вида [32]:

$$d, l = f(P_n).$$

В свою очередь, конструктивные размеры зубчатых передач задаются в зависимости от диаметра опорной шейки [32]:

$$m = f(d_0).$$

Подобный подход к расчету кривошипных прес-сов объясняется тем, что характеристика пресса по проектному заданию в виде номинального усилия условна и не дает полного представления о

возможностях нагружения пресса во время работы. Зависимость допускаемой нагрузки в деталях первой группы от положения механизмов приводит к тому, что условие равнопрочности в кривошипных прессах не выполняется, в отличие, например, от гидравлических прессов, где максимум усилия может быть достигнут при любом положении подвижной поперечины. Если рассмотреть уравнения допускаемых усилий по прочности валов и зубчатых передач, можно заметить, что в них входит величина m_k — функция угла поворота главного вала. Прочие же параметры уравнений для данных условий работы остаются постоянными. Именно поэтому для разных точек хода ползуна главного механизма допускаемые усилия неодинаковы.

Характер и взаимное расположение графиков допускаемых усилий по прочности сечений ведущего вала определяются соотношением его конструктивных размеров для разных по технологическому назначению прессов. Например, у прессов с уменьшенным ходом $S_{\max}^* \leq d_0$ кривая 1 (рис. 3.6) допускаемых усилий по прочности коленчатого вала в сечении BB достаточно плавная с максимумом при $\alpha \approx 0 \dots 10^\circ$. Для прессов с ходом $S_{\max}^* > d_0$ зависимость допускаемых усилий обнаруживает значительное повышение нагрузок при подходе ползуна к крайнему нижнему (переднему) положению.

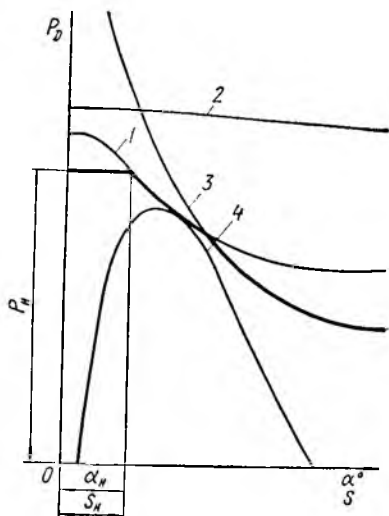


Рис. 3.6

Кривая 2 прочности по сечению EE для большинства прессов оказывается высокоподнятой с небольшим снижением допускаемых усилий в сторону малых углов. Для современных конструкций кривошипных прессов график 3 усилий, допускаемых прочностью колеса или шестерни тихоходной пары, в области больших углов поворота кривошипа оказывается самым низким графиком. В области малых углов этот график круто повышается, пересекая графики усилий, допускаемых прочностью кривошипного вала. Для некоторых конструкций горизонтально-ковочных машин кривая прочности тихоходной пары лежит полностью ниже всех графиков.

Огибающая графиков усилий на ползуне кривошипного пресса, предельно допускаемых прочностью ведущего вала и зубчатых передач для любых положений механизма, называется графиком допускаемых усилий и определяет условие прочности пресса. Сохранение целостности пресса связано с соблюдением условия прочности пресса. Это значит, что в любом случае нагрузочный график 4, т. е. график, определяемый сопротивлением штампуемого металла и осо-

бенностями конструкции пресса, должен вписаться в график допускаемых усилий и не превышать его ни в одной точке.

Из графика прочности видно, что допускаемое усилие, равное паспортному номинальному усилию P_n , может быть достигнуто при вполне определенном положении механизма пресса и соответствующем этому положению угле поворота ведущего кривошипа — α_n , который обычно называют номинальным углом.

Величина номинального угла α_n зависит от технологического назначения пресса и особенностей его конструктивного устройства. Для листоштамповочных одностоечных прессов рекомендуется, чтобы номинальное усилие достигалось при достаточно больших углах $\alpha_n > 30...45^\circ$, у двухстоечных прессов открытого типа номинальный угол еще больше и превышает 60° . У однокривошипных закрытых прессов простого действия условие прочности строится так, чтобы номинальное усилие достигалось для прессов с нормальным ходом (быстроходные) при углах $\alpha_n = 20...30^\circ$, а для прессов с увеличенным ходом (тихоходные) и обрезных прессов при $\alpha_n = 10...20^\circ$, причем большие значения α_n соответствуют меньшим по размеру прессам. Достаточно широк разброс значений номинальных углов в зависимости от величины хода ползуна для двух- и четырехкривошипных прессов с шестерне-эксцентриковым приводом — $\alpha_n = 15...30^\circ$. Задание конструктивных размеров привода и главного вала у кривошипных горячештамповочных прессов с резким пиком нагрузки в конце рабочего хода подчиняется условию, по которому номинальный угол α_n не превышает величины в $3...5^\circ$, а для горизонтально-ковочных машин — $\alpha_n = 1...5^\circ$, считая от крайнего переднего положения. Что касается чеканочных кривошипно-коленных прессов, то для них $\alpha_n = 50...60^\circ$.

Для вытяжных прессов двойного действия особо оговаривается требование к прочности при больших углах поворота ведущего кривошипа: при $\alpha = 70...80^\circ$ допускаемое усилие не должно быть меньше 40% от номинального. Это связано с тем, что рабочий график при вытяжке имеет вытянутую форму с мало изменяющейся величиной усилий в течение всего процесса деформации.

Для двухкривошипных прессов рассчитанное изложенным способом условие прочности соблюдается при центральной или почти центральной нагрузке. В тех случаях, когда нагружение происходит со значительным эксцентриситетом относительно оси пресса, фактическое допускаемое усилие уточняется по расчетной схеме, в которой ползун рассматривается как балка на двух опорах — подвесках ползуна, а нагрузка прилагается в центре давления установленного штампа. Поскольку фактическая нагрузка на каждую опору не может превышать $0,5 P_n$, то при заданном расстоянии между осями подвески ползуна L_n и эксцентриситете x , считая от оси пресса, максимальное допускаемое усилие

$$P_{\max} = \frac{L_n}{L_n + 2x} P_n.$$

Точно так же должны быть снижены допускаемые усилия при углах $\alpha > \alpha_1$.

В связи с тем, что в производственных условиях измерение угла поворота ведущего кривошипа представляет большие трудности и наладка прессов ведется на заданное положение ползуна, важно знать в общем случае изменение допускаемых нагрузок в функции пути. Поэтому график $P_D = f(\alpha)$, полученный при прочностных расчетах, должен быть перестроен в координаты $P_D = f(S)$ и в таком виде обязательно внесен в паспорт пресса.

На графике $P_D = f(S)$ номинальному углу α_n поворота ведущего кривошипа будет соответствовать номинальный недоход S_n ползуна до крайнего нижнего (верхнего, переднего) положения (рис. 3.6).

Вышеизложенное позволяет уточнить понятие о номинальном усилии: это — наибольшее усилие, которое может быть приложено к центру ползуна при заданном (номинальном углом или номинальным недоходом) положении главного исполнительного механизма без нарушения прочности главного вала или тихоходных зубчатых колес привода кривошипного пресса.

3.10. Жесткость кривошипных прессов

Под действием нагрузок детали машин претерпевают упругое изменение размеров и формы. В кривошипных прессах в период рабочего хода под нагрузкой оказываются детали главного исполнительного механизма и станины. В зависимости от характера приложенной нагрузки эти детали испытывают неодинаковую по виду деформацию: растяжение, сжатие, изгиб, контактное смятие. Так, кривошипный вал изгибается, стойки станины растягиваются, шатун сжимается, плита стола прогибается и т. д. Все эти деформации суммируются в направлении движения ползуна, искажая характер его движения и изменяя взаимное расположение рабочих частей штампа, полученное при наладке.

После окончания рабочего хода, когда нагрузка падает до нуля, упругая деформация деталей пресса исчезает: их размеры и форма восстанавливаются.

Свойство пресса упруго изменять свои размеры под действием нагрузки в период рабочего хода называют упругой податливостью. В технической литературе чаще используют другой термин — жесткость, понимая под этим способность пресса сопротивляться упругому деформированию под нагрузкой. Эту способность характеризуют коэффициентом жесткости (или жесткостью, МН/мм),

$$c = P_D / \Delta l,$$

где P_D — сила на ползуне пресса;

Δl — суммарная упругая деформация, равная увеличению расстояния, между рабочими частями штампа.

Величину, обратную коэффициенту жесткости, называют коэффициентом податливости (или податливостью, мм/МН),

$$\Pi = c^{-1} = \Delta l / P_D.$$

Наиболее точное представление об упругой деформации прессы дает экспериментальный график жесткости [18]. Этот график (рис. 3.7) устанавливает зависимость между суммарной упругой деформацией Δl и силой P_D на ползуне прессы. Как видно, начальный участок графика имеет нелинейный характер. Это объясняется в самом начале нагружения выборкой зазоров в сочленениях главного исполнительного механизма, а затем — нелинейной упругой деформацией стыков. Величина усилия, соответствующая нелинейной деформации, обычно не превышает 25...30 % от номинального усилия прессы.

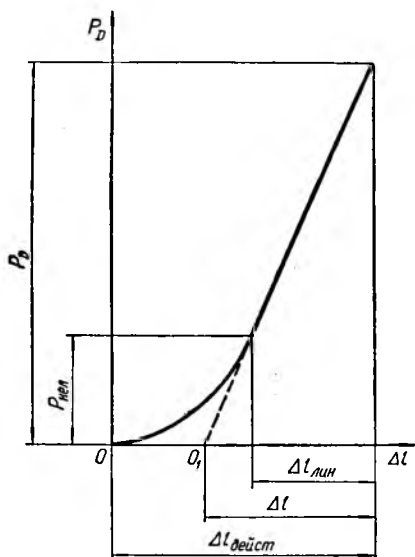


Рис. 3.7

Для определения коэффициента жесткости (и податливости) принимают только линейную часть графика, где производная dP_D/dl постоянна, и, следовательно,

$$c = \Pi^{-1} = \frac{P_D - P_{нел}}{\Delta l_{лин}}.$$

В линеаризованной форме графики жесткости используют в энергетических расчетах (§ 4.3), поскольку нелинейная часть графика не оказывает заметного влияния на точность этих расчетов.

Показатели упругой податливости, необходимые для построения линеаризованных графиков жесткости, принимают по практическим данным.

В открытых кривошипных прессах, предназначенных для листовой штамповки, величина упругой податливости может достигать больших значений:

$$\Pi = 1 \dots 2,0 \text{ мм на } 1 \text{ МН нагрузки.}$$

В закрытых двухстоечных кривошипных прессах для листовой штамповки

$$\Pi = 0,5 \dots 1 \text{ мм на } 1 \text{ МН нагрузки.}$$

В кривошипных прессах, работающих чеканящим нажимом, большие величины Δl недопустимы из-за больших потерь энергии и в

связи с необходимостью получить достаточную точность штамповки

$\Pi = 0,10 \dots 0,35$ мм на 1 МН нагрузки.

В динамических расчетах графики жесткости следует задавать аппроксимированными кривыми $P_D(\Delta l)$, в достаточной степени совпадающими с экспериментальными графиками [8]. Использование линейризованных графиков приводит к существенному превышению расчетных нагрузок и резким скачкам усилий, которые не наблюдаются в реальном прессе.

Чтобы избежать отрицательных последствий, вызванных недостаточной жесткостью (понижение точности штамповки, уменьшение стойкости деталей пресса и инструмента, увеличение затрат энергии), конструкторы стремятся повысить жесткость современных кривошипных прессов. Для этого они применяют новые кинематические схемы с увеличенной жесткостью главного исполнительного механизма, используя, например, кривошипно-клиновой механизм в КГШП [13] или кривошипно-круговой механизм в вырубных прессах [26]. При этом устраняется наиболее податливый элемент конструкции — кривошипно-ползунный механизм.

Глава 4. ЭНЕРГЕТИКА КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

4.1. Энергетические возможности кривошипных прессов

Изменение уровня энергии в кривошипном прессе в течение одного технологического цикла показано на рис. 4.1.

При работающем электродвигателе, но выключенной муфте уровень энергии прессов определяется запасом кинетической энергии U_n , накопленной вращающимися маховыми массами.

Расход энергии на трение между дисками при включении фрикционной муфты и разгон следующих за ней деталей механизма пресса снижает первоначальный уровень энергии до величины U_m . Однако при правильно подобранном приводе маховые массы еще до начала рабочего хода разгоняются до номинальной частоты вращения и прежний уровень энергии восстанавливается.

Падение уровня энергии во время рабочего хода совершается по кривой $d—e$, и запас кинетической энергии снижается до вели-

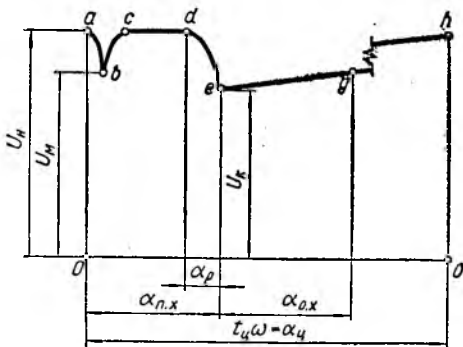


Рис. 4.1

чины U_k . Это значит, что в период рабочего хода расходуется лишь часть полной энергии привода:

$$\Delta U = J_m \frac{\omega_m^2 - \omega_{\min}^2}{2},$$

где J_m — момент инерции вращающихся деталей, приведенный к валу маховика;

ω_m — начальная угловая скорость маховика;

$\omega_{\min}$ — угловая скорость маховика в конце рабочего хода.

Из общего перепада энергии в этот период на пластическую деформацию тратится определенная доля $\Delta U'$. Остальное падение уровня энергии $\Delta U'' = \Delta U - \Delta U'$ вызвано потерями на трение и упругое деформирование деталей пресса.

При обратном ходе после снятия рабочей нагрузки происходит восстановление уровня энергии по кривой $e - g - h$ за счет работы электродвигателя.

При большом расходе энергии на пластическую деформацию и вредные потери полного восстановления уровня энергии в течение обратного холостого хода $\alpha_{o.х}$ может не произойти. Поэтому приходится работать в режиме одиночных ходов с тем, чтобы растянуть время холостого пробега маховика при работающем электродвигателе и выключенной муфте. Тогда к моменту очередного включения муфты по истечении времени $t_{ц}$ в приводе пресса восстанавливается первоначальный уровень энергии. В противном случае, т. е. при завышенном использовании пресса по числу ходов, непрерывное торможение маховика приводит к тому, что пресс в конце концов останавливается.

При однопереходной штамповке на кривошипных прессах (вырубка — пробивка, вытяжка, чеканка и т. п.) в режиме одиночных ходов с разовым включением муфты сумма основного (машинного) времени $t_{осн}$ и времени на вспомогательные приемы труда $t_{всп}$, разделяя выдачу готовых, типовых для данного пресса штамповок, является длительностью действительного технологического цикла:

$$t_{ц} = t_{осн} + t_{всп}.$$

При многопереходной штамповке в режиме одиночных ходов с несколькими включениями муфты действительный технологический цикл необходимо подразделить на неполные, каждый из которых соответствует технологическому переходу.

Время полного технологического цикла для прессов, работающих на одиночных ходах, приближенно можно рассчитать по заданному коэффициенту использования ходов (табл. 5):

$$t_{ц} = \frac{1}{P_n} t_{дв.к.}$$

При однопереходной или многопереходной штамповке, осуществляемой сразу на всех позициях, во время работы автоматизированного пресса на непрерывных ходах (универсальные и многопо-

Таблица 5

Тип прессы	Коэффициент использования ходов P_n
Листоштамповочные универсальные простого действия	0,40...0,80
Листоштамповочные вытяжные двойного действия	0,70...0,90
Кривошипные горячештамповочные	0,10...0,20
Горизонтально-ковочные машины	0,15...0,30
Чеканочные	0,60...0,80
Ножницы	0,70...0,90

зиционные листоштамповочные прессы-автоматы, одноударные холодновысадочные прессы-автоматы и т. п.) длительность технологического цикла

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{дв. х.}}$$

4.2. Графики усилий деформации

Для расчетов, связанных с определением энергетических показателей, имея в виду технологическое назначение прессов, фактическое многообразие графиков усилий деформации следует заменить упрощенными типовыми графиками.

Существует два способа задания типовых графиков усилий деформации:

1-й способ — график усилий деформации строится методами теории обработки металлов давлением [30];

2-й способ — в качестве расчетного графика принимается график усилий деформации, полученный экспериментально для сходных условий штамповки. Этот метод задания типового графика основан на практическом приложении закона подобия. Первым требованием возможности применения экспериментальных графиков является тождественность схем внешних нагрузок, а также геометрическое и физическое подобие процессов. Безусловно, абсолютного подобия быть не может, тем не менее допустимо считать, что характер графиков сохраняется — меняется только масштаб усилий и абсолютных деформаций.

По характеру силового режима технологические процессы и соответствующие им графики усилий деформации можно разделить на шесть групп.

1 группа — вытяжка листового металла (рис. 4.2, а, где 1 — первая вытяжка, 2 — вторая вытяжка, 3 — вытяжка с утонением).

При энергетических расчетах вытяжных прессов двойного действия в качестве исходной величины обычно принимают базу деформации Δh_{max} , равную полному вытяжному ходу внутреннего ползуна, взятому из циклограммы прессы. Допускаемый максимум усилия в этом случае должен быть меньше номинала, записанного в паспорте, и определяется он по условию прочности прессы.

Листоштамповочные тихоходные прессы простого действия также рассчитываются по графику первой вытяжки. При расчете следует учитывать, что ползун при ходе вниз преодолевает сопротивление подушек.

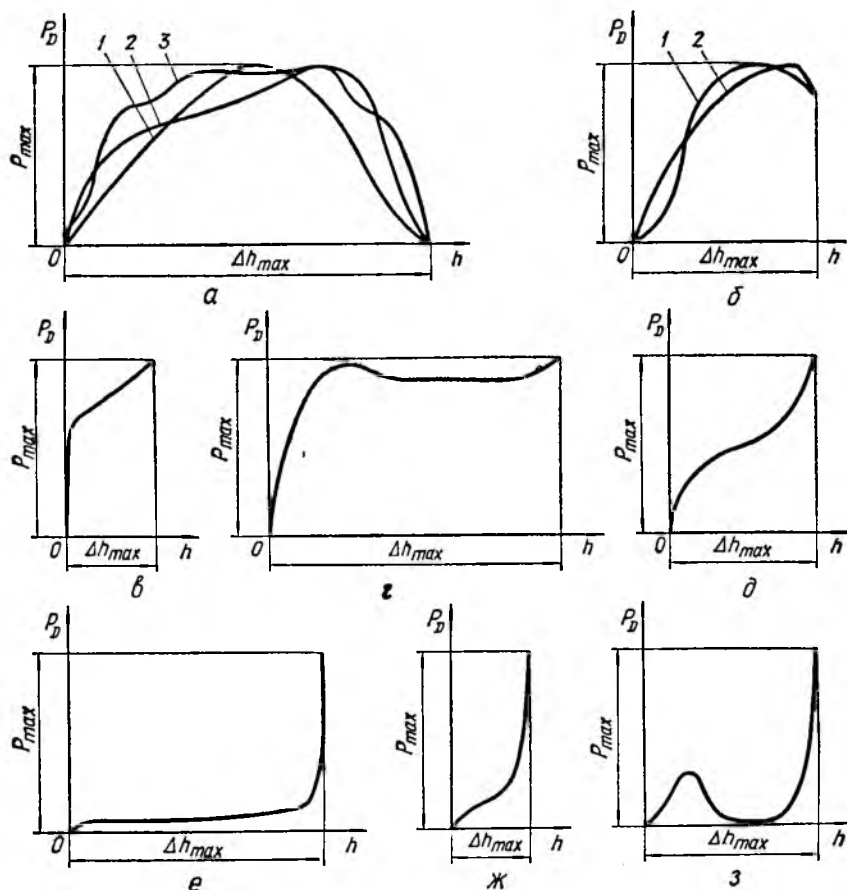


Рис. 4.2

Специализированные прессы патронно-гильзового производства (балансирные, кривошипно-шарнирные) должны рассчитываться по графикам второй вытяжки или вытяжки с утонением.

II группа — разделительные процессы штамповки (рис. 4.2, б, где 1 — вырубка — пробивка при штамповке из листа, обрезка заусенцев и прошивка отверстий нахолодно и нагорячо; 2 — резка прутков на мерные заготовки на сортовых ножницах и т. п.).

При расчетах максимум усилия деформации $P_{\max}$ следует принимать равным номиналу прессы $P_{\max} = P_n$.

Базу деформации по оси абсцисс $\Delta h_{\max}$ рассчитывают в зависимости от толщины срезаемого материала:

$$\Delta h_{\max} = k t_c, \quad (4.1)$$

где k — поправочный коэффициент;

t_c — толщина просекаемого листа или среза при обрезке.

Для вырубки — пробивки и холодной обрезки заусенцев $k = 0,40 \dots 0,50$; для горячей обрезки $k = 1$; для резки прутков $k = 0,25 \dots 0,35$, причем меньшие значения k задаются для более твердых материалов.

Номинальные размеры просекаемого листа в зависимости от номинального усилия листоштамповочных быстроходных прессов простого действия даны в табл. 6.

Таблица 6

Номинальное усилие прессы, МН	Толщина листа t_c , мм
0,063	1,0
0,160	2,0
0,315	3,0
0,63	4,5
1,6	7,0
3,15	15,0
6,3	20,0
16	30,0

Таблица 7

Номинальное усилие прессы, МН	Толщина заусенца по мостику h_3 , мм
1,6	1,6
2,5	3,0
3,15	4,0
4,00	5,0
6,3	6,0
10	8,0
16	10,0

Номинальные размеры заусенцев h_3 у поковок после штамповки в открытых штампах приведены в табл. 7. Однако фактическая толщина среза больше номинальной, так как срезаются также радиусы скругления на переходе от тела поковки к заусенцу. Кроме того, необходимо учесть, что при недоштамповке толщина заусенца возрастает на величину положительного отклонения по высоте поковки. Поэтому для расчета энергетики обрезных прессов толщина среза

$$t_c = ah_3 + \Delta, \quad (4.2)$$

где a — поправочный коэффициент, $a = 1,6 \dots 2,4$, причем меньшие значения коэффициента соответствуют большим по номиналу машинам;

Δ — положительное отклонение по высоте поковки.

III группа — чеканка, калибровка (рис. 4.2, в).

База деформации $\Delta h_{\max}$ при этих операциях достаточно мала и измеряется величиной оставленного при штамповке припуска Δ_1 на чеканку или калибровку с учетом положительного отклонения Δ_2 в связи с недоштамповкой в направлении приложенного усилия и отрицательного отклонения Δ_3 на точность чеканки или калибровки:

$$\Delta h_{\max} = |\Delta_1| + |\Delta_2| + |\Delta_3|. \quad (4.3)$$

Величины Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 должны быть наибольшими для данных условий. Для расчета Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 в качестве типовой детали задаются круглой в плане поковкой с высотой не менее половины диаметра.

Усилие в ходе деформации возрастает от начального значения P_0 до максимального в конце операции $P_{\max} = P_n$. По экспериментальным данным можно принять начальное усилие на типсовом графике

$$P_0 = (0,80 \dots 0,85) P_n. \quad (4.4)$$

IV группа — процессы прессования и выдавливания. Особенностью силового режима прессования профилей является то, что деформация металла протекает при более или менее постоянных нагрузках на ползуне пресса (рис. 4.2, з). Размеры пресс-остатка в момент окончания процесса остаются такими, что не вызывают резкого повышения потребного усилия.

Прямое прессование, как элемент горячей штамповки поковок фланцевого типа, характеризуется более резким изменением усилий из-за малых размеров фланца по высоте в конечный момент штамповки (рис. 4.2, д).

Типовой график усилий деформации при выдавливании аналогичен предыдущему, но абсолютные размеры базы деформации задаются особо в каждом отдельном случае.

V группа — процессы объемной штамповки в открытых и закрытых штампах (рис. 4.2, е, ж).

Процесс штамповки на горячештамповочных прессах в открытых штампах осуществляется, как правило, за несколько переходов. Поэтому единый для удобства построения график усилий деформации при последующих энергетических расчетах нужно подразделить на несколько графиков, каждый из которых представляет особенности силового режима на своем переходе. Для упрощения принимают двухпереходную штамповку с заменой действительной зависимости $P_d = f(\Delta h)$ двухучастковым графиком с линейным изменением усилий: от начального P_{00} до конечного $P_{0к}$ для первого перехода и от $P_{0к}$ до максимального значения в конце штамповки $P_{\max}$ для второго перехода (рис. 4.3).

Рассмотрим исходные данные для расчета:

1. По номинальному усилию пресса устанавливают предельные габариты типовой поковки, круглой в плане, используя формулу

$$P_n = \sigma_s \left[\left(1,5 + \frac{1}{2} \frac{l_3}{h_3} \right) \pi (D_{шт} + l_3) l_3 + \left(1,5 + \frac{l_3}{h_3} + \ln \frac{D_{шт}}{h_3} \right) F_{шт} \right], \quad (4.5)$$

где σ_s — предел текучести в конце штамповки, для типовой поковки из стали 40Х — $\sigma_s = 149$ МПа;

h_3 , l_3 — высота и ширина заусенца на мостике, взятые по табл. 8;

$D_{шт}$ — диаметр поковки в плане;

$F_{шт} = \pi D_{шт}^2 / 4$ — площадь давления.

2. Базу деформации $\Delta h_{\max}$ устанавливают в предположении, что рабочий ход пресса соответствует углу поворота ведущего кривошипа на угол $\alpha_p = 45...50^\circ$.

3. Усилия на первом этапе изменяются в пределах:

$$\begin{aligned} P_{00} &= (0,03...0,05) P_n; \\ P_{0к} &= (0,12...0,20) P_n. \end{aligned} \quad (4.6)$$

В формуле (4.6) меньшие значения коэффициентов принимаются для меньших по номиналу прессов.

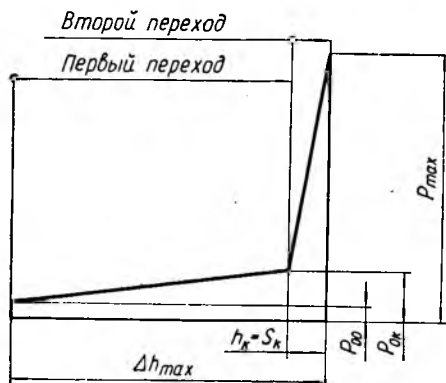


Рис. 4.3

Таблица 8

Номинальное усилие пресса, МН	Габариты заусенца на мостике, мм	
	h_s	l_s
6,3	1,5	4
10	2,0	4
16	2,5	5
20...25	3,0	6
31,5...40	4,0	8

4. Предварительная подсадка заготовки заканчивается при недоходе ползуна до крайнего нижнего положения на величину:

$S_k = 1,5...2$ мм при диаметре поковки $D_{шт} < 100$ мм;

$S_k = 2...3$ мм при диаметре поковки $100 \text{ мм} \leq D_{шт} \leq 250$ мм;

$S_k = 0,012 D_{шт}$ мм при диаметре поковки $D_{шт} > 250$ мм.

Расчет специализированных машин, например холодновысадочных автоматов, следует вести по графику, приведенному на рис. 4.2, ж. База деформации в этом случае должна быть уменьшена и соответствовать углу поворота кривошипа на угол $\alpha_p = 20...30^\circ$.

VI группа — гибка в штампах.

В качестве типового графика усилий деформации можно принять график $P = f(\Delta h)$ для гибки скобы (рис. 4.2, з).

График состоит из двух участков: в начале гибки усилия деформации плавно растут до $P_{\max}$ и столь же плавно падают; затем усилия резко возрастают, достигая абсолютного максимума $P''_{\max}$. При расчете следует принять $P''_{\max} = P_n$, первый максимум должен вписаться в график допускаемых нагрузок.

База деформации $\Delta h_{\max}$ принимается соответствующей ходу ползуна при повороте ведущего кривошипа на $\alpha_p = 60^\circ$.

Заметим, что площадь графиков усилий деформации представляет собой работу деформации, расходуемую только на пластическое формоизменение без учета каких-либо потерь.

4.3. Нагрузочные графики кривошипных прессов

Упругая податливость машины непосредственно накладывается на график усилий деформации, значительно изменяя его, причем изменение будет тем сильнее, чем меньше жесткость машины.

В реальных прессах с жесткостью, заданной графиком $P_D = f(\Delta l)$, путь ползуна определяется как сумма абсолютной главной деформации металла Δh и упругой деформации Δl , соответствующей активной нагрузке в этот момент:

$$S = \Delta h + \Delta l. \quad (4.7)$$

Однако характер преобразования графиков усилий деформации и построение нагрузочных графиков (рис. 4.4, где 1 — график жесткости; 2 — график усилий деформации; 3 — нагрузочный график) специфичны для каждого из следующих трех типов технологических процессов:

1. Штамповка заканчивается до выхода главного ползуна в крайнее нижнее (переднее) положение или даже при крайнем положении ползуна, но максимум усилия, необходимого для деформации, достигается значительно ранее выхода ползуна в крайнее положение, плавно уменьшаясь затем до $P = 0$ к концу операции (все виды вытяжки).

График усилий деформации преобразуется в нагрузочный без изменения базы деформации, т. е. активный путь ползуна в точности соответствует величине необходимой абсолютной деформации $S_p = \Delta h_{\max}$ (рис. 4.4, а).

2. Штамповка заканчивается до выхода главного ползуна в его крайнее положение, но усилие резко падает до нуля в момент окончания операции (вырубка — пробивка, резка).

График усилий деформации преобразуется в нагрузочный со значительным изменением базы деформации (рис. 4.4, б):

$$S_p = \Delta h_{\max} + \Delta l_{\max}, \quad (4.8)$$

где S_p — рабочий ход ползуна.

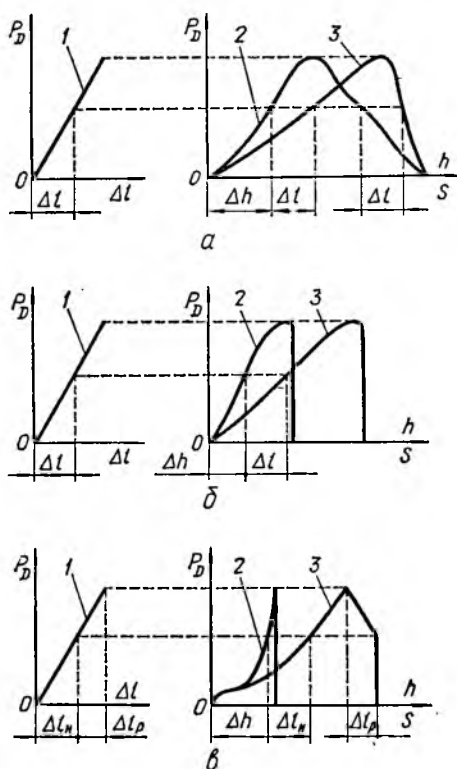


Рис. 4.4

3. Штамповка заканчивается при крайнем нижнем положении ползуна с резким падением усилия от максимального значения до нуля (чеканка, выдавливание и прессование, горячая штамповка в открытых штампах, гибка).

График усилий деформации преобразуется в нагрузочный также со значительным изменением базы деформации (рис. 4.4, в):

$$S_p = \Delta h_{\max} + \Delta l_{\max}.$$

Однако при крайнем положении ползуна кривошипно-ползунного механизма момент силы P_{AB} из-за влияния трения по-прежнему остается отрицательным и для преодоления его необходима затрата энергии до тех пор, пока плечо силы P_{AB} не станет равным нулю (рис. 4.5).

Величина усилий по шатуну при разгрузке в связи с тем, что $P_{AB} \approx P_D$, примерно определяется разгрузочным графиком жесткости. При этом база разгрузки Δl_p должна соответствовать углу поворота ведущего кривошипа α_m в пределах зоны мертвого трения $\Delta l_p = S(\alpha_m)$. Если ход ползуна в пределах этой зоны $S_m > \Delta l_p$, то разгрузочная ветвь графика продолжается до падения усилий до нуля.

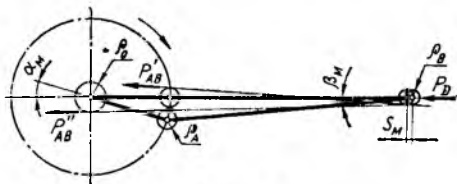


Рис. 4.5

Выход кривошипно-ползунного механизма из зоны мертвого трения фиксируется мгновенным падением расхода мощности на преодоление сопротивления на ползуне:

$$N = M_k \omega = P_D m_k \omega = 0. \quad (4.9)$$

При заданных угловой скорости ω и усилия на ползуне прессы P_D это может иметь место только при условии

$$m_k = R \left(\sin \alpha_m + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha_m \right) + \mu [(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0] = 0.$$

При малой величине угла мертвого трения получаем:

$$\alpha_m = -\arcsin \mu \frac{(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0}{R(1 + \lambda)}. \quad (4.10)$$

Из аналогичного условия для кривошипно-коленного механизма

$$N = M_k \omega = \xi P_D m_k \omega = 0 \quad (4.11)$$

и, следовательно,

$$\xi = \sin \beta_m + \mu \frac{d}{BC} = 0$$

получаем, что выход из мертвого положения определяется двумя углами:

$$\beta_m = -\arcsin \mu \frac{d}{BC}; \quad \alpha'_m = f_1(\beta'_m). \quad (4.12)$$

При построении нагрузочного графика чеканочного пресса следует учитывать, что в кривошипно-коленном механизме пресса проворот в пределах зоны мертвого трения совершается дважды: при переходе крайнего нижнего положения слева направо (выдержка поковки под давлением при подъеме ползуна пресса на $S''_{\max}$) и при последующем обратном ходе справа налево.

Для дальнейших расчетов необходимо преобразовать нагрузочный график, построенный в координатах $P_D = f(S)$, в график $P_D = f(\alpha)$, где α — угол поворота ведущего кривошипа.

При построении графика $P_D = f(\alpha)$ следует иметь в виду, что при выполнении ряда операций листовой штамповки, резки прутков, обрезки облоя у поволоков необходимо обеспечить захождение пуансона S_3 за рабочую кромку матрицы для проталкивания изделия. Положение ползуна, соответствующее началу рабочего хода, в этом случае координируется величиной пути

$$S_{н.р} = S_3 + S_p. \quad (4.13)$$

или углом поворота, считая от крайнего нижнего положения:

$$\alpha_{н.р} = \alpha_{к.р} + \alpha_p = \alpha(S_{н.р}). \quad (4.14)$$

При работе чеканящим нажимом $\alpha_{к.р} = 0$ и $S_3 = 0$.

4.4. Расход энергии в приводе кривошипного пресса

Баланс энергии в приводе кривошипного пресса за один технологический цикл складывается из работы, затрачиваемой на трение между дисками при включении муфты и на разгон неподвижных частей исполнительных механизмов и привода A_n , работы на холостое перемещение механизмов пресса A_x , работы на совершение рабочего хода A_p :

$$A_{ц} = A_n + A_x + A_p. \quad (4.15)$$

Расход энергии на включение муфты. Эта энергия затрачивается, во-первых, на преодоление трения при проскальзывании дисков муфты в первый период включения от момента соприкосновения дисков до момента, когда угловые скорости ведущих и ведомых дисков станут одинаковыми, — $A_{тр.д.}$, и, во-вторых, на разгон неподвижных частей привода пресса, следующих за муфтой, и главного исполнительного механизма — $A_{разг.}$:

$$A_n = A_{тр.д.} + A_{разг.} \quad (4.16)$$

Пуск кривошипных прессов осуществляется на холостом ходу, когда полезные сопротивления отсутствуют, а затрата энергии

на преодоление трения в опорах валов можно пренебречь. Следовательно, работа, затрачиваемая при проскальзывании дисков,

$$A_{\text{тр. д}} = J_{\text{т}} \omega^2 / 2, \quad (4.17)$$

где $J_{\text{т}}$ — момент инерции ведомых частей пресса, приведенный к валу муфты;

ω — угловая скорость в конце сцепления, когда угловые скорости ведущих и ведомых дисков выравнялись.

Работа, затрачиваемая на разгон при включении муфты, определяется запасом кинетической энергии, сообщенной ведомым частям пресса:

$$A_{\text{разг}} = J_{\text{т}} \omega_0^2 / 2, \quad (4.18)$$

где ω_0 — начальная угловая скорость ведущих частей муфты — соответствует синхронной угловой скорости электродвигателя (при скольжении $s \approx 0,5\%$), приведенной к валу муфты, $\omega_0 \approx \omega_{\text{с}}$.

Различие между угловыми скоростями ω и ω_0 объясняется двух-периодным характером работы привода при включении муфты. В первом периоде начальная угловая скорость ω_0 маховых масс от ведущих частей муфты до ротора электродвигателя понижается, а угловая скорость частей пресса, бывших ранее неподвижными, возрастает. Поскольку процесс выравнивания угловых скоростей отличается быстротечностью, работа электродвигателя в первый период очень мала, и расход энергии в приводе компенсируется торможением маховых масс. Поэтому к концу первого периода совместная угловая скорость ведомых и ведущих частей пресса оказывается меньше начальной: $\omega < \omega_0$. Во второй период включения электродвигатель разгоняет привод до начальной скорости ω_0 . В первый период включения при уменьшении угловой скорости от ω_0 до ω работа торможения маховика

$$A_{\text{м}} = J_{\text{м}} \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2}.$$

По балансу работ $A_{\text{м}} = A_{\text{тр. д}}$ устанавливаем, что

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\frac{J_{\text{м}}}{J_{\text{м}} + J_{\text{т}}}}. \quad (4.19)$$

Величина ω несколько меньше, чем номинальная угловая скорость $\omega_{\text{н}}$ при номинальном скольжении электродвигателя, а величина ω_0 — несколько больше $\omega_{\text{н}}$, поэтому для упрощения расчетов в пределах требуемой точности считаем, что

$$\omega_0 \approx \omega \approx \omega_{\text{н}}. \quad (4.20)$$

Тогда расход энергии на одно включение фрикционной муфты составит

$$A_{\text{в}} = J_{\text{т}} \omega_{\text{н}}^2. \quad (4.21)$$

Полное время включения t_b фрикционной пневматической муфты исчисляется от 0,03 с для быстроходных листоштамповочных прессов малых моделей до 0,6 с для крупных прессов; от 0,045 с для легких горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин до 0,10...0,12 с для тяжелых машин.

В прессах с жесткой муфтой расход энергии на ее включение практически равен нулю. Проскальзывание в этих муфтах отсутствует, а расход энергии на упругое деформирование элементов сцепления очень мал. Поскольку жесткие муфты устанавливают на ведущих кривошипных валах, потери на разгон ведомых частей пресса незначительны.

При работе на автоматическом режиме без выключения муфты

$$A_b = 0. \quad (4.22)$$

Расход энергии на холостое перемещение механизмов пресса. Расход энергии в приводе кривошипного пресса во время холостых пробегов обусловлен потерями мощности:

1) на преодоление вредных сопротивлений трения в опорах и направляющих главного исполнительного механизма $A_{x.г.}$ и маховика $A_{x.м.}$, вызванных силами инерции и силами тяжести;

2) на преодоление вредных сопротивлений в зацеплении и опорах зубчатых передач $A_{x.з.}$;

3) в клиноременной передаче на разгон маховика до номинальной частоты вращения и проскальзывание ремней $A_{x.кл.}$;

4) на перемещение вспомогательных механизмов пресса $A_{x.в.}$;

$$A_x = A_{x.г.} + A_{x.м.} + A_{x.з.} + A_{x.кл.} + A_{x.в.} \quad (4.23)$$

Работа холостого хода того или иного механизма при повороте ведущего кривошипа от α_1 до α_2 составляет интегральную величину [9]

$$A_{xi} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_{xi} d\alpha, \quad (4.24)$$

где M_{xi} — текущее значение крутящего момента, действующего на ведущее звено механизма.

Экспериментальное исследование потерь на холостое перемещение механизмов листоштамповочных прессов простого действия проводилось в ЭНИКмаше. Отмечалось большое расхождение опытных данных, достигавшее 40% для прессов равного усилия. Исследователи объясняли этот факт большой зависимостью потерь холостого хода от качества обработки сопряженных поверхностей подвижных деталей, их опор или направляющих, натяжения ремней, регулировки тормоза и других случайных причин.

Приблизительно расход энергии на холостое перемещение A_x определяют в долях от работы пластической деформации A_d , расходуемой в процессе формоизменения [18]:

$$A_x = kA_d,$$

где k — коэффициент, $k = 0,3...0,4$ для универсальных листоштамповочных и обрезных закрытых прессов, $k = 0,4...0,5$ для КГШП, $k = 0,6$ для чеканочных прессов, $k = 1,5...2,5$ для холодновысадочных прессов-автоматов.

Расход энергии на рабочий ход. Энергия в период рабочего хода расходуется на пластическую деформацию металла A_d , на трение в сочленениях главного исполнительного механизма $A_{тр}$, упругую деформацию пресса и штампа A_y :

$$A_p = A_d + A_{тр} + A_y. \quad (4.25)$$

Если величина A_d однозначно определяется по графику усилий деформации, то величины $A_{тр}$ и A_y являются косвенными функциями протекающего процесса формоизменения, и поэтому установить их значения путем прямых расчетов по формулам замкнутого вида очень трудно. Мгновенное значение крутящего момента, установленное для текущего положения механизма по фактическому усилию на ползуне из нагрузочного графика и фактическому плечу приведения, учитывает возрастание нагрузки в приводе по сравнению с идеальными условиями работы без трения на абсолютно жестком прессе. Следовательно, диаграмма крутящих моментов $M_k = j(\alpha)$ — полная количественная характеристика расхода энергии в период рабочего хода на прессе с реальными свойствами.

Диаграмму крутящих моментов на ведущем валу главного исполнительного механизма в период рабочего хода можно построить по уравнению такого вида:

$$M_k(\alpha) = \xi(\alpha) P_D(\alpha) m_k(\alpha), \quad (4.26)$$

где $\xi(\alpha)$ — переменный коэффициент приведения усилия на ползуне P_D к усилию P_{AB} , действующему по шатуну механизма;

$P_D(\alpha)$ — усилие на ползуне при заданном положении механизма, определяемое из нагрузочного графика пресса;

$m_k(\alpha)$ — плечо приведения силы P_{AB} ;

α — углы поворота ведущего кривошипа, рад.

Планиметрируя диаграмму крутящих моментов $M_k(\alpha)$ на участке рабочего хода α_p , устанавливаем величину расхода энергии на ведущем валу:

$$A_p = \int_{\alpha_{к.р}}^{\alpha_{н.р}} M_k(\alpha) d\alpha. \quad (4.27)$$

О возврате энергии упругой деформации пресса. В прессах, где рабочий ход заканчивается, не доходя до крайнего положения, и график усилий деформации после достижения максимума падает более полого, чем график жесткости пресса (вытяжка из листовой заготовки, резка на гильотинных ножницах с косыми ножами),

имеет место полный возврат потенциальной энергии упругой деформации при разгрузке:

$$A_{у. в} = \frac{1}{2} P_{\max} \Delta l_{\max}, \quad (4.28)$$

расход энергии на рабочий ход уменьшается на эту величину.

Если график $P_D = f(\Delta h)$ после достижения $P_{\max}$ падает более круто, чем график $P_D = f(\Delta l)$, то потенциальная энергия теряется из-за увеличенного рабочего хода ползуна (вырубка).

Если же по графику $P_D = f(\Delta h)$ максимальное усилие $P_{\max}$ достигается в крайнем положении (чеканка, прессование, объемная штамповка), то, как известно, в начале обратного хода продолжается затрата энергии в приводе на преодоление вредных сопротивлений в зоне мертвого трения. В этом случае почти вся потенциальная энергия упругой деформации прессы теряется на угле трения α_M .

4.5. Выбор электродвигателя и маховика

Решающим фактором при выборе системы электропривода кривошипных прессов является экономическая целесообразность в сочетании с техническими требованиями.

Большинство кривошипных прессов оборудуется маховиковым приводом с асинхронным трехфазным электродвигателем с короткозамкнутым ротором. Предпочтение, оказываемое этому типу электродвигателей, объясняется простотой их устройства, невысокой стоимостью, надежностью и безопасностью работы. Промышленность СССР освоила выпуск различных модификаций асинхронных двигателей, расширяющих область их применения: а) с фазным ротором; б) с повышенным скольжением; в) многоскоростные с переключением полюсов и др.

Применение синхронных электродвигателей в приводе главного исполнительного механизма почти исключается потому, что они не допускают скольжения даже в очень малых пределах. Кроме того, при мощностях менее 150...200 кВт стоимость синхронного двигателя выше стоимости асинхронного двигателя одинаковой мощности.

Большими преимуществами обладает привод от электродвигателя постоянного тока — это:

- 1) возможность бесступенчатого электрического регулирования числа ходов ползуна и угловой скорости кривошипа на холостом пробеге и в период рабочего хода;
- 2) отсутствие необходимости в установке муфты включения и маховика.

Однако технико-экономические расчеты показывают, что применение безмаховикового привода на постоянном токе не дает экономии электроэнергии и, несмотря на отсутствие в приводе муфты и маховика, стоимость такого привода в 1,2...1,8 раза выше, чем маховикового привода с асинхронным двигателем.

Внедрение в качестве преобразователей вместо электромашинной системы питания типа Д — Г — Д германиевых и кремниевых диодов значительно снижает начальные расходы на привод.

В настоящее время отечественные заводы и зарубежные прессостроительные фирмы выпустили несколько моделей прессов, где применение двигателей постоянного тока технически целесообразно:

1) прессы с растянутым во времени рабочим ходом — прессы для горячего прессования профилей, ножницы с тянущим резом и т. п.;

2) листоштамповочные прессы-автоматы универсального назначения с большой номенклатурой изделий.

В первом случае целесообразность применения двигателей постоянного тока объясняется необходимостью соблюдать заданные режимы скорости движения исполнительного органа; во втором случае — необходимостью плавной регулировки в широких пределах числа ходов пресса.

Целесообразность маховикового привода в кривошипных прессах вытекает из анализа периодов работы этого привода (рис. 4.6):

1-й период — с пиком движущего момента при включении муфты;

2-й — обусловлен холостыми потерями при прямом ходе;

3-й — с пиком движущего момента при рабочем ходе;

4-й — обусловлен холстыми потерями при обратном ходе;

5-й — холстыми потерями в приводе после выключения муфты.

Характерной особенностью работы привода является малая длительность 2-го периода, составляющая не более $0,03t_d$. Незначительное различие в величине моментов во 2, 4, и 5-м периодах позволяет привести график крутящих моментов к двум участкам: торможение маховых масс на общем пике нагрузки с преобразованием их кинетической энергии в работу пластической деформации и разгон этих масс до конца технологического цикла.

В точных методах расчета особое внимание уделяется выбору наивыгоднейшего соотношения между мощностью электродвигателя и моментом инерции маховых масс. Однако выдержать на практике принцип наивыгоднейшего соотношения не удастся по конструктивным причинам: а) маховик должен вписаться в машину; б) часто маховик выполняется совмещенным с муфтой; в) предельная скорость маховика ограничена.

В инженерной практике широко применяют упрощенные расчеты, основанные на двух принципах:

1. По затрачиваемой за один технологический цикл активной

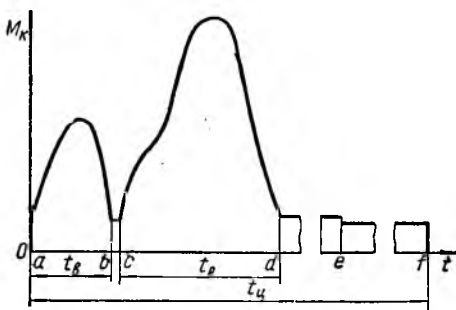


Рис. 4.6

работе включения муфты и рабочего хода и работе холостых перемещений рассчитывается средняя мощность процессов движения, отнесенная ко времени цикла. Номинальная мощность электродвигателя принимается как сумма составляющих мощностей, но с запасом по средней активной работе.

2. Момент инерции маховых масс и собственно маховика определяют по избыточной работе. Допустимой неравномерностью вращения задаются по аналогии с имеющимся производственным опытом или рассчитывают по формулам с экспериментальными коэффициентами.

Мощность установленного электродвигателя определяется суммарной мощностью активного N_a и холостого N_x ходов полного цикла:

$$N_n = k_z N_a + N_x, \quad (4.29)$$

где k_z — коэффициент запаса.

Средняя мощность активного хода

$$N_a = \frac{n_b A_b + A_p}{t_{ц}},$$

где n_b — число включений муфты за цикл (на автоматических ходах $n_b = 0$).

Средняя мощность холостого хода

$$N_x = A_x / t_{ц}.$$

Тогда потребная мощность асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором

$$N_n = \frac{k_z (n_b A_b + A_p) + A_x}{t_{ц}}. \quad (4.30)$$

Коэффициент запаса k_z функционально зависит от номинального скольжения s_n установленного электродвигателя: чем меньше скольжение, тем ниже способность электродвигателя к перегрузке и, следовательно, тем больше должен быть запас. В свою очередь, скольжение должно соответствовать числу фактически используемых ходов пресса: чем больше число используемых ходов, тем меньше времени для восстановления оборотов двигателя и, следовательно, тем меньше должна быть величина номинального скольжения (табл. 9).

Таблица 9

$n_{ф} = p_n n$, ход/мин	s_n	k_z	ε_z
До 15	0,12...0,08	1,2	0,85
15...50	0,08...0,04	1,3	0,9
Св. 50	0,04...0,02	1,4...1,6	0,95

Заметим, что для двигателей с повышенным скольжением при-
нятая мощность должна соответствовать режиму $PВ = 100\%$.

У асинхронных электродвигателей с фазным ротором при работе на искусственной характеристике из-за потерь в дополнительном сопротивлении и ухудшения вентиляции фактическая номинальная мощность снижается. По данным ЦБКМ,

$$N_{н. \phi} = \frac{n_{н. \phi}}{n_n} \sqrt{\frac{n_{н. \phi}}{n_n}} N_n, \quad (4.31)$$

где $n_{н. \phi}$ — номинальная частота вращения электродвигателя с фазным ротором, взятая из каталога;

$$n_n = n_0 (1 - s_n),$$

n_0 — синхронная частота вращения электродвигателя с фазным ротором, взятая из каталога;

s_n — номинальное скольжение по табл. 9;

N_n — номинальная мощность.

В период рабочей нагрузки работа электродвигателя, отнесенная к валу ведущего кривошипа:

$$A_{э. к} = N_{н. \phi} t_p \eta,$$

где η — к. п. д. передач.

Тогда работу маховика A_m , дополняющую до общего уровня расхода энергии во время пиковой нагрузки A_p , определяем из разности:

$$A_m = A_p - A_{э. к}.$$

Как известно, маховик совершает работу A_m за счет отдачи кинетической энергии ΔU_m . Следовательно, между этими величинами должно быть балансовое соответствие:

$$A_m = \Delta U_m.$$

Отданная кинетическая энергия

$$\Delta U_m = J'_m \frac{\omega_m^2 - \omega_{\min}^2}{2},$$

где J'_m — момент инерции маховых масс;

ω_m — максимальная угловая скорость маховика перед началом рабочего хода; в пределах требуемой точности ее можно рассчитывать по номинальной частоте вращения маховика n_m ;

$\omega_{\min}$ — минимальная угловая скорость в конце активного хода.

Торможение маховика характеризуется коэффициентом неравномерности хода

$$\delta = \frac{\omega_m - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{n_m - n_{\min}}{n_{cp}}, \quad (4.32)$$

при средней угловой скорости

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\text{м}} + \omega_{\text{min}}}{2}$$

или средней частоте вращения

$$n_{\text{ср}} = \frac{n_{\text{м}} + n_{\text{min}}}{2}.$$

Тогда

$$\Delta U_{\text{м}} = J'_{\text{м}} \omega_{\text{ср}}^2 \delta = J'_{\text{м}} \left[\frac{\pi n_{\text{ср}}}{30} \right]^2 \delta.$$

По балансовому соответствию

$$J'_{\text{м}} = \frac{A_{\text{м}}}{\left[\frac{\pi n_{\text{ср}}}{30} \right]^2 \delta}.$$

При заданном коэффициенте неравномерности хода величина $n_{\text{ср}}$ может быть представлена через номинальную частоту вращения маховика:

$$n_{\text{ср}} = \frac{2}{\delta + 2} n_{\text{м}},$$

поэтому

$$J'_{\text{м}} = \frac{22,8 A_{\text{м}} (\delta + 2)^2}{n_{\text{м}}^2 \delta}. \quad (4.33)$$

Коэффициент δ всегда значительно меньше единицы. При этом чем выше коэффициент использования ходов машины, тем меньше должен быть коэффициент δ . Это значит, что для таких машин момент инерции маховых масс должен быть относительно повышен в связи с уменьшением времени холостого хода и снижением возможностей для разгона маховика после совершения активного хода. В пределах данной группы прессов меньшие значения коэффициента неравномерности хода δ должны отвечать машинам с большим номинальным числом ходов.

В. П. Механик и И. В. Харизоменов [31] установили величину коэффициента неравномерности, исходя из допустимого нагрева электродвигателя в условиях однопикового графика нагрузки:

$$\delta = 2k_{\text{э}} \epsilon_{\text{э}} (s_{\text{н}} + s_{\text{п}}), \quad (4.34)$$

где $\epsilon_{\text{э}}$ — коэффициент, зависящий от соотношения между номинальным и критическим скольжением электродвигателя. Усредненные значения коэффициента $\epsilon_{\text{э}}$ определяются по данным табл. 9;

$s_{\text{п}}$ — упругое скольжение ременной передачи, $s_{\text{п}} = 0,01$.

Однако расчет момента инерции маховика требует дальнейшего уточнения в связи с фактически принятым допущением при выводе формулы (4.33) о мгновенном действии сил сопротивления в начале

цикла. В действительности реальная нагрузка не является мгновенной, а растянута во времени и торможение маховика происходит при повороте кривошипа на угол α_p . Поэтому рекомендуемый момент инерции для однопикового технологического цикла в режиме непрерывных ходов должен быть уменьшен:

$$J_m = \left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi}\right) J'_m. \quad (4.35)$$

При работе в режиме одиночных ходов должен быть учтен фактический двухпиковый график нагрузок, что увеличивает потребный момент инерции из-за расхода энергии на включение муфты. Для этого случая нормаль ЦБКМ рекомендует расчетную формулу

$$J_m = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_n\right)^2 + (2 - 6p_n + 3p_n^2) \frac{A_b}{A_p} + \left(\frac{A_b}{A_p}\right)^2} J'_m. \quad (4.36)$$

В машинах отдача энергии осуществляется не только маховиком, но и другими вращающимися частями. Это особенно заметно в мощных прессах. Поэтому полученное выше значение момента инерции J_m маховых масс должно быть суммой приведенных к валу маховика моментов инерции наиболее значительных по габаритам деталей:

$$J_m = \sum J_n / u_n^2,$$

где J_n — момент инерции соответствующей детали;

u_n — передаточное число от вала, на котором закреплена деталь к валу маховика, причем для деталей перед маховиком $u_n < 1$, за маховиком $u_n > 1$.

Ориентировочно можно считать, что для КГШП момент инерции маховика составляет 70...75% общего момента инерции, для тяжелых листоштамповочных прессов и ГКМ — 85...90%. Для легких листоштамповочных прессов и прессов-автоматов практически вся маховая масса сосредоточена в маховике.

При расчете должна быть в обязательном порядке произведена проверка на допустимое время разгона маховика при первоначальном пуске электродвигателя. Фактическое время разгона

$$t_{\text{разг}} = \frac{1,2 J_m n_m^2}{100\,000 N_{\text{н. ф}}} \quad (4.37)$$

не должно превышать 8...10 с для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей нормальной серии и 15...18 с — для двигателей с повышенным скольжением (мощность электродвигателя в формуле (4.37) задана в кВт, частота вращения в об/мин). Затянувшийся разгон может привести к перегреву электродвигателя и выходу его из строя. Для уменьшения времени разгона необходимо увеличить мощность двигателя либо уменьшить момент инерции маховика.

Повышение частоты вращения маховика ограничивается окружающей скоростью

$$v_m = \frac{\pi D_{об} n_m}{60 \cdot 000},$$

где $D_{об}$ — внешний диаметр обода маховика, мм.

Предельная скорость $v_m \leq 40$ м/с — для стальных маховиков, $v_m \leq 25$ м/с — для чугуновых маховиков.

4.6. Коэффициенты полезного действия кривошипных прессов

Энергетическим коэффициентом полезного действия (к. п. д.) рабочей машины называется отношение полезно используемой работы на преодоление технологического сопротивления $A_{т.с}$ к затраченной работе движущей нагрузки $A_{дв.н}$ в течение определенного периода времени:

$$\eta = A_{т.с} / A_{дв.н}. \quad (4.38)$$

Применительно к кузнечно-штамповочным машинам полезно используемой технологической работой является работа пластической деформации металла $A_{т.с} = A_d$.

В связи с периодическим аккумулярованием кинетической энергии маховыми массами и последующей ее отдачей фактическое движение элементов привода и исполнительных механизмов кривошипных прессов следует характеризовать как установившееся неравновесное движение. Для машин с такой формой движения понятие коэффициента полезного действия по затраченной энергии на валу двигателя имеет смысл только в том случае, если потери отнесены к достаточно длительному периоду, в течение которого итоговое приращение кинетической энергии равно нулю.

Для кривошипных прессов рассматриваемым периодом должен быть период одного технологического цикла. Работа его включает в себя полный расход энергии в приводе кривошипного пресса на штамповку одного изделия, а относительная доля полезно используемой работы на пластическую деформацию составляет средний к. п. д. технологического цикла, или, иначе, цикловой к. п. д.:

$$\eta_{ц} = A_d / A_{ц} = A_d / (n_v A_v + A_p + A_x). \quad (4.39)$$

Очень удобным для исследования энергетики прессов является так называемый к. п. д. рабочего хода

$$\eta_{п} = \frac{A_d}{A_p} = \frac{\int_0^{\Delta h_{max}} P_d d(\Delta h)}{\int_{\phi_{н.п}}^{\alpha_{к.п}} P_D m_k(\alpha) d\alpha}, \quad (4.40)$$

учитывающий совокупные непроизводительные потери энергии в механизме на трение и упругое деформирование деталей пресса. Условность этой величины, если исходить из классических основ теории механизмов и машин, заключается в том, что в качестве ведущего звена пресса в период рабочего хода должен приниматься не вал электродвигателя, а кривошипный вал, и, следовательно, отдаваемая кинетическая энергия маховых масс должна рассматриваться как работа движущих сил.

К. п. д. технологических машин зависит от особенностей режима работы, и прежде всего от характера нагружения. Поэтому для кривошипных прессов — машин с неравновесным движением — большое значение имеет время исполнения рабочего процесса. Это обстоятельство вытекает из уравнения (3.19), где утверждается, что мощность на ведущем кривошипе является функцией не только нагрузки, но и скоростного фактора v' , в свою очередь определяемого положением механизма. Максимум полезной мощности достигается при достаточно больших углах поворота, когда $v' = \omega R \sin(\alpha + \beta + \gamma)$ [уравнение (3.20)] предельно для данного механизма, так как $\sin(\alpha + \beta + \gamma) \rightarrow 1$ и $v' \rightarrow v_A = \omega R$. С приближением ползуна к крайнему положению $\sin(\alpha + \beta + \gamma) \rightarrow 0$ и полезная отдача пресса резко снижается. Поэтому процессы с резким пиком нагрузки в конце хода (объемная штамповка в открытых и закрытых штампах) выполняются на кривошипных прессах со значительно меньшими к. п. д., чем процессы с более или менее постоянной нагрузкой на ползуне (вытяжка полых изделий).

Практические данные о к. п. д. рабочего хода при выполнении типовой технологии для кривошипных прессов обычных конструкций (нормальная упругая податливость, нормальная геометрия механизма, обычные условия трения в опорах $\mu = 0,04 \dots 0,06$) приведены в табл. 10.

Таблица 10

Тип пресса	η_p
Листоштамповочные универсальные простого действия:	
вырубка	0,55...0,65
вытяжка	0,70...0,80
Листоштамповочные вытяжные двойного действия	0,75...0,85
Кривошипные горячештамповочные	0,30...0,40
Горизонтально-ковочные машины	0,35...0,45
Обрезные	0,50...0,55

Изучение циклового к. п. д. представляет интерес для анализа правильности использования кривошипных прессов. При этом имеется в виду резкое возрастание потерь холостого хода и потерь на включение муфты с увеличением номинала пресса. Следовательно, если штамповать деталь, для деформации которой требуется

номинальная затрата энергии в период рабочего хода A_p на прессе завышенной мощности, то суммарные потери $A_b + A_x$ могут стать фактором, приводящим к значительному снижению к. п. д. технологического цикла.

4.7. График работоспособности кривошипного пресса

Кривошипные прессы общего назначения по условиям загрузки цехового парка оборудования применяют для штамповки с явным недоиспользованием по номинальной работе привода. Поскольку энергия, которую способен отдать привод за один технологический цикл, является фактором, зависящим от мощности привода и от длительности цикла, при заниженном объеме технологической работы машину можно более интенсивно использовать во времени.

При установленном электродвигателе работа пресса за один технологический цикл

$$N_{н. \text{ фт}_{ц}} = k_{\Sigma} (n_b A_b + A_p) + A_x,$$

причем для двигателей с повышенным скольжением, а также с фазным ротором должна приниматься фактическая мощность. Поскольку $t_{ц} = \frac{1}{p_n} t_{дв. \kappa}$ и $A_d = \eta_p A_p$, получаем

$$A_d = \frac{\eta_p}{k_{\Sigma}} \left[N_{н. \text{ фт}_{дв. \kappa}} \frac{1}{p_n} - k_{\Sigma} n_b A_b - A_x \right].$$

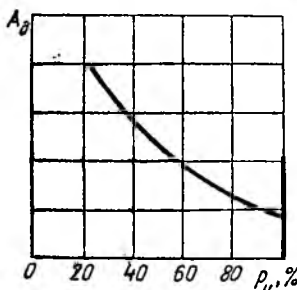


Рис. 4.7

Соотношение между работой деформации A_d (технологической работой) и коэффициентом использования ходов пресса p_n показано на графике работоспособности пресса или графике допустимой технологической работы (рис. 4.7).

Замечания к построению графика работоспособности:

1. В режиме автоматических ходов без выключения муфты, т. е. при $p_n = 1$ непроизводительные потери в приводе уменьшаются — $A_b = 0$ и, следовательно, допустимая работа деформации возрастает по сравнению с той, которую можно было бы снять с пресса при $p_n = 1$ на одиночных ходах.

2. В режиме одиночных ходов допустимая работа плавно возрастает с уменьшением использования пресса по числу ходов. Предельная величина работы деформации $A_{д. \max}$ ограничивается устойчивостью работы привода по допустимому коэффициенту неравномерности хода δ и соответственно критическому скольжению электродвигателя s_k , так как при увеличении A_d и соответственно A_p увеличивается торможение маховых масс, которое в определенных условиях становится критическим.

5.1. Станины

Станина — это корпусная базовая часть, на которой монтируют остальные узлы и детали кривошипного пресса.

Типовыми конструкциями станин вертикальных прессов являются станины открытого типа одностоечные (рис. 1.3) и двухстоечные (рис. 1.4), станины закрытого типа составные со стяжными болтами (рис. 1.28) и цельносварные (рис. 1.6). Модификации станин открытого типа — станины с переставным столом и рогами у одностоечных прессов и ненаклоняемые станины у двухстоечных прессов.

Станины открытого типа, как правило, изготавливают из чугуна литья марок СЧ 21-40 или СЧ 24-44. Суммарное допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma]_p = 0,065\sigma_{\text{вн}}$; на сжатие $[\sigma]_{\text{сж}} = 0,1\sigma_{\text{вн}}$, где $\sigma_{\text{вн}}$ — предел прочности чугуна при изгибе. В последнее время некоторые заводы выпускают прессы открытого типа со сварными станинами.

Цельносварные конструкции станин все шире внедряют в производство прессов от небольших с $P_n = 400$ кН до крупных машин с $P_n = 16...20$ МН. Важным преимуществом цельносварных станин является значительное сокращение производственного цикла в заготовительных цехах и вытекающая отсюда экономическая целесообразность.

По условиям сборки, например, прессов двойного действия, а также по технологическим причинам при механической обработке деталей прессов с большими внешними габаритами станины выполняют составными либо из двух частей: верхней траверсы, стоек (сварнолитой конструкции) и стола (литого), либо из четырех частей: верхней траверсы, правой и левой стоек и стола. В первом сварнолитом варианте изготавливают мощные горячештамповочные прессы, в сварном варианте из четырех частей — большинство листоштамповочных прессов закрытого типа. Литое исполнение составных станин очень часто встречается в устаревших моделях различных прессов, но применимо и теперь для небольших прессов двойного действия.

Сварные элементы станин изготавливают из толстолистного проката марки Ст3 толщиной от 10 до 140 мм. Для отливок применяют сталь марок 30Л — 45Л. Суммарное допускаемое напряжение $[\sigma] = (0,2...0,3)\sigma_{\text{в}}$, где $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности стали при растяжении (меньшие значения коэффициента для литья, большие — для толстолистного проката).

Детали разъемных станин соединяют в целое при помощи специальных болтов (шпилек), изготовленных из нормализованной стали 45. Чтобы не допустить раскрытия зазоров в стыках между верхней траверсой, стойками и столом, усилие от натяга болтов

должно превышать номинальное усилие пресса. Для центровки сбалчиваемых деталей в стыках прокладывают цилиндрические шпонки вдоль и поперек фронта пресса.

В силовом отношении станина закрытого типа представляет собой симметрично нагруженную плоскую систему. Расчетным эквивалентом подобной системы является рама с приведенными геометрическими размерами, в которой реальные детали станины заменены стержнями постоянного сечения (рис. 5.1). Оси стержней совмещаются с центрами тяжести соответствующих сечений: $I—I$ — траверсы, $II—II$ — стоек и $III—III$ — стола (основания). Тогда основные размеры рамы определяют следующим образом:

$$a = A - y_{cIII}; \quad b = B - 2x_{cII}; \quad h = H - (y_{cI} + y_{cIII}),$$

где A — высота оси главного вала над опорной плоскостью пресса;

B, H — соответственно ширина по фронту и высота пресса;

x_{cII} — абсцисса центра тяжести стойки в горизонтальном сечении $II—II$;

y_{cI}, y_{cIII} — соответственно ординаты центров тяжести траверсы и стола в вертикальных сечениях $I—I$ и $III—III$.

Расчеты ординат центров тяжести сечений, их площадей и моментов инерции ведут табличным методом с разбивкой сечений на элементарные плоские фигуры (табл. 11).

В табл. 11 приняты следующие обозначения:

F_i — площадь элементарной плоской фигуры;

y_i — расстояние от оси xx до центра тяжести фигуры;

$F_i y_i$ — статический момент фигуры;

a_i — расстояние от центра тяжести фигуры до центра тяжести опасного сечения;

I_i' — момент инерции фигуры относительно оси xx ;

I_i'' — то же относительно ее центральной оси;

I_i — суммарный момент инерции фигуры;

F — суммарная площадь сечения;

y_c — ордината центра тяжести сечения;

I — суммарный момент инерции сечения.

Аналогично определяют абсциссы центров тяжести.

В расчетной схеме необходимо также привести реакции опор главного вала к центрам тяжести сечения стоек, т. е. перенести силы $0,5P_n$ на осевую линию вертикальных стержней рамы. Перенос компенсируется изгибающим моментом

$$M = P_n \frac{b-l}{4}.$$

Размер l принимается из условия, что усилие от опорных цапф вала передается на втулки станины на $1/3$ расстояния от внутреннего края втулки.

Однако по условиям равновесия ни один из силовых факторов в сечениях рамы — изгибающий момент M , поперечная Q и нормальная N силы — не может быть установлен из-за трижды статической неопределимости. Для решения подобную раму необходимо перевести в разряд статически определимых стержневых систем путем разрезывания и введения дополняющих силовых факторов, обеспечивающих геометрическую неизменяемость системы (рис. 5, 2, а).

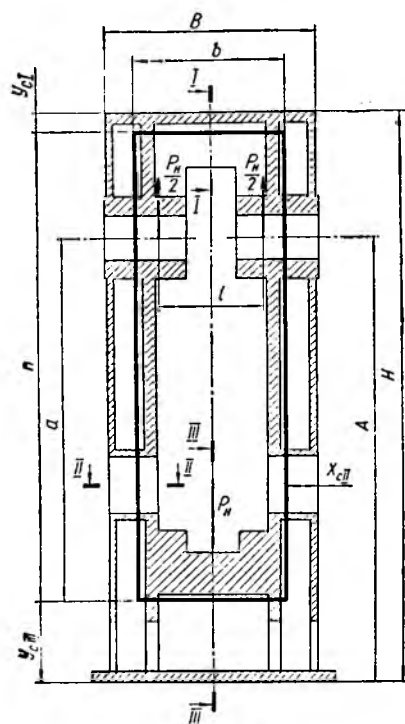


Рис. 5.1

Таблица 11

F_i	y_i	$F_i y_i$	$a_i = y_i - y_c$	$I_i = F_i a_i^2$	I_i''	$I_i = I_i' + I_i''$
$F = \sum F_i$		$y_c = \frac{\sum F_i y_i}{F}$		$I = \sum I_i$		

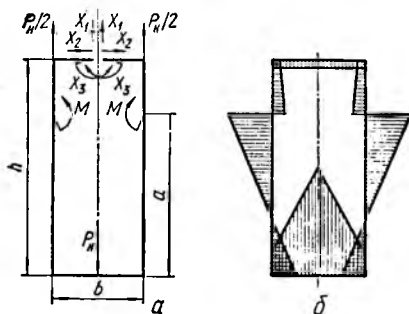


Рис. 5.2

Используя принцип независимости действия силовых факторов — деформированное состояние системы от нескольких нагрузок может быть определено суммированием состояний от действия каждой нагрузки в отдельности, — составляют уравнения для перемещений по разрезу.

Для задачи с тройной неопределимостью уравнения для перемещений в канонической форме имеют вид:

$$\begin{aligned} X_1 \delta_{11} + X_2 \delta_{12} + X_3 \delta_{13} + \delta_{1p} &= 0; \\ X_1 \delta_{21} + X_2 \delta_{22} + X_3 \delta_{23} + \delta_{2p} &= 0; \\ X_1 \delta_{31} + X_2 \delta_{32} + X_3 \delta_{33} + \delta_{3p} &= 0, \end{aligned} \quad (5.1)$$

где $X_k = 1, 2, 3$ — дополнительные силовые факторы: поперечная сила X_1 , нормальная сила X_2 и изгибающий момент X_3 ;

δ_{ik} — перемещения по разрезу в направлении дополнительных силовых факторов единичной величины $X_k = 1$ (коэффициенты канонических уравнений), $i = 1, 2, 3$;

δ_{ip} — перемещения по разрезу в тех же направлениях от внешних нагрузок (свободные члены канонических уравнений).

Симметричное нагружение рамы снимает один лишний фактор: $X_1 = 0$, и, следовательно, $\delta_{12} = \delta_{21} = 0$, $\delta_{13} = \delta_{31} = 0$.

Тогда система уравнений упростится:

$$\begin{aligned} X_2 \delta_{22} + X_3 \delta_{23} + \delta_{2p} &= 0; \\ X_2 \delta_{32} + X_3 \delta_{33} + \delta_{3p} &= 0. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Для плоских рам коэффициенты δ_{ik} и δ_{ip} легко устанавливают на основании правила Верещагина: для определения δ_{ik} необходимо площадь эпюры изгибающих моментов φ_k от данного силового фактора $X_k = 1$ или внешних нагрузок φ_p умножить на ординату M_i^0 эпюры от неизвестной нагрузки единичной величины под центром тяжести площади φ_k или φ_p и разделить на жесткость стержня, т. е.

$$\delta_{ik} = \sum \frac{\varphi_k M_i^0}{EI}; \quad \delta_{ip} = \sum \frac{\varphi_p M_i^0}{EI}. \quad (5.3)$$

Для рассматриваемой рамы

$$\begin{aligned} \delta_{22} &= \frac{1}{E} \left[\frac{2h^3}{3I_{II}} + \frac{bh^2}{I_{III}} \right]; \quad \delta_{23} = \delta_{32} = \frac{1}{E} \left[\frac{h^2}{I_{II}} + \frac{bh}{I_{III}} \right]; \\ \delta_{33} &= \frac{1}{E} \left[\frac{b}{I_I} + \frac{b}{I_{III}} + \frac{2h}{I_{II}} \right]; \\ \delta_{2p} &= \frac{P_H}{8E} \left[\frac{2a(2h-a)(b-l)}{I_{II}} + \frac{(b-l)^2 - l^2}{I_{III}} h \right]; \\ \delta_{3p} &= \frac{P_H}{8E} \left[\frac{4(b-l)a}{I_{II}} + \frac{(b-l)^2 - l^2}{I_{III}} \right]. \end{aligned}$$

Раскрыв на основании решения системы (5.2) величины X_2 и X_3 , строят итоговую эпюру изгибающих моментов, возможный вид которой представлен на рис. 5. 2, б.

Дальнейшее решение ведется обычными методами сопротивления материалов и заключается в установлении наибольших напряжений (растяжения или сжатия) в опасных сечениях и сравнении их с допускаемыми для данной категории материала:

$$\sigma = \left[\frac{N}{F} + \frac{M_{\max}}{w} \right] \leq [\sigma], \quad (5.4)$$

где N — сжимающая или растягивающая сила, действующая в опасном сечении;

F — суммарная площадь этого сечения;

$M_{\max}$ — максимальный изгибающий момент;

ω — суммарный момент сопротивления.

Суммарная деформация станины в вертикальном направлении складывается из прогиба траверсы от изгибающего момента δ_{In} , удлинения стоек от растягивающего усилия δ_{IIP} и суммарного прогиба стола от изгибающего момента δ_{IIIIn} и поперечной силы δ_{IIIn} :

$$\delta_v = \delta_{In} + \delta_{IIP} + \delta_{IIIIn} + \delta_{IIIn}. \quad (5.5)$$

Действием изгибающего момента на стойки можно пренебречь, так как он вызывает лишь искривление осей стоек, сближая их между собой и не влияя на деформацию системы по вертикали.

Важнейшей задачей в расчете разъемных станин является определение параметров затянутого соединения. Нормаль ЦБKM рекомендует принимать усилие предварительной затяжки $P_{зт}$ несколько больше номинального:

$$P_{зт} = \varphi_{зт} P_n. \quad (5.6)$$

Коэффициент затяжки $\varphi_{зт}$, регламентирующий это превышение, для листоштамповочных прессов простого действия и КГШП лежит в пределах $\varphi_{зт} = 1,30 \dots 1,40$; для вытяжных прессов двойного действия $\varphi_{зт} = 1,50 \dots 1,60$; для чеканочных прессов $\varphi_{зт} = 1,05 \dots 1,10$.

При монтаже пресса болты заводят в предназначенные для этого отверстия в станине и гайки заворачивают до выборки зазоров в стыках. После этого на теле каждой парной гайки и болта делают засечку, и гайка освобождается. Болт автогенными горелками или электронагревателями равномерно прогревают, и за счет этого его длина несколько увеличивается. Гайку возвращают до засечки и от нее навинчивают дальше на болт на заданный угол поворота

$$\alpha_r = \frac{360 (\delta_\sigma + \delta_{ст})}{h}, \quad (5.7)$$

где δ_σ — расчетное удлинение болта при натяге;

$\delta_{ст}$ — расчетное укорочение станины;

h — шаг резьбы болта.

Для двухстоечной станины с четырьмя стяжными болтами удлинение болта

$$\delta_\sigma \approx \frac{P_{зт} l_\sigma}{4 E_\sigma F_\sigma}, \quad (5.8)$$

а укорочение станины складывается из укорочения стоек δ_c , траверсы $\delta_{трс}$ и стола $\delta_{сл}$:

$$\delta_c = \frac{P_{зт} l_c}{2 E_c F_c}; \quad \delta_{трс} = \frac{P_{зт} l_{трс}}{E_{трс} F_{трс}}; \quad \delta_{сл} = \frac{P_{зт} l_{сл}}{E_{сл} F_{сл}}. \quad (5.9)$$

Принятые обозначения в формулах (5.8) и (5.9):

$l_c, l_{трс}, l_{сл}$ — соответственно длина стойки, траверсы и стола;

$l_б = l_c + l_{трс} + l_{сл} + H_r$ — длина болта, а H_r — высота гайки;

$E_б, E_c, E_{трс}, E_{сл}$ — модуль упругости соответствующего элемента станины;

$F_б, F_c, F_{трс}, F_{сл}$ — площадь поперечного сечения соответствующего элемента станины.

Поскольку площади различных сечений стойки, траверсы и стола неодинаковы, в формулы (5.9) следует подставлять приведенное значение их площадей, определенное по формуле

$$F = F_{\min} \frac{l_{\min} + l_1 + l_2 + \dots + l_n}{l_{\min} + l_1 \frac{F_{\min}}{F_1} + l_2 \frac{F_{\min}}{F_2} + \dots + l_n \frac{F_{\min}}{F_n}}, \quad (5.10)$$

где $F_{\min}, l_{\min}$ — габариты сечения с минимальным значением площади;

F_n, l_n — габариты прочих сечений.

5.2. Узлы и детали привода

Для передачи вращательного движения от электродвигателя на ведущие кривошипные валы исполнительных механизмов предназначается привод, включающий, помимо главного двигателя, ременную и зубчатые передачи, сцепные муфты для соединения и разъединения валов и тормозные устройства для остановки механизмов пресса в определенном положении.

Структура и кинематические схемы привода. Структура привода кривошипных прессов обусловлена его назначением и конструктивными особенностями устройства.

Факторы, определяющие структуру привода, можно подразделить на следующие категории: а) число ходов пресса и величина передаточного числа привода; б) способ подачи крутящего момента на ведущий кривошип: с одной стороны или с двух сторон; в) степень герметизации привода: прессы с открытым или закрытым приводом; г) число точек подвески ползуна: одно- или многокривошипные прессы.

В современных кривошипных прессах общее передаточное число привода изменяется в широких пределах $2 < u < 250$. К левой области указанного диапазона примыкают автоматы с самоподачей материала, к правой — мощные листоштамповочные прессы для глубокой вытяжки, совершающие 3...4 хода в минуту.

На рис. 5.3 показаны типовые кинематические схемы привода одностоечных прессов, причем схема а с жесткой муфтой считается устаревшей, схема б широко применяется в современных прессах, а схема в может быть рекомендована для крупных одностоечных прессов с двумя ступенями передач.

В двухстоечных однокривошипных прессах с открытым приводом количество ступеней в связи с величиной передаточного числа, как правило, изменяется от одной при числе ходов более 90...100 в минуту (схема *а* на рис. 5.4) до трех — при 12...15 ходах в минуту (там же, схема *г*).

Расположение и устройство элементов привода — муфт и тормозов — определяется динамической и эксплуатационной целесооб-

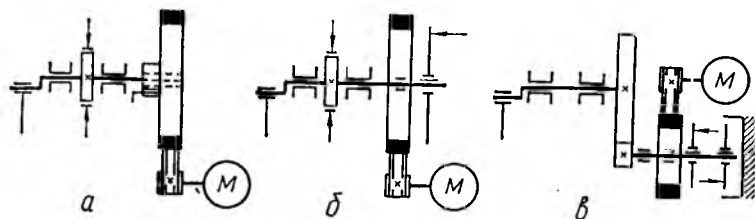


Рис. 5.3

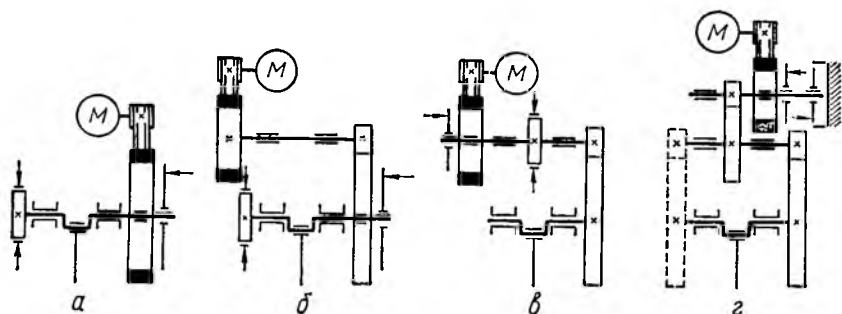


Рис. 5.4

разностью. Например, схемы *б* и *в* на рис. 5.4 кинематически равноценны, но расположение муфт и тормозов довольно четко соответствует прессам с заданным технологическим назначением: первая из схем применяется в горячештамповочных прессах; вторая — в горизонтально-ковочных машинах. Объясняется это, в частности, тем, что последние являются тихоходными машинами по сравнению с прессами и при прочих равных условиях габариты муфты на ведущем валу должны резко возрастать в связи с ростом крутящего момента. Заметим, что ленточные тормоза в указанных схемах могут быть заменены дисковыми.

В тихоходных листоштамповочных прессах с закрытым приводом применяется трех- и четырехступенчатый привод (рис. 5.5). В четырехступенчатом приводе с тремя зубчатыми передачами принято называть первую пару, считая от электродвигателя, быстроходной, последнюю пару, расположенную между опорами станины, — тихоходной, а между ними — промежуточной.

Стремление уменьшить габариты зубчатых передач и повысить надежность их работы послужило причиной появления двустороннего привода (схема *г* на рис. 5.4). В последнее время все более широкое применение находит схема, в которой крутящий момент раздается на четыре зубчатые пары с резким уменьшением габаритов передач (рис. 5.5).

В двухкривошипных прессах с приводом закрытого типа возникает необходимость раздачи движения от одного электродвигателя на два ведущих кривошипа, оси которых перпендикулярны к фронту пресса (рис. 5.6).

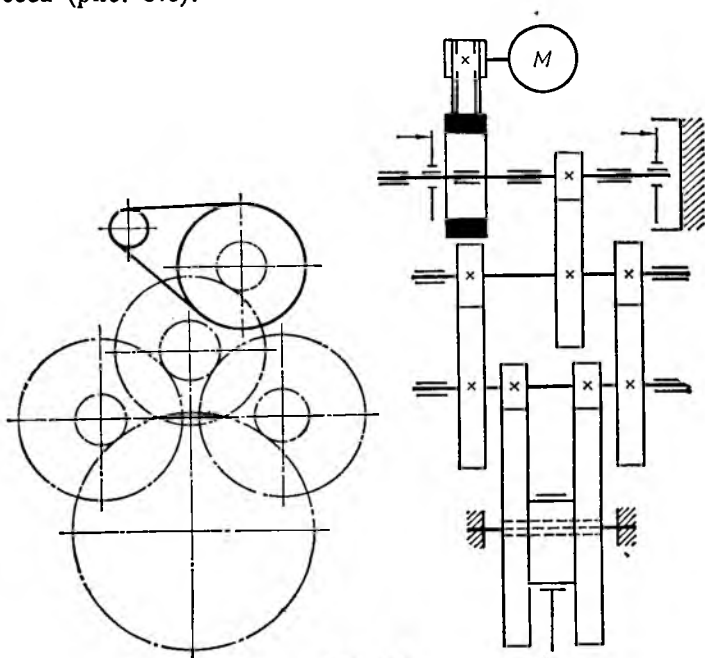


Рис. 5.5

Схема *а* с вращением главных колес (колес на щеках коротких коленвалов или шестерен-эксцентриков) в разные стороны применяется в листоштамповочных прессах с небольшими габаритами ползуна в плане.

В листоштамповочных прессах с увеличенным ходом ползуна и увеличенными его габаритами в плане применяется схема *б*, в которой движение передается на второе тихоходное колесо через паразитную шестерню, благодаря чему обеспечивается разнонаправленное вращение главных колес. Схема требует высокой точности координации отверстий на траверсе под опоры коленвалов или осей и экономически оправдана при выпуске прессов крупной серией.

В схеме *г* тихоходные колеса также вращаются в разные стороны за счет паразитных шестерен. Преимущество схемы — возможность

компенсации при сборке неточностей изготовления за счет так называемой «подметки» одной из шестерен промежуточных валов.

При зацеплении шестерни последней пары сразу с двумя тихоходными колесами последние вращаются в одну сторону (схема в).

В листоштамповочных прессах с очень большими габаритами штампового пространства раздача движения осуществляется не на последней, а на промежуточных или даже на первой приемной ступени (рис. 5.7). Из этой схемы следует, что нет особых различий в структуре приводов двух- и четырехкривошипных прессов: необходимо установить последний промежуточный вал достаточной

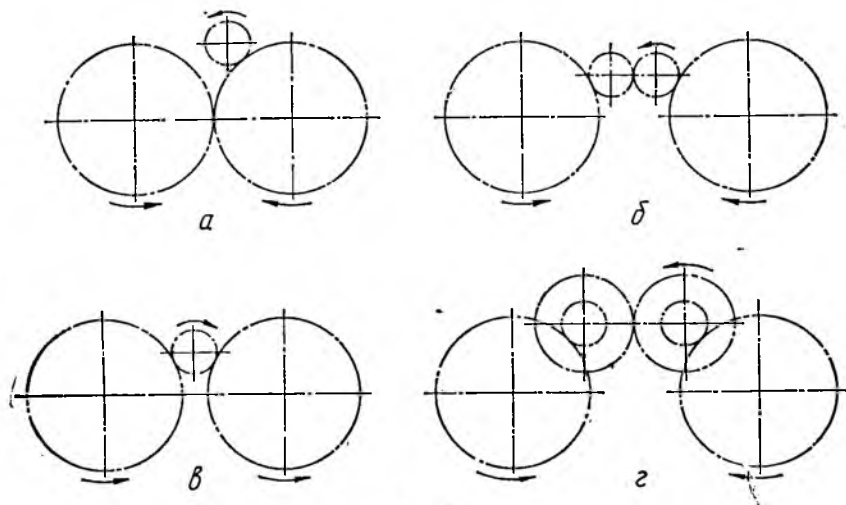


Рис. 5.6

длины с четырьмя парами малых шестерен вместо двух, приводящих в движение четыре пары тихоходных колес.

В мощных листоштамповочных прессах для проверки штампов и технологии вытяжки в любой стадии процесса, что необходимо при освоении новых деталей перед запуском в серийное производство, предусматривается специальный привод наладки. При работе на приводе наладки пресс совершает один двойной ход за несколько (до 10) минут при общем расходе энергии за цикл в таком же объеме, как и при работе на главном приводе. В типовых схемах наладки на первом приемном валу установлено червячное колесо. Зацепление червяка с колесом и, следовательно, подача движения на главный привод обеспечиваются по мере надобности за счет подъема или опускания корпуса червяка, являющегося одновременно плунжером гидроцилиндра. Оригинальный привод наладки выполнен по схеме на рис. 5.8, где червячное колесо 2 является корпусом тормоза главного привода, а червяк 1 нормально стопорит этот корпус. При наладочных работах вращение червяка через червячное колесо

при включенном главном тормозе подается на шестерню 3 приемного вала и передается дальше на ползуны исполнительных механизмов.

Типовые схемы приводов с переменной угловой скоростью вращения в период одного двойного хода (нормальной при исполнении рабочей операции и повышенной при холостых пробегях) были рассмотрены в § 1.8.

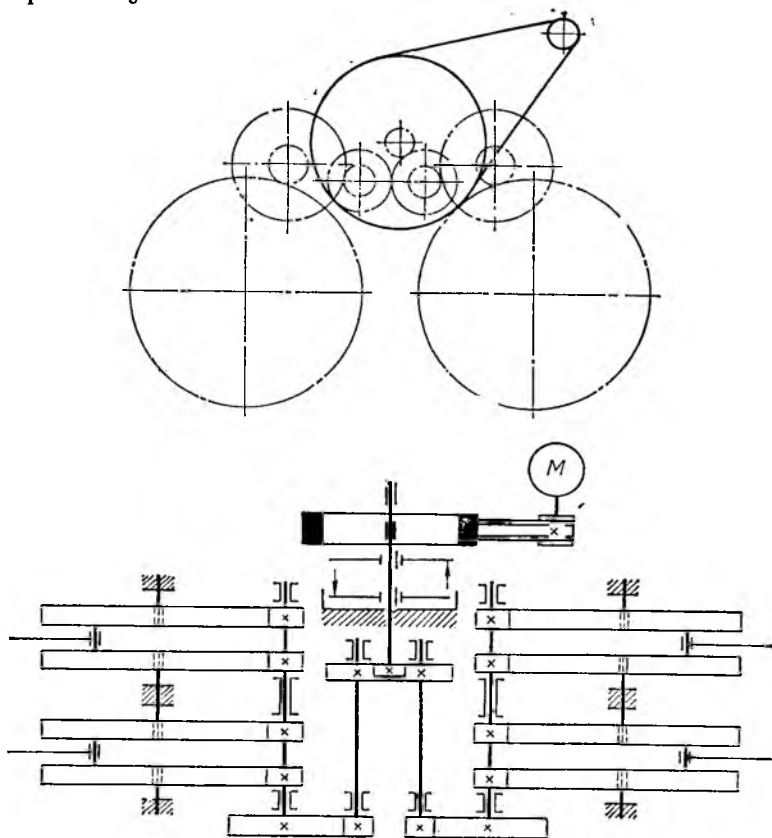


Рис. 5.7

Для бесступенчатого регулирования числа ходов ползуна главного исполнительного механизма в последнее время применяются вариаторы различных конструкций: при небольшой передаваемой мощности — цепные, при значительных мощностях — малогабаритные многодисковые фрикционные вариаторы. В кинематике кривошипных прессов вариатор 1 играет роль дополняющего элемента и встраивается в схему между электродвигателем 2 и шкивом клиноременной передачи (рис. 5.9).

Клиноременная передача. В приводе быстроходных одноступенчатых прессов передаточное число клиноременной передачи лежит в крайних пределах общемашиностроительных рекомендаций: $u_{кл} = 6,9 \dots 10,6$. Для других типов машин величина $u_{кл}$ значительно снижена, но также имеется некоторый разброс значений, меньшие из которых принимаются для более быстроходных прессов данного типа. Например, для горячештамповочных прессов с $P_n = 6,3 \dots$

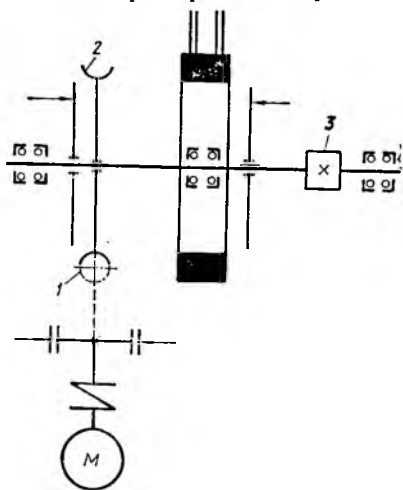


Рис. 5.8

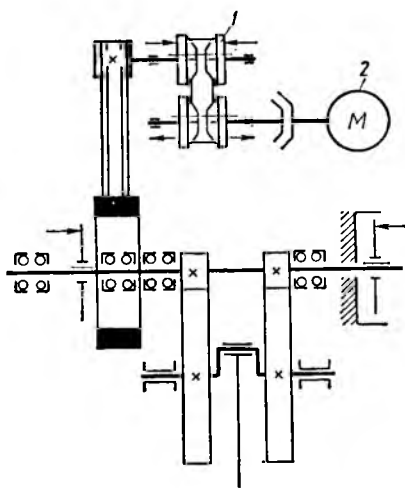


Рис. 5.9

63 МН $u_{кл} = 2,5 \dots 4,5$. Для двухстоечных листоштамповочных прессов $u_{кл}$ лежит в узких пределах: $3 \dots 3,5$ — для тихоходных и $2,5 \dots 3$ — для быстроходных прессов.

Минимально допустимые расчетные диаметры шкивов

$$d_{шк} = D_m / u_{кл} \quad (5.11)$$

должны удовлетворять требованиям ГОСТ 1284—68. Уменьшение $d_{шк}$ по сравнению с величинами, рекомендуемыми ГОСТом, резко снижает долговечность, тяговую способность и к. п. д. передачи.

При расчете клиноременных передач необходимо определить тип и потребное количество ремней для передачи заданной мощности от электродвигателя:

$$z_p = \frac{N}{C_1 C_2 N_0}, \quad (5.12)$$

где N — передаваемая мощность, кВт;

C_1 — коэффициент, учитывающий угол обхвата,

$$C_1 = 0,56 \dots 1,0;$$

C_2 — коэффициент режима работы, зависящий от характера нагрузки на ползуне пресса и сменности,

$$C_2 = 0,78 \dots 0,51;$$

N_0 — мощность, передаваемая одним ремнем заданного сечения при заданной окружной скорости,

$$N_0 = 0,08...51,5 \text{ кВт.}$$

Данные по выбору указанных величин и порядок расчета клиноременной передачи приведены в [12]. Важным практическим указанием является то, что в консольных передачах увеличение числа ремней свыше десяти практически не повышает их долговечность.

Поскольку в клиноременной передаче происходит упругое скольжение ремней, принимаемое обычно для кривошипных прессов $s_n = 0,01$, фактическая частота вращения ведомого вала

$$n = (1 - s_n) \frac{n_z}{u_{кл}} = 0,99 \frac{n_z}{u_{кл}}. \quad (5.13)$$

Зубчатые передачи. В двухступенчатом приводе передаточное число зубчатой пары устанавливается просто:

$$u_z = u/u_{кл}. \quad (5.14)$$

В трех- и четырехступенчатом приводе листоштамповочных прессов необходимо распределить передаточное число по ступеням. В большинстве случаев соотношение между передаточными числами в четырехступенчатых прессах, начиная с быстроходной пары, подчиняется правилу $u_6 < u_{пр} < u_7$, например для гаммы тихоходных прессов простого и двойного действия $P_n = 3,15...16$ МН указанные величины лежат в пределах $u_6 : u_{пр} : u_7 = (2...2,5) : (2,9...3,9) : (5,5...8,5)$. Однако эта рекомендация не является обязательной и конструкторы, стремясь уменьшить габариты машины, отходят от этого правила.

Тип зубчатых передач определяется особенностями конструкции прессов и их назначением. В двухступенчатом приводе прессов серийного выпуска тихоходная пара выполняется прямозубой по 8-й степени точности. В прессах, изготовление которых планируется по разряду тяжелого и уникального оборудования, например в кривошипных горячештамповочных прессах с $P_n > 20$ МН, зубчатая пара выполняется шевронной или прямозубой по 7-й степени точности с высотной коррекцией для усиления прочности. Прямозубую передачу приходится применять по условиям монтажа в последней паре тихоходных листоштамповочных прессов. Быстроходная пара в этих прессах выполняется шевронной, а промежуточная — косозубой или шевронной. Для всех шевронных передач рекомендуется угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$, а для косозубых $\beta = 20^\circ$.

Число зубьев назначается по шестерне $z_{ш} \geq z_{min}$. Разброс значений для числа зубьев шестерни довольно узкий: горячештамповочные прессы — $z_{ш} = 19...22$, горизонтально-ковочные машины — $z_{ш} = 14...19$, для тихоходной пары листоштамповочных прессов $z_{ш} = 14...16$, для промежуточной $z_{ш} = 16...20$ и быстроходной пары $z_{ш} = 15...25$.

Шестерни и колеса диаметром менее 500...800 мм изготавливают из стальных поковок марок 45, 40, 40 ХН и др. Колеса диаметром более 500...800 мм изготавливают из стальных отливок марок 35Л, 45Л, 35ХГС-Л, 40ХН-Л и др. Поковки подвергают нормализации (Н) или улучшению (У) до твердости $HВ$ 190...280, отливки — нормализации до $HВ$ 160...220. Более высокая твердость нецелесообразна, поскольку нарезание зубьев производится после термообработки. Для лучшей прирабатываемости и во избежание заедания зубьев твердость шестерни должна быть на $HВ$ 20...40 выше твердости колеса.

Применяя поверхностную закалку (ПЗ) ТВЧ для колес с модулем $m > 6$ мм и закалку газовым пламенем, достигают высокой твердости поверхностных слоев зубьев (для углеродистых сталей до HRC 35...40, для легированных до HRC 45...55) при сохранении вязкой сердцевины. Хотя при такой термообработке форма зуба искажается незначительно, все же для получения 7-й степени точности приходится применять отделочные операции.

Данные о свойствах материалов зубчатых колес приведены в табл. 12.

По известной твердости поверхности зубьев ГОСТ 21354—75 рекомендует рассчитывать базовый предел контактной выносливости по следующим формулам:

для термообработки Н и У

$$[\sigma_H]_0 = 2HB + 70 \text{ МПа}; \quad (5.15)$$

для термообработки ПЗ

$$[\sigma_H]_0 = 17 HRC + 200 \text{ МПа}.$$

$$(5.16)$$

За расчетный предел принимают меньшую из двух величин

$[\sigma_H]_0$. Если твердость шестерни и колеса, а следовательно, $[\sigma_H]_{01}$ и $[\sigma_H]_{02}$ различны, то в расчет принимают среднее арифметическое значение, но не более $1,25 [\sigma_H]_{0\min}$.

При прочностном расчете зубчатых передач устанавливается предельная величина крутящего момента, на основании которой строится кривая усилий на ползуне главного исполнительного механизма, допускаемых прочностью колес или шестерен (§ 3.9).

Конструкция зубчатых колес и шестерен привода кривошипных прессов в общем случае соответствует по типу общемашиностроительным рекомендациям. Исключение составляют тихоходные колеса прессов с шестерне-эксцентриковым приводом. В этом случае ведущий кривошип выполняется в виде эксцентрика, изготовлен-

Таблица 12

Марка стали	Термообработка	Твердость $HВ$	Предел усталости при изгибе σ_{-1} , МПа
35Л	Н	160	230
45Л	Н	170	250
35ХГС-Л	Н	200	320
40ХН-Л	Н	210	340
45	Н	180	280
	У	220	340
40Х	У	250	360
40ХН	У	260	400

ного монолитно с тихоходным колесом, или же пальца кривошипа, закрепленного с заданным эксцентриситетом на колесе (рис. 5.10, а, б, в). Достоинство такой конструкции кривошипа — его высокая жесткость, а также полная разгрузка бугельной оси, на которой вращаются тихоходные колеса, от скручивания. Не менее важным фактором является удобство в монтаже прессов с цельносварной станиной.

Сцепные муфты. Муфты кривошипных прессов относятся к управляемым сцепным устройствам и предназначены для соединения

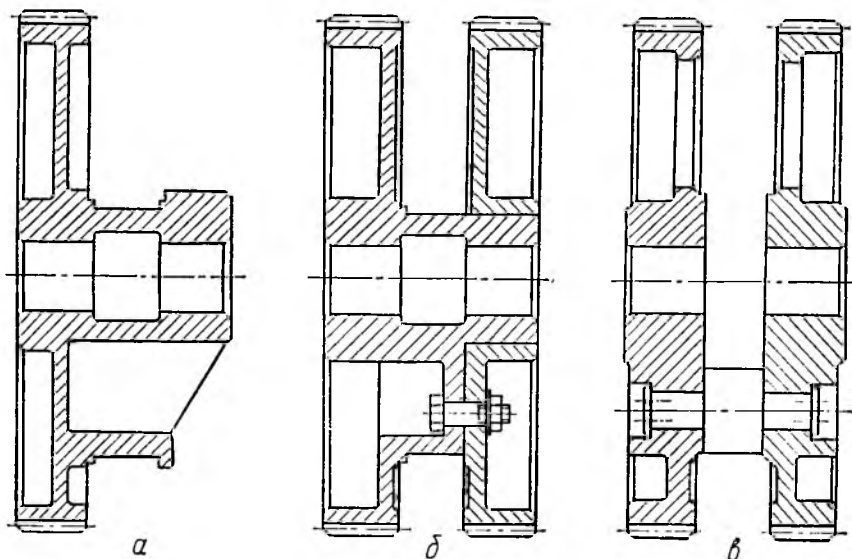


Рис. 5.10

и разъединения валов привода, что обеспечивает пуск исполнительных механизмов прессы на рабочий ход или отключение при помощи воздействия на муфту через систему управления. Наибольшее применение в кривошипных прессах нашли жесткие и фрикционные муфты.

Жесткие муфты. Передача крутящего момента в жестких муфтах производится за счет нормальных усилий между рабочими поверхностями ведущих и ведомых деталей.

В кривошипных прессах применяют такие типы жестких муфт:

- 1) кулачковые с выступами и впадинами на торцовых поверхностях ведущей и ведомой деталей;
- 2) пальцевые со скользящим пальцем, который при освобождении ограничителя под действием пружины заходит в соответствующий паз ведущей детали;

3) с поворотными шпонками, где сцепление производится за счет поворота скошенной шпонки [9].

Фрикционные муфты. Передача крутящего момента в фрикционных муфтах производится за счет сил трения между рабочими поверхностями ведущих и ведомых деталей.

Главное преимущество фрикционных муфт — возможность сближения рабочих поверхностей при любом относительном положении ведущих и ведомых деталей и тем самым соединение (и разъединение) валов на ходу. Благодаря этому ползуны пресса могут быть приведены в движение из любой позиции в пределах полного хода, что используется при наладке штампов. Другим преимуществом фрикционных муфт является возможность использовать привод для выведения пресса из стопора за счет реверса вращения.

Устройство муфты определяют такие основные конструктивные факторы:

1) форма поверхностей трения — дисковые (плоские), конусные и кольцевые (цилиндрические);

2) способ управления — с механическим управлением (педальное или рукояткой) и дистанционное управление (пневматическое, гидравлическое или электромагнитное);

3) конструкция подвижных элементов муфты, воспринимающих давление воздуха или жидкости, и их уплотнения — поршневые с манжетным уплотнением, диафрагменные и шинные;

4) способ передачи усилия в дисковых муфтах от поршня или диафрагмы на фрикционные поверхности — непосредственно за счет линейного смещения нажимного элемента или через рычажную систему;

5) способ компоновки муфты и тормоза — отдельно или в одном блоке.

В отношении некоторых факторов конструкторы имеют достаточно обоснованное мнение, вытекающее из достоинств конструкции или обуславливаемое необходимостью, например, только у малых по габаритам прессов можно применить механическое управление, а из муфт с дистанционным управлением по эксплуатационным достоинствам неоспоримое преимущество имеют пневматические муфты (удобство подвода воздуха, отсутствие загрязнений).

В 60-х годах блочная конструкция «муфта + тормоз» считалась типовой для листоштамповочных, обрезных и некоторых других прессов [6, 18]. Недостатки конструкции этого типа состояли в сложности ее устройства и повышенной инерции ведомых частей. Устранить их можно было путем применения фрикционных материалов, допускающих большие давления при сжатии.

Поэтому в настоящее время вместо фрикционного материала типа феродо, например марки 6КХ-1 с номинальным допускаемым давлением $[q]_н = 0,2...0,3$ МПа, применяют пластины и вставки из новых синтетических материалов на асбокаучуковой и асбосмоляной основе. Как показал опыт эксплуатации кривошипных прессов, хорошо зарекомендовали себя мягкие фрикционные материалы на

асбокаучуковой основе марок 63-7-67, 8-45-62 с $[q]_н = 1,2$ МПа и полумягкие — марок 143-63, 143-66 с $[q]_н = 1,5$ МПа. Твердые материалы на асбосмоляной основе типа ретинакс марок ФК16А, ФК24Л недостаточно эластичны, растрескиваются при ударе в момент включения, и их теперь не рекомендуют применять в фрикционных узлах муфт и тормозов кривошипных прессов.

В паре с поверхностями из стали марок Ст5, 45 или из чугунов марок от СЧ 21-40 до СЧ 32-52 фрикционные материалы на асбокаучуковой основе обеспечивают стабильные условия сцепления, характеризующиеся высокими коэффициентами трения $\mu = 0,38...0,42$.

Однако применение новых фрикционных материалов в блочной конструкции «муфта + тормоз» при расположении ее между коренными опорами приемного вала не устраняет главного недостатка — неудобства проведения ремонта (замена дисков, вставок и т. д.). Даже для такой простой работы, как замена клиновых ремней, необходимо снять вал вместе с блоком с опорных подшипников. Поэтому конструкторы разделили блок на составные части: малоинерционную диафрагменную однодисковую муфту и такой же тормоз. Для устойчивой работы на высокооборотном валу муфту часто устанавливают не на консоли, а с применением задней опоры на специальном легкоъемном кронштейне. В итоге получается конструкция, подобная узлу приемного вала с муфтой и тормозом однокривошипного пресса двойного действия ВЗТМП (рис. 5.11).

Совместная работа муфты и тормоза происходит следующим образом. Муфта, встроенная в маховик 7, выполнена нормально разомкнутой. Поэтому ведущий нажимной диск 3 и фрикционные вставки 2 ведомого диска 1 расцеплены: маховик 7 при включенном электродвигателе свободно вращается на приемном валу 8 на подшипниках качения. В то же время нажимной диск 13 нормально замкнутого тормоза под действием цилиндрических пружин 14 прижат к фрикционным вставкам 12, а те в свою очередь к корпусу 11, закрепленному на станине 10 пресса: все зубчатые передачи, начиная с шестерни 9 приемного вала, и главный исполнительный механизм остановлены в заданном положении.

При включении пресса на рабочий ход сжатый воздух по каналам вала и крышки 5 муфты поступает на диафрагму 4. Диафрагма сдвигает нажимной диск 3, прижимая вставки 2 к опорному диску 6: в результате маховик сцепляется с валом 8.

Одновременно сжатый воздух поступает по каналам корпуса тормоза на его диафрагму 16, отодвигая крышку 17 и через тяги 15 нажимной диск 13. В результате вставки 12 освобождаются, и вал 8 растормаживается. Зубчатые передачи начинают вращаться, приводя в движение главный исполнительный механизм.

Сигнал на включение воздухораспределителя тормоза (§ 5.5) подается одновременно с сигналом на включение воздухораспределителя муфты при нажатии штамповщиком на электрокнопку или электропедаль пуска. Однако система управления прессом

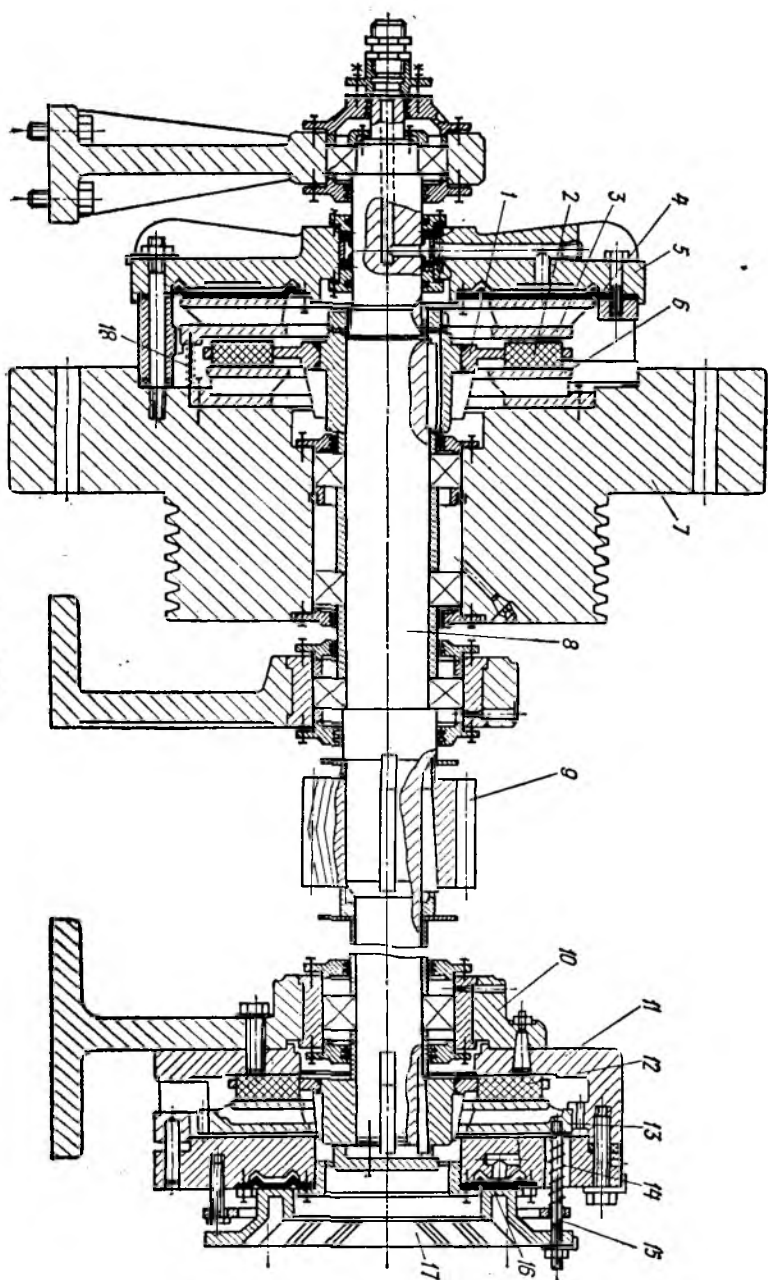


Рис. 5.11

устроена так, что нарастание давления сжатого воздуха в трубопроводе тормоза происходит быстрее, чем в трубопроводе муфты. Поэтому процесс растормаживания опережает процесс включения муфты. Это очень важное условие нормальной работы системы управления прессом, позволяющее избежать значительных потерь энергии в приводе в случае опережающего включения муфты при невыключенном тормозе и увеличить срок службы деталей муфты и тормоза.

Если давление воздуха на диафрагмах муфты и тормоза при выключении пресса сбросить, то пружины 18 смещают нажимной диск 3 в исходное положение: диски муфты расходятся, а диски тормоза под действием пружин 14 сцепляются — начинается процесс торможения с последующей остановкой ведомых частей привода и главного исполнительного механизма. Кинетическая энергия останавливаемых частей через трение на поверхностях сцепления превращается в тепло. Для уменьшения нагрева муфты и тормоза предусмотрена вентиляция дисков и вставок через соответствующие каналы, а также оребрение крышек 5 и 17.

Диафрагму изготавливают из стали 10, причем между двумя листами диафрагмы прокладывают сектора из стали У9, что придает ей хорошие упругие свойства. При такой конструкции не требуется регулировки износа фрикционных вставок: этот износ компенсируется увеличением прогиба диафрагмы. Утечки воздуха и заедание подвижных частей в диафрагменной муфте сведены до минимума.

Поверхность сцепления у однодисковой муфты невелика, и это ограничивает применение таких муфт для передачи очень больших крутящих моментов. В этих случаях применяют многодисковые муфты. Пример узла консольной многодисковой муфты КГШП показан на рис. 5.12. При включении муфты сжатый воздух через воздухоподводящую головку 3 (§ 5.5) поступает на круговой поршень 2 с манжетным уплотнением по внешнему диаметру. Движение поршня передается на диски муфты. Ведущие диски 4 своими зубьями перемещаются в шлицах зубчатого венца, укрепленного в зубчатом колесе 5, ведомые 1 — в шлицах зубчатой ступицы 6, закрепленной клиновыми нестандартными шпонками на квадратной консоли эксцентрикового вала.

Чтобы избежать трения между расцепленными дисками муфты при холостом вращении маховика, зазор между дисками должен быть не менее 0,5...0,8 мм.

По условиям износа в более тяжелом положении находятся ведущие диски, поэтому их изготавливают цельными из чугуна марки СЧ 32-52. Ведомые диски изготавливают из стали марки Ст5, и к ним приклепывают или приклеивают фрикционные обкладки в виде секторных пластин.

Несущая способность муфты, определяемая величиной крутящего момента по прочности сцепляющихся поверхностей трения,

$$M_m \leq z \mu F_{\text{тр}} R_{\text{ср}} [q], \quad (5.17)$$

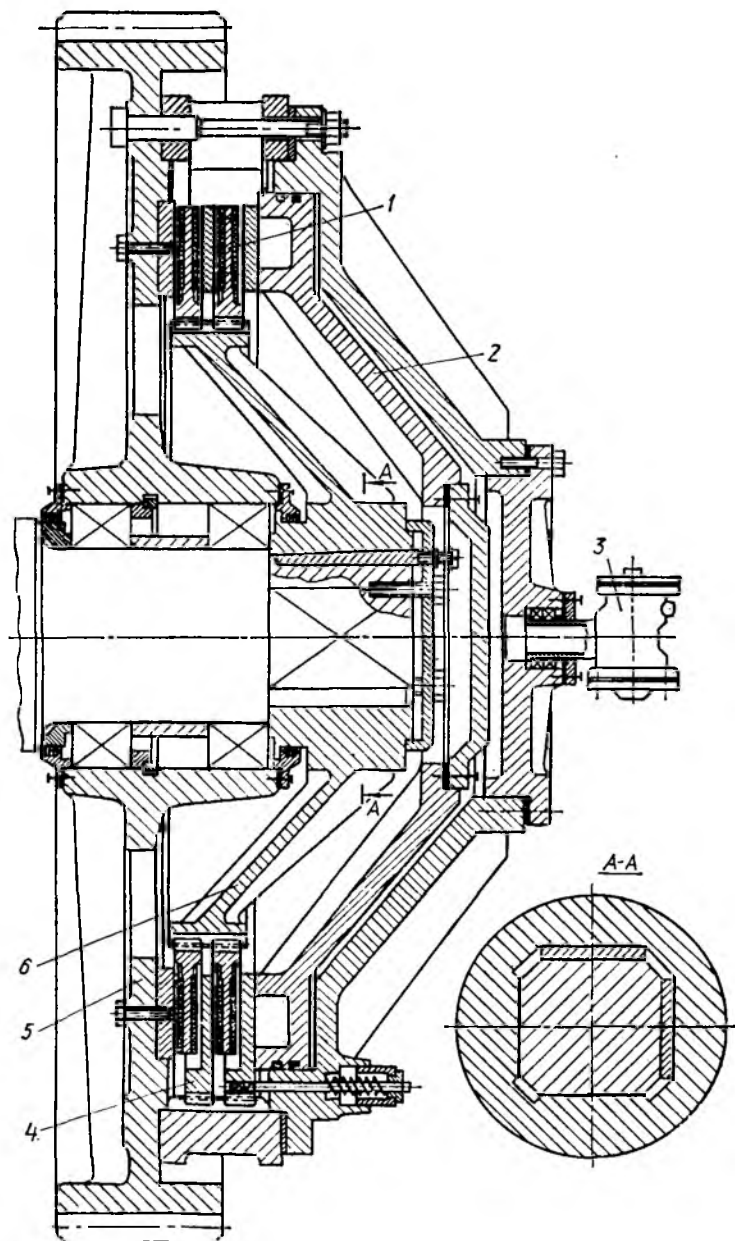


Рис. 5.12

где z — число пар сцепляющихся поверхностей;

μ — коэффициент трения;

$F_{\text{тр}}$ — поверхность сцепления трущейся пары;

$R_{\text{ср}}$ — средний радиус поверхности сцепления.

С увеличением окружной скорости v (отнесенной к среднему радиусу поверхности сцепления) и числа включений в час $n_{\text{в час}}$ возрастает разогрев муфты, и поэтому допускаемое давление должно соответствовать новым условиям:

$$[q] = k_v k_b [q]_н. \quad (5.18)$$

Поправочные коэффициенты лежат в пределах $1 \geq k_v \geq 0,5$ для $2,5 < v < 18$ м/с и $1 \geq k_b \geq 0,5$ для $90 < n_{\text{в час}} < 360$.

Расчетный момент принимают с запасом по сравнению с возможным максимумом нагрузки в приводе пресса:

$$M_m = \beta_m \frac{M_{\text{к. max}}}{u_m \eta_m} = \beta_m \frac{P_n m_k (\alpha_n)}{u_m \eta_m}, \quad (5.19)$$

где u_m — передаточное число от вала муфты до ведущего кривошипного вала, причем при расположении муфты на приемном валу $u_m = u_3$, на ведущем валу — $u_m = 1$;

η_m — к. п. д. указанных передач, в первом случае $\eta_m = \eta_3$, во втором — $\eta_m = 1$.

Следовательно, уравнение несущей способности муфты примет вид:

$$\beta_m \frac{P_n m_k (\alpha_n)}{u_m \eta_m} = z \mu F_{\text{тр}} R_{\text{ср}} [q]. \quad (5.20)$$

Из уравнения (5.20) следует, что муфта может проявить предохранительные свойства для предотвращения перегрузки по номиналу при $\beta_m = 1$. Для кривошипных прессов принято задавать коэффициент запаса $\beta_m = 1,1 \dots 1,2$. Тем самым в исходных расчетах предполагается пробуксовывание муфты лишь при некотором превышении номинальной нагрузки. Тогда график допускаемых усилий на ползуне пресса, регламентируемый несущей способностью муфты, будет располагаться выше графиков по прочности ведущего вала и зубчатых передач.

В конструкторской практике принято производить проверочный расчет муфты на давление, соответствующим образом решая уравнение (5.20) относительно q . Величина давления не может превышать допускаемых значений.

Полное усилие на диафрагме или поршне пневмоцилиндра муфты с управлением отдельным от тормоза

$$P_{\text{ц}} = P_{\text{н. д}} + P_{\text{шл}} + P_{\text{пр}} + P_{\text{д. п}} \approx \gamma (P_{\text{н. д}} + 2P_{\text{шл}}), \quad (5.21)$$

где $P_{\text{н. д}}$ — усилие прижатия дисков для передачи расчетного момента, соответственно равное для муфт с пластинами и вставками, $P_{\text{н. д}} = F_{\text{тр}} q$;

$P_{\text{шл}}$ — усилие, необходимое для преодоления сил трения в шлицах ведущих дисков при включении муфты,

$$P_{\text{шл}} = k\mu_1 [(1/D_{\text{шл1}}) + (1/D_{\text{шл2}})] M_{\text{м}}, \quad (5.22)$$

k — коэффициент, учитывающий влияние размеров муфты, $k = 0,6 \dots 1,0$, причем большее значение коэффициента следует принимать для тяжелых муфт;

μ_1 — коэффициент трения в шлицах, $\mu_1 = 0,10 \dots 0,15$;
 $D_{\text{шл1}}, D_{\text{шл2}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры шлицев ведущих и ведомых дисков муфты;

$P_{\text{пр}}$ — усилие сжатия разводящих диски пружин; усилие $P_{\text{пр}}$ должно быть не меньше предыдущей составляющей, $P_{\text{пр}} \approx P_{\text{шл}}$;

$P_{\text{д.п}}$ — усилие, необходимое для преодоления трения в манжетах поршня или сопротивления диафрагмы.

Четвертая составляющая полной силы, а также возможные перекосы в шлицах учитываются поправочным коэффициентом $\gamma = 1,1 \dots 1,2$.

Давление воздуха в цилиндре

$$p = P_{\text{ц}}/F_{\text{ц}}, \quad (5.23)$$

где $F_{\text{ц}}$ — рабочая поверхность поршня или диафрагмы.

Оценка работоспособности фрикционной муфты по условиям нагрева приводится в [6]. Температура нагрева наружных поверхностей муфты не должна превышать $60 \dots 70^\circ\text{C}$, температура нагрева дисков $150 \dots 200^\circ\text{C}$.

Предохранительные муфты. Для предохранения элементов передач от поломок в приводе предусмотрены предохранительные муфты срезающегося или фрикционного типа.

Тормоза. Для сокращения времени остановки элементов привода и исполнительных механизмов после выключения муфты в кривошипных прессах устанавливают тормозные устройства, поглощающие кинетическую энергию останавливаемых частей и преобразующие ее в тепловую энергию. Тепловая энергия рассеивается в окружающее пространство. Помимо этого, тормозные устройства обеспечивают выстой главных ползунов в крайних положениях в период пауз между рабочими ходами, предохраняя от самопроизвольного смещения под действием силы тяжести. Надежность работы тормозных устройств — важнейшее условие безопасной работы на кривошипных прессах.

По виду поверхностей трения различают дисковые (плоские), ленточные и колодочные (цилиндрические), а также конусные тормоза.

По цикличности работы тормоза могут быть периодического действия, осуществляющие цикл торможения в пределах ограниченного угла поворота ведущего кривошипного вала, и непрерывного действия.

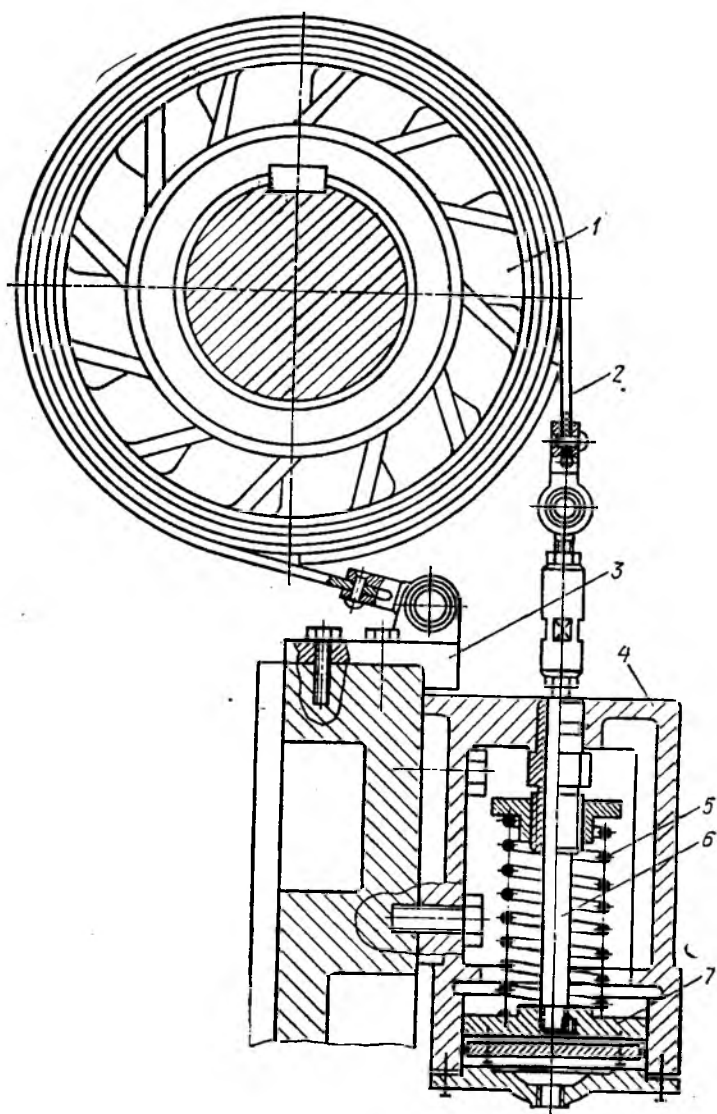


Рис. 5.13

Управление тормозами периодического действия — кулачковое при работе в паре с жесткими муфтами и дистанционное с фрикционными муфтами.

В современных прессах чаще всего применяют дисковые, реже ленточные тормоза, но оба типа тормозов только периодического действия. Дисковые тормоза изготавливают в одном блоке с муфтой и отдельно, ленточные — только в виде отдельного устройства.

Ленточный тормоз простого действия горизонтально-ковочной машины НКМЗ показан на рис. 5.13. Тормоз состоит из тормозного барабана 1 из стального литья, тормозной стальной ленты 2, облицованной фрикционными обкладками, пневматического цилиндра 4 с поршнем 7 и тормозной пружины 5. Набегающий конец ленты закреплен через кронштейн 3 на станине, сбегающий — через регулировочную гайку прикреплен к штоку 6 пневмоцилиндра.

Тормоз выполнен нормально замкнутым силой пружины. При включении муфты сжатый воздух подается под поршень, пружина отжимается и шток приподнимает сбегающий конец ленты, освобождая барабан и, следовательно, вал, ведомый муфтой.

Включение тормоза периодического действия при любом его устройстве должно несколько запаздывать относительно момента выключения муфты или совпадать, но не опережать. В противном случае тормоз перегревается, и это может быть причиной быстрого износа и даже разрушения фрикционных обкладок. С другой стороны, включение тормоза должно быть опережающим относительно положения выстоя, так как кинетическая энергия останавливаемых частей может быть погашена в течение достаточного периода времени, пока вал с тормозным барабаном успеет повернуться на определенный угол. Обычно этот угол относят к ведущему кривошипному валу и называют углом торможения. Значения углов торможения φ_T приведены в табл. 13. При увеличении угла торможения снижается давление на фрикционных обкладках, и это позволяет уменьшить габариты тормоза. Однако из практики эксплуатации прессов известно, что при больших величинах φ_T усложняется наладка тормоза, поэтому задание $\varphi_T > 20...25^\circ$ следует считать вынужденным по конструктивным причинам.

Таблица 13

Тип пресса	Угол торможения φ_T	
	град	рад
Листоштамповочные универсальные простого действия тихоходные	10...15	0,17...0,26
То же быстроходные	10...30	0,17...0,52
Листоштамповочные вытяжные двойного действия	10	0,17
Горячештамповочные прессы:		
с ленточными тормозами	20...40	0,35...0,70
с дисковыми тормозами	7...15	0,12...0,26
Горизонтально-ковочные машины	25...30	0,44...0,52

Основанием для расчета тормоза является энергетический баланс

$$A_{тр} = U,$$

предполагающий равенство работы трения на рабочих поверхностях тормоза и кинетической энергии останавливаемых частей.

Работа трения в период остановки

$$A_{\text{тр}} = M_{\text{т}} \varphi_{\text{т}} u_{\text{м}}, \quad (5.24)$$

где $M_{\text{т}}$ — тормозной момент, определяемый в зависимости от конструктивного устройства тормоза;

$\varphi_{\text{т}}$ — угол торможения, рад.

Кинетическая энергия останавливаемых частей

$$U = A_{\text{разг}} = J_{\text{т}} \frac{\omega_{\text{н}}^2}{2} \approx J_{\text{т}} \frac{n_{\text{н}}^2}{182}, \quad (5.25)$$

где $n_{\text{н}}$ — номинальная частота вращения вала муфты, об/мин.

Тогда балансовое энергетическое уравнение тормоза будет выглядеть так:

$$M_{\text{т}} \varphi_{\text{т}} u_{\text{м}} = J_{\text{т}} \frac{n_{\text{н}}^2}{182}. \quad (5.26)$$

Д и с к о в ы й т о р м о з. Момент $M_{\text{т}}$ для тормоза с дисковыми пластинами или вставками определяется по формуле, аналогичной (5.17), с отнесением всех обозначений к конструктивным размерам и материалам тормоза.

Следовательно, расчетное уравнение для тормоза имеет вид:

$$J_{\text{т}} \frac{n_{\text{н}}^2}{182} = z \mu F_{\text{тр}} R_{\text{ср}} [q] \varphi_{\text{т}} u_{\text{м}}. \quad (5.27)$$

Поскольку в конструкторской практике приняты проверочные расчеты тормозов, уравнение (5.27) решается относительно давления и полученные значения сравниваются с допускаемыми, выбранными точно так же, как и при расчете муфты.

Усилие торможения, создаваемое пружинами при нажатии на диски, равно $P_{\text{н. д}} = F_{\text{тр}} q$.

Для разведения дисков при выключении тормоза необходимо дополнительно поджать пружины, и поэтому усилие противодействия пружин $P_{\text{пр}}$ будет несколько больше усилия $P_{\text{н. д}}$:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{н. д}} + n_{\text{пр}} Z_{\text{пр}} S_{\text{п}}, \quad (5.28)$$

где $n_{\text{пр}}$ — число пружин;

$Z_{\text{пр}}$ — жесткость пружины;

$S_{\text{п}}$ — ход поршня при выключении тормоза,

С учетом трения в шлицах и возможных перекосов полное усилие, необходимое для выключения тормоза:

$$P_{\text{т}} = \gamma (P_{\text{н. д}} + n_{\text{пр}} Z_{\text{пр}} S_{\text{п}} + P_{\text{шл}}). \quad (5.29)$$

Л е н т о ч н ы й с у м м и р у ю щ и й т о р м о з. Тормозной момент суммирующего тормоза

$$M_{\text{т}} = P_{\text{пр}} \frac{(e^{\mu \alpha_{\text{т}}} - 1) a}{e^{\mu \alpha_{\text{т}}} b + c} \frac{D_{\text{т. б}}}{2}, \quad (5.30)$$

где $P_{\text{пр}}$ — усилие сжатия пружины, необходимое для создания тормозного момента;

$\alpha_{\text{т}}$ — угол обхвата барабана лентой, заданный, рад (конструктивно $\alpha_{\text{т}} = 250 \dots 270^\circ$);

a — плечо силы пружины;

b, c — соответственно плечи усилий на набегающем и сбегающем концах ленты;

$D_{\text{т.б}}$ — диаметр тормозного барабана.

Для тормоза простого действия $a = c, b = 0$.

На основании балансового соотношения

$$J_{\text{т}} \frac{n_{\text{н}}^2}{182} = P_{\text{пр}} \frac{(e^{\mu \alpha_{\text{т}}} - 1) a D_{\text{т.б}}}{e^{\mu \alpha_{\text{т}}} b + c} \frac{\varphi_{\text{т}} \mu_{\text{м}}}{2}. \quad (5.31)$$

При расчетах уравнение (5.31) раскрывается относительно необходимой силы сжатия пружины $P_{\text{пр}}$, по найденному значению которой определяются усилия на набегающей $P_{\text{н.в}}$ и на сбегающей $P_{\text{с.в}}$ ветвях ленты:

$$P_{\text{н.в}} = P_{\text{пр}} \frac{e^{\mu \alpha_{\text{т}}} a}{e^{\mu \alpha_{\text{т}}} b + c}; \quad (5.32)$$

$$P_{\text{с.в}} = P_{\text{пр}} \frac{a}{e^{\mu \alpha_{\text{т}}} b + c}. \quad (5.33)$$

Среднее давление на рабочих поверхностях

$$q = \frac{2(P_{\text{н.в}} + P_{\text{с.в}})}{\alpha_{\text{т}} D_{\text{т.б}} b_{\text{л}}} \leq [q], \quad (5.34)$$

где $b_{\text{л}}$ — ширина ленты,

$[q] = 0,6 \dots 0,8$ МПа для феродо по чугуну или стали.

Для повышения работоспособности тормоза необходимо максимально увеличить теплоотводящую поверхность. В современных конструкциях эта поверхность в 15...20 раз больше поверхности фрикционных обкладок или вставок и позволяет ограничить нагрев примерно $100 \dots 120^\circ \text{C}$.

Тормоз маховика. При прекращении работы пресса на перерыв или при необходимости реверсировать вращение привода маховик должен быть быстро остановлен. Для этого в приводе средних и крупных прессов предусматривается специальный тормоз маховика. Чаще всего применяются тормоза с плоской колодкой, прижимающейся к торцу обода маховика, причем сама колодка крепится к головке штока пневматического цилиндра с ручным управлением. Встречаются также тормоза с фигурной колодкой, прижимающейся к внешней цилиндрической поверхности обода маховика. Колодка таких тормозов укреплена на качающемся рычаге с пневмоприводом.

5.3. Узлы и детали главного исполнительного механизма

Главный исполнительный механизм включает ведущий кривошип, рычажную передаточную систему и узел ползуна. Если необходимо значительно изменить закрытую высоту, то в главный исполнительный механизм встраивается специальный регулировочный механизм. Кроме того, в системе главного исполнительного механизма могут быть уравниватели ползуна, верхние выталкиватели и устройства, предохраняющие от перегрузки. В кривошипно-ползунном механизме рычажная передаточная система отсутствует.

Ведущие кривошипные валы. Ведущие кривошипные валы главных исполнительных механизмов — главные валы — выполнены в виде кривошипного, коленчатого или эксцентрикового валов.

Кривошипные валы (рис. 5.14, а) из-за консольного расположения ведущего кривошипа (кривошипная цапфа) могут применяться только в одностоечных прессах. Как правило, кривошипные валы имеют специальную эксцентриковую втулку 3 для регулировки хода ползуна. Эксцентриковая втулка свободно посажена на кривошипной цапфе 4 и фиксируется при помощи зубчатой муфты 2, сидящей на шпонке на валу и сцепляющейся с зубьями втулки. Положение втулки и муфты фиксируется гайкой 1 с левой резьбой. Ход ползуна изменяется за счет изменения положения втулки: максимальный ход получается при сложении эксцентриситетов кривошипа и втулки, минимальный — при установке эксцентриситета втулки диаметрально противоположно эксцентриситету вала.

Коленчатые валы (рис. 5.14, б) применяют в прессах с увеличенным ходом при расположении кривошипа параллельно фронту пресса, например в специальных вытяжных прессах, горизонтально-ковочных машинах, а также по конструктивным соображениям в чеканочных прессах, ряде типов прессов-автоматов и т. д.

Эксцентриковые валы (рис. 5.14, в) применяют в двух типах несхожих по назначению прессов: во-первых, в кривошипных горячештамповочных прессах, где они необходимы по условиям жесткости главного вала, и, во-вторых, в малых и средних двухстоечных вырубных прессах открытого типа, чтобы ход ползуна регулировался при помощи устройства, подобного тому, которое применяется в одностоечных прессах.

Таблица 14

Марка стали	Термообработка	Твердость HB	Предел усталости, МПа		Коэффициенты	
			σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
45	У	220	340	210	0,10	0,05
40Х	У	230	360	240	0,10	0,05
40ХН	У	260	400	250	0,10	0,05
34ХНЗМ	У	250	480	260	0,15	0,10

Материал ведущего кривошипного вала выбирают в зависимости от требований ко всей конструкции пресса. В прессах серийного выпуска, малых и средних по размерам и, следовательно, невысокой стоимости, вал изготавливают из стали 45. В прессах хотя бы и серийного выпуска, но со сложными условиями работы, в частности

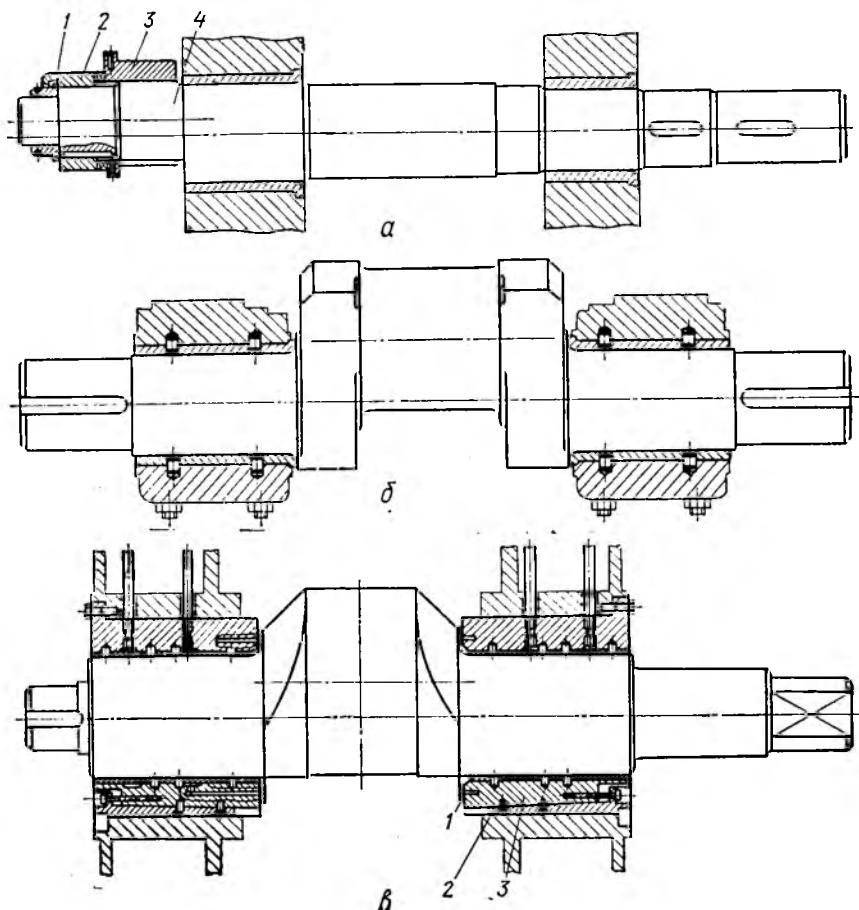


Рис. 5.14

при наличии пиковой нагрузки в период рабочего хода, главные валы изготавливают из стали 40Х или 40ХН. Для уникальных пресов материал вала должен быть особенно высокого качества, например в кривошипном горячештамповочном прессе с $P_n = 63$ МН вал изготовлен из стали 34ХНЗМ.

Рекомендуемой термообработкой для материала главных валов является улучшение на твердость порядка $HV\ 220 \dots 260$. Свойства стали после такой термообработки приведены в табл. 14.

Для повышения усталостной прочности валы горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин рекомендуется обкатывать роликами до *HV* 300 и более. В результате такой дополнительной обработки контактная прочность повышается до 25%.

При изготовлении валов особое внимание следует обращать на галтельные переходы — место резкой концентрации напряжений.

Особенности прочностного расчета главных валов были рассмотрены в гл. 3.

Узел ползуна. Узел ползуна включает собственно ползун и шатун. Дополнительные устройства: верхние выталкиватели, механизм регулировки закрытой высоты, предохранители от перегрузки выделяются в особые узлы только при достаточно сложном устройстве, в других случаях их присоединяют к ползуну.

Конструкции ползунотов подразделяют по следующим типовым признакам:

- 1) количество шатунов подвески — одно- и многшатунные;
- 2) способ подвески к шатунам — непосредственно или через промежуточный плунжер;
- 3) устройство шатуна — с регулируемой и нерегулируемой длиной;
- 4) форма корпуса ползуна — призматический ползун, ползун коробчатой формы и ползун с дополнительным отростком (хоботом);
- 5) способ соединения шатуна с ползуном — шаровым или цилиндрическим подшипником.

Одношатунная подвеска оказывается достаточной при малых смещениях центра давления штампа относительно оси ползуна, например при однопозиционной вырубке симметричных деталей на малых листоштамповочных прессах. Поскольку невозможно обеспечить это условие, на крупных прессах приходится применять двух- и четырехшатунную подвеску. Двухшатунная подвеска необходима для устойчивости движения длинных по фронту и узких ползунотов, например в гильотинных ножницах не только с косыми, но и с параллельными ножами, в листогибочных прессах и т. п.

В большинстве прессов осуществляется непосредственная подвеска ползуна к ведущим кривошипам. В листоштамповочных прессах с полной герметизацией привода ползун подвешивается к шатунам через промежуточные плунжеры 1 (рис. 5.15). Преимуществом такой конструкции, помимо герметизации, будет, во-первых, полная разгрузка ползуна от горизонтальных сил и, во-вторых, то, что блочное исполнение узла привода совместно с траверсой обеспечивает идентичность координат точек подвески ползуна. Но при плунжерной подвеске увеличивается высота пресса со всеми вытекающими отсюда последствиями. Кроме того, из-за большой величины отношения $\lambda = 0,3...0,49$ для таких прессов ухудшаются динамические свойства кривошипно-ползунного механизма.

Принцип устройства узла ползуна одностоечного пресса ясен из рис. 5.16. Чугунный корпус ползуна 5 перемещается в направляющих, образуемых плоскостями станины и клиньями 1, причем

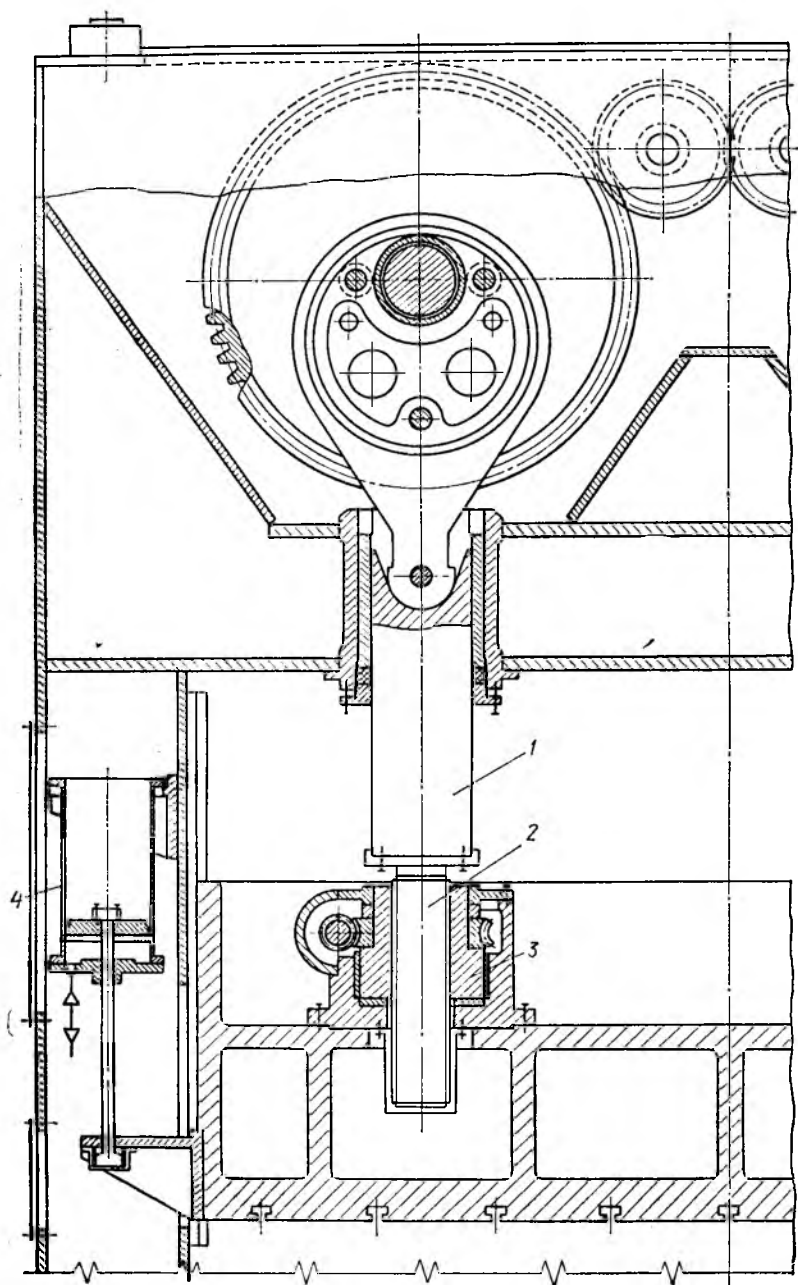


Рис. 5.15

для регулировки зазоров правый клин — переставной. Для устойчивости движения направляющие призмы корпуса в верхней его части удлинены. В нижнюю часть ползуна вставлены два стальных вкладыша 3 и 4 для зажима хвостовика штампа. Планка верхнего выталкивателя 6 располагается в прорези корпуса и при ходе вверх для осуществления цикла выталкивания налетает на установочные винты 2. Шатун пресса — составной, и длина его регулируется при помощи винта 9, ввинчиваемого в тело шатуна 10. Положение

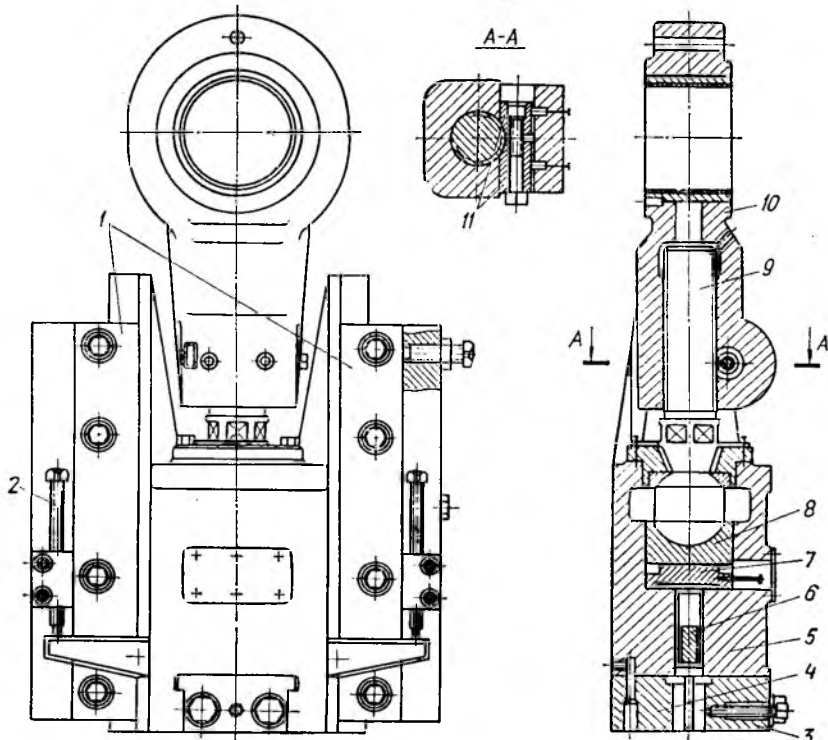


Рис. 5.16

винта фиксируется сухарями с резьбой 11. Шатун с ползуном соединен через нижнюю опорную головку, образующую в паре с подпятником 8 шаровую цапфу. Корпус подпятника опирается на ломкий предохранитель чашечного типа 7.

Коробчатые корпуса ползунов средних и крупных листоштамповочных прессов изготовляют из стального литья или сварными (рис. 1.6). В корпусе ползуна устанавливают механизм регулировки закрытой высоты и предохранители от перегрузки, например управляемые гидropневматические и гидравлические.

Помимо ползунов типовых призматических форм, в кривошипных горячештамповочных прессах (рис. 1.29) и горизонтально-ко-

вочных машинах применяют хоботообразные ползуны с усиленным направлением. Ползуны таких прессов изготавливают из стального литья, а короткие массивные шатуны с нерегулируемой длиной — коваными.

Показанное на рис. 5.16 сочленение шатуна с ползуном при помощи шаровой опоры рекомендуется применять только в небольших листоштамповочных прессах с $P_n < 1$ МН. Для средних и крупных прессов используют пальцевое соединение (рис. 5.17).

Проверочный расчет на прочность ползунуов двух- и четырехкривошипных листоштамповочных прессов выполняется на основе замены реальной конструкции балкой равной жесткости, нагруженной распределенной нагрузкой

$$q = P_n / l_{\text{шт}}, \quad (5.35)$$

где $l_{\text{шт}}$ — длина опорной поверхности штампа.

Расчеты ползунуов горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин усложняются тем, что при эксцентричной нагрузке проявляется дополнительный силовой фактор — изгибающий момент, величина которого зависит от особенностей технологии, в частности от расположения ручьев в штампе.

Проверочный расчет тела шатуноуов или их винтов производится в предположении совместного действия сжимающей силы и изгибающего момента:

$$\sigma = \left[\frac{N}{F} + \frac{M_{\max}}{W} \right] \leq [\sigma]. \quad (5.36)$$

Механизм регулировки закрытой высоты. По целевому назначению механизм регулировки закрытой высоты относится к группе механизмов настройки и необходим в листоштамповочных прессах, где по условиям технологии высота штампов изменяется в значительных пределах.

Основным элементом механизма является установочный (регулируемый) винт, при помощи которого увеличивается длина шатуна либо при цельном шатуне изменяется положение точек подвески ползуна. Кинематическое различие между этими вариантами состоит в том, что в первом случае (рис. 5.16) установочный винт имеет поступательное и вращательное движение, ввинчиваясь в тело шатуна. Во втором случае (рис. 5.15) винт 2 имеет возможность передвигаться вверх — вниз, но не вращается — поступательное его движение обеспечивается за счет вращения гайки 3, укрепленной в соответствующей буксе корпуса ползуна. Первый вариант механизма с ручным приводом реализуется в небольших прессах с $P_n < 630$ кН. В средних и крупных прессах с большой массой ползуна применяется регулировочный механизм по второму варианту с приводом от индивидуального электродвигателя. В двух- и четырехкривошипных прессах механизм регулировки во избежание перекосов ползуна должен обеспечивать одновременное

смещение точек подвески (рис. 5.18, где $\text{Ш}_1 \dots \text{Ш}_4$ — точки подвески ползуна).

Тяговые предохранительные устройства. Такие устройства устанавливаются в системе главного ползуна и предназначены для контроля действующего по шатуну усилия, чтобы при достижении определенной, заранее обусловленной, величины силы предотвратить дальнейшее ее возрастание во избежание нарушения прочности пресса и его поломки.

Конструкции тяговых предохранителей классифицируют по роду силы, используемой в качестве эталона нагрузки:

1) сила сопротивления деталей предохранителя разрушению — ломкие предохранители;

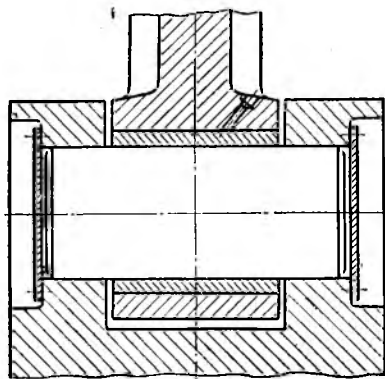


Рис. 5.17

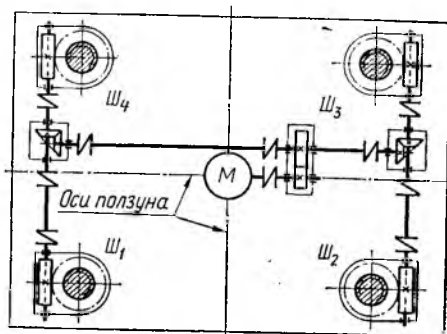


Рис. 5.18

2) давление воздуха — пневматические предохранители;

3) давление жидкости — гидравлические предохранители.

В небольших прессах широко применяют ломкие предохранители от перегрузки, устанавливаемые в ползуне (рис. 5.16). Их недостаток определяется характером действия — при срабатывании они разрушаются и, как следствие, необходимо демонтировать ползун.

Пневматические, гидравлические и комбинированные пневмогидравлические устройства относят к управляемым предохранителям. Принцип действия подобных устройств состоит в эталонировании давления жидкости или воздуха (газа) под плунжером — опорой нижней головки шатуна или установочного винта, причем при нарушении эталона начинается слив жидкости или поджатие газа. Главной особенностью управляемых предохранителей является то, что исходное положение деталей ползуна восстанавливается настройкой без разборки — сборки.

Рассмотрим схему пневмогидравлического управляемого предохранителя первого типа системы Воронежского завода тяжелых механических прессов (рис. 5.19). Масло в полости под опорами

11 шатунов отрегулировано на заданное давление. Возрастание давления в гидросистеме опор приводит к смещению плунжера 4 и поршня 5 пневмоцилиндра 6. При повышении нагрузки на ползуне на 20...25% против номинала плунжер настолько опускается, что открывает отверстие *O* и начинается слив жидкости из полости *Ш* в полость *K* масляного картера. Одновременно толкатель поршня (на схеме не показан), воздействуя на конечный выключатель, включает звуковую сигнализацию, выключает главный двигатель и останавливает пресс.

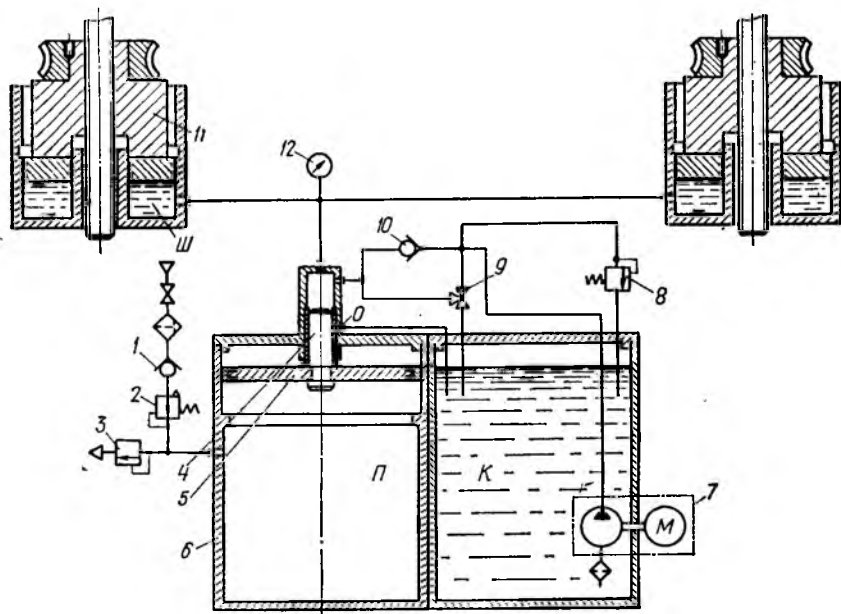


Рис. 5.19

Гидросистему опор после срабатывания заполняют при помощи насоса 7 с индивидуальным электродвигателем. Для настройки системы на заданное давление масла служит разгрузочно-предохранительный клапан 8. Настройка предохранителя начинается с подачи воздуха эталонного давления под поршень в полость *П*, затем уже включается насос. Как только давление жидкости достигает требуемой величины, насос выключается при помощи электроконтактного манометра 12. Поскольку конечным эталоном нагрузки в данном устройстве является давление воздуха в полости *П*, надежность его работы зависит от надежности работы регулятора давления 2 и обратного клапана 1. Поджатие воздуха в полости *П* при заданном ходе плунжера и поршня невелико, однако для безопасности работы в пневмосистеме установлен предохранительный клапан 3.

Для предупреждения самопроизвольного слива в гидросистеме установлен обратный клапан 10. Слив при ремонте осуществляется запорным вентилем 9.

Уравновешиватель ползуна. Под действием силы тяжести в вертикальном прессе с верхним приводом главный вал при холостом движении лежит на опорах станины, ползун висит на нижней головке шатуна, шатун — на шейке главного вала. В результате в сочленениях этих деталей возникают верхние зазоры. Кроме того, сила тяжести G_n , действующая на ползун, создает активный крутящий момент $G_n m_k$ и ускоряет вращение главного вала и деталей передач, установленных на нем, например зубчатого колеса по отношению к шестерне приемного вала, приводя к возникновению зазоров в зубчатом зацеплении в направлении вращения. При рабочем ходе под действием силы P_D на ползуне, намного превосходящей силу тяжести, происходит выборка всех зазоров с резким ударом. Это приводит к значительным динамическим нагрузкам в главном исполнительном механизме и приводе. В результате существенно понижается контактная прочность деталей. Для снятия отрицательного эффекта сил тяжести при движении главного исполнительного механизма, а также для предохранения от опускания в случае аварии с муфтой или тормозом предназначаются уравновешиватели ползуна, которые теперь рекомендуется устанавливать даже в небольших прессах.

По конструктивному устройству уравновешиватели (их иногда называют балансировочными цилиндрами) очень просты — это пневмоцилиндры 4 с поршнями, штоки которых соединены с корпусом ползуна (рис. 5.15). Под поршень цилиндра подается сжатый воздух, давление которого и создает силу, уравновешивающую силу тяжести ползуна: движение главного механизма становится более равномерным, что улучшает условия работы подшипников и тихоходных колес привода. При ходе вниз воздух вытесняется поршнем в ресивер уравновешивателя, повышая давление в нем. Для ограничения роста давления объем ресиверов должен быть достаточно большим.

5.4. Подшипники

Для монтажа вращающихся и качающихся звеньев механизмов в кривошипных прессах применяют подшипники скольжения и качения.

Радиальные и радиально-упорные подшипники служат для компоновки валов или деталей на осях. Главные валы в любом исполнении устанавливают на радиальных подшипниках скольжения. Опоры главных валов, как правило, предусматривают компенсацию износа вкладышей подшипников. Для этого вкладыши и корпуса бус для наладки на допустимый зазор между валом и вкладышем выполняют разъемными. В подшипниках вала горячештамповочного прессы (рис. 5.14, в) выборку зазора при износе осуществляют клином 2,

сдвигающим нижнюю буксу 3. В продольном направлении положение вала фиксируется бронзовыми полукольцами 1. В опоре коленчатого вала (рис. 5.14, б) зазор выбирают подтягиванием крепежных гаек крышки подшипника. Корпуса подшипников имеют соответствующие сверления, а вкладыши — канавки для поступления смазки.

В одношестеренных прессах с кривошипным валом вкладыши делают неразъемными (рис. 5.14, а). После работы до полного износа их заменяют новыми.

Упорные подшипники сферического типа, как указывалось выше, применяют в небольших листоштамповочных прессах для сочленения нижней головки шатуна с корпусом ползуна.

Подшипники скольжения кривошипных прессов работают в крайне тяжелых силовых условиях: например, давления в опорных цапфах эксцентриковых валов горячештамповочных прессов достигают $q_0 = 25...35$ МПа, в эксцентриковой шейке — $q_A = 50...60$ МПа, в нижней опоре $q_B = 100...120$ МПа. В листоштамповочных прессах давления не столь велики: $q_0 = 15...25$ МПа, $q_A = 25...35$ МПа, $q_B = 50...75$ МПа. Из этих данных следует, что только давления в опорах листоштамповочных прессов по своей величине приближаются к общемашиностроительным рекомендациям. Тем не менее подшипники прессов для горячей штамповки имеют вполне удовлетворительные эксплуатационные качества и долговечность. Это объясняется, во-первых, кратковременностью действия пиковой нагрузки при объемной деформации в открытых и закрытых штампах, и во-вторых, малыми скоростями скольжения: $v < 1$ м/с.

Просвет в подшипниках скольжения соответствует технологическому зазору, образуемому при сборке вала и вкладыша, обработанных по посадке $H8/e8$ в системе отверстия. Этой величины оказывается вполне достаточно, чтобы обеспечить условия полужидкостного трения с $\mu = 0,04...0,06$.

Для изготовления вкладышей лучшим материалом является бронза марок БрОСЦ 6-6-3 и БрОФ10-1, причем последняя используется для более ответственных конструкций. В малых прессах успешно применяют биметаллические вкладыши на стальной основе Ст3 толщиной 5...10 мм с наплавленной бронзой (БрОСЦ6-6-3 толщиной 2...5 мм).

Расчет подшипников скольжения приведен в [9, 12].

В приводе кривошипных прессов для монтажа валов, муфт применяют подшипники качения различных систем. Узлы подшипников качения в кривошипных прессах не имеют каких-либо особенностей по сравнению с типовыми монтажными узлами в общем машиностроении. Подбор подшипников качения производят по динамической грузоподъемности [12].

5.5. Системы управления кривошипными прессами

Системы управления кривошипными прессами предназначены для циклического пуска и остановки главного исполнительного механизма при включении или выключении муфты и тормоза привода.

В структуру системы управления входят органы включения, механизм управления и отключающие устройства.

Собственно механизм управления, воспринимающий команду от включающего органа и передающий ее муфте и тормозу, может быть механическим, электромеханическим, пневматическим, электропневматическим или электрогидравлическим, в зависимости от вида энергоносителя команды. Поэтому управление кривошипными прессами может осуществляться при помощи систем: а) механической; б) электромеханической; в) пневматической; г) электропневматической или д) электрогидравлической.

По характеру связи органа включения с механизмом управления имеются системы непосредственного (механические) и дистанционного действия, а по конструктивному оформлению органа включения — системы с ручным или педальным управлением.

В механических системах управление осуществляется посредством кинематической цепи из рычагов и соединительных тяг, передающих движение и силу от органа включения — рукоятки или педали — к муфте. Такого рода системы применяются в устаревших универсальных прессах с жесткими муфтами, а также в специальных прессах и автоматах с жесткими и фрикционными муфтами.

Для облегчения труда штамповщика в прессах с двухшпоночными муфтами используют электромеханические системы управления [9]. Они допускают работу пресса в режиме одиночных ходов и в режиме автоматических последовательных ходов. Пуск главного исполнительного механизма в этих системах производится при помощи электрокнопок двуручного включения, размещенных на фронтальной стороне стола или стоек пресса.

Электропневматическое управление является типовым для современных кривошипных прессов с фрикционными муфтами. В структуру его входят две параллельно-последовательно действующие системы: электрическая и пневматическая.

К электрической системе относят органы включения, электрические цепи с электроаппаратурой и отключающие устройства. Органы включения — это электрокнопки, размещенные на прессе или на специальных пультах, либо электропедаль. Отключающие устройства системы — это конечные выключатели, воспринимающие движение звеньев привода или главного исполнительного механизма.

Элементы пневматической системы объединяют в общее устройство для пресса — воздухопровод. На рис. 5.20 дана примерная схема воздухопровода кривошипного горячештамповочного пресса для управления работой дисковой фрикционной муфты 6, диско-

вого тормоза 4, тормоза маховика 2, уравнивателя ползуна 5 и нижнего пневматического выталкивателя 1. В состав воздухопровода входят специальные устройства: воздухоподводящие головки 7, распределители воздуха 3 и воздушная арматура; трубы, вентили 10, обратные клапаны 8, регуляторы давления 13, фильтр 9, маслораспылители 14, предохранительные клапаны 11, показывающие манометры 12. В качестве аккумуляторов сжатого воздуха используют воздушные ресиверы 16.

Для ускоренного впуска сжатого воздуха в муфту и сброса отработавшего воздуха в атмосферу предназначена воздухоподводящая головка, соединяющая через подшипниковый узел вращаю-

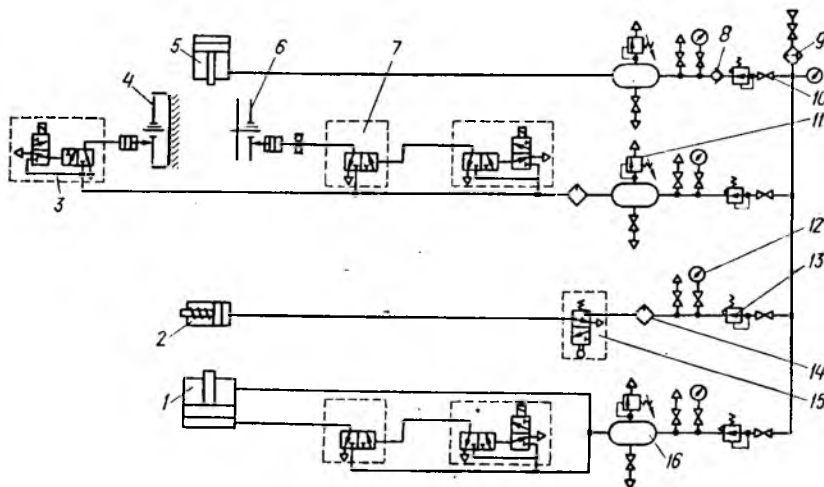


Рис. 5.20

щуюся крышку муфты с неподвижными трубами (рис. 5.21). Действие подводящей головки основано на использовании разности сил, создаваемых сжатым воздухом над поршнем 2 и под клапаном 4. При срабатывании распределителя воздух через отверстие в верхней части корпуса головки 1 попадает в полость К, опуская поршень. При ходе вниз поршня до соприкосновения с полкой ножки-золотником 3 клапана 4 перекрывается полость Л с выпускными отверстиями. В процессе дальнейшего движения вниз открывается клапан 4. Поскольку полость Н постоянно сообщается с ресивером муфты, сжатый воздух через полость М и проемы в ножке-золотнике очень быстро поступает на поршень муфты: диски муфты сцепляются, происходит пуск главного исполнительного механизма.

При выключении распределителя давление в полости К сбрасывается: поршень 2 под действием сжатого воздуха муфты поднимается вверх до упора, открывая выпускные отверстия в полости Л. Сразу же под действием пружины 5 садятся на свое место клапан 4 и его ножка-золотник. Сжатый воздух через полости М и Л

выпускается в атмосферу: диски муфты расцепляются, происходит остановка главного исполнительного механизма.

Распределитель воздуха является исполнительным механизмом одновременно обеих цепей управления: электрической и пневматической. Сигналы электрической цепи управления [31] воспринимает

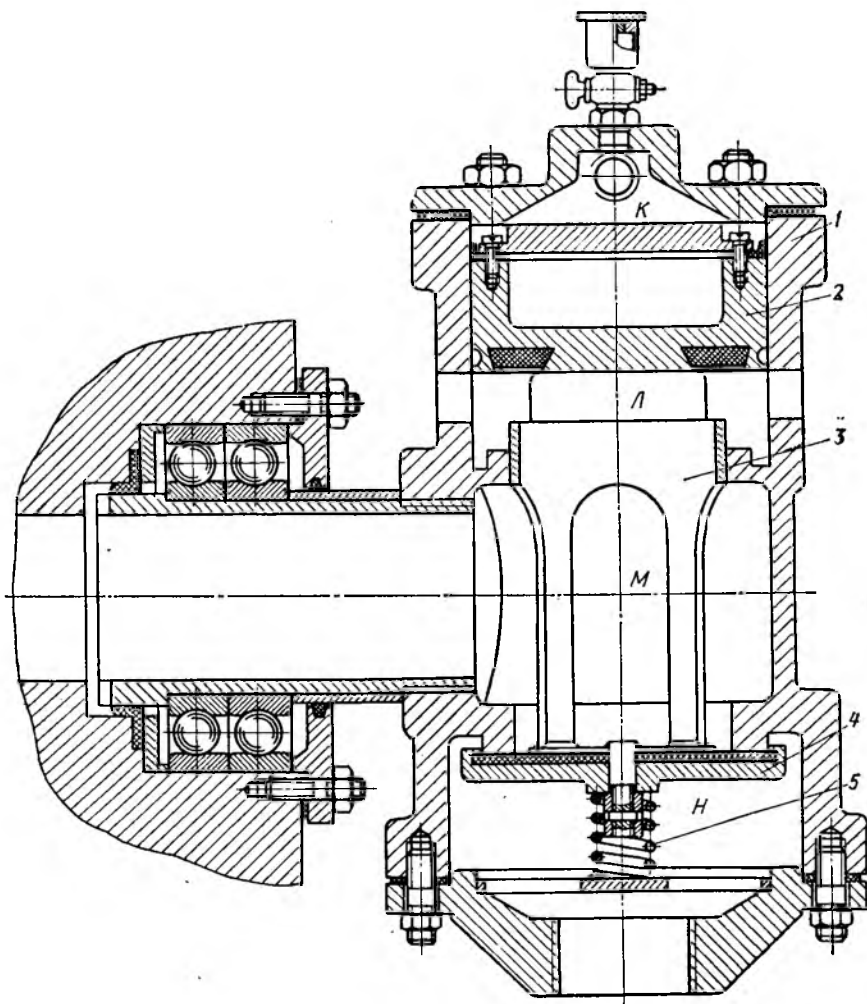


Рис. 5.21

электромагнит 1 (рис. 5.22), якорь которого перемещает золотник 2 вспомогательного распределителя. При включении электромагнита золотник 2 поднимается и пропускает сжатый воздух от ресивера в полость над поршнем 3 основного распределителя. В результате поршень 3, опускаясь, перекрывает выпускные окна, а благо-

даря открытию клапана 4 сжатый воздух также от ресивера (схема на рис. 5.20) поступает в полость *K* воздухоподводящей головки (рис. 5.21).

Установка в схеме двух распределителей — основного и вспомогательного — позволяет на много уменьшить расход сжатого воз-

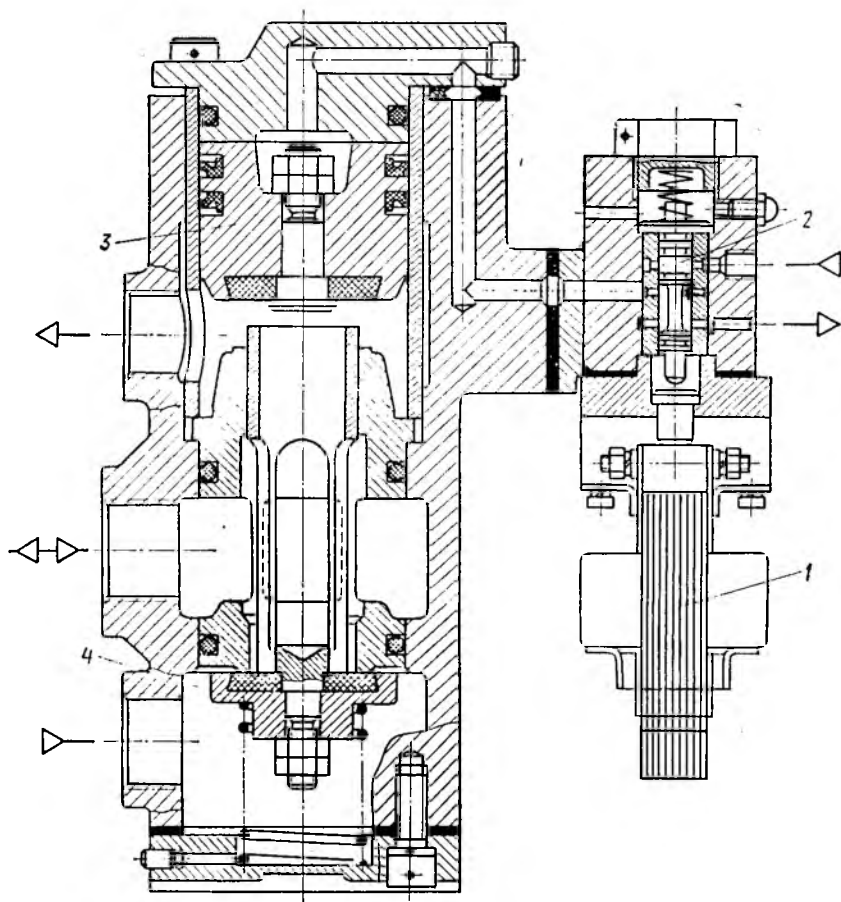


Рис. 5.22

духа при его выпуске в атмосферу после выключения муфты, поскольку размеры проходных сечений каналов и трубопроводов, связывающих распределители между собой и с муфтой, могут быть большими [6].

Электропневматическая система управления обеспечивает работу пресса в таких режимах:

1. Режим одиночных ходов, когда главный исполнительный механизм останавливается после совершения каждого двойного хода

независимо от продолжительности нажатия на кнопки или педаль: конечные выключатели муфты и тормоза действуют автоматически по команде кулачков. Для совершения последующего хода органы включения должны быть отпущены и вновь нажаты.

2. Режим автоматических последовательных ходов, когда главный исполнительный механизм движется до тех пор, пока нажаты кнопки или педаль, но обязательно останавливается при отпускании органов включения в крайнем верхнем (заднем) положении: конечные выключатели муфты и тормоза заблокированы на время нажатия кнопок или педали, но блокировка снимается при очередном подходе к крайнему положению, если перед этим были пушены кнопки или педаль.

3. Режим наладочных (толковых) ходов, когда движение главного исполнительного механизма, вызванное нажатием на органы включения, немедленно прекращается по их освобождению: конечные выключатели муфты и тормоза заблокированы и цепь электромагнитов воздухораспределителей замыкается и размыкается только действием на кнопки или педаль управления.

Принципиальных отличий в схемах воздухопровода листоштамповочных прессов по сравнению с приведенной нет: только вместо нижнего выталкивателя могут быть установлены от одной до трех гидропневматических подушек, также управляемых от воздухо-распределителей той или иной конструкции.

Тормоз маховика включается от воздушного двухпозиционного клапана с ручным управлением (позиция 15 на рис. 5.20). В некоторых моделях прессов воздушный клапан тормоза маховика электрически блокируется с выключающим устройством главного электродвигателя.

5.6. Системы смазки

В кривошипных прессах смазка обеспечивает нормальные условия работы для трущихся поверхностей сопряженных деталей при их перемещении относительно друг друга: муфты и ее опор, валов и их опор, тихоходных колес и бугельных осей, ползунов и их направляющих и т. п.

Смазка, создавая условия полужидкостного трения и обволакивая поверхности пленкой, во-первых, резко уменьшает непроизводительные потери энергии и, во-вторых, предохраняет трущиеся поверхности от коррозии и уменьшает их износ.

Поскольку условия работы различных трущихся пар неодинаковы, в кривошипных прессах применяют два вида смазки: жидкую смазку минеральными маслами и густую — пластичными смазками. Каждый вид смазки имеет преимущества и недостатки: жидкая смазка, обладая меньшей вязкостью, нормально обеспечивает лучшие условия трения, легче проникает в зазоры между трущимися поверхностями. Однако в условиях высоких давлений и малых скоростей движения жидкая смазка легко выдавливается, что приводит

к возникновению полусухого и даже сухого трения. Густая смазка в этом отношении более устойчива. Кроме того, она не так легко стекает с трущихся поверхностей и долго сохраняет свои смазочные свойства.

Системы жидкой смазки можно подразделить на три группы:

- 1) индивидуальная;
- 2) централизованная принудительная;
- 3) погружение в масляную ванну.

В индивидуальной системе жидкая смазка производится вручную при помощи шариковых или фитильных масленок, периодически заливаемых смазчиком.

В централизованной циркуляционной системе жидкая смазка подается принудительно по маслопроводу от шестеренчатого насоса и осуществляется поливом соответствующих трущихся поверхностей.

Для смазки погружением необходим герметически закрытый масляный картер.

Индивидуальная густая смазка также производится вручную непосредственной смазкой или набивкой шприцем через шариковые масленки.

Централизованная система густой смазки предусматривает принудительную подачу смазочного материала по маслопроводу при помощи ручного насоса с питателями-дозаторами или при помощи специальных автоматических станций густой смазки.

Выбор системы смазки и смазочного материала зависит от конструктивного устройства пресса и условий работы смазываемых узлов и деталей. Как правило, в одном и том же прессе применяется 2...4 системы смазки. Конструкторы, объединяя их в одно общее понятие, называют систему смазки таких прессов комбинированной.

5.7. Техника безопасности

Комплекс устройств для безопасной работы на кривошипных прессах, связанных непосредственно с машиной, включает:

1. Устройства внешней защиты.
2. Устройства блокировки привода.
3. Электрозащиту пресса.
4. Предохранительные устройства, предупреждающие поломку узлов и деталей пресса.
5. Устройства по механизации и автоматизации штамповки.

В первую категорию устройства входят активные и пассивные ограждения, не допускающие попадания рук штамповщика в опасную зону движения деталей пресса или штампа.

К активным ограждающим устройствам относятся подвижные заградительные решетки.

Подвижные заградительные решетки крепятся непосредственно к ползуну либо при помощи системы рычагов связаны с движением

ползуна. Опускаясь вниз или поворачиваясь, решетка перекрывает доступ в штамповое пространство пресса. Если штамповщик находится в опасной зоне, то решетка с силой выталкивает его оттуда. Опыт эксплуатации прессового оборудования показал, что эти относительно несложные устройства эффективно предупреждают травматизм в листоштамповочных цехах.

Пассивные ограждения в виде стационарных щитков, крышек и т. п. закрывают выступающие подвижные части привода и исполнительных механизмов пресса. Подобная тенденция — скрыть подвижные и сгладить выступающие части пресса — получает логическое завершение в конструкциях закрытых прессов с закрытым приводом.

Блокировка привода пресса предусматривает устройства предупредительного характера и активные устройства. В частности, двукнопочное или двурукояточное включение по принципу занятости рук надежно предупреждает травматизм, так как штамповщик не может запустить пресс на рабочий ход, не убрав обе руки из опасной зоны. К устройствам активной блокировки привода относится фотоэлектронная защита: цепь управления муфтой тотчас блокируется, вызывая остановку главного исполнительного механизма, если руки или сам рабочий прерывает световой поток защитного устройства. Из-за некоторой инерционности фотозащиты ее рекомендуется применять на крупных тихоходных прессах.

Для того чтобы оградить штамповщика и других лиц обслуживающего персонала от поражения электротоком при нарушении изоляции электроцепей и аппаратуры, кривошипные прессы необходимо тщательно заземлять.

Предохранительные устройства служат прежде всего для сохранения целостности пресса. Тем не менее их защитные функции вполне очевидны, так как всякая поломка узлов и деталей пресса может явиться прямой или косвенной причиной травмы рабочего. Целесообразно снабжать предохранительные устройства прессов средствами световой или звуковой сигнализации о наступившем нарушении номинального режима работы.

В сложном комплексе конструкторских мероприятий по технике безопасности, к сожалению, имеется существенный недостаток: подчас они способствуют ослаблению бдительности обслуживающего персонала, особенно работников службы механика. Поэтому гарантия от травматизма — это не только наличие тех или иных устройств, но и обязательное поддержание механизмов, узлов и всего пресса в исправном состоянии и правильная его эксплуатация.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ

Глава 6. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ГИДРОПРИВОД

6.1. Принцип действия, общие сведения и классификация

Наиболее распространенная конструктивная схема гидравлического пресса показана на рис. 6.1. Основные узлы пресса — станина, подвижная поперечина 7, рабочий цилиндр 9 и возвратные 4. Мощные гидравлические presses имеют также и уравнивающие цилиндры, предназначенные для уравнивания подвижной поперечины.

Станина состоит из неподвижных верхней 1 и нижней 3 поперечин, соединенных в жесткую раму колоннами 2, и предназначена для установки всех узлов пресса. Для перемещения и крепления рабочего инструмента служит подвижная поперечина, связанная с плунжерами рабочего и возвратных цилиндров.

Принцип действия гидравлического пресса состоит в том, что под давлением жидкости, являющейся носителем энергии (рабочим телом), плунжер 8 выталкивается из рабочего цилиндра 9. Вместе с плунжером 8 перемещаются подвижная поперечина 7, рабочий инструмент, плунжеры 6 возвратных цилиндров 4. Верхний рабочий инструмент, перемещаясь, производит пластическое деформирование заготовки 5, установленной на рабочем инструменте, который крепится к неподвижной нижней поперечине 3.

Чтобы преодолеть сопротивление со стороны заготовки 5 при ее деформировании, в рабочих цилиндрах гидравлических прессов создается давление до 32 МПа и более. Скорость перемещения

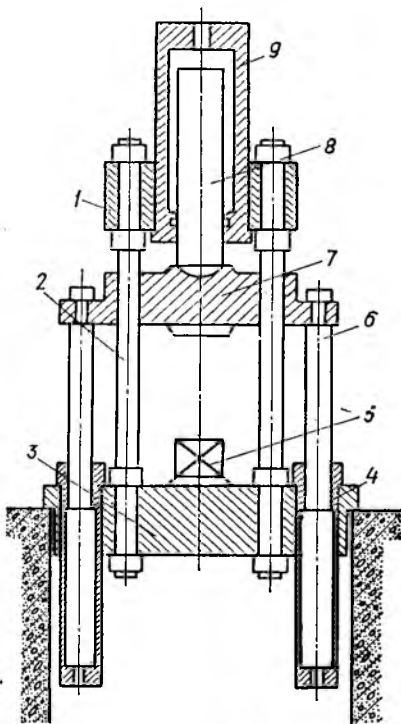


Рис. 6.1

подвижной поперечины редко превышает 30 см/с, поэтому кинетическая энергия поступательного движения подвижных частей пресса очень мала и ею обычно пренебрегают по сравнению с потенциальной, накапливаемой жидкостью. В связи с этим гидравлические прессы относят к кузнечным машинам статического действия (введение).

Подвижная поперечина возвращается в исходное положение под давлением жидкости, подаваемой в возвратные цилиндры. Описанный принцип действия гидравлического пресса остается неизменным, несмотря на разнообразие технологического назначения, конструктивных форм и типов привода.

Полный цикл одного двойного хода подвижной поперечины гидравлического пресса состоит из прямого, обратного ходов и технологических пауз. Прямой ход имеет два участка. На первом участке рабочий инструмент подводится к заготовке, в процессе подвода полезная работа не производится. Это — прямой холостой ход (ход приближения). На втором участке прямого хода производится деформирование заготовки, т. е. совершается полезная работа. Это — рабочий ход. При обратном ходе (возвратный холостой ход) полезная работа не производится, а подвижная поперечина лишь возвращается в исходное положение.

Подвижную поперечину гидравлического пресса можно остановить в любой точке ее хода. Остановки подвижной поперечины, необходимые для выполнения вспомогательных операций — манипулирование заготовкой, смена рабочего инструмента и др., — называются технологическими паузами.

Чтобы произвести прямой холостой ход подвижной поперечины, необходимо рабочий цилиндр посредством наполнительного клапана соединить с источником жидкости низкого давления (с наполнительным баком), а возвратные цилиндры через главный распределитель — с открытым сливным (насосным) баком. Для осуществления прямого рабочего хода рабочий цилиндр нужно соединить с источником жидкости высокого давления (аккумулятор, насос). При этом возвратные цилиндры соединяются с наполнительным или сливным баком. В некоторых быстроходных прессах возвратные цилиндры в процессе рабочего хода соединены с источником жидкости высокого давления. Это приводит к некоторым потерям энергии, но повышает быстроходность, так как исключается время, необходимое для открытия клапанов и создания давления в возвратных цилиндрах при переключении на обратный холостой ход.

В общем случае для осуществления обратного холостого хода необходимо соединить рабочий цилиндр с наполнительным баком, а возвратные — с источником жидкости высокого давления. При нижнем расположении рабочих цилиндров обратный холостой ход производится под действием силы тяжести и возвратные цилиндры не нужны.

Держание подвижной поперечины на весу во время технологической паузы возможно, если рабочий цилиндр отключить от ис-

точника жидкости высокого давления, а возвратные изолировать (закрыть выход жидкости из них). При нижнем расположении рабочего цилиндра держание подвижной поперечины на весу осуществляется прекращением подачи жидкости в цилиндр.

Для прижима заготовки необходимо изолировать рабочий цилиндр, наполненный жидкостью высокого давления.

При работе гидравлического пресса жидкость высокого давления расходуют только во время прямого рабочего и обратного ходов. Благодаря такому прерывистому и в то же время неравномерному (во время рабочего хода расход жидкости высокого давления значительно больше, чем во время обратного хода) расходу жидкости высокого давления в приводе гидропрессовых установок используют устройства (аккумуляторы), позволяющие накапливать ее во время технологических пауз и прямого холостого хода. Применение аккумуляторов в насосном приводе прессов снижает его установочную мощность.

Из рассмотренного полного цикла работы гидравлического пресса видно, что рабочий и возвратные цилиндры попеременно соединяют с источниками жидкости высокого и низкого давлений. Потоки жидкости перераспределяются посредством клапанных или золотниковых устройств, обычно устанавливаемых в одном блоке, который называется главным распределителем.

Общий признак гидравлического пресса — использование потенциальной энергии давления жидкости для совершения полного цикла движения подвижной поперечины. Основными элементами привода современных гидравлических прессов, преобразующими электрическую энергию в механическую и затем в потенциальную давления жидкости, являются электродвигатель и насос. Поэтому электрогидравлический привод прессов всегда насосный. В приводе устаревших конструкций прессов для создания жидкости высокого давления используют парогидравлические мультипликаторы, в которых потенциальная энергия водяного пара преобразуется в потенциальную энергию жидкости высокого давления. Такой привод называют парогидравлическим мультипликаторным. Из-за низкого к. п. д. во вновь строящихся прессах парогидравлический мультипликаторный привод не применяют, а при модернизации прессов устаревших конструкций заменяют на электрогидравлический.

Рабочим телом в электрогидравлическом приводе является жидкость: водные эмульсии или минеральные масла.

Электрогидравлический привод может быть индивидуальным или групповым. Последний устанавливают в отдельных помещениях, называемых насосно-аккумуляторными станциями. Электрогидравлический привод может быть установлен на прессе, а также на одном с ним или отдельно от него фундаменте и даже в другом помещении. В этих случаях гидравлический пресс и его привод называют гидропрессовой установкой.

Гидравлические presses, подобно кривошипным, характеризуются размерными параметрами.

Главным размерным параметром является номинальное усилие, по которому устанавливают размерные ряды стандартов на гидравлические прессы, например ковочные гидравлические прессы — ГОСТ 7284—70, прессы гидравлические листоштамповочные простого действия ГОСТ 9753—75 и др.

Номинальное усилие гидравлического пресса с учетом его распределения по подвижной и неподвижным поперечинам используют при расчете на прочность и жесткость станины пресса и для определения размеров поперечных сечений плунжеров рабочих цилиндров.

Номинальное усилие гидравлического пресса— это условная характеристика, так как при его определении не учитывают силу тяжести движущихся частей пресса, потери на преодоление сил трения в уплотнениях и направляющих, гидравлические потери, а также сопротивление движению со стороны возвратных и уравновешивающих цилиндров. Условно номинальное усилие определяют, как произведение давления в источнике жидкости высокого давления, например в аккумуляторе, p_3 на сумму площадей поперечных сечений плунжеров рабочих цилиндров ΣF_1 , т. е.

$$P_n = p_3 \Sigma F_1. \quad (6.1)$$

Кроме номинального усилия, существует понятие рабочего усилия гидравлического пресса P_1 , которое является действительным усилием, развиваемым в процессе рабочего хода. Рабочее усилие можно установить в результате решения уравнения движения или экспериментально:

$$P_1 = p_1 \Sigma F_1, \quad (6.2)$$

где p_1 — давление жидкости в рабочих цилиндрах пресса.

ГОСТ на гидравлические прессы устанавливает также линейные и скоростные параметры. Линейные технологические параметры — максимальный ход подвижной поперечины $S_{\max}$, максимальное расстояние между столом и подвижной поперечиной H , размеры стола $A \times B$ и расстояние между колоннами (стойками) в свету. Скоростные параметры — скорость подвижной поперечины при прямом холостом, рабочем и обратном холостом ходах или количество двойных ходов в минуту.

По сравнению с другими кузнечно-штамповочными машинами гидравлические прессы имеют преимущества, что предопределило их широкое распространение: а) простота конструкций; б) отсутствие предохранительных устройств от перегрузки, так как в гидравлических прессах рабочее усилие не может превысить определенной заранее установленной величины; в) независимость развиваемого рабочего усилия от положения подвижной поперечины и плавная регулировка ее скорости; г) возможность в широком диапазоне менять закрытую высоту и длину хода подвижной поперечины; д) возможность обеспечения выдержки любой продолжительности при постоянном усилии.

Основным недостатком гидравлических прессов является тихоходность. Повышение скорости работы гидравлических прессов приводит к возникновению гидравлических ударов в момент соприкосновения рабочего инструмента с заготовкой, в результате чего происходит раскачивание пресса, нарушение уплотнений трубопроводов и пр.

По номинальному усилию гидравлические прессы строят в широком диапазоне от десятков килоньютонов до сотен меганьютонов.

Гидравлические прессы применяют дляковки, для объемной холодной и горячей штамповки, для листовой холодной и горячей штамповки, для разделки и ломки проката, для прессования порошков (гидростаты), для переработки пластмасс и других неметаллических материалов.

Принципы классификации кривошипных прессов (§ 1.2) могут быть распространены на гидравлические прессы. Согласно этим принципам в табл. 15 приведена классификация гидравлических прессов.

По структурному строению гидравлические прессы подразделены: простого, двойного, тройного действия и автоматы. Гидравлические прессы простого действия имеют один главный рабочий орган — подвижную поперечину. Гидравлические прессы, в структуре которых содержится два или три рабочих органа для выполнения различных приемов — прижим заготовки, ее деформирование и т. п., — называют двойного или тройного действия. Для этих прессов важным является согласованность работы отдельных механизмов. Последовательность действия отдельных механизмов определена циклограммой. Распределительная аппаратура привода пресса должна обеспечить заданную последовательность действий в соответствии с циклограммой.

Гидравлические прессы-автоматы относят к оборудованию многократного действия, например прессы-автоматы для чистовой вырубки.

В зависимости от конструкции основных деталей и сборочных единиц гидравлические прессы подразделяют на такие:

- 1) вертикальные и горизонтальные;
- 2) колонные, рамные: одностоечные и двухстоечные, трубные; со станиной, скрепленной высокопрочной лентой;
- 3) с двухрамной станиной типа тандем;
- 4) с неподвижной и подвижной станинами;
- 5) открытые и закрытые;
- 6) с верхним и нижним расположением привода;
- 7) одно-, двух-, трех-, многоцилиндровые;
- 8) многоплунжерные.

В зависимости от направления движения подвижной поперечины (ползуна) или подвижной станины прессы подразделяют на вертикальные и горизонтальные.

Если верхняя и нижняя поперечины гидравлического пресса соединены колоннами, то такую станину называют колонной. Прес-

Таблица 15

Класс	Структурная группа	Назначение
Прессы дляковки	Простого действия	Универсальные
Прессы для объемной штамповки	Простого действия	Универсальные, горячештамповочные, прошивные, для штамповки выдавливанием
	Двойного действия	Горячештамповочные, для прессования, прошивные, для штамповки выдавливанием
Гидростаты	Простого действия	Для прессования порошков
Прессы для листовой штамповки	Простого действия	Универсальные, гибочные, вырубные
	Двойного действия	Вытяжные, гибочные, пакетировочные, брикетировочные
	Тройного действия	Вытяжные, гибочные, вырубные
Прессы для разделки и ломки проката	Простого действия	Сортовые
Прессы для переработки пластмасс и неметаллических материалов	Простого действия	Универсальные, специальные

сы могут иметь двух-, четырех- и многоколонные станины. Рамная конструкция станины может быть одностоечной или двухстоечной в зависимости от количества стоек, на которых установлена верхняя поперечина. У прессов с двухстоечными станинами верхняя поперечина установлена на двух стойках, по направляющим которых движется ползун. Одностоечные и двухстоечные станины могут быть цельными у прессов с малыми номинальными усилиями и составными у больших.

Станина трубной конструкции одновременно является рабочим цилиндром. Станина этого типа также может быть цельной и составной, стянутой болтами.

В классических конструкциях крепление верхней и нижней поперечин со стойками осуществляют с помощью стяжных шпилек, что приводит к значительному увеличению массы пресса. В современных конструкциях малогабаритных мощных специализированных прессов элементы станины (ригелей и стоек) скрепляют обмоткой из высокопрочной стальной ленты или проволоки.

Другая компоновка гидравлических прессов, обеспечивающая сокращение размеров в плане и уменьшение массы, предусматривает использование двухрамной станины, в которой одна рама подвижная. В этом случае поперечины пресса нагружены усилием, равным половине от номинального, а верхнее и нижнее расположение рабочих цилиндров позволяет сократить размеры пресса в плане. Таким образом, использование двухрамной станины типа тандем позволяет существенно уменьшить массу пресса. Использование двухрамной станины типа тандем не исключает возможности скрепления элементов станины обмоткой из высокопрочной стальной ленты.

Конструкции станин гидравлических прессов аналогично кривошипным могут быть открытого и закрытого типа. Конструкции открытого типа обеспечивают более свободный доступ к рабочему пространству и его обзор, что важно для ковочных прессов и для использования механизмирующих устройств.

В гидроприводах прессов для горячей штамповки иликовки из условий пожарной безопасности использование в качестве рабочего тела минерального масла вызывает необходимость рабочие цилиндры располагать внизу. (Масло, вытекающее из рабочего цилиндра, не попадает на горячую поковку и не загорает). Это привело к созданию прессов с подвижными станинами, которые обладают большей устойчивостью при раскачивании в условиях эксцентричного приложения усилия, поскольку центр тяжести их расположен вблизи опор пресса. Таким образом, наряду с верхним расположением рабочего цилиндра получило конструктивное оформление прессов с нижним расположением рабочего цилиндра.

Гидравлические прессы не имеют верхнего ограничения по номинальному усилию. Однако при разработке конструкций тяжелых гидравлических прессов не удается разработать конструкцию рабочего цилиндра, соответствующего номинальному усилию пресса. Поэтому количество рабочих цилиндров у пресса может быть больше одного. Трехцилиндровые прессы удобны еще тем, что позволяют при ковке или штамповке ступенчато регулировать усилие деформирования поковки в результате последовательной подачи жидкости высокого давления в рабочие цилиндры. Количество рабочих цилиндров у прессов определяется его номинальным усилием и может быть различным. Так, гидравлический штамповочный пресс с номинальным усилием 300 МН конструкции УЗТМ имеет 8 рабочих цилиндров.

Технологические процессы производства ряда поволоков предусматривают одновременное приложение нескольких независимых

усилий, например штамповка поковок типа корпусов вентиля и др. Это требование технологии используют при создании многоплунжерных гидравлических прессов.

Разнообразие технологического назначения гидравлических прессов предопределило их широкое распространение в качестве металлообрабатывающего оборудования в кузницах, кузнечно-штамповочных цехах, цехах листовой штамповки, металлургическом производстве, в цехах для переработки пластмасс и неметаллических материалов, в заготовительных производствах, в лабораториях механических испытаний материалов и других подразделениях современных предприятий.

6.2. Прессы дляковки

Гидравлические ковочные прессы предназначены для выполнения операцийковки, а также объемной штамповки в подкладных штампах. Ковочные прессы выполняют с одностоечной станиной открытого типа, обеспечивающей более свободный доступ и хороший обзор рабочего пространства, и со станиной колонного типа.

Ковочные прессы с одностоечной станиной открытого типа строят с номинальным усилием до 5 МН, а в некоторых случаях — до 12 МН, применяют дляковки небольших слитков и имеют широкое распространение.

Ковочные прессы с четырехколонной станиной строят с номинальным усилием до 150 МН и применяют дляковки слитков массой до 320 т. Линейные и скоростные параметры гидравлических ковочных четырехколонных прессов с номинальными усилиями 5...50 МН регламентирует ГОСТ 7284—70, а свыше 50 МН не регламентированы и должны быть согласованы с заказчиком.

Ковочные прессы с нижним расположением рабочего цилиндра и подвижной поперечиной распространены в настоящее время, так как позволяют в качестве рабочей жидкости использовать минеральное масло.

В зависимости от номинального усилия ковочные прессы имеют один, два или три рабочих цилиндра, которые обычно устанавливают в верхней части станины.

Ковочные прессы работают в наиболее тяжелых условиях (они более быстроходные, эксцентричное приложение нагрузки и др.). В связи с этим в конструкции подвижной поперечины прессы иногда предусматривают хвостовик, обеспечивающий дополнительное направление поперечины и снижение величины изгибающего момента в колоннах. Такая конструкция подвижной поперечины возможна только у прессов с двумя рабочими цилиндрами.

При работе ковочного прессы температура деталей, находящихся в рабочем пространстве, повышается до 150°С и более. Поэтому рабочая жидкость в обычных конструкциях прессов должна быть безопасной в пожарном отношении. Для этого используют воду

с добавкой 2....3% эмульсола. В настоящее время созданы конструкции гидравлических ковочных прессов, у которых рабочие и возвратные цилиндры, а также насосный привод расположены в подвальном помещении с огнестойким перекрытием. В этом случае в качестве рабочей жидкости можно применять минеральные масла.

Привод гидравлических ковочных прессов может быть насосным и мультипликаторным. Типовыми приводами гидравлических ковочных прессов являются насосно-аккумуляторный с одной ступенью нагружения, насосно-аккумуляторный с тремя ступенями нагружения, насосный безаккумуляторный и мультипликаторный.

Одностоечные прессы. Особенность одностоечной станины ковочного пресса — доступность бойков с трех сторон, в результате чего упрощается работа в процессековки, особенно при переходе от протяжки к шлихтовке (использование широкой стороны бойка). С этой целью оси направляющих бойка располагают под углом 45° к оси стойки, как у пневматических ковочных молотов.

Недостаток одностоечных ковочных гидравлических прессов — относительно более массивная конструкция станины. Наиболее надежной считают сборную одностоечную станину, состоящую из двух консольных балок, которые посредине стянуты двумя колоннами, усилие предварительной затяжки которых определяется расчетом. Направление подвижного бойка

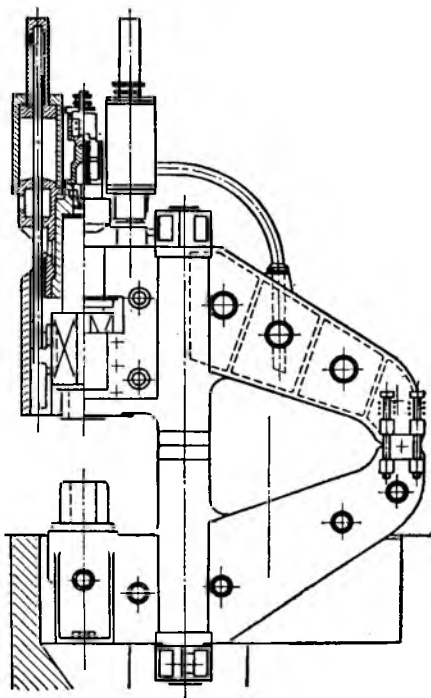


Рис. 6.2

обеспечивают направляющие головки плунжера цилиндрического или квадратного поперечного сечения. Станину пресса изготовляют из стального литья. На рис. 6.2 показан ковочный гидравлический пресс с одностоечной станиной.

Колонные прессы с верхним расположением рабочих цилиндров. Четырехколонный ковочный пресс состоит из таких основных сборочных единиц: нижней и верхней неподвижных поперечин, которые жестко соединены колоннами и гайками и образуют замкнутую раму; подвижной поперечины, рабочих и возвратных цилиндров с плунжерами; выдвижного стола с цилиндрами передвижения; вы-

талкивателя, который устанавливают в центре или сбоку нижней поперечины.

Выдвижной стол, устанавливаемый на нижней поперечине, позволяет ускорять и облегчать смену бойков при ковке слитков. Это особенно важно при ковке поковок труб и других деталей со сквозными или глухими полостями.

Основными параметрами при проектировании ковочных прессов являются номинальное усилие, максимальный ход подвижной поперечины, максимальное расстояние между рабочими поверхнос-

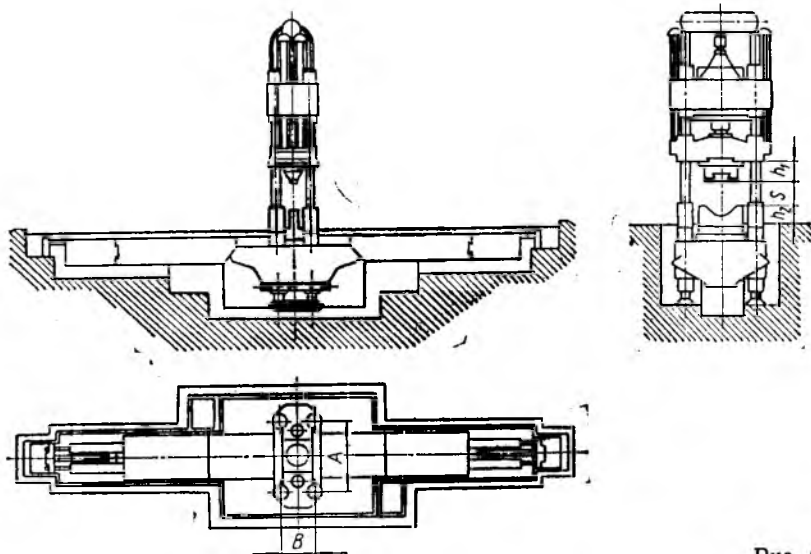


Рис. 6.3

тями стола и подвижной поперечины, размеры стола и его ход, расстояние между колоннами (в свету или осями).

Расстояния между осями колонн по фронту пресса и в глубину определены соотношениями $A : B$ от 1 : 0,5 до 1 : 0,7. Максимальное расстояние между столом и подвижной поперечиной принимают

$$H = h_1 + h_2 + S_{\max} - 5 \text{ см},$$

где h_1, h_2 — высота бойков,

$S_{\max}$ — максимальный ход подвижной поперечины.

Четырехколонные ковочные прессы устанавливают на фундамент посредством далеко вынесенных консолей нижней поперечины, примыкающих к гнездам для колонн прессов, или посредством башмаков, расположенных под торцами колонн, при далеком разнесении последних.

Такое расположение опор пресса обеспечивает надежную устойчивость пресса при эксцентричном приложении деформирующего усилия, что характерно дляковки.

На рис. 6.3 показан гидравлический ковочный пресс с четырехколонной станиной.

Наряду с четырехколонными станинами применяют и двухколонные.

Прессы с нижним расположением рабочих цилиндров. Ковочные прессы с нижним расположением рабочих цилиндров имеют подвижную станину и неподвижную среднюю поперечину. Рабочие цилиндры и гидропривод располагают в отдельном помещении под прессом, куда не могут попасть пыль и окалина, характерные для кузнечных цехов.

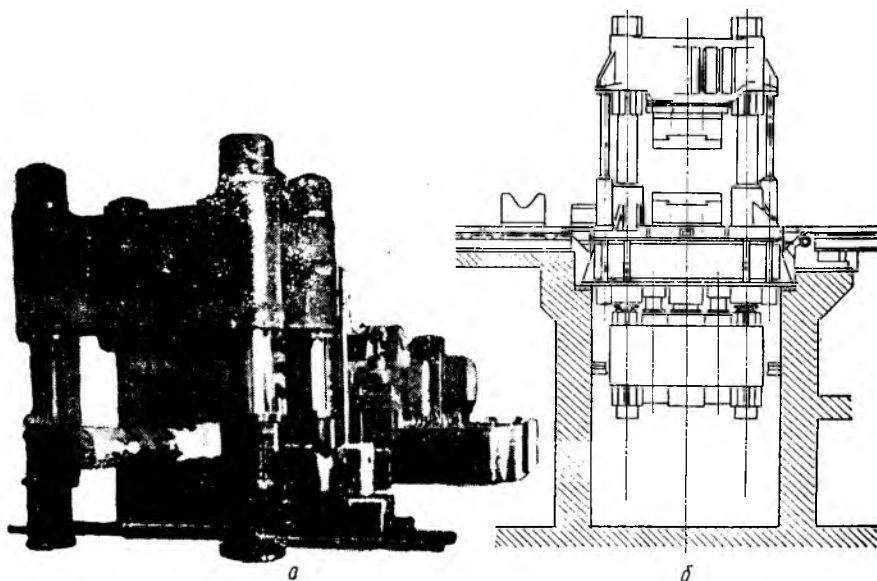


Рис. 6.4

Недостатком ковочных прессов с нижним расположением привода является необходимость иметь большие подвальные помещения, в которых сборочные и ремонтные работы более затруднены и требуют дополнительного вспомогательного оборудования, необходимость гидроизоляции помещения. Масса подвижных частей у прессов с нижним расположением привода иногда в 3 раза больше по сравнению с прессами обычного типа. Поэтому при отсутствии или несвоевременном срабатывании уравнивающих подвижные части устройств увеличивается нагрузка на фундамент. Величина дополнительной нагрузки определяется накопленной подвижной станиной кинетической энергией. Так, для ковочного прессы с номинальным усилием 20 МН масса подвижной станины состав-

ляет 120 т. Значит, при скорости возвратного холостого хода до 300 мм/с кинетическая энергия, воспринимаемая фундаментом,

$$E = \frac{Mv^2}{2} = \frac{120000 \cdot 0,3^2}{2 \cdot 9,81} = 5,3 \text{ кДж.}$$

Это необходимо учитывать при расчете фундаментов прессов с подвижной станиной.

Большим недостатком ковочных прессов с подвижной станиной может явиться перекос верхней поперечины из-за неравномерного нагрева колонн пресса и возникновения дополнительного изгибающего момента, вызывающего перекос станины, возможность заклинивания колонн и увеличенный износ направляющих втулок. Чтобы исключить эти недостатки, в конструкции ковочных прессов с нижним расположением рабочих цилиндров предусмотрен специальный направляющий столб, воспринимающий нагрузку от изгибающих моментов. Это достигнуто из-за большого диаметра направляющего столба и его расположения вне зоны нагрева.

На рис. 6.4, а, б показан ковочный пресс с нижним расположением рабочих цилиндров, номинальное усилие которого 18 МН. Колонны направляются во втулках, длина которых 3 м. В нижней поперечине встроены три рабочих цилиндра, обеспечивающих две ступени усилия 8 и 18 МН. Возвратные цилиндры расположены между неподвижной и верхней поперечинами с внешней стороны от колонн пресса. Рабочая жидкость — масло, привод — электрогидравлический насосный безаккумуляторный.

6.3. Прессы для объемной штамповки

Гидравлические прессы для объемной штамповки подразделяют на горячештамповочные и холоднштамповочные, которые могут быть как универсальными, так и специализированными, предназначенными для выполнения определенных технологических операций, например для прошивки, для прессования, для выдавливания и др.

Одной из проблем создания гидравлических штамповочных прессов является выбор конструкции и компоновки, обеспечивающих наименьшие размеры габаритов пресса в плане. Это вызвано тем, что удельные усилия, необходимые для заполнения металлом полости штампа при горячей штамповке поковок из алюминиевых, магниевых, титановых сплавов и стали, должны быть от 200 до 1000 МПа и более, а при холодной объемной штамповке — до 2500 МПа.

В результате решения этой проблемы был создан электрогидравлический привод высокого и сверхвысокого давлений, была разработана конструкция станины с обмоткой высокопрочной стальной лентой и станины в сдвоенном рамном исполнении и др.

Развитие отраслей новой техники, и в первую очередь летательных аппаратов, поставило перед технологами-машиностроителями

задачу изготовления крупногабаритных деталей. Требования надежности и высокой прочности исключают изготовление таких деталей сборными или сварными, или литыми, или вырезанными из поковки, полученной ковкой. Только монолитные штампованные поковки удовлетворяют предъявленным к таким деталям техническим условиям по прочности.

Расчеты показывают, что для штампов крупногабаритных поволоков деталей типа панелей с ребрами, рам, стоек, дисков необходимы гидравлические прессы с номинальным усилием сотни меганьютонов. В нашей стране накоплен большой опыт создания мощных универсальных штамповочных прессов. Созданы универсальные штамповочные гидравлические прессы с номинальным усилием 300 МН конструкции УЗТМ, с номинальными усилиями 750 и 650 МН (рис. 6.5) конструкции ВНИИметмаш — НКМЗ.

Одновременно с универсальными гидравлическими штамповочными прессами созданы специализированные прессы, характеризующиеся коротким рабочим ходом и небольшими скоростями подвижной поперечины в процессе рабочего хода. Фактические средние скорости подвижной поперечины в процессе рабочего хода колеблются в пределах от 1 до 5 см/с. В связи с этим для штамповочных прессов с номинальным усилием до 100 МН рекомендуют насосный безаккумуляторный привод. Для повышения экономичности и уменьшения габаритов пресса рекомендуют в насосный привод включать гидравлический мультипликатор давления.

Основная проблема создания прессов с усилием 750 и 650 МН — это разработка сборных конструкций основных узлов: станины, подвижной и неподвижной поперечин, колонн, поскольку их масса и размеры настолько велики, что невозможно изготовить их монолитными.

Все указанные выше узлы собраны из элементов, изготовленных из плит (200...400 мм), сваренных электрошлаковой сваркой. Так, станины содержат сборные рамы, стойки и поперечины которых состоят из плит. В зазорах между плитами, образующими стойки, установлены прокладки. Чтобы исключить проскальзывание при нагружении станины в процессе эксплуатации, поверхность плит и прокладок выполнена рифленой.

Колонны прессов имеют прямоугольное поперечное сечение и собраны из нескольких прямоугольных плит, сваренных электрошлаковым способом.

Рабочие цилиндры прессов являются сварно-коваными. Пресс с усилием 750 МН имеет 8 рабочих цилиндров, а пресс с усилием 650 МН — 5 рабочих цилиндров. Привод прессов осуществляется от насосно-аккумуляторной станции. Рабочей жидкостью является вода с 2...3% эмульсола. Рабочее давление жидкости в приводе штамповочного пресса с усилием 750 МН — 32 МПа. У пресса с усилием 300 МН конструкции УЗТМ две ступени давления рабочей жидкости — 32 и 45 МПа, для создания второй ступени давления гидропривод содержит мультипликатор. У пресса с усилием

Конструкторы Коломенского станкозавода совместно с МВТУ нашли другое решение проблемных вопросов по созданию универсальных гидравлических штамповочных прессов. Так, при разработке конструкций прессов с усилием 160, 200, 300 МН и др. для сокращения габаритов пресса в плане была предложена конструкция станины в двоярном рамном исполнении типа тандем с верхним и нижним расположением рабочих цилиндров (рис. 6.6, 6.7). Это позволило значительно сократить размеры отдельных элементов станины, уменьшить металлоемкость конструкции пресса без снижения жесткости, улучшить его устойчивость, поскольку центр тяжести располагается вблизи опор.

Специализированные штамповочные прессы. Отличительная особенность специализированных штамповочных прессов — выбор размеров рабочего пространства и других параметров. Чтобы обеспечить штамповку поковок определенной номенклатуры, применяют высокое давление рабочей жидкости. Это позволяет создавать малогабаритные штамповочные прессы. Так, НКМЗ и ВНИИметмаш совместно разработали специализированные штамповочные прессы с трубной станией номинальным усилием 150 и 300 МН.

Для сокращения размеров пресса по высоте штамповый набор крепят непосредственно к плунжеру рабочего цилиндра. На рис. 6.8 показана конструкция пресса НКМЗ — ВНИИметмаш с номинальным усилием 300 МН. Рабочее давление жидкости в приводе этого пресса 100 МПа.

Наряду с трубной станией предложен новый тип станины для малогабаритных специализированных прессов, которая скреплена обмоткой из высокопрочной холоднокатаной стальной ленты.

Прутково-трубные прессы. Различные профили, прутки, трубы, проволоку из цветных металлов и их сплавов изготовляют прессованием (прямым выдавливанием). Эти операции при усилиях свыше 1 МН выполняют на гидравлических прессах. Прессованием получают изделия главным образом из алюминия и его сплавов, из латуни, из углеродистых легированных, жаропрочных сталей, из молибдена и титана.

Прутково-трубные прессы для стали и других жаропрочных материалов несколько отличаются от прессов для цветных металлов. Гидравлические прутково-трубные прессы строят с номинальным усилием от 7,5 до 200 МН и в большинстве случаев являются горизонтальными, а прессы с номинальным усилием до 7,5 МН имеют вертикальную станию рамного типа и предназначены для выдавливания тонкостенных труб.

Характерной особенностью конструкции гидравлических прессов для прессования труб является мощная независимая прошивная система, обеспечивающая большие технологические возможности. Прессы оснащают вспомогательным и транспортным оборудованием, которое позволяет подавать слиток, нагретый в электрической печи, в контейнер, а также ножницами для отделения пресс-остатка от изделия и механизмами удаления пресс-остатка из

рабочего пространства пресса, удаления изделий, передачи пресс-шайб.

Управление основными и вспомогательными операциями производится от главного пульта посредством гидравлических распределителей. Рабочей жидкостью является вода с добавлением 2...4 %

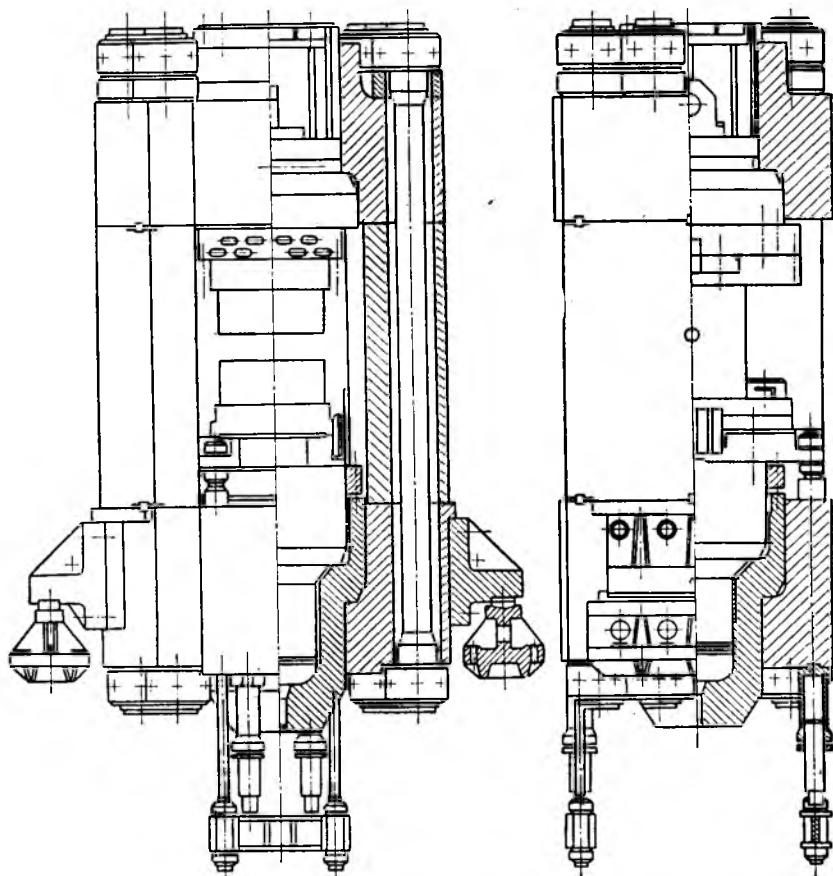


Рис. 6.8

эмульсола. Привод пресса, как правило, насосно-аккумуляторный. Наличие трех рабочих цилиндров обеспечивает работу пресса с тремя ступенями усилий со скоростью рабочего хода до 3 см/с.

Смазка контактных поверхностей подвижных частей пресса централизованная автоматическая.

Выдавливание изделий из жаропрочных материалов производят при температурах свыше 1000°C . Для этого в конструкции пресса следует предусматривать возможность смены матриц. Пе-

На рис. 6.3 показан гидравлический ковочный пресс с четырехколонной станиной.

Наряду с четырехколонными станинами применяют и двухколонные.

Прессы с нижним расположением рабочих цилиндров. Ковочные прессы с нижним расположением рабочих цилиндров имеют подвижную станину и неподвижную среднюю поперечину. Рабочие цилиндры и гидропривод располагают в отдельном помещении под прессом, куда не могут попасть пыль и окалина, характерные для кузнечных цехов.

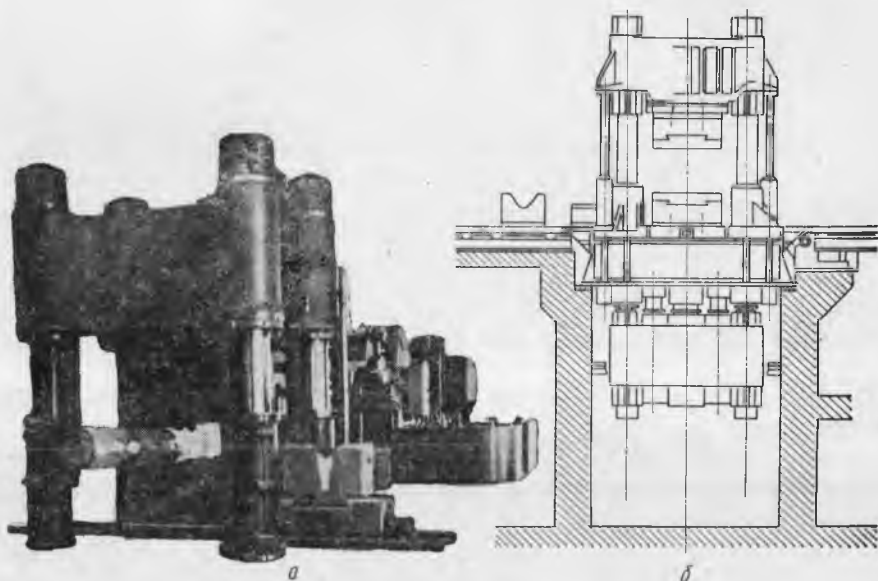


Рис. 6.4

Недостатком ковочных прессов с нижним расположением привода является необходимость иметь большие подвальные помещения, в которых сборочные и ремонтные работы более затруднены и требуют дополнительного вспомогательного оборудования, необходимость гидроизоляции помещения. Масса подвижных частей у прессов с нижним расположением привода иногда в 3 раза больше по сравнению с прессами обычного типа. Поэтому при отсутствии или несвоевременном срабатывании уравнивающих подвижные части устройств увеличивается нагрузка на фундамент. Величина дополнительной нагрузки определяется накопленной подвижной станиной кинетической энергией. Так, для ковочного прес-са с номинальным усилием 20 МН масса подвижной станины состав-

стали. В пазы ригелей уложена скрепляющая обмотка 7 из высокопрочной стальной ленты сечением $1 \times 5 \text{ мм}^2$ (сталь 65Г, предел прочности не менее 1600 МПа). В некоторых случаях в качестве скрепляющей обмотки используют стальную проволоку диаметром 4...5 мм (сталь 45, предел прочности 1000 МПа).

Станину гидростата устанавливают на двух подставках 5, которые крепят к фундаменту.

Стол гидростата представляет собой подвижную плиту, перемещающуюся по направляющей плите 3 и двум кронштейнам 6 и 8, установленным на нижнем ригеле станины. Перемещение стола осуществляют двумя гидравлическими цилиндрами, вмонтированными в нижний ригель. На столе установлены два контейнера, попеременно подаваемых в рабочее пространство гидростата. Один из

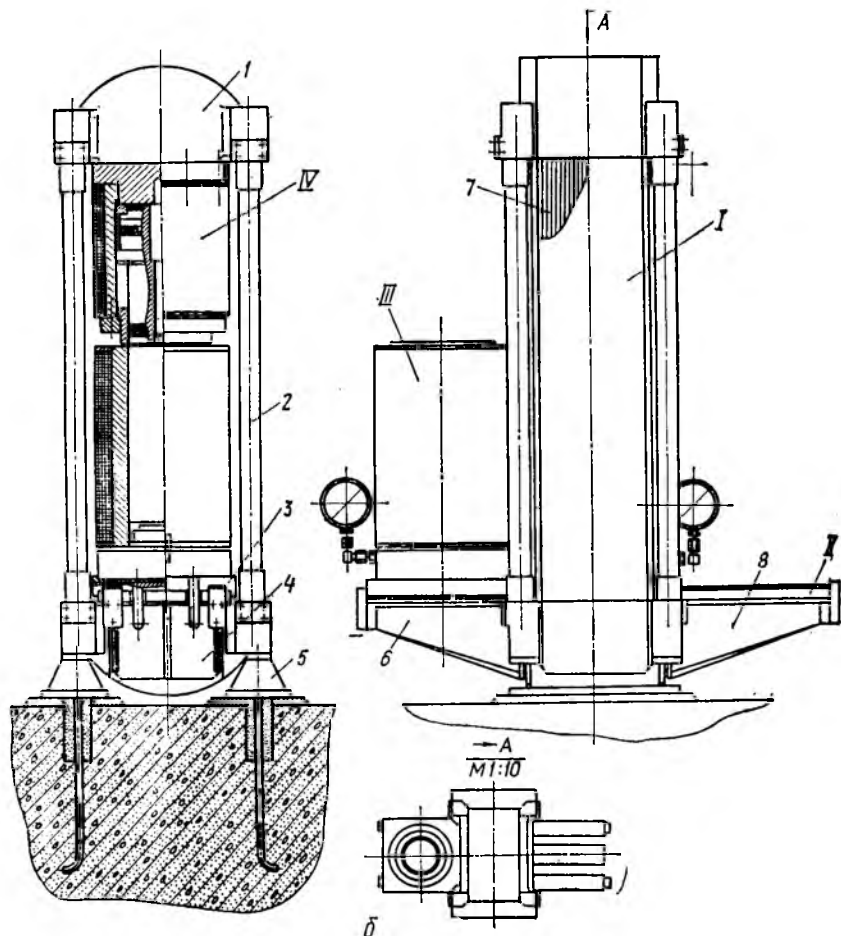


Рис. 6.10

контейнеров находится в рабочем положении, в другом контейнере производится выгрузка прессованного изделия и загрузка новой заготовки.

Контейнер гидростата изготовлен из стали 5ХНМ с твердостью *HRC* 40....44, на который с определенным, переменным от слоя к слою, натяжением намотана высокопрочная лента. Снизу контейнер закрыт пробкой с набором уплстнений.

Мультипликатор высокого давления — цилиндр, скрепленный обмоткой. Цилиндр установлен на крышке, которая прикреплена к верхнему ригелю станины. Мультипликатор служит для повышения давления в контейнере от давления, создаваемого мультипликатором гидропривода 1830 МПа, до рабочего.

После того как давление в контейнере от мультипликатора гидропривода поднимается до 1830 МПа, происходит переключение золотников и жидкость поступает в верхнюю полость цилиндра мультипликатора высокого давления. Перемещением поршня-пробки давление в контейнере повышается до рабочего. После паузы, продолжительность которой определяется технологией, давление в контейнере сбрасывают. Поршень-пробка поднимается в верхнее положение, цилиндры перемещения передвигают стол. Контейнер, в котором производилось прессование, выдвигается из рабочего пространства станины и готов к разгрузке, а другой перемещается в рабочее пространство станины.

Гидростаты серии могут работать в ручном и полуавтоматическом режимах. Время подъема давления до 200 МПа составляет около 4 мин, до 300 МПа — около 6 мин, до 600 МПа — около 12 мин.

6.4. Прессы для листовой штамповки

Листоштамповочные гидравлические прессы простого действия. Основные параметры и размеры гидравлических прессов одностоечных регламентирует ГОСТ 9753—75 при значениях номинальных усилий до 2,5 МН. На рис. 6.11, а показан листоштамповочный пресс простого действия со станиной рамного типа. Пресс (рис. 6.11, б) имеет ползун 2, на котором установлена матрица 3; гидравлическую подушку 7, обеспечивающую прижим фланца между кольцом 4 и матрицей 3 при выполнении операции глубокой вытяжки; плиту 5, выдвигаемую из рабочего пространства пресса по столу 6 и пуансон 1, установленный на плите 5. Привод пресса насосный безаккумуляторный, рабочей жидкостью является минеральное масло. Управление кнопочное (дистанционное). Скорость ползуна при рабочем ходе 14,5 см/с.

Листоштамповочные прессы двойного и тройного действия. В результате развития и дальнейшего совершенствования насосного безаккумуляторного привода гидравлические прессы получили ряд преимуществ по сравнению с кривошипными: равномерность движения; возможность регулировать скорость движения подвижной поперечины, останавливать и изменять направление движения

650 МН также две ступени давления рабочей жидкости — 32 и 63 МПа.

Прессы имеют выдвижные столы, синхронизирующие цилиндры, исключающие возможность перегиба подвижной поперечины при эксцентричном приложении рабочего усилия, снабжены приборами технологического контроля и контроля напряжений, возникающих в наиболее опасных сечениях станины.

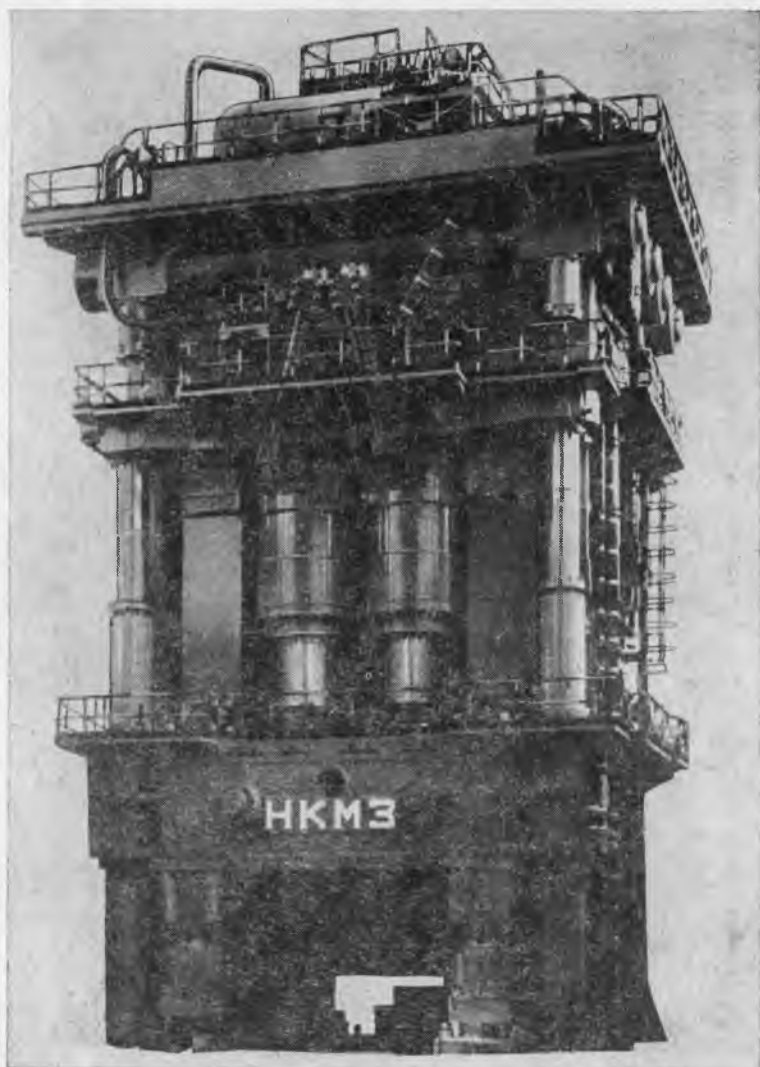


Рис. 6.5

ных манометров, расположенных на пульте управления. Пресс оборудован выдвижным столом, что позволяет удалять готовые изделия и подавать листы без дополнительных механизмирующих устройств, а также быстро менять рабочий инструмент.

Скорость рабочего хода внутреннего ползуна — 2,5 см/с, скорость прямого холостого хода — 13,5 см/с, а скорость обратного холостого хода: внутреннего ползуна — 7 см/с, наружного — 8 см/с. В качестве рабочей жидкости используют минеральное масло.

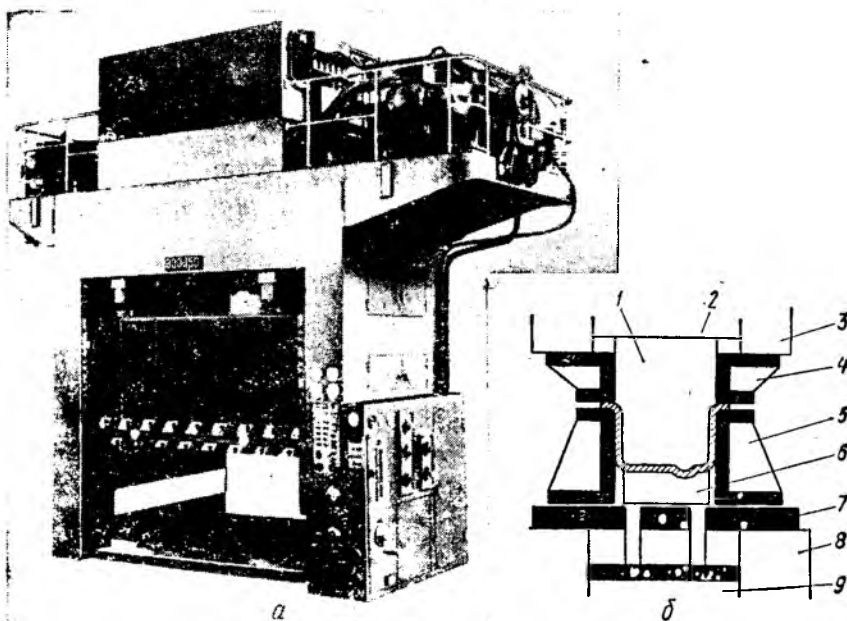


Рис. 6.12

На рис. 6.13 показаны гидравлический пресс тройного действия для листовой штамповки (а) и схема штамповки на прессе тройного действия (б). Пресс имеет три ползуна — верхний внутренний и наружный 1, нижний 7, к которым крепят соответственно пуансон 2, верхний штамп 3 с прижимом 4 и нижний выталкиватель; плиту 6, выдвигаемую вместе с нижним штампом 5 из рабочего пространства пресса.

Гибочный гидравлический пресс предназначен для гибки листов в открытых штампах. Размерные параметры регламентированы ГОСТ 10560—71. Привод пресса насосный безаккумуляторный, рабочая жидкость — минеральное масло.

Гидравлический пресс для штамповки резиной предназначен для выполнения операций вытяжки, гибки, отбортовки при обработке листовых материалов из стали, меди, сплавов алюминия и дру-

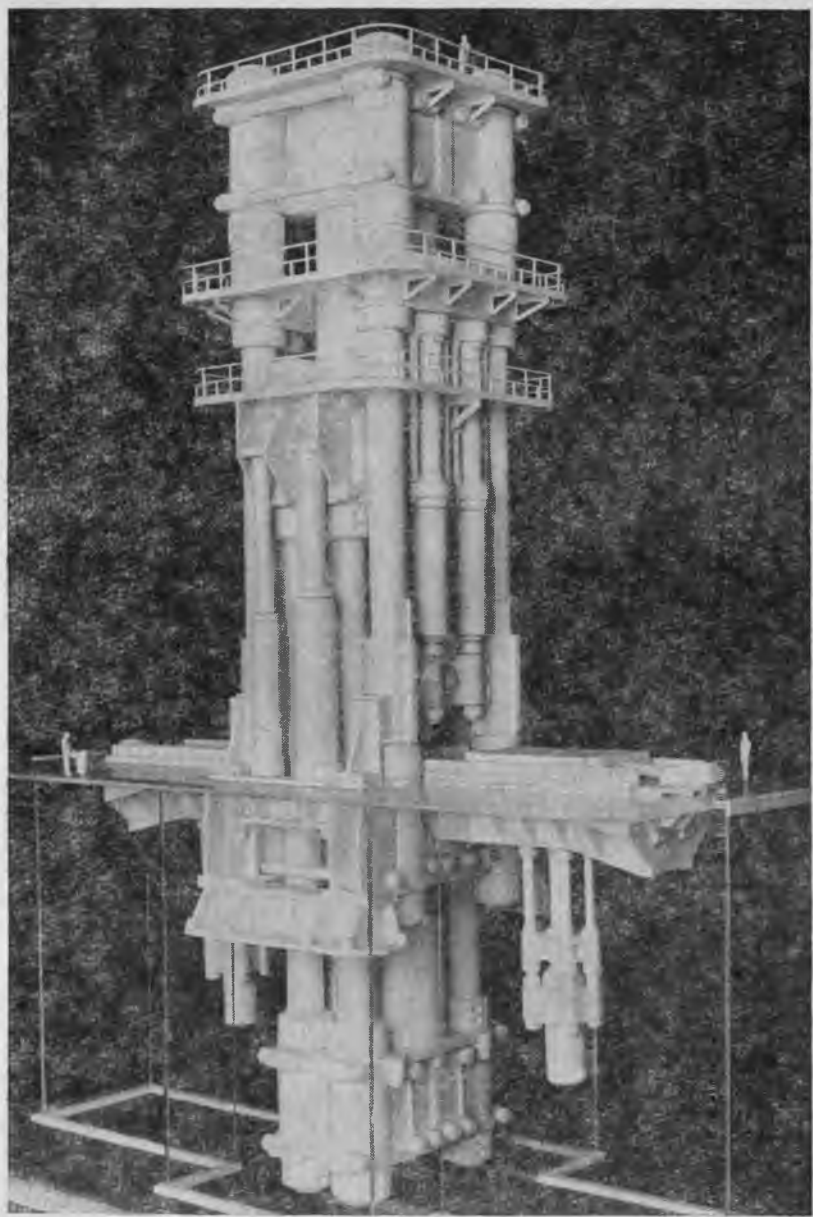


Рис. 6.6

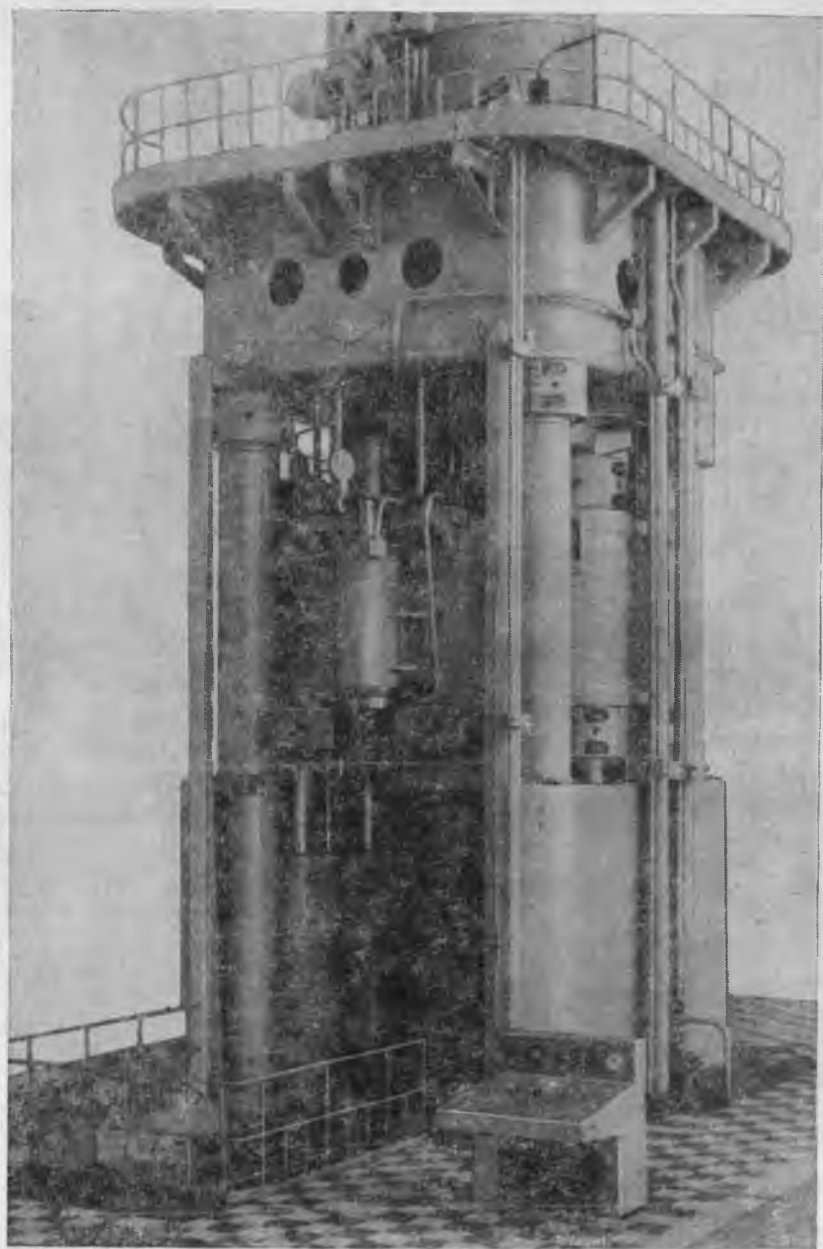


Рис. 6.7

редвижение рабочего инструмента должно иметь высокие скорости в процессе выдавливания и при возвратном и холостом ходах для предотвращения охлаждения слитка и чрезмерного разогрева матриц. Необходимы также вспомогательные механизмы для чистки матриц после выполнения операции.

Прессы для холодной штамповки выдавливанием. Основное преимущество холодной штамповки выдавливанием — возможность получения точных поковок, точность размеров которых и шероховатость поверхности в некоторых случаях удовлетворяют требованиям, предъявляемым к готовым деталям, или требуют незначительной механической обработки резанием. Следствием этого являются экономия металла, снижение трудозатрат и повышение производительности на последующих этапах изготовления изделий. Наибольшими трудностями, которые приходится преодолевать при внедрении холодной штамповки выдавливанием, — это повышение стойкости штампов и создание штамповочного оборудования.

Прессы для холодной штамповки выдавливанием имеют насосный безаккумуляторный и насосно-аккумуляторный приводы. Наиболее экономичным насосным



Рис. 6.9

приводом для прессов с номинальным усилием 50 МН является безаккумуляторный с регулируемой производительностью. В качестве рабочей жидкости применяют минеральное масло.

Чтобы создать конструкции прессов для холодной штамповки выдавливанием, используют прессы с двухрамной станиной типа тандем с верхним и нижним расположением рабочих цилиндров, что обеспечивает уменьшение металлоемкости конструкции, так как сокращаются габариты прессов в плане.

Проблему снижения деформирующего усилия для штамповки выдавливанием частично решают, создавая схему деформирования с активными силами трения, в результате чего разрабатывают и создают соответствующее штамповочное оборудование.

Прессы-автоматы для прессования порошков. Описание и особенности получения деталей из порошков в результате прессования

му в этих случаях применяют гидравлические прессы. При проектировании гидравлических прессов для разделки и ломки стальных заготовок должны быть предусмотрены гидравлические устройства или пружинные амортизаторы, предотвращающие восприятие возвратными цилиндрами усилий в момент, который соответствует разрушению заготовки.

В конструкциях прессов для ломки проката предпочтительнее горизонтальная компоновка. Для уменьшения деформирующего усилия, необходимого для ломки, на заготовке с обеих сторон предварительно делают надрубы. Усилие, необходимое для ломки, определяют по формуле

$$P = \frac{4\sigma_b W}{l},$$

где σ_b — предел прочности на растяжение материала заготовки;

W — момент сопротивления изгибу, $W = 0,1d^3$ круглый прокат, $W = \frac{h^3}{6}$ квадратный;

l — расстояние между опорами.

Конструкции гидравлических прессов для ломки номинальных усилий 2,5...30 МН имеют четырехколонную горизонтальную станину. Привод мультипликаторный гидравлический; давление рабочей жидкости — водной эмульсии — 40...50 МПа.

Операции при ломке проката на гидравлическом прессе выполняют следующим образом. На заготовке делают надрубы двумя ножами одновременно. Один нож подвижный, а другой — неподвижный. Подвижный нож установлен на торце плунжера рабочего цилиндра, а неподвижный нож — на салазках. После выполнения надруба неподвижный нож вместе с салазками выкатывается из рабочего пространства прессы. Заготовка продолжает перемещаться до упора о боковые опоры. Подвижный нож также перемещается вместе с заготовкой и после ее останова надавливает на нее. Когда усилие достигает величины, определяемой по выше приведенной формуле, заготовка разламывается.

6.6. Прессы для переработки пластмасс и неметаллических материалов

При использовании пластмасс в качестве конструкционного материала для производства деталей машин значительно экономится металл (особенно дефицитные цветные сплавы), уменьшается масса машин, повышается их срок службы и улучшаются эксплуатационные характеристики. Для переработки пластмасс и других неметаллических материалов применяют гидравлические прессы. Привод гидравлических прессов, предназначенных для переработки пластмасс, насосный безаккумуляторный. Основные параметры и размеры регламентированы ГОСТ 10560—71.

На рис. 6.15 показан гидравлический пресс с номинальным усилием 1 МН оренбургского завода «Гидропресс», предназначенный

и последующего спекания приведены в § 1.15. Гидравлические прессы-автоматы (рис. 6.9) имеют преимущества по сравнению с механическими (особенно для создания усилий более 1,6 МН, для обеспечения равномерного распределения плотности в изделии и точности его размеров), так как соблюдается постоянное давление прессования.

В гидравлических прессах-автоматах предусмотрены: регулирование высоты загрузки порошка, скорости движения пуансона и матрицы; обеспечение точности установа пуансона и матрицы до и после прессования благодаря применению жестких упоров; регулирование продолжительности выдержки под давлением.

Управление гидравлическим прессом-автоматом в процессе прессования обеспечивается использованием бесконтактных электронных устройств.

Гидростаты. На рис. 6.10, а показан общий вид гидростата. Гидростат конструкции ВНИИметмаш (рис. 6.10, б) включает силовую станину I, стол II, с установленными на нем контейнерами III и встроенный мультипликатор высокого давления IV.

Силовая станина представляет собой верхний 1 и нижний 4 ригели с установленными между ними стойками 2. Эти элементы соединены в единую конструкцию обмоткой из ленты или проволоки. Верхний и нижний ригели имеют полукруглую форму с четырьмя приливами, в расточки которых установлены стойки. Стойки выполнены в виде труб диаметром 110×70 мм из высокопрочного алюминиевого сплава Д16Т (предел текучести 320 МПа, предел прочности 460 МПа, модуль упругости $7 \cdot 10^4$ МПа). Концы стоек установлены в стаканы. Через стойки пропущены стальные опорные стержни диаметром 68 мм, концы которых вставлены в отверстия приливов верхнего и нижнего ригелей. Длины стоек и опорных стержней выбраны так, чтобы при намотке станины стык опорными стержнями и ригелями закрывался после наложения 18...20 слоев обмотки, когда стойки уже получили 80...85% полной деформации. В результате этого усилие сжатия опорных стержней оказывается относительно малым. Благоприятное напряженное состояние ригелей позволяет изготовить их литыми из обычной углеродистой



чины деформирующего усилия, скорости и направления ее перемещения. Поэтому электрогидравлический привод прессов, кроме рабочих и возвратных цилиндров (гидродвигателя), электродвигателя, насоса и рабочей жидкости, содержит резервуары для жидкости (сливные баки), регулируемую и распределительную аппаратуру, соединительные трубопроводы и арматуру, а также может включать вспомогательные элементы: баки для жидкости низкого давления (наполнительные), аккумулятор, мультипликатор и маховик.

На рис. 6.16 дана классификация гидропривода кузнечно-штамповочного оборудования. Согласно классификации электрогидро-

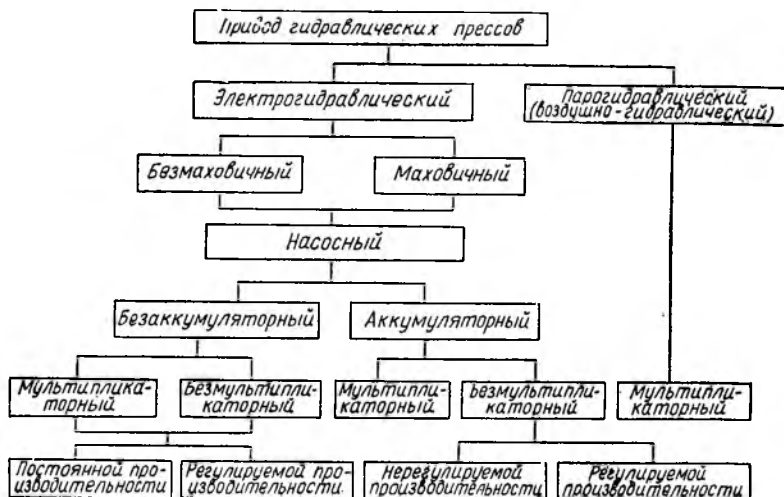


Рис. 6.16

привод может быть маховичным и безмаховичным. При помощи накопленной кинетической энергии маховик в данном случае обеспечивает преодоление пиковых нагрузок без увеличения мощности электродвигателя.

Аккумулятор в электрогидродвигателе позволяет снижать его установочную мощность.

Если в состав электрогидравлического привода включить мультипликатор, то можно создать более компактную конструкцию пресса, осуществить нагружение во время рабочего хода ступенями усилий, что повысит экономичность работы (к. п. д.).

Регулирующая аппаратура позволяет поддерживать постоянную скорость рабочего хода, которая необходима при выполнении некоторых технологических операций, например при прессовании.

При использовании насосов с переменной подачей жидкости в насосно-безаккумуляторном приводе повышается к. п. д. и уменьшается установочная мощность электропривода.

Баки для жидкости низкого давления (наполнительные) обеспечивают прямой холостой ход без расхода жидкости высокого давления, что также повышает к. п. д. гидропривода.

Для управления потоками жидкости в гидросистеме привода используют распределительную аппаратуру: клапаны, золотники, вентили и др.

В современных гидравлических прессах гидропривод применяют для приведения в действие вспомогательных механизмов: стола пресса, выталкивания поковки, подачи и удаления рабочего инструмента в процессе ковки или штамповки; механизмов управления (сервопривода) работой элементов гидропривода (золотников, клапанов); механизмов синхронизации, исключающих неравномерность распределения сил на колонны гидропресса и др.

В зависимости от назначения гидропривод прессов подразделяют на силовой, вспомогательный, управления (сервопривод), привод синхронизации и др. Несмотря на различное назначение гидропривода, он содержит определенные элементы, что позволяет подразделить насосный привод на насосный аккумуляторный, насосный безаккумуляторный и насосный мультипликаторный.

Иногда гидравлический привод, содержащий одноплунжерный насос, называют электромеханическим мультипликаторным, так как он создает в гидросистеме такое же пульсирующее давление, как при мультипликаторном приводе. Однако такое название не отражает его конструктивных особенностей, поскольку под мультипликатором понимают устройство, предназначенное для повышения давления рабочей жидкости и содержащее два цилиндра — низкого и высокого давления. Одноплунжерный кривошипный насос имеет только один цилиндр, плунжер которого всасывает жидкость и затем нагнетает в гидросистему. Поэтому так называемый электромеханический мультипликаторный привод отнесем к разряду насосных.

Гидропривод прессов может быть групповым (насосно-аккумуляторные станции — НАС) и индивидуальным. Групповой гидропривод позволяет уменьшить общую установленную мощность. Насосно-аккумуляторные станции располагают в отдельном помещении и связывают с гидропрессами трубопроводами. Наиболее широкое распространение НАС получили в качестве гидропривода ковочных прессов, для работы которых характерны продолжительные технологические паузы, или мощных гидравлических прессов, для которых невозможно установить привод на прессе или вблизи его.

Насосный привод. Основной привод, определяющий тип гидравлического пресса, — это силовой насосный, который осуществляет возвратно-поступательное движение рабочего органа — подвижной поперечины (ползуна).

Гидравлические цилиндры (гидродвигатели подвижной поперечины) могут быть выполнены поршневыми или плунжерными. Поршневые цилиндры применяют при использовании в качестве рабочей жидкости минеральных масел, обладающих достаточной вяз-

рабочего инструмента в любой точке хода; плавность подвода рабочего инструмента к заготовке и др.

На рис. 6.12, *а* показан гидравлический пресс двойного действия с номинальным усилием 3/1,5 МН, предназначенный для вытяжки изделий из листа. Максимальный диаметр получаемых изделий 4000 мм.

Схема штамповки на прессе двойного действия показана на рис. 6.12, *б*. Пресс имеет два ползуна — внутренний 2 вытяжной и на-

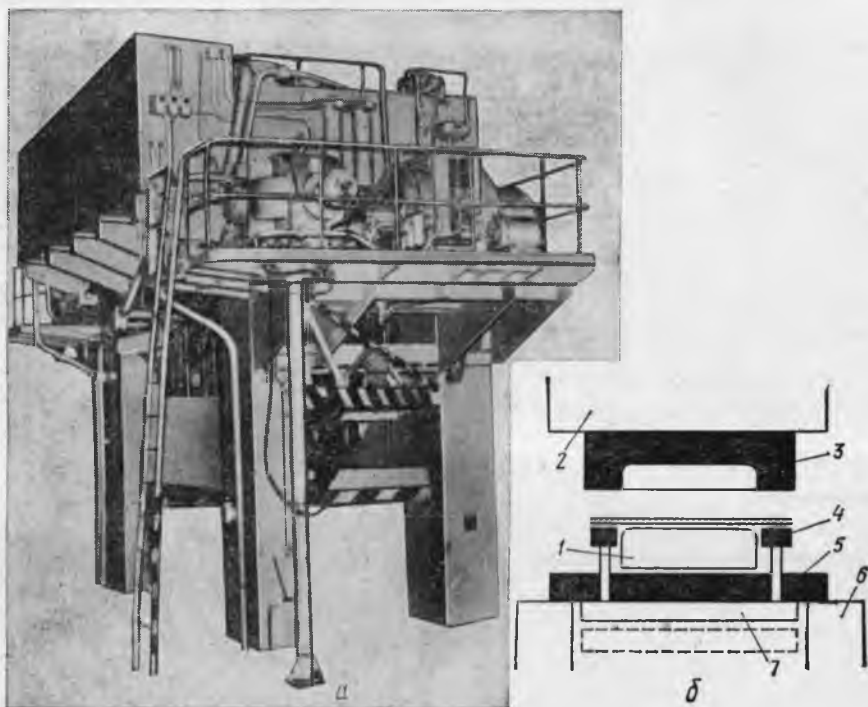


Рис. 6.11

ружный 3 прижимной, к которым крепят соответственно пуансон вытяжки 1 и прижим 4. Нижний выталкиватель 6 обеспечивает выталкивание изделия из матрицы 5 после штамповки под действием гидравлической подушки 9. Плита 7 выдвигается из рабочего пространства пресса по столу 8.

Наружный и внутренний ползуны могут смыкаться для работы в качестве пресса простого действия с номинальным усилием 4,5 МН. Привод пресса — насосный безаккумуляторный — расположен на площадке верхней неподвижной поперечины. Управление — кнопочное (дистанционное). Усилие прижима заготовки, осуществляемого наружным ползуном, регулируют с помощью электроконтакт-

ных манометров, расположенных на пульте управления. Пресс оборудован выдвижным столом, что позволяет удалять готовые изделия и подавать листы без дополнительных механизмирующих устройств, а также быстро менять рабочий инструмент.

Скорость рабочего хода внутреннего ползуна — 2,5 см/с, скорость прямого холостого хода — 13,5 см/с, а скорость обратного холостого хода: внутреннего ползуна — 7 см/с, наружного — 8 см/с. В качестве рабочей жидкости используют минеральное масло.

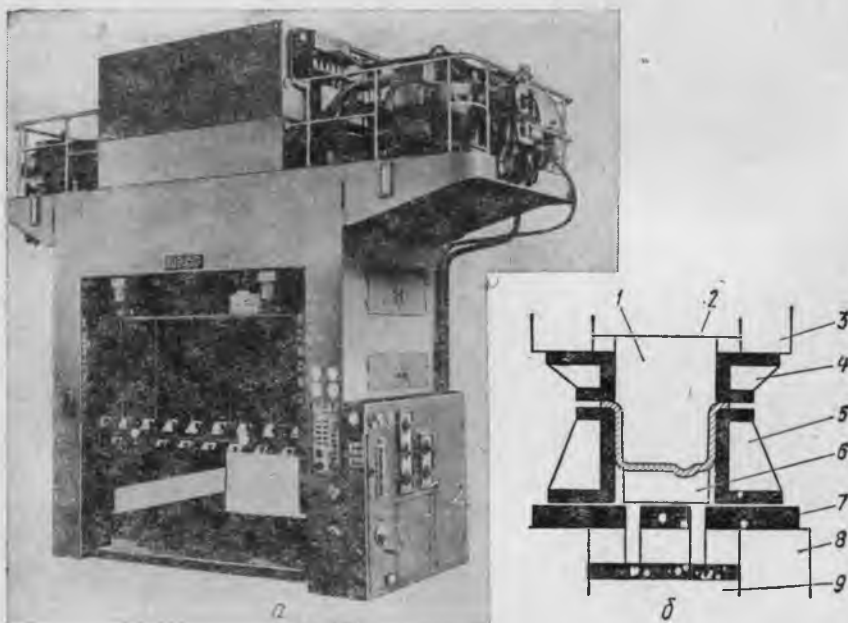


Рис. 6.12

На рис. 6.13 показаны гидравлический пресс тройного действия для листовой штамповки (а) и схема штамповки на прессе тройного действия (б). Пресс имеет три ползуна — верхний внутренний и наружный 1, нижний 7, к которым крепят соответственно пуансон 2, верхний штамп 3 с прижимом 4 и нижний выталкиватель; плиту 6, выдвигаемую вместе с нижним штампом 5 из рабочего пространства пресса.

Гибочный гидравлический пресс предназначен для гибки листов в открытых штампах. Размерные параметры регламентированы ГОСТ 10560—71. Привод пресса насосный безаккумуляторный, рабочая жидкость — минеральное масло.

Гидравлический пресс для штамповки резиной предназначен для выполнения операций вытяжки, гибки, отбортовки при обработке листовых материалов из стали, меди, сплавов алюминия и дру-

гих в мелкосерийном производстве. Рабочая жидкость — водная эмульсия. Привод — насосно-аккумуляторный с мультипликатором. Насос ротационно-плунжерный, осуществляющий три ступени нагружения или трехплунжерный вертикального исполнения. Привод содержит также вакуумный насос, создающий разрежение в рабочей камере перед началом штамповки.

Построены гидравлические прессы для штамповки резиной, станины которых выполнены в виде трубы.

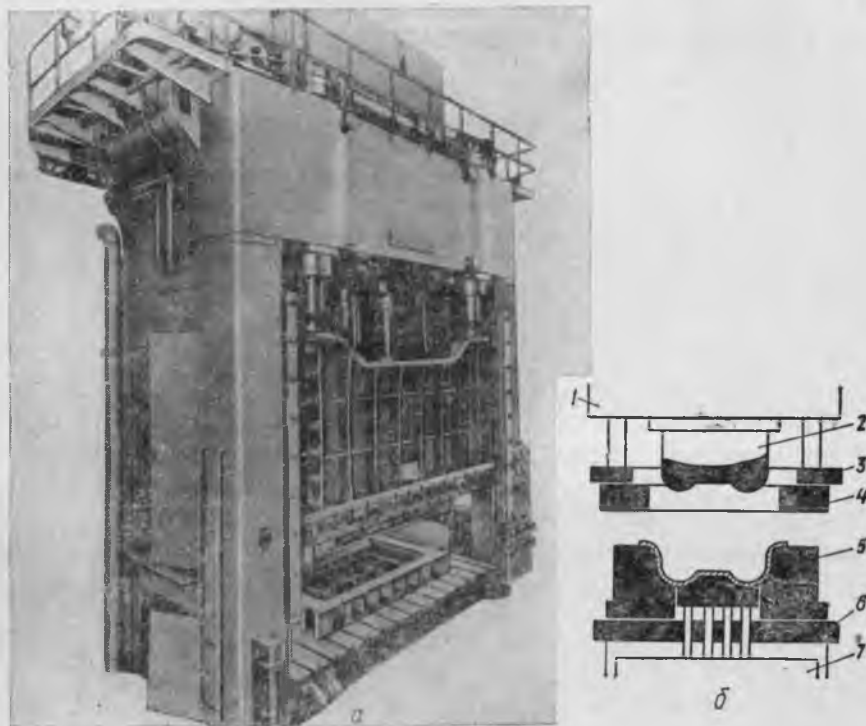


Рис. 6.13

Пресс-автомат для чистовой вырубki. Гидравлические прессы-автоматы для чистовой вырубki (рис. 6.14) оснащены устройствами для подачи ленты, удаления изделий, резки и удаления отходов. Некоторые из этих устройств имеют гидравлический или пневматический привод.

Цельные станины закрытого типа для повышения жесткости стянуты болтами. Гидропривод — насосный безаккумуляторный расположен слева от прессы и обеспечивает тройное действие: прижим, противодавление и вырубку изделия. Скорость рабочего хода — 10 мм/с. Гидропривод обеспечивает получение 70 ходов в минуту для прессов с номинальным усилием 0,4 МН и 32 ходов в минуту — для прессов с номинальным усилием 0,63 МН.

Прессы для пакетировки и брикетировки. Для удобства транспортировки металлических отходов листоштамповочных и механических цехов их спрессовывают в пакеты или брикеты. Пакетирование и брикетирование отходов производят на гидравлических прессах. Станины этих прессов горизонтальные, коробчатого типа. Все механизмы устанавливают на станине, привод — насосный безаккумуляторный. Обычная производительность — 10...12 пакетов в час. Последовательность движения плунжеров цилиндров

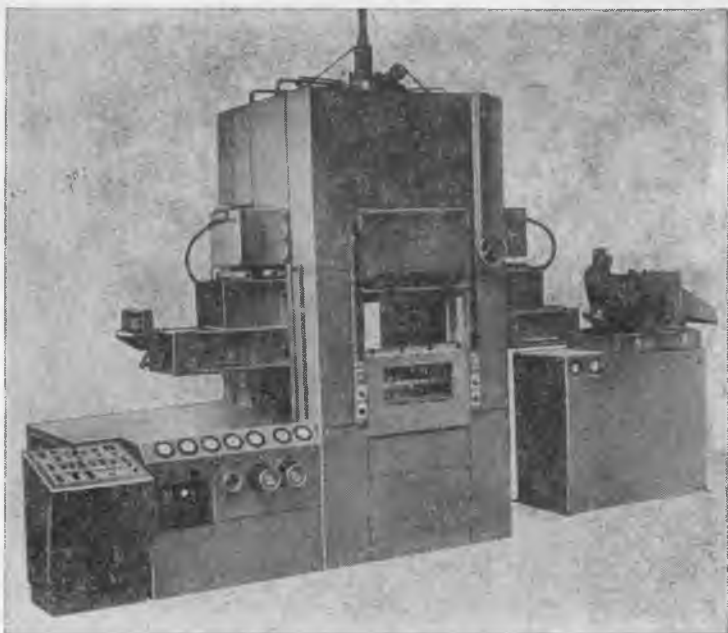


Рис. 6.14

(продольного и поперечного) и управление других механизмов гидропривода осуществляется автоматически, обеспечивая загрузку отходов пакетировочной камеры, опускание крышки, первое прессование (продольный цилиндр), второе прессование (поперечный цилиндр), раскрытие камеры, отвод прессующих плунжеров и выталкивание пакета.

6.5. Прессы для разделки и ломки проката

С увеличением размеров поперечных сечений стальных заготовок, предназначенных для обработки давлением, усилия, необходимые для их разделки, становятся близкими или превышают верхнюю границу номинальных усилий кривошипных прессов. Поэто-

типликатор давления. На рис. 6.19 показана схема насосно-аккумуляторного привода с гидравлическим мультипликатором.

В исходном положении рукоятки управления главным распределителем рабочий 2 и возвратные 1 цилиндры изолированы, подвижная поперечина прессы неподвижна. Чтобы совершить прямой холостой ход, необходимо рукоятку передвинуть «от себя». Для осуществления рабочего хода — I ступень нагружения — необходимо рукоятку передвинуть еще «от себя» в следующее положение. В этом случае рабочий цилиндр 2 будет соединен с аккумулятором 7. Для создания максимального усилия — II ступень нагружения — рукоятку следует передвинуть «от себя» в крайнее положение.

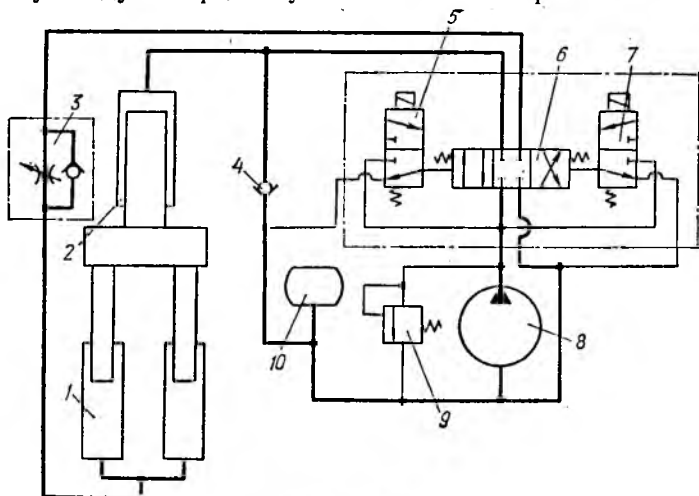


Рис. 6.20

В этом случае жидкость высокого давления из аккумулятора 7 поступает в цилиндр низкого давления мультипликатора 5. В результате плунжер мультипликатора перемещается, и жидкость сверхвысокого давления нагнетается в рабочий цилиндр 2 прессы. Обратный клапан 8 отключает аккумулятор 7 от рабочего цилиндра 2.

Для совершения обратного холостого хода необходимо рукоятку главного распределителя передвинуть в крайнее положение «на себя». В результате жидкость из аккумулятора поступает в возвратные цилиндры, а из мультипликатора — на слив.

Насосный безаккумуляторный привод широко распространен для гидропрессов с небольшим номинальным усилием. В нем отсутствует аккумулятор. В зависимости от типа насоса насосный безаккумуляторный привод подразделяют на безаккумуляторный привод с насосами постоянной производительности и насосами регулируемой производительности.

На рис. 6.20 показан типовой насосный безаккумуляторный привод с насосами постоянной производительности. Основными

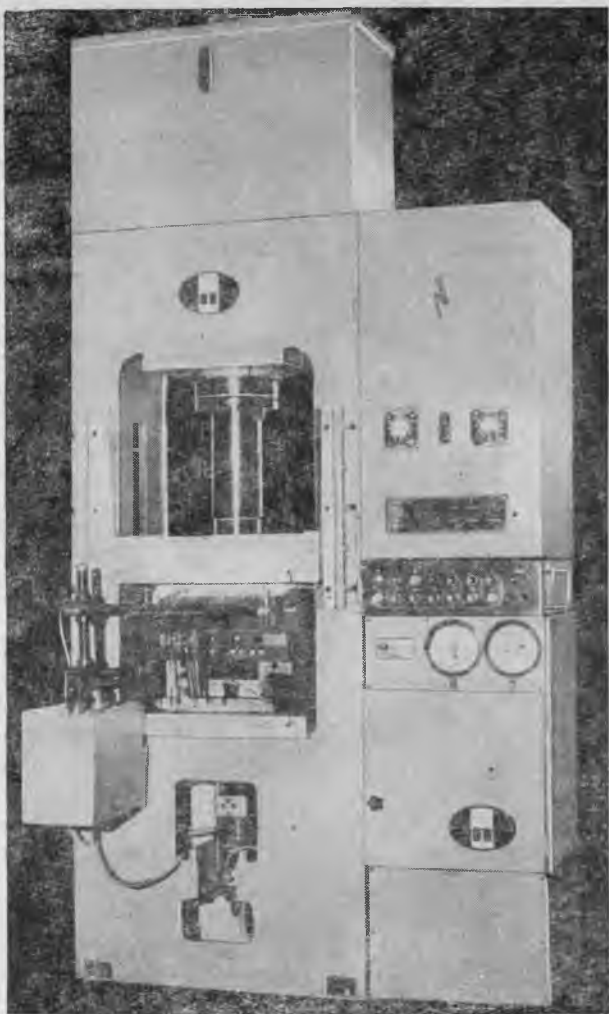


Рис. 6.15

для прессования изделий из пластмасс. Конструкция станины рамного типа. Привод насосный безаккумуляторный, расположен на отдельном от пресса фундаменте. Рабочий цилиндр поршневого типа. Уплотнение поршня обеспечивается металлическими кольцами.

Для получения листовых слоистых материалов: текстолитов, стеклопластиков, древеснослоистых и др., размерами более $1500 \times 1500 \text{ мм}^2$, применяют гидравлические этажные прессы. Особенность конструкции этих прессов — большое количество (иногда 15 и более) рабочих плит (этажей), между которыми укладывают листо-

перемещается в крайнее левое положение, насос 8 подает жидкость в возвратные цилиндры 1 через обратный клапан дроссельного устройства, что позволяет уменьшить потери мощности на преодоление сопротивления дроссельного устройства 3.

Для осуществления технологической паузы (держание подвижной поперечины на весу) возвратные цилиндры изолируют от источников питания жидкостью, установив главный золотник в среднем положении, как показано на рис. 6.20. В этом случае рабочий цилиндр 2 также изолирован от насоса 8, а насос качает жидкость в наполнительный бак 10 через предохранительный клапан 9.

Насосным безаккумуляторным приводом с насосами постоянной подачи оснащают ковочные, листоштамповочные прессы для вытяжки, прессы для холодной штамповки выдавливанием и др.

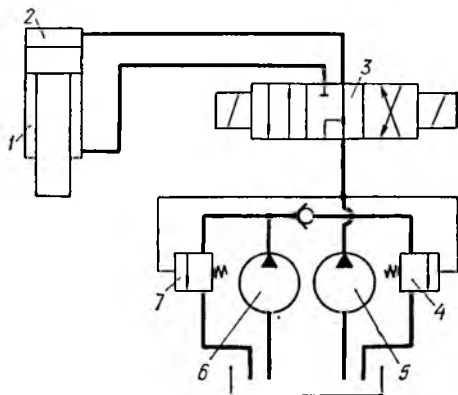


Рис. 6.21

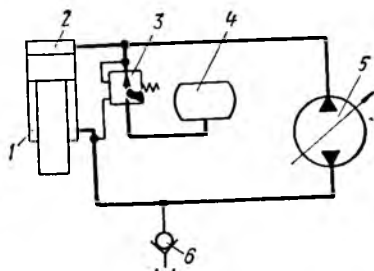


Рис. 6.22

На рис. 6.21 (1 — нижняя полость рабочего цилиндра; 2 — верхняя полость рабочего цилиндра; 3 — золотниковый распределитель; 4 и 7 — предохранительные клапаны) показан типовой насосный безаккумуляторный привод с насосами низкого 5 и высокого 6 давления постоянной производительности.

Типовой насосный безаккумуляторный привод с насосом регулируемой производительности (и реверсивным потоком) показан на рис. 6.22. Основными элементами гидропривода являются рабочий цилиндр поршневого типа (гидродвигатель) и насос с регулируемой производительностью и реверсивным потоком 5; вспомогательными — наполнительный бак 4 и регулирующими — обратный клапан 6 и наполнительный клапан 3.

Для совершения прямого (холостого и рабочего) хода насос 5 подает жидкость из нижней полости рабочего цилиндра 1 в верхнюю 2. При этом в магистрали, соединяющей насос 5 и верхнюю полость рабочего цилиндра 2, давление падает и дополнительное количество жидкости через клапан 3 подается из наполнительного бака 4. После соприкосновения рабочего инструмента с заготовкой давле-

ние в верхней полости рабочего цилиндра 2 возрастает, клапан 3 закрывается, необходимое для обеспечения заданной скорости количество жидкости насос всасывает через обратный клапан 6 из сливного бака.

Чтобы обеспечить обратный холостой ход, нагнетательная и всасывающая полости насоса 5 меняются, в результате создается реверсивный поток жидкости. Насос 5 отсасывает жидкость из верхней полости рабочего цилиндра 2 и нагнетает в нижнюю 1. При установившемся снижении давления в верхней полости рабочего цилиндра наполнительный клапан 3 открывается и жидкость вытесняется в наполнительный бак 4.

Подача жидкости насосом может изменяться в процессе рабочего хода, что позволяет увеличить экономичность гидропривода в результате постоянства потребляемой мощности, снизить его установочную мощность и обойтись без золотниковых распределительных устройств и дополнительных трубопроводов. Однако стоимость насосов с вспомогательным приводом для регулирования подачи жидкости в процессе рабочего хода выше, чем стоимость насоса с постоянной подачей и золотниковым распределением для прессов с номинальным усилием свыше 50 МН.

Насосный безаккумуляторный привод с насосами переменной подачи целесообразно применять для прессов, предназначенных для гибки, объемной штамповки, брикетирования, пакетирования и других технологических операций, имеющих пиковый график деформирующего усилия.

6.8. Перспективы развития гидравлических прессов

Развитие традиционных отраслей машиностроения и новой техники — ракетной, авиационной, атомной, энергетической — происходит в направлении дальнейшего увеличения скоростных параметров, мощности, габаритов, несущей способности при минимальной массе конструкции.

Поэтому технологам приходится изготавливать крупногабаритные детали из высокопрочных дорогостоящих материалов. В связи с этим необходимо применять прогрессивные способы металлообработки, обеспечивающие наивысшую производительность, минимальный отход металла, высокое качество. В кузнечно-штамповочном производстве это означает заменуковки штамповкой, а штамповки — точной штамповкой, обеспечивающей наибольшее приближение поковки по форме и размерам к готовой детали.

Точная штамповка требует более высоких удельных деформирующих усилий. Для мощного кузнечно-штамповочного оборудования обычно выбирают гидравлические прессы. Поэтому в гидропрессостроении одно из основных направлений развития — создание прессов больших номинальных усилий независимо от технологического назначения. Созданы прессы для объемной штамповки с номинальным усилием 650 МН (рис. 6.5).

Приближение формы поковок к форме готовых изделий возможно при наличии прессов многократного действия, если плунжеры расположены в вертикальной и горизонтальной плоскостях (многоплунжерные прессы строят для штамповки выдавливанием в разъемных матрицах поковок, имеющих не одну, а несколько полостей).

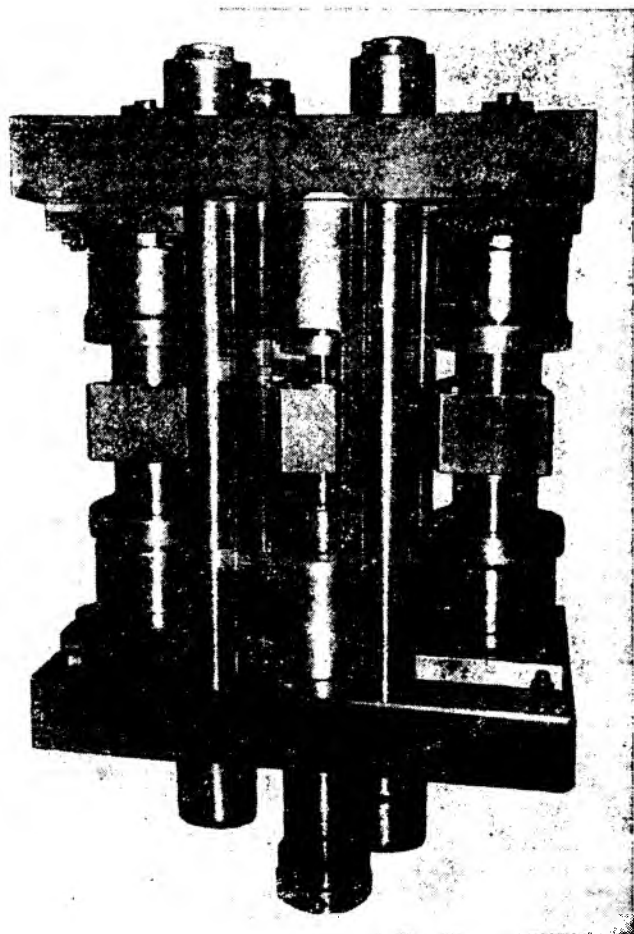


Рис. 6.23

Увеличение удельных деформирующих усилий штамповки приводит к сокращению рабочего пространства прессы в плане. Для этого повышают давление рабочей жидкости, которое в настоящее время достигает 100 МПа, видоизменяют конструкцию станины, применяют станины в двоярном рамном исполнении (рис. 6.6).

Московский институт стали и сплавов, МВТУ, Коломенский станкозавод разрабатывают конструкции гидравлических прессов

для штамповки выдавливанием и прессованием с активными силами трения. На рис. 6.23 показана модель гидравлического прессы с номинальным усилием 1,6 МН, предназначенная для штамповки с активными силами трения. Созданы прессы и гидростаты, станины которых обмотаны высокопрочной стальной лентой (рис. 6.10).

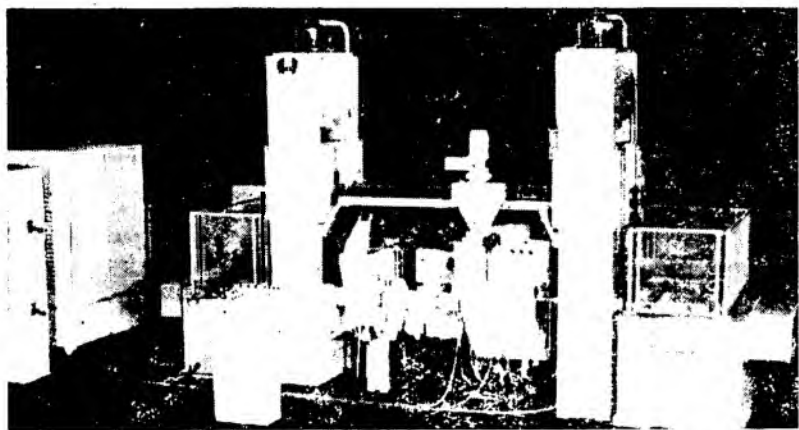


Рис. 6.24

Применение металлопорошков для изготовления машиностроительных деталей привело к разработке соответствующих конструкций прессов (рис. 6.9) и гидростатов (рис. 6.10), последние обеспечивают создание всестороннего равномерного и неравномерного сжатия.

Дальнейшее улучшение условий труда и культуры производства в кузнечно-штамповочных цехах возможно при исключении тяжелого физического труда, при создании механических и автоматических устройств для подачи заготовки от нагревательного устройства к прессу, манипулировании ею в процессе штамповки и удалении из рабочего пространства прессы.

Для управления автоматическими линиями и ковочными комплексами большое распространение получают электронные устройства [13]. Применение электронных кремниевых устройств вместо германиевых позволяет обеспечить необходимую надежность приборов управления, условия эксплуатации которых в кузнечно-штамповочных цехах неблагоприятны. Они подвержены загрязнению окалиной, маслом, пылью, влиянию высокого уровня электрических помех, колебаниям напряжения в электросети, вибрационным и ударным нагрузкам и др. Применение электронных устройств позволяет исключить аварийность и несчастные случаи, поскольку продолжительность срабатывания электронных элементов составляет около 10 мкс, а инерционность механических элементов измеряется в миллисекундах. Это позволяет электронным устрой-

ствам, пока механический элемент еще не тронулся с места, проверить все необходимые условия для переключения и в случае необходимости произвести отключение. Чтобы обеспечить повышенную точность и надежность, в электронных приборах управления применяют бесконтактные переключатели, которые могут срабатывать до 5 000 раз за 1 с.

На рис. 6.24 показана автоматическая линия с выносными пресс-формами для штамповки изделий из пластмасс, разработанная МВТУ и оренбургским заводом «Гидропресс».

Благодаря творческой деятельности коллективов ВНИИметмаша, НКМЗ, Уралмаша, Коломенского завода тяжелых станков, Новосибирского завода тяжелых станков и гидропрессов и других, отечественное гидропрессостроение в настоящее время занимает ведущее положение среди развитых в технологическом отношении государств мира. Гидропрессы, построенные в Советском Союзе, пользуются большим спросом и популярностью на мировом рынке.

Создание конструкций гидравлических прессов, конкурентоспособных на международном рынке, обеспечено крупными научными исследованиями гидропривода, несущей способностью основных базовых деталей и технологией их изготовления. В результате разработаны методы расчета и экспериментальных исследований напряжений в деталях прессов и их моделей с учетом остаточных, что повысило надежность работы прессов.

Исследования динамики позволяют создавать более экономичный и надежный гидропривод прессов.

Глава 7. РАБОЧАЯ ЖИДКОСТЬ И ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

7.1. Характеристика рабочих жидкостей

В качестве рабочей жидкости в приводах современных гидро-прессовых установок используются минеральные масла, а чаще водные эмульсии, безопасные в пожарном отношении. Наиболее распространенной водной эмульсией является 1,0...1,5%-ный раствор эмульсола марки Э-2 (Б) в воде. Согласно ГОСТ 1975—75 эмульсол марки Э-2 (Б) изготовляют на основе минерального масла, состоящего из смеси индустриальных масел общего назначения марок: И-12А, И-20А, И-30А, И-40А, И-50А и других составляющих, с кинематической вязкостью при 50° С в пределах $(17...23) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Температура вспышки эмульсола не ниже 170° С.

Из минеральных масел в качестве рабочих жидкостей в насосных безаккумуляторных гидроприводах прессов наибольшее распространение имеют индустриальные масла марок: И-20А, И-30А и И-40А. Они обладают большей вязкостью, что позволяет упростить конструкцию уплотнительных и распределительных устройств. Од-

нако минеральные масла опасны в пожарном отношении, так как имеют сравнительно низкую температуру вспышки.

Рабочие жидкости должны иметь такие свойства: а) не вызывать коррозии и не разрушать уплотнений; б) не растворять значительного количества воздуха и других примесей, которые при изменении давления или температуры могут выделяться в виде паров; в) обладать смазывающей способностью, быть химически стойкими; г) не должны быть чрезмерно вязкими, чтобы не вызывать больших гидравлических потерь на трение; д) удовлетворять условиям безопасности в пожарном отношении.

Наиболее важными физическими свойствами жидкостей являются плотность, упругость, вязкость и химическая стойкость.

Плотностью жидкости ρ называют отношение массы M к ее объему v :

$$\rho = M/v. \quad (7.1)$$

Упругость жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_c , который равен отношению изменения объема на единицу изменения давления. Коэффициент объемного сжатия β_c является величиной, обратной объемному модулю упругости:

$$\beta_c = \frac{1}{k} = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta v}{v} = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta \rho}{\rho}, \quad (7.2)$$

где k — объемный модуль упругости;

Δp — изменение давления;

Δv — изменение объема.

Для воды объемный модуль упругости при давлениях до 30 МПа можно принять постоянным: $k = 2 \cdot 10^3$ МПа, для минеральных масел $k = (1,3...1,8)10^3$ МПа.

Под вязкостью понимают свойство жидкости сопротивляться деформации сдвига. Вязкость характеризуется константой μ_v , называемой коэффициентом динамической (абсолютной) вязкости. Коэффициентом динамической вязкости μ_v называется отношение напряжения сдвига τ между двумя соседними

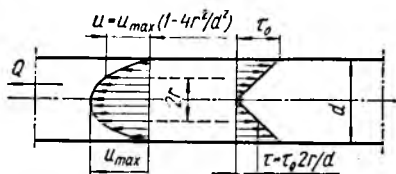


Рис. 7.1

слоями жидкости к градиенту скорости сдвига $\frac{du}{dr}$ в направлении, перпендикулярном к направлению движения жидкости. Для ламинарного потока (рис. 7.1)

$$\mu_v = \tau \left| \frac{du}{dr} \right| = - \frac{\tau_0 d}{4u_{max}}. \quad (7.3)$$

Единицей динамической вязкости является паскаль-секунда.

Коэффициент динамической вязкости воды при 20° С приблизительно равен 0,001 Па · с.

Отношение коэффициента динамической вязкости жидкости μ к ее плотности ρ называют коэффициентом кинематической вязкости:

$$\nu = \mu/\rho. \quad (7.4)$$

Единицей кинематической вязкости является квадратный метр на секунду.

Непосредственно из опыта определить коэффициенты динамической и кинематической вязкости невозможно. В практике вязкость жидкостей определяется в относительных единицах — градусах Энглера ($^{\circ}\text{E}$) с помощью прибора вискозиметра.

Под относительной или условной вязкостью в градусах Энглера ($^{\circ}\text{VУ}$) понимается отношение времени истечения жидкости объемом 200 см^3 из цилиндрического сосуда (вискозиметра типа ВУ) под действием силы тяжести через калиброванное отверстие диаметром $2,8 \text{ мм}$ ко времени истечения такого же объема воды при 20°C :

$$^{\circ}\text{E} = t/t_{\text{в}}, \quad (7.5)$$

где t — время истечения жидкости;

$t_{\text{в}}$ — время истечения воды, $t_{\text{в}} = 50 \dots 52 \text{ с}$.

Для характеристики вязкости масла принимают показания вискозиметра при 20 , 50 и 100°C .

Для пересчета градусов Энглера в значения коэффициента кинематической вязкости с достаточной для практики точностью можно пользоваться формулой

$$\nu = \left(7,31^{\circ}\text{E} - \frac{6,31}{^{\circ}\text{E}} \right) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad (7.6)$$

для вязких при $^{\circ}\text{E} > 4$

$$\nu = 7,31^{\circ}\text{E} \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Вязкость жидкостей, в том числе и минеральных масел, с увеличением температуры падает. В технических расчетах рекомендуется для определения коэффициента динамической вязкости при данной температуре пользоваться формулой

$$\mu_{\text{вт}} = \mu_{\text{в}20} (20/t)^k, \quad (7.7)$$

где $\mu_{\text{вт}}$ — вязкость при $t^{\circ}\text{C}$;

$\mu_{\text{в}20}$ — вязкость при 20°C ;

k — показатель степени при температурах от 10 до 70°C : для индустриального 20 — $k = 1,88$; для индустриального 30 — $k = 2,08$.

Вязкость жидкости с повышением давления увеличивается. При высоких давлениях в несколько тысяч мегапаскалей все масла затвердевают, превращаясь в твердые тела. Изменение вязкости

масла в пределах от 0 до 50 МПа можно определять по эмпирической формуле

$$\mu_{в.p} = (1 + 0,003p) \mu_{в.0}, \quad (7.8)$$

где $\mu_{в.p}$ — вязкость масла при давлении p ;

$\mu_{в.0}$ — вязкость масла при атмосферном давлении;

p — избыточное давление.

Вязкость минеральных масел и водных эмульсий резко уменьшается при дросселировании их с большим перепадом давлений.

Рабочая жидкость в приводе гидропрессовых установок одновременно является смазкой его деталей. Смазывающие свойства ее определяются способностью смачивать трущиеся поверхности, образуя прочную защитную пленку, которая предотвращает (особенно при высоких давлениях) сухое трение, приводящее к быстрому износу трущихся поверхностей. Чем выше вязкость рабочей жидкости, тем более прочную пленку она образует, т. е. тем лучше ее смазывающие свойства. Важное свойство рабочей жидкости — это химическая стойкость к окислению. Некоторые минеральные масла и водные эмульсии не стойки к кислороду. При попадании воздуха в гидросистему они окисляются и вспениваются, в результате чего их смазывающая способность резко ухудшается. Кроме того, когда рабочая жидкость окисляется, из нее выпадают отложения, загрязняющие гидросистему. При попадании воздуха в гидросистему происходит также уменьшение модуля упругости жидкости, работа насосов ухудшается и увеличиваются потери энергии.

7.2. Основные понятия и уравнения гидродинамики

Силы, приложенные к любому выделенному объему жидкости, ограниченному замкнутой поверхностью, разделяются на массовые (объемные) и поверхностные.

Массовыми называют силы, отнесенные к единице массы или единице объема жидкости, например сила инерции, сила тяжести.

Поверхностными называют силы, приложенные к единице поверхности, ограничивающей рассматриваемый объем жидкости, например давление, силы трения. Поверхностные силы можно представить в виде нормальных и касательных напряжений, приложенных на поверхности рассматриваемого объема жидкости. В идеальной жидкости силы трения отсутствуют, следовательно, поверхностные силы будут представлять нормальные давления. В этом случае основное свойство гидростатического давления — независимость его от направления — будет справедливо и в условиях гидродинамического давления. Это означает, что давления в трех взаимно перпендикулярных площадках, проходящих через рассматриваемую точку A , равны между собой (рис. 7.2, а): $p_x = p_y = p_z = p$. При установившемся движении жидкости или газа изменения массы в рассматриваемом объеме не происходит, что означает равенство объемов втекающей и вытекающей жидкости.

Изучение потока жидкости в трубопроводе показало, что частицы ее, расположенные вблизи оси, движутся с большими скоростями, чем частицы, находящиеся у стенок. Ввиду неравномерного распределения скорости течения частиц жидкости по сечению любого потока обычно для рассмотрения гидродинамических явлений выделяют элементарную струйку, размеры поперечного сечения которой бесконечно малы и скорость течения которой можно принять постоянной. Для определения понятия элементарной струйки вводятся дополнительно понятия линии тока и трубки тока.

Под линией тока в потоке понимают линию, касательные к которой в каждой точке совпадают с направлением векторов скоростей. Для установившегося движения линия тока всегда совпадает

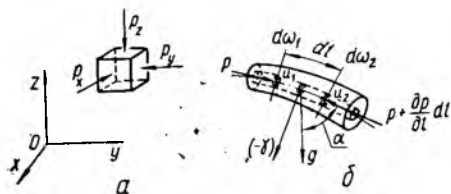


Рис. 7.2

с траекторией частиц жидкости, на ней расположенных. При неустановившемся движении частицы жидкости на на линии тока находятся одно мгновение.

Трубкой тока называют трубчатую поверхность замкнутого бесконечно малого контура, образующими кото-

рого являются линии тока. Жидкость, заполняющая трубку тока, образует элементарную струйку (рис. 7.2, б).

Поток можно рассматривать как совокупность элементарных струек. Сечение трубки тока $d\omega$, перпендикулярное к ее образующим, называется живым сечением.

В установившемся потоке форма элементарных струек постоянна, в неустановившемся она непрерывно изменяется в связи с изменением линий тока.

При изучении элементарной струйки уравнения Эйлера записывают в так называемой естественной форме. Координатными осями в этом случае будут касательная, главная нормаль и бинормаль к линии тока, причем проекции действующих сил на бинормаль равны нулю. Обозначая направление касательной к линии тока через l (рис. 7.2), а направление главной нормали через r и составляя суммы проекций действующих сил, получим:

$$g_l - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial l} u = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right);$$

$$g_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = - \frac{u^2}{r}, \quad (7.9)$$

где r — радиус кривизны линии тока.

В данном случае имеется также два уравнения (7.9) с тремя неизвестными u , p , ρ , для решения которых необходимо дополнительное уравнение. Таким дополнительным уравнением является уравнение неразрывности, для вывода которого в естественной

форме рассматривается бесконечно малый отрезок длины элементарной струйки dl (рис. 7.2), ограниченной сечениями $d\omega_1$ и $d\omega_2$. Если массовый расход жидкости через сечение $d\omega_1$ обозначим $(\rho dQ)_1$, то массовый расход $(\rho dQ)_2$ через сечение $d\omega_2$ из условия неразрывности струйки выразится следующим образом:

$$(\rho dQ)_2 = (\rho dQ)_1 + \frac{\partial}{\partial t} (\rho dQ) dl. \quad (7.10)$$

В общем случае ($\rho = var$) эти расходы

$$\frac{\partial}{\partial t} (dM) = (\rho dQ)_2 - (\rho dQ)_1 = \frac{\partial}{\partial t} (\rho dQ) dl. \quad (7.11)$$

Изменение массы может произойти только в результате изменения плотности ρ и объема элементарной струйки.

Секундное приращение массы можно определить по формуле

$$\frac{\partial}{\partial t} (dM) = - \frac{\partial}{\partial t} (\rho d\omega) dl. \quad (7.12)$$

Из выражений (7.11) и (7.12) имеем:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho dQ) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho d\omega) = 0. \quad (7.13)$$

В общем случае

$$\rho = \rho(l, t); \quad u = \frac{dl}{dt}; \quad l = l(t),$$

следовательно,

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial l} \frac{dl}{dt}. \quad (7.14)$$

Продифференцировав уравнение (7.13), подставив значения $dQ = u d\omega$, $u = \frac{dl}{dt}$ и $\frac{d\rho}{dt}$ из (7.14) и произведя преобразования, получим:

$$\frac{d\rho}{dt} = \rho \left[\frac{\partial}{\partial t} (d\omega) + \frac{\partial}{\partial l} (dQ) \right]. \quad (7.15)$$

Уравнения (7.13) и (7.15) являются уравнениями неразрывности в естественной форме:

а) установившееся движение $\frac{\partial}{\partial t} (\rho d\omega) = 0$, следовательно, по уравнению (7.13)

$$\frac{\partial}{\partial l} (\rho dQ) = 0$$

или

$$\rho_1 u_1 d\omega_1 = \rho_2 u_2 d\omega_2.$$

При установившемся движении массовый расход по длине элементарной струйки остается постоянным. При постоянной плотности ($\rho = const$) скорости в различных сечениях элементарной струйки обратно пропорциональны площадям живых сечений;

б) неустановившееся движение жидкости при постоянной плотности (капельная жидкость) $\frac{dp}{dt} = 0$. Уравнение неразрывности (7.15) имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial t}(d\omega) + \frac{\partial}{\partial l}(dQ) = 0.$$

Гидродинамические уравнения Эйлера в естественной форме (7.9) для капельной жидкости можно проинтегрировать и задачу гидродинамики решить с учетом уравнения неразрывности. Согласно рис. 7.2.

$$g_l = g \cos \alpha = -g \frac{\partial z}{\partial l}.$$

С учетом g_l уравнение (7.9) можно представить в виде

$$\frac{\partial}{\partial l} \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (7.16)$$

Уравнение (7.16) есть уравнение Бернулли в дифференциальной форме, которое интегрируется по длине элементарной струйки:

$$\left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) = -\frac{1}{g} \int_0^l \frac{\partial u}{\partial t} dl. \quad (7.17)$$

Уравнение Бернулли для неустановившегося движения справедливо только для двух частиц идеальной жидкости, находящихся на одной линии тока в рассматриваемый момент времени. При установившемся движении оно справедливо также и для одной и той же частицы жидкости, находящейся в двух ее положениях на траектории, ибо последняя совпадает с линией тока.

В уравнении (7.17) правая часть представляет собой инерционный напор, оказывающий влияние на изменение энергии элементарной струйки по ее длине, а поэтому может рассматриваться как дополнительный источник энергии при $\frac{\partial u}{\partial t} < 0$ или как дополнительное сопротивление при $\frac{\partial u}{\partial t} > 0$. При $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$ имеет место установившееся движение.

Выражение $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}$ называется гидродинамическим напором. При установившемся движении идеальной жидкости гидродинамический напор является постоянным и равным полной энергии элементарной струйки. Полную энергию, или гидродинамический напор при установившемся движении идеальной жидкости, можно рассматривать как сумму потенциальной $z + \frac{p}{\rho g}$ и кинетической энергии $\frac{u^2}{2g}$. Следовательно, при уменьшении потенциальной энергии на такую же величину возрастает кинетическая, и наоборот.

Приближение формы поковок к форме готовых изделий возможно при наличии прессов многократного действия, если плунжеры расположены в вертикальной и горизонтальной плоскостях (многоплунжерные прессы строят для штамповки выдавливанием в разъемных матрицах поковок, имеющих не одну, а несколько полостей).

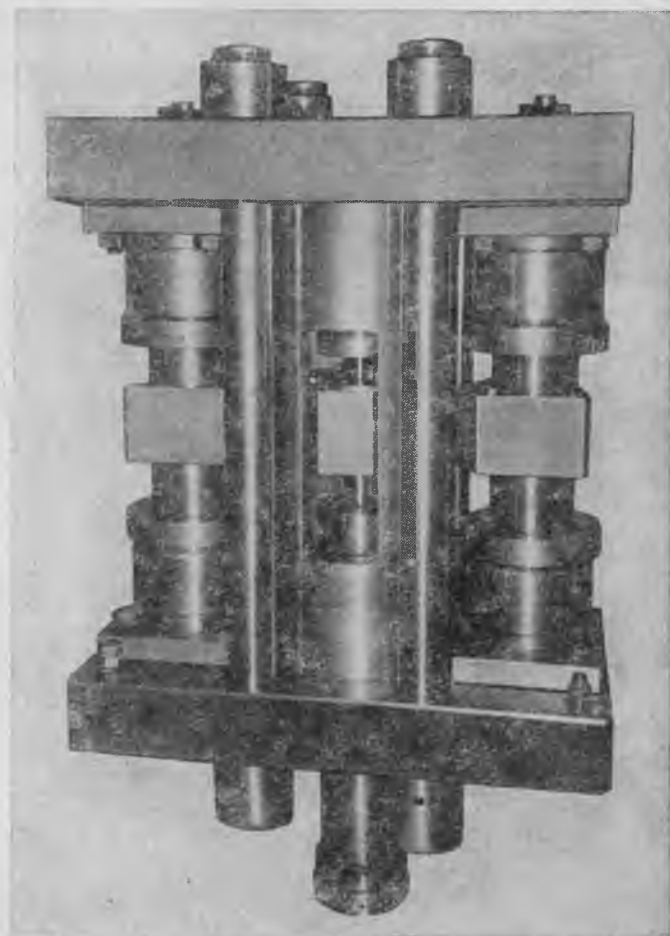


Рис. 6.23

Увеличение удельных деформирующих усилий штамповки приводит к сокращению рабочего пространства прессы в плане. Для этого повышают давление рабочей жидкости, которое в настоящее время достигает 100 МПа, видоизменяют конструкцию станины, применяют станины в двоянном рамном исполнении (рис. 6.6).

Московский институт стали и сплавов, МВТУ, Коломенский станкозавод разрабатывают конструкции гидравлических прессов

для штамповки выдавливанием и прессованием с активными силами трения. На рис. 6.23 показана модель гидравлического пресса с номинальным усилием 1,6 МН, предназначенная для штамповки с активными силами трения. Созданы прессы и гидростаты, станины которых обмотаны высокопрочной стальной лентой (рис. 6.10).

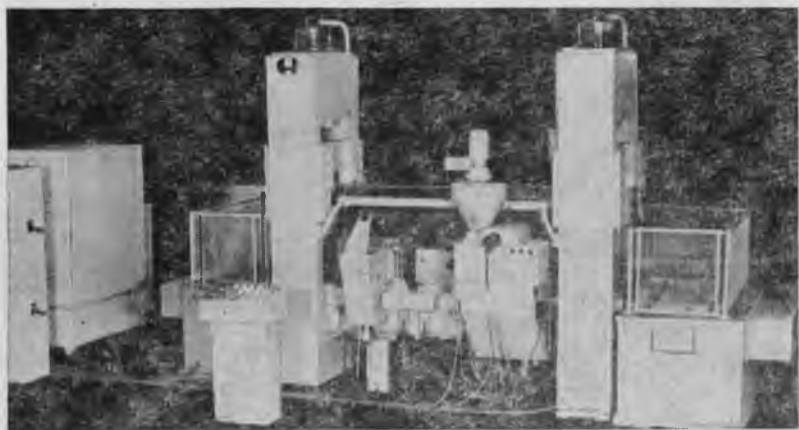


Рис. 6.24

Применение металлопорошков для изготовления машиностроительных деталей привело к разработке соответствующих конструкций прессов (рис. 6.9) и гидростатов (рис. 6.10), последние обеспечивают создание всестороннего равномерного и неравномерного сжатия.

Дальнейшее улучшение условий труда и культуры производства в кузнечно-штамповочных цехах возможно при исключении тяжелого физического труда, при создании механических и автоматических устройств для подачи заготовки от нагревательного устройства к прессу, манипулировании ею в процессе штамповки и удалении из рабочего пространства прессы.

Для управления автоматическими линиями и ковочными комплексами большое распространение получают электронные устройства [13]. Применение электронных кремниевых устройств вместо германиевых позволяет обеспечить необходимую надежность приборов управления, условия эксплуатации которых в кузнечно-штамповочных цехах неблагоприятны. Они подвержены загрязнению окалиной, маслом, пылью, влиянию высокого уровня электрических помех, колебаниям напряжения в электросети, вибрационным и ударным нагрузкам и др. Применение электронных устройств позволяет исключить аварийность и несчастные случаи, поскольку продолжительность срабатывания электронных элементов составляет около 10 мкс, а инерционность механических элементов измеряется в миллисекундах. Это позволяет электронным устрой-

Для установившегося движения $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$.

Критерием перехода от ламинарного течения к турбулентному является число Рейнольдса, которое при течении жидкости в круглых трубах зависит от средней скорости течения v , диаметра трубы d и коэффициента кинематической вязкости ν :

$$Re = \frac{vd}{\nu}.$$

При $Re < 2320$ имеет место ламинарное течение, при $Re > 2320$ — турбулентное.

В трубопроводах гидравлических прессов в большинстве случаев течение жидкости является турбулентным, однако при использовании в качестве рабочей жидкости минеральных масел может быть ламинарное течение.

7.4. Гидравлические сопротивления в трубопроводах

Гидравлические потери напора при течении жидкости в трубопроводе определяются силами трения по его длине и местными. Последние определены изменением формы потока при изменении размеров поперечного сечения трубопровода или при его изгибе, а также при протекании жидкости через вентили, клапаны, золотники и т. п. В местном сопротивлении, как и в прямом трубопроводе, часть работы, совершаемая силами, действующими на жидкость, превращается в тепло, которое рассеивается.

Экспериментально установлено, что полная потеря энергии для преодоления местных сопротивлений в трубопроводе складывается из арифметической суммы потерь энергии, вызванных каждым сопротивлением в отдельности. Принцип наложения потерь будет несправедлив при близком расположении местных сопротивлений, однако точность этого принципа вполне приемлема для расчета гидросистем прессовых установок.

Экспериментальные исследования и производственный опыт показывают, что потери удельной энергии по длине трубопровода зависят от средней скорости v , диаметра трубы d , ее длины l , шероховатости Δ , вязкости жидкости ν и ее плотности ρ . На основании исследований установлена зависимость

$$\frac{gh}{v^2} = \frac{l}{d} f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right).$$

Обозначим

$$f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right) = \frac{\lambda}{2}.$$

Тогда

$$\frac{gh}{v^2} = \frac{\lambda}{2} \frac{l}{d}, \quad (7.25)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода.

Согласно формуле (7.25) потери напора по длине трубопровода можно представить в виде (формула Дарси)

$$h = \frac{\lambda l v^2}{d 2g}. \quad (7.26)$$

Коэффициент потерь на трение по длине трубопровода λ для ламинарного течения можно определить по формуле

$$\lambda = 64/\text{Re}.$$

Экспериментальными исследованиями и данными эксплуатации трубопроводов установлено, что коэффициент трения при турбулентном течении для реальных трубопроводов зависит от шероховатости и диаметра трубы:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\lg \frac{3.7d}{\Delta}\right)^2}. \quad (7.27)$$

Таблица 16

d, мм	Значения коэффициента λ при Δ , мм			
	0,1	0,2	0,3	0,5
27	0,028	0,034	0,089	0,047
53	0,023	0,028	0,032	0,037
80,5	0,021	0,025	0,028	0,033
100	0,020	0,023	0,026	0,030
158	0,018	0,021	0,023	0,027
205	0,017	0,020	0,022	0,025
257	0,017	0,019	0,020	0,023
307	0,015	0,018	0,020	0,022
357	0,015	0,017	0,019	0,021
402	0,014	0,017	0,018	0,021
468	0,014	0,017	0,018	0,021

В табл. 16 приведены значения коэффициента λ , рассчитанные по формуле (7.27), которые хорошо совпадают с экспериментом. Значение шероховатости Δ должно быть задано техническими условиями на проектирование с учетом эксплуатационных. Его необходимо выбирать с некоторым запасом на случай загрязнения труб, коррозии и т. п. В связи с этим при расчете гидросистем прессовых установок рекомендуют для цельнотянутых труб принимать $\Delta = 0,2$.

Потери удельной энергии на преодоление местных сопротивлений определяют по формуле

$$h_m = \xi_m \frac{v^2}{2g}, \quad (7.28)$$

где ξ_m — коэффициент потерь удельной энергии в местном сопротивлении.

Коэффициент местного сопротивления ξ_m зависит от числа Рейнольдса, формы местного сопротивления, шероховатости его поверхности, от степени открытия запорного устройства и др. Коэффициент ξ_m обычно относят к скорости перед местным сопротивлением. Значения его для некоторых типов приведены в работах [25].

На основании принципа наложения общие потери для трубопровода при последовательном расположении всех видов сопротивлений можно представить в виде

$$h_n = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \xi_m \frac{v^2}{2g}.$$

7.5. Ударные явления в гидроприводе прессовых установок

Быстрое открытие и закрытие клапанов золотников высокого давления, переход от холостого хода к рабочему, внезапный останов плунжера или резкое изменение сопротивления со стороны заготовки, резка, пробивка и др. вызывают в гидроприводе прессовых установок резкое повышение давления жидкости — гидравлический удар. Происходящее при этом сотрясение трубопроводов приводит к нарушению уплотнений, а иногда даже к разрыву трубопроводов или других элементов гидропривода.

При гидравлическом ударе образуются области повышенного и пониженного давления, перемещающиеся по длине трубопровода. Впервые гидравлический удар в трубопроводах изучал Н. Е. Жуковский.

Для исследования явления гидравлического удара используют уравнение движения (7.9) и уравнение неразрывности (7.13):

$$g_l - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right);$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho d\omega) + \frac{\partial}{\partial l} (\rho dQ) = 0.$$

При решении этих уравнений приняты следующие допущения:

1. Течение жидкости в трубопроводе является ламинарным;

$$u_r = u_\theta = 0.$$

2. Распределение скоростей течения жидкости по сечению трубопровода постоянно, $u_l = v$, жидкость идеальная.

3. Составляющую ускорения от силы тяжести в направлении течения жидкости не учитывают, $g_l = 0$.

4. Уравнение неразрывности распространяют на все сечение трубопровода: $d\omega \rightarrow f$, которое является постоянным, $f = \text{const}$.

5. Стенки трубопровода абсолютно жесткие.

6. Изменение скорости течения жидкости в трубопроводе в момент гидравлического удара велико по сравнению с изменением ее по длине трубопровода: $\frac{\partial u}{\partial t} \gg \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right)$; следовательно, в уравне-

нии (7.9) слагаемым $\frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{u^2}{2} \right)$ можно пренебречь.

7. Изменение скорости течения жидкости по длине трубопровода велико по сравнению с изменением ее плотности по длине: $\frac{\partial u}{\partial t} \gg \frac{\partial \rho}{\partial l}$.

Учитывая эти допущения и сокращая уравнение неразрывности на $f(d\omega)$, формулы (7.9) и (7.13) можно представить в виде:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0; \quad (7.29)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial l} = 0. \quad (7.30)$$

Согласно уравнению (7.2), переходя к бесконечно малым изменениям плотности и давления

$$\frac{\partial \rho}{\partial p} = \beta_c \rho$$

или учитывая изменение плотности и давления во времени, имеем:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \beta_c \rho \frac{\partial p}{\partial t}. \quad (7.31)$$

Совместно решая уравнения (7.30) и (7.31), получаем:

$$\beta_c \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0. \quad (7.32)$$

В результате проведенных преобразований имеем систему дифференциальных уравнений в частных производных (7.29) и (7.32) с двумя неизвестными p и v . Для решения этих уравнений необходимо исключить одно из неизвестных. Так, для исключения v из уравнений (7.29) и (7.32) дифференцируем (7.29) по l , а (7.32) по t и, вычитая второе из первого после преобразований, получаем:

$$a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial l^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0, \quad (7.33)$$

где $a = \frac{1}{\sqrt{\beta_c \rho}} = \text{const.}$

Аналогично

$$a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial l^2} - \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0. \quad (7.34)$$

Интегралы уравнений (7.33) и (7.34) можно представить в виде:

$$p = p_0 + \Phi \left(t - \frac{l}{a} \right) + \Psi \left(t + \frac{l}{a} \right); \quad (7.35)$$

$$v = -v_0 + \varphi \left(t - \frac{l}{a} \right) + \psi \left(t + \frac{l}{a} \right), \quad (7.36)$$

где $\Phi, \Psi, \varphi, \psi$ — произвольные функции от $\left(t - \frac{l}{a} \right)$ или $\left(t + \frac{l}{a} \right)$, выражающие изменение давления или скорости по длине трубопровода во времени и удовлетворяющие граничным условиям;

p_0, v_0 — соответственно начальные (до удара) давление и скорость жидкости.

По выражениям (7.32), (7.34) и (7.35) можно установить соотношения между произвольными функциями Φ и φ, Ψ и ψ :

$$\Phi + \Psi = \frac{1}{\beta_c a} (\varphi - \psi).$$

Учитывая это соотношение и заменяя $(-v)$ на v , уравнения (7.35) и (7.36) можно представить в виде:

$$\begin{aligned} p &= p_0 + \rho a \left[\varphi \left(t - \frac{l}{a} \right) - \psi \left(t + \frac{l}{a} \right) \right]; \\ v &= v_0 - \left[\varphi \left(t - \frac{l}{a} \right) + \psi \left(t + \frac{l}{a} \right) \right]. \end{aligned} \quad (7.37)$$

Уравнения (7.37) являются основными для исследования явления гидродинамического удара в трубопроводах.

Чтобы выяснить физический смысл функций φ и ψ и величины a , предположим, что $\psi = 0$ и в некоторый момент времени t_1 в трубопроводе на расстоянии l_1 от места перекрытия его установилось ударное давление p . Согласно уравнению (7.38) такое же давление будет в сечении l_2 в момент времени t_2 :

$$\varphi \left(t_1 - \frac{l_1}{a} \right) = \varphi \left(t_2 - \frac{l_2}{a} \right), \quad (7.38)$$

откуда $l_2 - l_1 = a(t_2 - t_1)$.

Следовательно, ударное давление распространяется по трубопроводу с постоянной скоростью a . Функция φ характеризует распространение ударного давления в направлении удара, т. е. прямую волну. Аналогично, полагая $\varphi = 0$, найдем, что функция ψ характеризует волну, которая движется в сторону, обратную распространению ударной волны, т. е. волну гашения.

Таким образом, согласно уравнению (7.37) в общем случае давление в любом сечении трубопровода при гидравлическом ударе складывается из алгебраической суммы трех давлений: первоначального p_0 и давлений от распространения прямой волны и волны гашения.

В общем случае прямая волна, возникая у перекрытия сечения — распределителя 2 (рис. 7.3), распространяется по трубопроводу в сторону рабочего цилиндра 1 и аккумулятора 3. При $t < L/a$ волна гашения отсутствует и $\psi = 0$. К сечениям $l > at$ ударная волна не успела дойти, и давление равно первоначальному p_0 . В аккумуляторе при $p = p_0$ сечение входа в трубопровод всегда $p = p_0$, поэтому в любое время $t \geq \frac{L}{a}$

$$\psi \left(t + \frac{L}{a} \right) = \psi \left(t - \frac{L}{a} \right). \quad (7.39)$$

Подставляя в формулу (7.39) величину $t = \frac{L}{a}$, находим

$$\psi \left(\frac{2L}{a} \right) = \psi(0). \quad (7.40)$$



Рис. 7.3

Функция волны гашения, возникающей при $t = L/a$ в трубопроводе, численно равна функции ударной волны, возникающей при $t = 0$ и $l = 0$, т. е. в сечении перекрытия трубопровода. Уравнение (7.39) справедливо для любого момента времени и его можно представить в виде

$$\psi\left(t + \frac{l}{a}\right) = \varphi\left[t - \frac{2(L-l)}{a} - \frac{l}{a}\right]. \quad (7.41)$$

Значит, функция гашения повторяет давление ударной волны в любом сечении трубопровода, существовавшее там раньше на время

$$\Delta t = 2 \frac{L-l}{a}.$$

Например, при входе в трубопровод у аккумулятора $l = L$ и $\Delta t = 0$, т. е. одновременно с приходом ударной волны, появляется волна гашения. Следовательно, волна гашения — отражение ударной волны. В сечении перекрытия трубопровода волна гашения появляется от начала удара через время

$$\Delta t = 2L/a = T.$$

Функция гашения ψ имеет противоположный знак, поэтому ее эффект будет противоположным эффекту ударной волны. Например, при $l = 0$ и $t = 2L/a$

$$p = p_0 + \rho a \left[\varphi(0) - \psi\left(\frac{2L}{a}\right) \right].$$

Согласно выражению (7.52)

$$\psi\left(\frac{2L}{a}\right) = \varphi(0) = 0,$$

следовательно, $p = p_0$. Значит, через время $t = 2L/a$ давление в сечении перекрытия будет равно начальному. Однако на этом явление удара не прекращается. На основании зависимостей (7.37) и (7.41) давление и скорость у перекрытия в любой фазе удара можно выразить в виде:

$$\begin{aligned} p_n - p_0 &= \rho a (\varphi_n - \varphi_{n-1}); \\ v_n - v_0 &= -\varphi_n - \varphi_{n-1}. \end{aligned} \quad (7.42)$$

При решении системы уравнений (7.42) имеем:

$$\begin{aligned} 2\varphi_n \rho a &= (p_n - p_0) - \rho a (v_n - v_0); \\ 2\varphi_{n-1} \rho a &= -(p_n - p_0) - \rho a (v_n - v_0). \end{aligned}$$

Подставляя в первое уравнение $n - 1$ вместо n и приравнявая правые части выражений для $2\varphi_{n-1}$, находим:

$$\begin{aligned} (p_n - p_0) + (p_n - p_0) &= \rho a (v_{n-1} - v_n), \\ \text{или } p_n - p_0 &= \rho a (v_{n-1} - v_n) - (p_{n-1} - p_0). \end{aligned}$$

Отсюда следует:

$$\begin{aligned} p_1 - p_0 &= \rho a (v_0 - v_1); \\ p_2 - p_0 &= \rho a (v_1 - v_2) - (p_1 - p_0); \\ p_3 - p_0 &= \rho a (v_2 - v_3) - (p_2 - p_0); \\ &\vdots \\ p_n - p_0 &= \rho a (v_{n-1} - v_n) - (p_{n-1} - p_0). \end{aligned} \quad (7.43)$$

Затем, подставляя значения разности давлений в последующие уравнения из предыдущих, окончательно получаем:

$$\begin{aligned} p_1 - p_0 &= \rho\alpha(v_0 - v_1); \\ p_2 - p_0 &= \rho\alpha[(v_1 - v_2) - (v_0 - v_1)]; \\ p_3 - p_0 &= \rho\alpha[(v_2 - v_3) - (v_1 - v_2) + (v_0 - v_1)]; \\ . &. \\ p_n - p_0 &= \rho\alpha[(v_{n-1} - v_n) - (v_{n-2} - v_{n-1}) + \dots \pm (v_0 - v_1)]. \end{aligned} \quad (7.44)$$

Таким образом, результирующее повышение или понижение давления в любой фазе удара определяется как алгебраическая сумма выражений:

$$p_n - p_0 = \rho a \sum_{n=1}^n \pm (v_{n-1} - v_n). \quad (7.45)$$

При мгновенном перекрытии трубопровода надо полагать $v_1 = v_2 = \dots = v_n = 0$. Тогда

$$p_n - p_0 = \rho a (-1)^{n+1} v_0. \quad (7.46)$$

Глава 8. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ УЗЛОВ ГИДРОПРИВОДА

8.1. Насосы

Насосы классифицируют в зависимости от величины давления нагнетаемой жидкости. Насосы высоких давлений — кривошипно-плунжерные, ротационно-плунжерные и эксцентриково-плунжерные — нагнетают жидкость до давлений свыше 10 МПа. Насосы средних давлений — лопастные, шестеренные, винтовые и центробежные — в основном используются для создания давлений до 10 МПа, так как при более высоком давлении резко падает их объемный к. п. д. Описание конструкций насосов и их расчет приведены в многочисленной литературе.

Кривошипно-плунжерные насосы используют в индивидуальном и групповом насосном приводах гидравлических прессов. Они могут работать с любой жидкостью: водой, минеральным маслом и др.

Кривошипно-плунжерный насос (рис. 8.1) состоит из насосной камеры 2 с входящим в нее через сальник плунжером 6 и кривошипно-шатунного механизма. Камера с одной стороны имеет всасывающий клапан 1, а с другой — нагнетательный 3. Перед всасывающим клапаном 1 расположена труба, подводящая жидкость в насосную камеру 2, а после нагнетательного клапана 3 — напорная труба 5, отводящая жидкость. Плунжеры могут располагаться вертикально или горизонтально. Если жидкость нагнетается при движении плунжера (поршня) только в одном направлении и всасывается при обратном, то такой насос называется насосом простого действия. Если насос нагнетает жидкость при движении плунжера

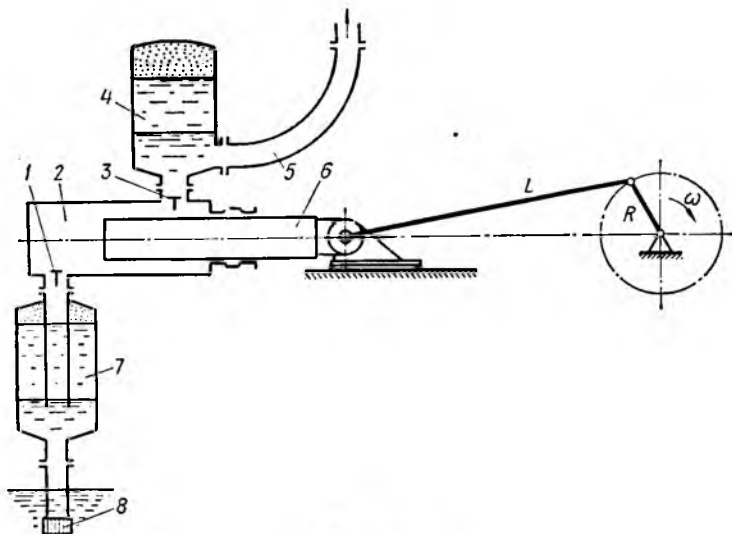


Рис. 8.1

(поршня) в обоих направлениях, то называется насосом двойного действия. Насос двойного действия, как правило, поршневой, всасывает и нагнетает обеими сторонами плунжера, благодаря чему увеличивается производительность насоса, работа его становится более равномерной за полный оборот кривошипного вала.

Плунжерные насосы применяют во всех случаях, когда требуется создать высокое давление при малой вязкости нагнетаемой жидкости, а поршневые — для низких давлений. Последние требуют уплотнения поршня, так как жидкость может просачиваться с нагнетающей стороны во всасывающую.

Объем жидкости, подаваемой насосом, всегда меньше вычисленного теоретического. Отношение действительно поданного объема жидкости насосом к теоретическому называется объемным к. п. д. или коэффициентом подачи насоса:

$$\eta_0 = Q_d/Q, \quad (8.1)$$

Разница между теоретической и действительной подачами жидкости насоса зависит от утечек в результате запаздывания открытия и закрытия всасывающего и нагнетательного клапанов, неплотностей при посадке клапана в седло, утечек через сальник и других причин. Объемный к. п. д. кривошипно-плунжерных насосов, применяемых в насосном приводе гидравлических прессов, равен 0,92...0,94.

Для повышения объемного к. п. д. кривошипно-плунжерных насосов на всасывающей магистрали устанавливают воздушный колпак 7 или создают некоторый напор, для чего используют насос низкого давления (например, центробежный). Роль воздушного колпака состоит в том, чтобы уменьшить длину всасывающего трубопровода, а значит, уменьшить инерционные усилия и потери на трение по длине трубопровода при всасывании. При этом всасывание жидкости происходит из воздушного колпака, в результате давление в нем становится ниже атмосферного, и жидкость из резервуара самотеком устремляется в колпак, чтобы восстановить прежний уровень.

Воздушный колпак 4 устанавливают также и на напорной трубе 5, благодаря чему устраняется опасность разрыва струи в напорной магистрали, уменьшается геометрическая высота напора в результате увеличения напора, теряемого на сопротивление в более длинной напорной магистрали, появляется возможность увеличения частоты вращения кривошипного вала в связи с уменьшением инерционного напора.

Воздушные колпаки для наиболее совершенного выполнения своего назначения должны устанавливаться возможно ближе к плунжеру, в колпаке необходимо поддерживать определенный объем воздуха. Избыток воздуха удаляется из колпака через всасывающие трубы, которые имеют небольшие отверстия. Размеры этих отверстий сделаны с таким расчетом, чтобы воздух не засасывался большими порциями для предотвращения гидравлических ударов.

Напорный воздушный колпак должен быть достаточно прочным ввиду возможных повышений давления при пуске насоса в ход. Находящийся в напорном колпаке воздух частично растворяется в жидкости при высоких давлениях. Для поддержания постоянного объема воздуха в напорном колпаке недостаточно воздуха, засасываемого из всасывающего колпака, поэтому для крупных насосов устанавливают вспомогательные воздушные компрессоры для подпитывания воздухом напорного колпака.

Для периодического изолирования насосной камеры от всасывающей и нагнетающей магистралей используют клапан. Наибольшее распространение получили самодействующие клапаны. Размеры их и высота подъема определяются допустимыми скоростями течения жидкости в клапане. Работа клапанов при определенных количествах ходов плунжера в минуту сопровождается стуком. Частоту вращения кривошипного вала насоса, при которой возникает стук клапанов, называют критической. При этом жидкость

подается резко неравномерно, так как открытие и закрытие клапанов не соответствуют ходу плунжера, и работа его становится неустойчивой. Неустойчивая работа насоса сопровождается низким объемным к. п. д. (большими утечками жидкости), разрывом струи, быстрым износом деталей клапана и др. Для определения критической частоты вращения кривошипного вала насоса пользуются данными экспериментальных исследований, проведенных профессором МВТУ им. Н. Э. Баумана И. И. Куколевским.

Согласно исследованиям проф. И. И. Куколевского стук клапанов зависит от скорости посадки его в седло и возникает при скорости посадки 50...60 мм/с. В связи с этим за критерий стука им было принято произведение угловой скорости вращения кривошипного вала насоса на максимальную высоту подъема клапана, равное критической скорости посадки клапана в седло:

$$\omega h_{\max} = (50 \dots 60), \quad (8.2)$$

или $nh_{\max} = (500 \dots 600)$.

Зависимость (8.2) является довольно простой и в то же время обеспечивает достаточную точность расчетов.

В зависимости от количества насосных камер и плунжеров насосы подразделяют на одно-, двух- и трехплунжерные. В многоплунжерных насосах плунжеры располагают параллельно, а кривошипы устанавливают под различными углами для получения наиболее равномерной подачи жидкости. Наибольшее распространение получили трехплунжерные насосы, у которых кривошипы расположены под углом 120° относительно друг друга. Такая последовательность работы плунжеров обеспечивает наибольшую равномерность подачи жидкости в процессе полного оборота кривошипного вала.

Перемещение плунжера насоса определяют по выражению

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (8.3)$$

где R — радиус кривошипа;

$\lambda = R/l$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Скорость и ускорение плунжера находят по формулам:

$$\begin{aligned} v &= \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \\ j &= \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \end{aligned} \quad (8.4)$$

где ω — угловая скорость вращения кривошипного вала.

Средняя подача жидкости (производительность) плунжерного насоса

$$Q = \frac{zf\omega R}{\pi} = \frac{zfnR}{30}, \quad (8.5)$$

где z — количество плунжеров;

f — площадь плунжера;

n — частота вращения кривошипного вала.

Мгновенная производительность плунжерных насосов определяется скоростями перемещения плунжеров, например для трехплунжерного насоса:

$$Q_{1мг} = f\omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (8.6)$$

$$Q_{2мг} = f\omega R \left[\sin (\alpha + 120) + \frac{\lambda}{2} \sin (2\alpha + 240) \right];$$

$$Q_{3мг} = f\omega R \left[\sin (\alpha + 240) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha + 240) \right].$$

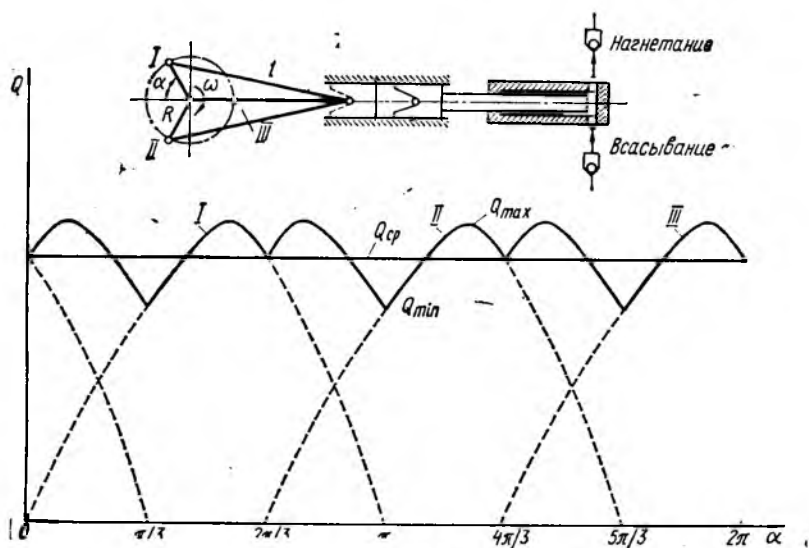


Рис. 8.2

На рис. 8.2 показано изменение подачи жидкости каждым плунжером трехплунжерного насоса за один оборот. Из рисунка видно, что на участке поворота кривошипного вала от 0 до $\frac{\pi}{3}$ мгновенная подача жидкости суммируется из подач I и III плунжеров. Подачи жидкости будут также суммироваться на участках от $\frac{2}{3}\pi$ до π и от $\frac{4}{3}\pi$ до $\frac{5}{3}\pi$. На участке от 0 до $\frac{\pi}{3}$ суммарная мгновенная подача

$$Q_{мг} = f\omega R \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha + 120) + \sin (\alpha + 120) + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right]. \quad (8.7)$$

Для определения максимальной подачи жидкости насосом необходимо производную выражения (8.7) приравнять к нулю. Так,

например, максимальная подача трехплунжерного насоса на участке от 0 до $\frac{\pi}{3}$

$$Q_{\text{мг. max}} = f\omega R.$$

Для упрощения расчетов было принято, что $\lambda = 0$. Аналогично можно найти максимальную подачу жидкости при углах $\alpha = \frac{5}{6}\pi$ и $\frac{9}{6}\pi$. Наименьшие значения подачи жидкости будут при углах $\alpha = 0, \frac{\pi}{3}, \frac{2}{3}\pi$ и т. д. Величину наименьшей подачи жидкости при том же значении $\lambda = 0$ определяют по формуле

$$Q_{\text{мг. min}} = (\sqrt{3}/2) f\omega R.$$

Относительная неравномерность подачи жидкости

$$\delta = \frac{Q_{\text{мг. max}} - Q_{\text{мг. min}}}{Q_{\text{ср}}}.$$

Для трехплунжерного насоса относительная неравномерность подачи жидкости при $\lambda = 0$

$$\delta = \frac{Q_{\text{мг. max}} - Q_{\text{мг. min}}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{1 - (\sqrt{3}/2)}{3/\pi} \approx 0,14, \quad (8.8)$$

что является вполне удовлетворительным для гидропрессовых установок. Аналогично можно определить относительную неравномерность подачи жидкости при любых других значениях λ . С увеличением λ растет относительная неравномерность подачи.

При расчете и конструировании насосов важными параметрами являются длина и средняя скорость хода плунжера. Эти параметры выбирают на основании рекомендаций, установленных по данным экспериментальных исследований и опыта эксплуатации насосов:

$$S = (1,2 \dots 3,0) d; \quad v_{\text{ср}} < 3 \text{ м/с.}$$

При скоростях плунжера более 3 м/с происходит быстрый износ уплотнений. Рекомендуемая частота вращения кривошипного вала кривошипно-плунжерного насоса ограничивается его неустойчивой работой (стуком клапанов) и устанавливается в пределах 95...180 об/мин.

Мощность на кривошипном валу насоса определяют по формуле

$$N = \frac{pQ}{\eta_0 \eta_{\text{м}}}, \quad (8.9)$$

где $\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д. насоса, величина которого при расчетах принимается равной 0,80...0,85.

Мощность электродвигателя рекомендуется выбирать на 10...15% выше расчетной, учитывая электрические потери и неравномерность подачи жидкости.

Конструкция кривошипно-плунжерного насоса с тремя плунжерами показана на рис. 8.3. Станина 1 выполняется из чугунного литья весьма массивной для погашения вибраций, вызываемых неравномерным поступательным движением плунжеров. При выборе размеров станины определяют напряжения от внецентренного растяжения усилием, равным суммарному усилию плунжеров. Допустимое напряжение устанавливают из условия расчета на жесткость и принимают равным $[\sigma] = 8$ МПа. Кривошипный вал 2 изготовляют кованым из стали 45, допустимое напряжение при расчете на кручение и изгиб $[\sigma] = 50$ МПа. Опорами его являются подшипники скольжения или качения (роликподшипники).

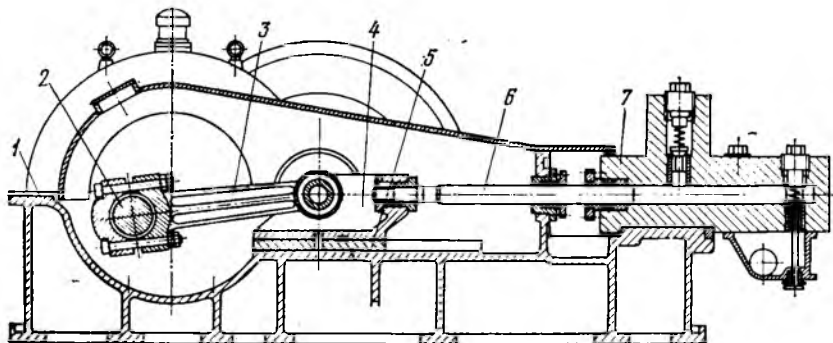


Рис. 8.3

Шатуны 3 и ползуны 4 изготовляют из кованой или литой стали. Длину шатуна рекомендуется принимать не менее пяти радиусов кривошипа ($l \geq 5R$). Направляющие ползуна 5 могут быть плоскими или цилиндрическими, допустимое давление на направляющие рекомендуется принимать равным 0,2...0,3 МПа. Направляющие обычно являются сменными, что позволяет регулировать зазор по мере их износа. Плунжеры 6 изготовляют из легированной нержавеющей стали марок 3Х13 и 2Х13. Поверхность плунжера должна быть твердой и зеркально-гладкой. Соединение плунжера с ползуном должно обеспечить его регулировку при монтаже в радиальном направлении. Блок цилиндров 7 изготовляют кованым из стали 30, клапаны, седла, пружины и крепежные детали — из нержавеющей стали.

При использовании кривошипно-плунжерных насосов в насосном безаккумуляторном приводе необходимо предусмотреть возможность перевода его на холостую работу в конце рабочего хода, когда расход жидкости прессом прекратится.

В сасывающая труба должна иметь фильтр с площадью проходного сечения в шесть раз большей сечения трубопровода.

Ротационно-плунжерные насосы подразделяют на насосы с радиальным и аксиальным расположением плунжеров. Общий вид насоса (а) и конструктивная схема (б) показаны на рис. 8.4. Рабочие цилиндры 2 ротора 7 с плунжерами 3 вращаются вокруг неподвижного

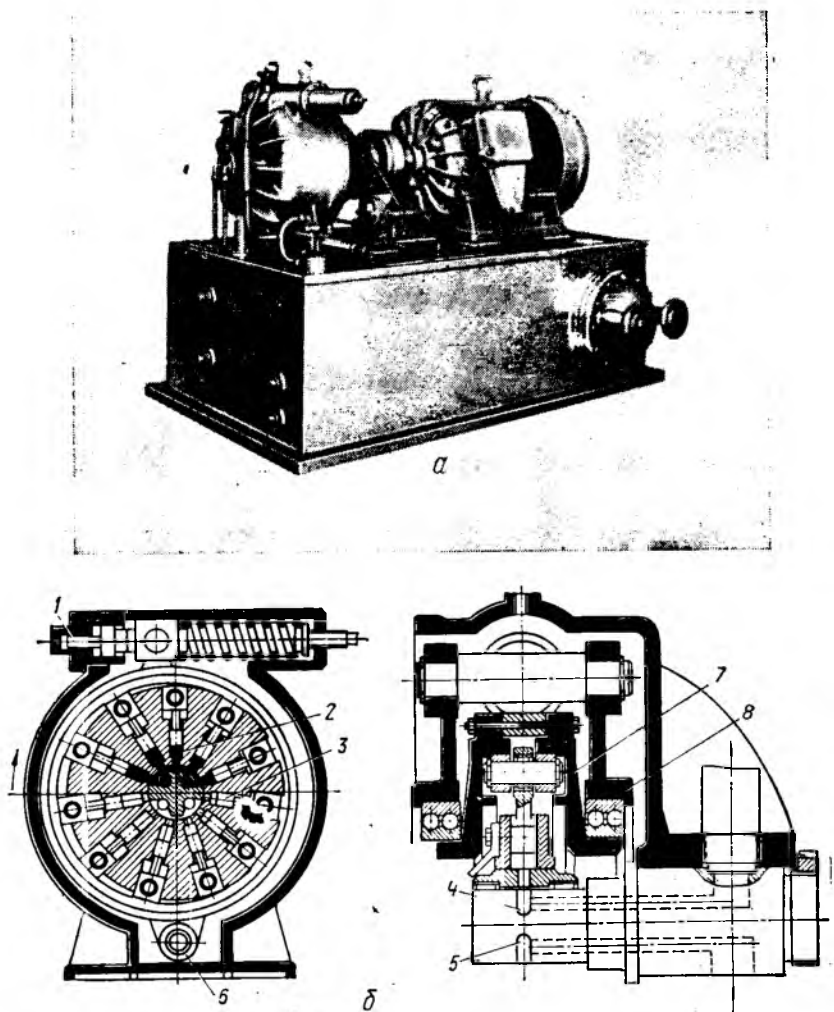


Рис. 8.4

ной оси, которая имеет распределительные окна 4 и 5 с ссесыми каналами, соединяющими рабочие цилиндры 2 соответственно с нагнетающим и всасывающим трубопроводами. При вращении ротора 7, расположенного эксцентрично относительно барабана 8, рабочие плунжеры будут совершать возвратно-поступательное движение

в радиальном направлении, производя всасывание и нагнетание жидкости. Величина эксцентриситета может изменяться при повороте барабана 8 вокруг оси 6 под действием сервопривода 1.

Радиальные ротационно-плунжерные насосы применяют для подачи жидкости при давлениях до 25 МПа. При дальнейшем увеличении нагнетаемого давления резко возрастают утечки через радиальный зазор между неподвижной (распределительной) осью и ротором, а также нагрузки на ось. Ротационно-плунжерные насосы работают только на масле, имеющем более высокую вязкость по сравнению с водными эмульсиями. Для повышения производительности рабочие цилиндры насоса можно устанавливать в несколько рядов.

Ротационно-плунжерные насосы строят с расчетом на подачу жидкости до 1000 л/мин. В их конструкциях предусмотрено перемещение ротора относительно барабана, т. е. может изменяться величина эксцентриситета, а следовательно, и производительность насоса. При выборе размеров окон и каналов всасывания для насосов без принудительной подкачки необходимо исходить из скорости течения жидкости, которая должна быть не более 2...3 м/с, а в окнах и каналах нагнетания не более 5...10 м/с.

Усилия, действующие на плунжер, и крутящий момент на валу ротора определяют из рассмотрения следующей схемы нагружения (рис. 8.5).

Усилие, действующее на оси плунжера,

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p, \quad (8.10)$$

где d — диаметр плунжера;

p — давление жидкости,

можно разложить на две составляющих — тангенциальную и радиальную по отношению к оси барабана:

$$T = P \operatorname{tg} \beta; \quad (8.11)$$

$$N = P / \cos \beta, \quad (8.12)$$

где β — угол между осью плунжера и радиусом барабана;

T , N — соответственно тангенциальная и радиальная составляющие равнодействующей давления жидкости на поршень P .

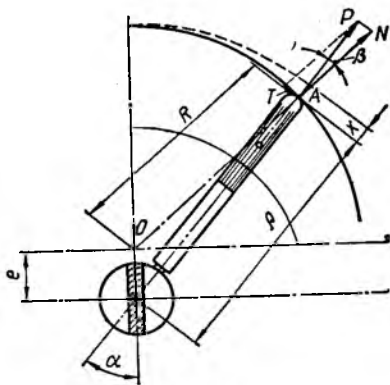


Рис. 8.5

После тригонометрической замены угла β через угол поворота ротора α по формулам:

$$\frac{R}{e} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}; \quad \sin \beta = \frac{e}{R} \sin \alpha \quad (8.13)$$

и подстановки значения β в формулы (8.11) и (8.12) находим

$$T = P \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{e}{R} \sin \alpha \right) \right]; \quad N = \frac{P}{\cos \left[\arcsin \left(\frac{e}{R} \sin \alpha \right) \right]}. \quad (8.14)$$

Из выражений (8.14) следует, что если $\alpha = 0$ или π , то $T = 0$ и $N = N_{\max} = P$; если $\alpha = \frac{\pi}{2}$, то $T = T_{\max}$ и $N = N_{\min}$.

Чтобы уменьшить давление между трущимися поверхностями ротора и распределительной оси, используют гидравлическую разгрузку, для чего по обе стороны распределительных окон делают круговые канавки. Через зазор между ротором и осью жидкость проникает в канавки и производит выравнивание давления жидкости.

Крутящий момент на валу ротора есть сумма произведений сил T на соответствующие радиусы ρ , которые являются переменными величинами. Согласно рис. 8.5

$$\rho = e + R - x,$$

где $x = (e + R) - (e \cos \alpha + R \cos \beta)$;

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{4} \left(\frac{e}{R} \right)^2 (1 - \cos 2\alpha).$$

Подставляя значение $\cos \beta$ и производя преобразования, получаем

$$x = e \left[\left(1 + \frac{e}{4R} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{e}{4R} \cos 2\alpha \right) \right]; \quad (8.15)$$

$$\rho = e \left[\left(\cos \alpha + \frac{e}{4R} \cos 2\alpha \right) + \frac{R}{e} - \frac{e}{4R} \right]. \quad (8.16)$$

Крутящий момент

$$M = T\rho. \quad (8.17)$$

Результирующий момент равен сумме моментов:

$$M_{\text{рез}} = T_1 \rho_1 + T_2 \rho_2 + \dots = \sum_{n=1}^n T_n \rho_n.$$

Результирующий момент является сложной гармонической функцией с числом колебаний, равным произведению частот вращения на число цилиндров при четном их числе и удвоенному произведению — при нечетном. Неравномерность (амплитуда колебаний) крутящего момента Σa выражают в долях его номинального значения следующими выражениями:

для нечетного числа цилиндров

$$\Sigma a = \pi^2/(8z^2);$$

для четного числа цилиндров

$$\Sigma a = \pi^2/(2z^2).$$

Например, насос с десятью плунжерами имеет такую же амплитуду колебаний крутящего момента, как насос с пятью плунжерами. Для насоса с пятью плунжерами минимальный крутящий момент

$$M_{\min} = 0,94 M_{\text{ср}}.$$

При вращении ротора насоса с постоянной угловой скоростью плунжер совершает возвратно-поступательное движение, скорость и ускорение которого могут быть определены следующим образом. Скорость относительного поступательного движения плунжера находят в результате дифференцирования уравнения (8.15) по времени:

$$v_{\text{отн}} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \omega = \omega e \left(\sin \alpha + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha \right). \quad (8.18)$$

Полное ускорение любой точки плунжера складывается из геометрической суммы трех ускорений: относительного в направлении оси плунжера, переносного (вращательного) и ускорения Кориолиса (поворотного).

Относительное ускорение определяется дифференцированием выражения (8.18) по времени и направлено по оси от центра:

$$j_{\text{отн}} = \frac{dv_{\text{отн}}}{dt} = \omega^2 e \left(\cos \alpha + \frac{e}{R} \cos 2\alpha \right). \quad (8.19)$$

Переносное ускорение точки A плунжера определяется произведением радиуса на квадрат угловой скорости и направлено по оси плунжера к центру:

$$j_{\text{пер}} = \omega^2 \rho = \omega^2 e \left(\cos \alpha + \frac{e}{4R} \cos 2\alpha + \frac{R}{e} - \frac{e}{4R} \right). \quad (8.20)$$

Поворотное ускорение центра тяжести плунжера направлено перпендикулярно к оси его в сторону, противоположную вращению ротора при движении плунжера к центру, и в направлении вращения ротора — при противоположном движении плунжера:

$$j_{\text{пов}} = 2\omega v_{\text{отн}} \sin \gamma,$$

где γ — угол между осью ротора и направлением относительной скорости плунжера $v_{\text{отн}}$; $\gamma = 90^\circ$.

Следовательно,

$$j_{\text{пов}} = \omega^2 e \left(2 \sin \alpha + \frac{e}{R} \sin 2\alpha \right). \quad (8.21)$$

Зная ускорения, можно определить величину и направление инерционных усилий при работе насоса.

Теоретическая средняя подача насоса за один оборот равна объему, описываемому его плунжерами:

$$Q_{cp} = zh \frac{\pi d^2}{4} = ze \frac{\pi d^2}{2}, \quad (8.22)$$

средняя подача за единицу времени

$$Q_{cp} = \frac{30\pi d^2 ze \omega}{2\pi} = 15zed^2\omega. \quad (8.23)$$

Действительная средняя подача всегда является меньше расчетной за счет утечек:

$$Q_d = \eta_0 Q_{cp}, \quad (8.24)$$

где η_0 — объемный к. п. д., величина которого для радиальных ротационно-плунжерных насосов колеблется в зависимости от нагнетаемого давления в пределах 0,85...0,95.

Мгновенная подача жидкости одним плунжером пропорциональна относительной скорости его движения:

$$Q_{мг} = v_{отн} f = \omega e f \left(\sin \alpha + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha \right). \quad (8.25)$$

Суммарная мгновенная подача всех плунжеров, находящихся в нагнетательной полости,

$$Q_{мг} = \omega e f \left[\left(\sin \alpha + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha_1 \right) + \left(\sin \alpha_2 + \frac{e}{2R} \sin 2\alpha_2 \right) + \dots \right], \quad (8.26)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ — углы, образованные осями плунжеров по отношению к первоначальному положению, соответствующему наибольшему эксцентриситету.

Чем больше плунжеров, тем меньше амплитуда пульсаций.

Равномерность подачи жидкости выше при нечетном количестве плунжеров. Относительная неравномерность подачи

$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}}.$$

При наличии пяти плунжеров относительная неравномерность подачи ротационно-плунжерного насоса составляет около 5%.

Колебания подачи жидкости сопровождаются колебаниями ее давления, причем амплитуда колебаний давления всегда выше, чем амплитуда колебаний подачи.

Мощность на валу ротора насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta_0 \eta_m} = \frac{15zed^2 \omega p}{\eta_m}, \quad (8.27)$$

η_m — механический к. п. д. ротационно-плунжерного насоса, $\eta_m = (0,94...0,96)$.

Конструкция ротационно-плунжерных насосов со свободно перемещающимися плунжерами показана на рис. 8.6.

Ротационно-плунжерный насос имеет: литой корпус 4, в котором расположен барабан 5 с вращающимся ротором 6; блок цилиндров 7 с плунжерами 8; неподвижную ось с распределительными каналами — нагнетающим 9 и всасывающим 10; приводной вал 2, муфту 3 и шестеренный насос 1.

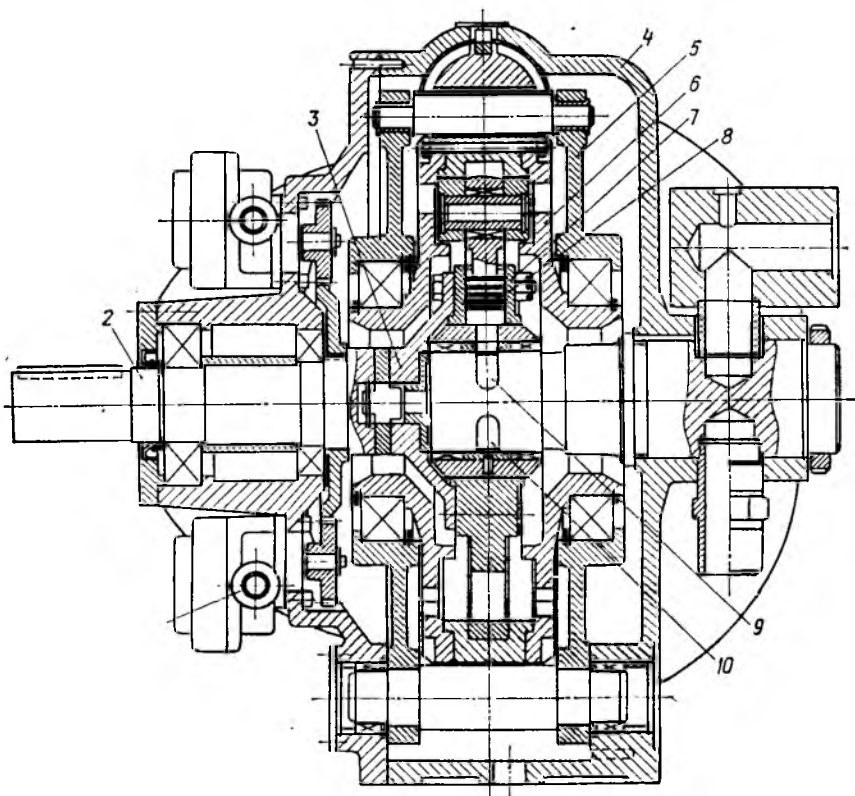


Рис. 8.6

При вращении приводного вала 2 вращается блок цилиндров 7 с плунжерами 8. При эксцентричном расположении осей блока цилиндров и барабана плунжеры перемещаются в радиальном направлении, производя всасывание жидкости из каналов 10 и нагнетание в каналы 9. Для повышения объемного к. п. д. во всасывающие клапаны жидкость подают под давлением от шестеренного насоса 1.

Ротационно-плунжерные насосы с регулированием подачи позволяют более эффективно использовать установочную мощность электрогидропривода.

Наиболее эффективным будет использование установочной мощности при условии $pQ = \text{const}$.

Насос, у которого в процессе эксплуатации соблюдается условие $pQ = \text{const}$, называется идеальным. При этом зависимость между давлением и подачей жидкости характеризуется равносоставленной гиперболой.

Первым приближением к идеальному являются ротационно-плунжерные насосы с автоматическим регулированием подачи, характеризующиеся линейной зависимостью подачи от давления.

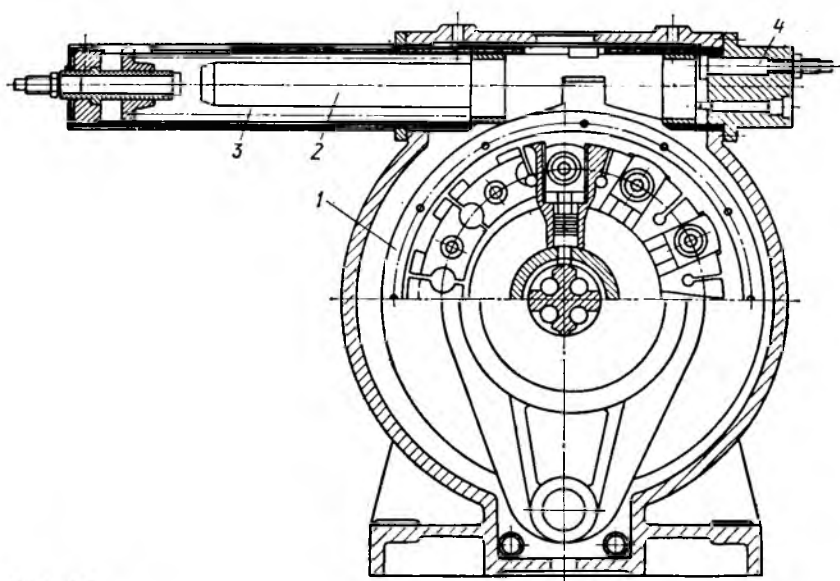


Рис. 8.7

Простейшее устройство для автоматического регулирования подачи по давлению изображено на рис. 8.7. Под действием пружины 3 барабан 1 поворачивается вправо до упора 4, при этом подача жидкости максимальная. При повышении давления жидкости в нагнетательной магистрали поршень сервопривода 2 перемещается влево. В результате изменяется эксцентриситет ротора, а следовательно, и подача. Такое устройство позволяет получить линейную или криволинейную зависимость подачи жидкости от ее давления в соответствии с характеристикой пружины. Если характеристика пружины линейная, то изменение подачи от давления будет также линейным. Применяя фасонные пружины, можно получать любые зависимости усилия от их осадки, а значит, и любые зависимости давления жидкости от ее подачи. При применении двух или нескольких пружин с разными характеристиками возможно также приближать характеристику действительного насоса к идеальному.

На рис. 8.8 показана конструктивная схема ротационно-плунжерного насоса с аксиальным расположением плунжеров, состоящего из распределительного диска с каналами «всасывание» и «напор», блока цилиндров 6 с плунжерами 1, вала с ведущим диском 2 и шпонкой 3. Блок цилиндров закреплен неподвижно в корпусе насоса штифтом 5, на котором установлен распределительный диск 7.

Принцип действия насоса состоит в том, что при вращении вала гудущий диск 2, установленный под углом, вращаясь, перемещает

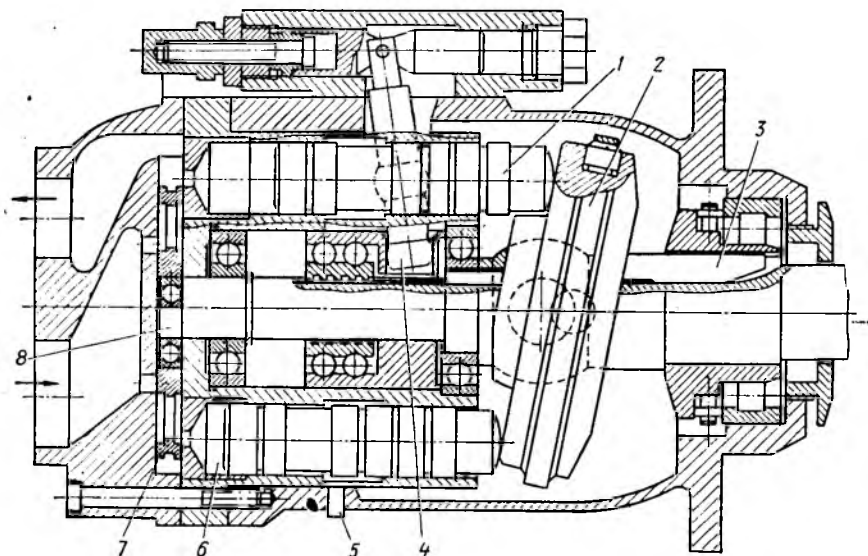


Рис. 8.8

плунжеры 1, благодаря чему происходит всасывание и нагнетание жидкости. У рассмотренного насоса угол наклона ведущего диска 2 может изменяться посредством рычажной системы 4, которая приводится в действие от рукоятки управления или от сервоцилиндра, связанного с напорной магистралью. При изменении давления в напорной магистрали изменяется угол наклона ведущего диска, а следовательно, и подача насоса.

Часто в конструкциях ротационно-плунжерных насосов с аксиальным расположением плунжеров не предусматривается изменение угла наклона ведущего диска. Такие насосы являются нерегулируемыми.

Ротационно-плунжерные насосы с аксиальным расположением плунжеров строят на высокие давления — до 42 МПа — и большие подачи — до 800 л/мин. Число цилиндров в блоке обычно семь или десять. Максимальный угол наклона между осями цилиндров и диска не превышает 20°.

Эксцентриково-плунжерные насосы. В насосном приводе гидропрессовых установок все более широкое распространение получают эксцентриково-плунжерные насосы для создания давлений 30...40 МПа. Они работают в комбинации с насосами низкого давления, например с шестеренными, рабочей жидкостью которых является минеральное масло. Переключение осуществляется автоматически.

Конструктивная схема эксцентриково-плунжерного насоса изображена на рис. 8.9. Основные детали — корпус насоса 1, наполненный минеральным маслом, эксцентриковый вал 2, плунжеры 4, всасывающие клапаны 3 и обратные 5.

При вращении эксцентрикового вала 2 плунжеры 4 перемещаются. При ходе вверх под действием пружины всасывающий кла-

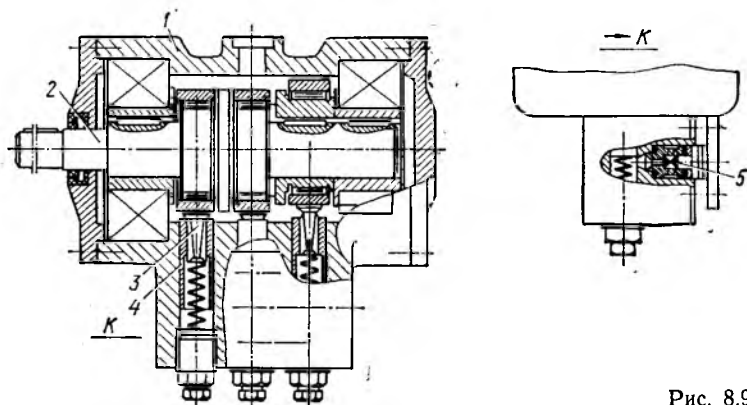


Рис. 8.9

пан 3 открывается и жидкость заполняет освобождающийся в цилиндре объем. При ходе вниз эксцентрик закрывает клапан 3 и перемещает плунжеры 4, при этом жидкость из нижней полости цилиндра через обратный клапан нагнетается в магистраль. Рабочая жидкость в корпусе насоса находится под избыточным давлением до 0,01 МПа. Объемный к. п. д. этих насосов $\eta_0 = 0,5...0,6$. Эксцентриково-плунжерные насосы с подачей жидкости до 1000 л/мин можно использовать в приводах крупных гидравлических прессов.

Лопастные насосы применяют для нагнетания жидкости до давлений 7,5 МПа, при этом объемный к. п. д. $\eta_0 = 0,84...0,93$. Лопастные насосы могут быть простого и двойного действия. На рис. 8.10 показана схема лопастного насоса двойного действия. При вращении ротора 1 лопасти 2 под действием центробежной силы и давления жидкости, подводимой в пазы ротора из нагнетательной полости, прижимаются к внутренней фасонной поверхности статора 6. При этом рабочая жидкость всасывается через окна 3, 5 и нагнетается через окна 4, 7. Таким образом, в насосах двойного действия каждая лопасть нагнетает жидкость за один оборот дважды.

Ротационно-плунжерные насосы подразделяют на насосы с радиальным и аксиальным расположением плунжеров. Общий вид насоса (а) и конструктивная схема (б) показаны на рис. 8.4. Рабочие цилиндры 2 ротора 7 с плунжерами 3 вращаются вокруг неподвижного

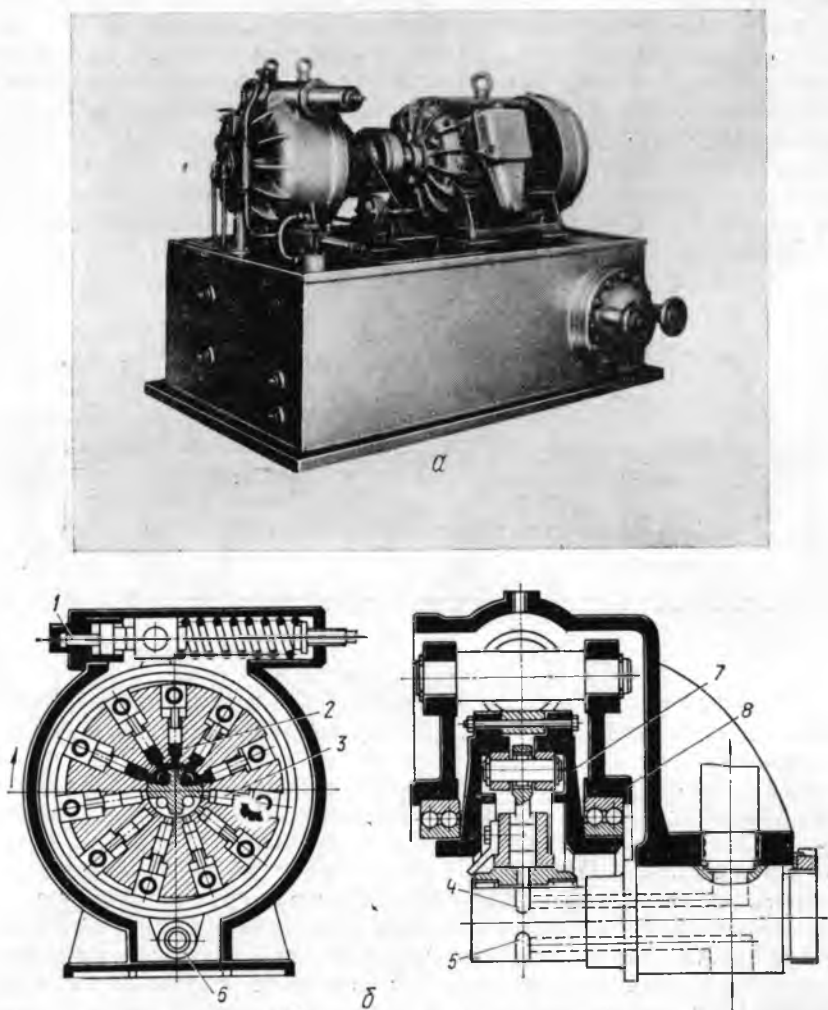


Рис. 8.4

ной оси, которая имеет распределительные окна 4 и 5 с ссевыми каналами, соединяющими рабочие цилиндры 2 соответственно с нагнетающим и всасывающим трубопроводами. При вращении ротора 7, расположенного эксцентрично относительно барабана 8, рабочие плунжеры будут совершать возвратно-поступательное движение

8.2. Мультипликаторы

Гидравлический мультипликатор обычно не является самостоятельным приводом, а применяется в сочетании с насосно-аккумуляторным для создания дополнительной ступени давления. Они незаменимы в гидравлических прессах, рабочим телом которых является жидкость сверхвысоких давлений — 100 МПа и более.

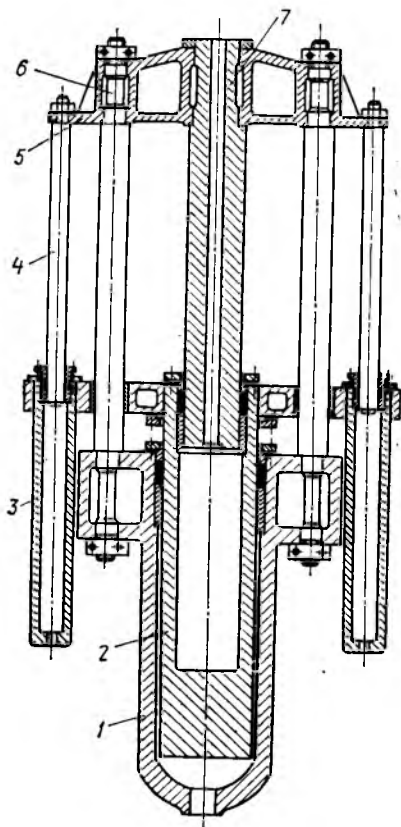


Рис. 8.12

Схема и принцип действия гидравлического мультипликатора (рис. 8.12) аналогичны парогидравлическому мультипликатору. Жидкость низкого давления поступает в цилиндр 1 и выталкивает цилиндр-плунжер 2, который одновременно является цилиндром высокого давления. При перемещении цилиндра-плунжера 2 жидкость из него вытесняется через канал в неподвижном плунжере 7 в магистраль под давлением, которое без учета потерь на трение, инерционных сил, силы тяжести подвижных частей и сопротивления в возвратных цилиндрах 3 определяют по формуле

$$p_7 = p(D/d_7)^2,$$

где p — давление жидкости в цилиндре низкого давления;

D — наружный диаметр цилиндра 2;

d_7 — диаметр плунжера 7.

Отношение $(D/d_7)^2$ называется коэффициентом мультипликации. Для гидравлических мультипликаторов коэффициент мультипликации равен 2...4. Потери на трение, преодоление инерционных сил и др. обычно не превышают 5%.

Для совершения обратного хода цилиндра-плунжера 2 используются цилиндры возвратного хода 3 с плунжером 4, укрепленным на неподвижной верхней поперечине 5. Верхняя поперечина 5 соединена с цилиндром низкого давления 1 посредством колонн 6.

8.3 Распределительные и регулирующие устройства

Распределительные и регулирующие устройства, применяемые в современных гидросистемах прессовых установок, по принципу действия и конструктивному оформлению подразделяют на клапанные и золотниковые.

Клапанное распределение наиболее широко применяют в гидропрессовых установках с насосно-аккумуляторным приводом, рабочей жидкостью которого является водная эмульсия. На рис. 8.13, а показана схема клапанного распределительного устройства. Клапан 1 прижимается к седлу 2 под давлением пружины и жидкости p_1 . Для подъема клапана 1 необходимо приложить усилие T , которое определяется согласно уравнению

$$T = p_1 F - p_2 (F - f) + P_1 + P_2, \quad (8.31)$$

где p_1 и p_2 — давление соответственно в полости подвода жидкости к клапану и давление под клапаном;

$F = \pi d^2/4$ — площадь клапана;

f — площадь хвостовика;

P_1 — усилие предварительной затяжки пружины;

P_2 — сила трения.

При открытии клапана 1 давления p_1 и p_2 выравниваются и усилие T , необходимое для удержания его в верхнем положении, уменьшается. При высоких значениях усилия T , необходимого для открытия клапана, применяют предварительное выравнивание давлений в полостях над клапаном и под ним, для чего используют разгрузочный клапан 3, встроенный в основной 1 (рис. 8.13, б).

Принцип действия клапана с разгрузкой состоит в следующем: толкатель приподнимает разгрузочный клапан 3, давление в полостях над клапаном и под ним выравнивается, при дальнейшем перемещении разгрузочный клапан поднимает основной 1.

Высоту подъема клапана h устанавливают из условия равенства живых сечений потока в проходном сечении седла клапана и в щели между клапаном и седлом. Средняя скорость потока при этом не должна превышать 20...30 м/с для давлений $p = 20...30$ МПа.

Высота

$$h = \left(\frac{\sqrt{1 + \sin \alpha} - 1}{2 \sin \alpha} \right) d \approx \frac{d}{4 \cos \alpha}, \quad (8.32)$$

где α — угол наклона образующей седла клапана с осью;

d — диаметр проходного сечения седла клапана.

В зависимости от назначения клапаны подразделяют на впускные (напорные), сливные, наполнительные, предохранительные, редукционные, переливные и обратные. Каждый из указанных типов клапанов имеет свои конструктивные особенности. Конструкция впускных клапанов подобна рассмотренной (рис. 8.13). Их устанавливают в коробке главного распределителя (рис. 8.13, в). Управление их работой осуществляется распределительным валом.

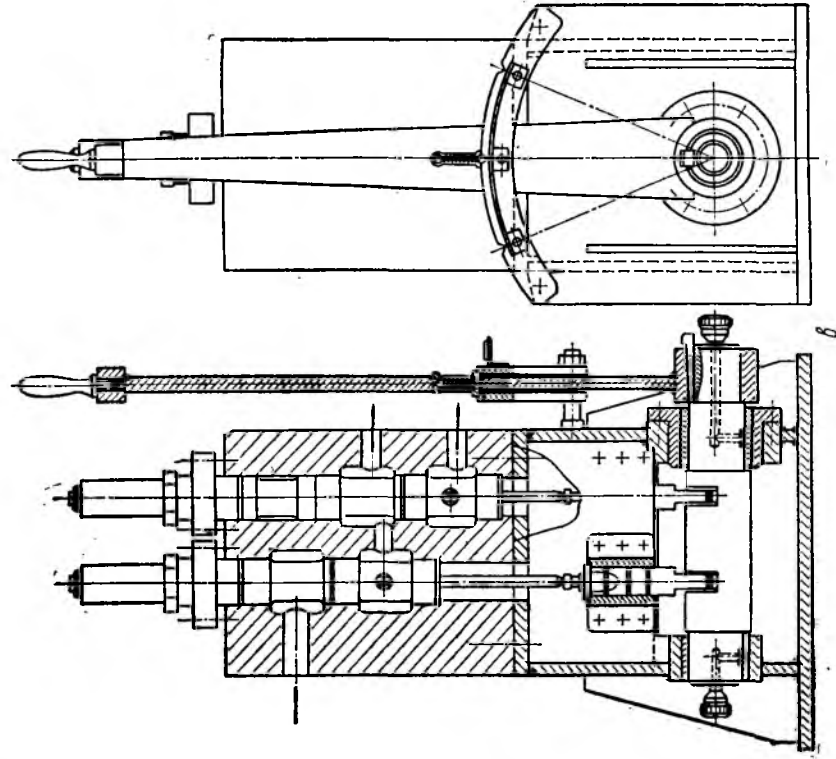
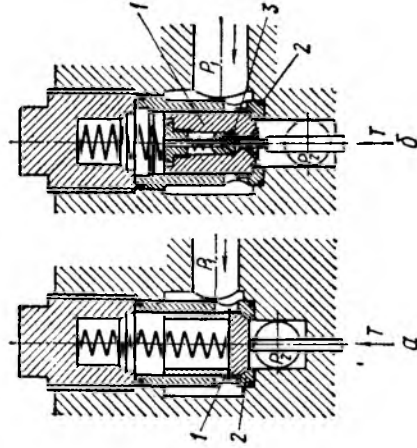


Рис. 8.13

Наполнительный клапан (рис. 8.14) предназначен для соединения наполнительного бака с рабочими цилиндрами при прямом и обратном холостых ходах. В первом случае наполнительный клапан поднимается под действием жидкости, находящейся в наполнительном баке, во втором — принудительно. Для этого подпоршневое пространство сервопривода соединено с возвратными цилиндрами. Одновременно с подачей жидкости высокого давления в возвратные цилиндры она поступает под поршень сервопривода, который, преодолевая сопротивление давления жидкости над поршнем, перемещается вверх. При этом шток сервопривода поднимает наполнительный клапан. В результате полости рабочего цилиндра и наполнительного бака соединяются.

Величину проходного сечения наполнительного клапана определяют по формуле

$$f = F_1 \frac{v_1}{v},$$

где F_1 — площадь рабочего плунжера пресса;

v_1 — скорость прямого холостого хода подвижной поперечины;

v — скорость течения жидкости в проходном сечении наполнительного клапана, она не должна превышать 7 м/с и определяется расчетом.

Для регулирования давления в гидросистеме предназначены предохранительные и редукционные клапаны. Первые срабатывают при максимальных давлениях, вторые — при регулировании давления в гидросистеме.

Принцип действия предохранительных клапанов основан на уравнивании давления жидкости, действующего на клапан, усилием пружины, противовесом или давлением жидкости. Конструкция предохранительного клапана показана на рис. 8.15. Если давление превышает расчетное, клапан, преодолевая усилие пружины, поднимается, соединяя напор со сливом. Жидкость, заполняющая полость над штоком клапана, играет роль демпфера.

Для предотвращения обратного потока жидкости в насосном приводе гидравлических прессов применяют обратные клапаны, которые предназначены для обеспечения абсолютной герметичности перекрытия трубопровода при одном направлении потока жидкости и пропускания ее с наименьшим сопротивлением в другом. По конструкции обратные клапаны аналогичны предохранительным, однако усилие пружины должно быть минимальным, достаточным только для обеспечения посадки его в седло.

Предохранительные клапаны могут использоваться как переливные (рис. 8.16). Последние настраивают на давления на 0,1... 0,2 МПа ниже, чем предохранительные. Принцип действия переливного клапана состоит в следующем: при достижении определенного давления в полостях III и II обратный клапан I открывается и давление в полости II падает, в результате под действием давления

жидкости клапан 2 поднимается. После выравнивания давлений в полостях II и III клапан 2 под действием пружины и давления жидкости (полость I) закрывается.

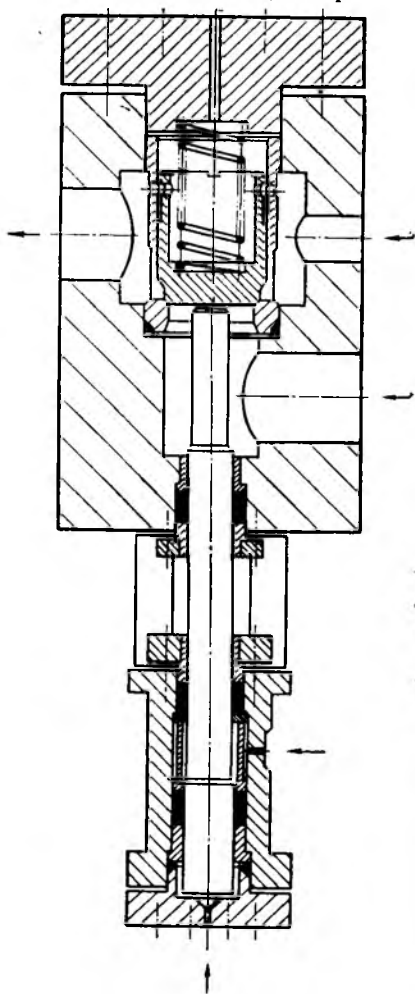


Рис. 8.14

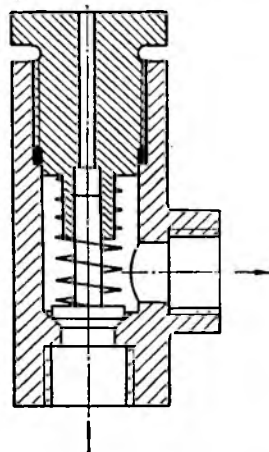


Рис. 8.15

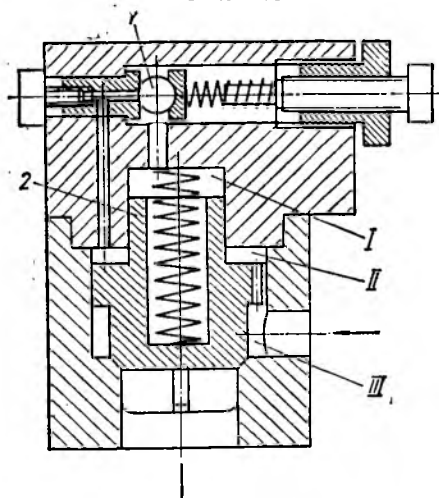


Рис. 8.16

Для регулирования давления жидкости и поддержания его постоянным в какой-либо части насосного привода применяют редукционные клапаны, которые являются нормально открытыми, т. е. в исходном положении клапан не касается седла и жидкость может свободно протекать. На рис. 8.17 показан редукционный клапан диафрагменного типа. Направление потока жидкости через клапан указано стрелками. Канал 6 — входной, 3 — выходной.

Клапан 4 удерживается в открытом положении под действием сил от затяжки пружины 1, прогиба диафрагмы 2 и равнодействующей давления жидкости в полостях 5, 7, 8.

Принцип действия редукционного клапана состоит в следующем: при изменении давления в полости 7, например увеличении, в первый момент возрастает давление в полости 8. В результате пружина 1 сжимается, диафрагма 2 прогибается и клапан 4 опускается. Зазор между седлом и клапаном уменьшается, сопротивление протеканию жидкости через щель между седлом и клапаном возрастает, следовательно, давление под клапаном, а соответственно, и в полости 8 уменьшается. Клапан 4 совершает несколько колебательных движений и останавливается. Давление под клапаном 4, т. е. в выходном канале 3, становится равным первоначальному. При уменьшении давления в полости 7 все происходит в обратном порядке.

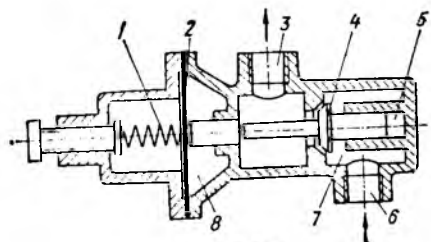


Рис. 8.17

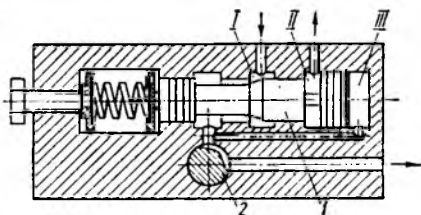


Рис. 8.18

Для регулирования давления в выходном канале 3 редукционного клапана необходимо изменить затяжку пружины 1, в результате клапан 4 изменит свое первоначальное положение, благодаря чему изменится сопротивление протеканию жидкости через клапан. Установленное в результате регулировки давление жидкости в выходном канале 3 поддерживается автоматически согласно приведенному описанию.

Иногда в насосном приводе гидравлических прессов необходимо регулировать давление и расход жидкости одновременно. В этих случаях используют дроссельные устройства, представляющие собой комбинацию редукционного клапана и дросселя. Дроссельные устройства применяют для регулирования скорости истечения жидкости из возвратных цилиндров при прямом холостом ходе. На рис. 8.18 показано дроссельное устройство, состоящее из редукционного клапана 1 и дросселя 2, направление потока жидкости обозначено стрелками. Принцип действия редукционного клапана в дроссельном устройстве аналогичен рассмотренному. Назначение редукционного клапана 1 — поддерживать давление перед дросселем 2 постоянным, что обеспечивает постоянный расход жидкости, несмотря на возможное повышение давления во входном канале дросселирующего устройства. При этом потери на нагревание жидкости в дросселирующем устройстве остаются примерно постоянными.

Отличительная особенность дроссельного устройства — наличие полости *II*, которая связана каналом с приемником жидкости. Поэтому при малых расходах жидкости редукционный клапан эффективнее снижает давление, так как перепад давлений в полостях *III* и *II* возрастает, а следовательно, зазор *I* уменьшается.

Гидравлические конечные выключатели (рис. 8.19) используют для соединения цилиндров гидравлических прессов со сливной магистралью в определенных точках хода подвижной поперечины. Принцип действия гидравлического конечного выключателя ясен из приведенной схемы: при набегании упора на ролик напор соединяется со сливом.

Золотниковые распределительные устройства наиболее широкое распространение получили в насосном безаккумуляторном приводе гидропрессовых установок, рабочей жидкостью которых является масло. Золотниковые распределительные устройства имеют некоторые преимущества перед клапанными, так как позволяют осуществить многопозиционность распределения. Наибольшее распространение получили двух- и трехпозиционные золотники, позволяющие одновременно соединять один цилиндр пресса с источником жидкости высокого давления (например, насосом), другой, со сливом. Недостаток золотниковых распределителей по сравнению с клапанными — меньшая герметичность перекрытия, что ограничивает область их применения давлениями рабочей жидкости до 20 МПа. Однако вязкость минеральных масел высокая по сравнению с водными эмульсиями, поэтому золотниковые распределители обеспечивают достаточную герметичность даже без применения уплотнений в виде манжет или поршневых колец.

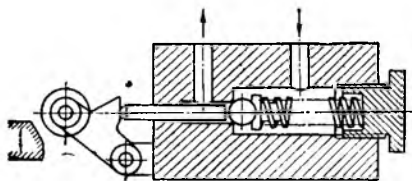


Рис. 8.19

Перемещение золотников в золотниковых распределителях осуществляется вручную от рукоятки либо с использованием электромагнитов, монтируемых на торцах корпуса распределителя, или вспомогательных механизмов (сервоприводов), которые работают от насосного привода управления или на сжатом воздухе.

На рис. 8.20 показана конструктивная схема трехпозиционного золотникового распределителя с электрогидравлическим сервоприводом. Золотниковый распределитель состоит из корпуса *1* главного золотника *4*, корпусов *5* и *9* сервозолотников *10*, электромагнитов *12*. Главный золотник *4* предназначен для направления потока жидкости в цилиндры *1* или *2*. Нейтральное положение золотника *4* изображено на рис. 8.20 — цилиндры *1* и *2* изолированы. Под действием жидкости, подаваемой из сети управления под левый торец главного золотника, последний перемещается в крайнее правое положение. При этом первый цилиндр соединяется с жидкостью

высокого давления, второй — со сливом, при перемещении главного золотника 4 в крайнее левое положение — наоборот. Когда давление жидкости под торцами главного золотника 4 отсутствует, он под действием пружин 3 возвращается в нейтральное положение.

Управление потоком жидкости в сети управления производится с помощью сервозолотников 10. При включении левого электромагнита 12 сервозолотник 10 опускается, направляя в левую полость главного золотника поток жидкости из сети управления.

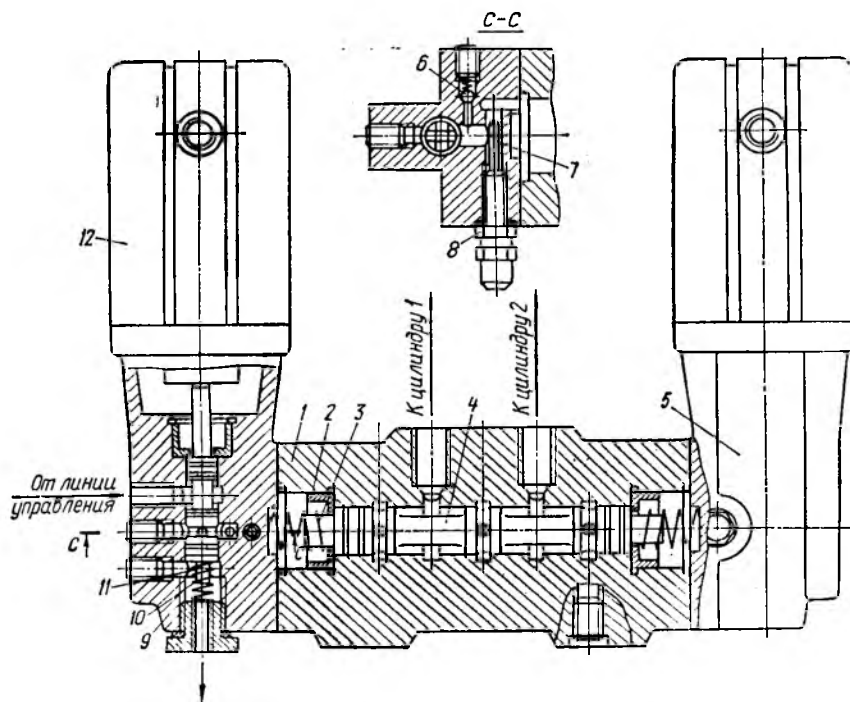


Рис. 8.20

Быстрота срабатывания главного золотника 10 регулируется с помощью иглы 7. При ввинчивании винта 8 игла 7 перекрывает отверстие и подача жидкости уменьшается. Избыток давления в сети управления сбрасывается с помощью обратного клапана 6. При отключении электромагнита 12 сервозолотник 10 под действием пружины 11 поднимается, соединяя левую полость главного золотника 4 со сливом. При этом золотник 4 под действием пружин возвращается в исходное нейтральное положение.

Как указывалось, золотник уравновешен от действия статического давления жидкости, на него действуют неуравновешенные аксиальные силы, вызываемые реактивным действием потока жидкости (рис. 8.21, а). Величины этих сил могут быть значительными, и их необходимо учитывать при расчете и конструировании. Реактив-

ная сила потока жидкости действует в направлении, обратном скорости потока, и равна произведению секундной массы расхода жидкости на его скорость:

$$R = Q\rho v = v^2\rho f,$$

где f — площадь щели; $f = \pi dx$ — для круглых золотников.

Скорость (согласно уравнению Бернулли) без учета потерь на трение

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}.$$

Тогда

$$R = 2\mu_p f \Delta p; \quad (8.33)$$

где μ_p — коэффициент расхода.

Направление скорости потока для идеальной жидкости принимают под углом α к оси золотника, который может достигать 69° . Аксиальная составляющая T силы R будет стремиться уменьшить зазор между полкой золотника и кромкой окна:

$$T = 2\mu_p \pi dx \Delta p \cos \alpha. \quad (8.34)$$

Формула (8.34) справедлива также для случая обратного течения жидкости. При наличии радиального зазора δ между полками золотника и корпусом аксиальная составляющая силы R увеличится:

$$T = 2\mu_p d \Delta p \sqrt{x^2 + \delta^2} \cdot \cos \alpha. \quad (8.35)$$

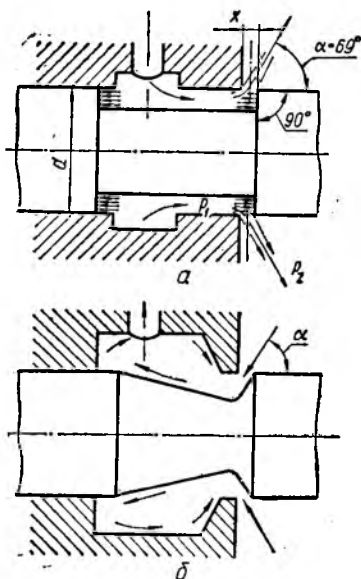


Рис. 8.21

Чтобы уменьшить аксиальную составляющую реактивной силы, рекомендуют золотник и втулку изготовлять по форме, показанной на рис. 8.21, б.

Зазор между полками золотника и корпусом распределителя не должен превышать 3 мкм на каждые 25 мм диаметра полка золотника; размеры золотника и величину хода выбирают из условия обеспечения требуемого расхода жидкости. Материалом золотника должна быть цементируемая сталь с поверхностной закалкой до R_{c55} . Во избежание заеданий золотниковых распределителей рекомендуют кромки полка и окон делать острыми. Это способствует перерезанию неметаллических грязевых частиц, имеющих в жидкости. Для того чтобы уменьшить трение, предотвратить защемление и увеличить герметичность уплотнения, на полках золотника делают кольцевые проточки.

8.4. Вспомогательные устройства

Аккумуляторы жидкости предназначены для накопления жидкости в периоды пауз, холостого хода и расходования ее в период рабочего хода. Наличие аккумулятора позволяет выбирать мощность насосов при периодических кратковременных расходах жидкости высокого давления по средней мощности привода. Аккумуляторы строят на давления до 32 МПа; на большие давления их рассчитывают редко, поскольку трудно обеспечить герметичность системы, которая постоянно находится под давлением.

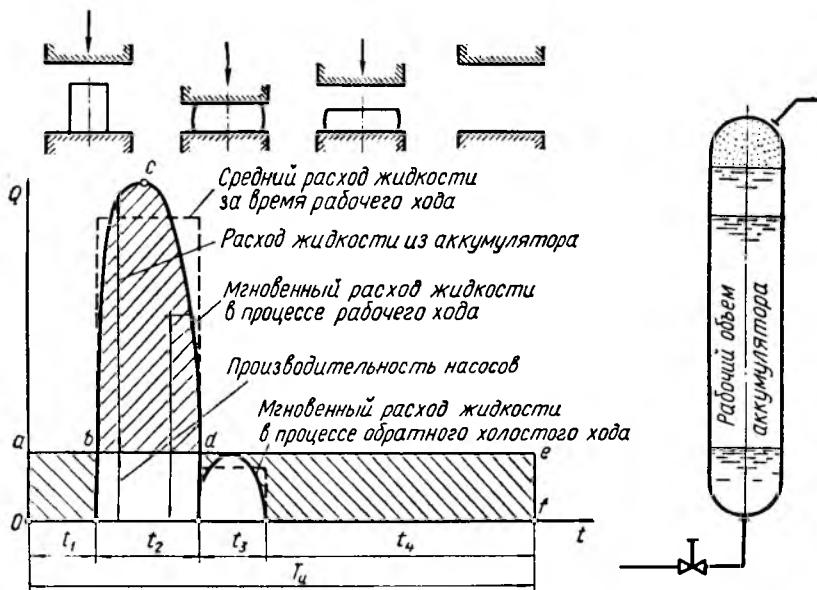


Рис. 8.22

Аккумуляторы в насосном приводе прессов могут быть грузовые, поршневые и пневмогидравлические, однако грузовые и поршневые аккумуляторы ввиду их громоздкости и возможности возникновения гидравлических ударов в настоящее время не строят. Пневмогидравлические аккумуляторы без разделения воздуха и жидкости применяют только в тех случаях, когда рабочей жидкостью является водная эмульсия. Если в качестве рабочей жидкости применяют минеральное масло, которое способно в больших количествах растворять воздух, то рекомендуют применять пневмогидравлические аккумуляторы с диафрагмами для разделения жидкости и воздуха. В этих случаях можно использовать и поршневые аккумуляторы.

Пневмогидравлический аккумулятор состоит из баллона для жидкости и батареи воздушных баллонов. Нормальное соотноше-

ние между объемом тех и других баллонов примерно равно 1 : 10. При таком соотношении объемов воды и воздуха колебание давления жидкости не превышает 12%. Внутренний диаметр баллона для жидкости устанавливают в зависимости от скорости падения уровня жидкости, которая не должна превышать 20 см/с.

Необходимые размеры насоса и аккумулятора можно определять по графику мгновенного расхода жидкости прессом согласно рис. 8.22.

Объем жидкостного баллона складывается из объема жидкости, отдаваемой аккумулятором прессу, нижнего аварийного и верхнего резервного объемов (рис. 8.22).

Нижний аварийный объем необходим, чтобы не произошло полного опорожнения водяного баллона и прорыва воздуха высокого давления в систему пресса, если по каким-либо причинам замедленно сработает аппаратура управления аккумулятором и вовремя не закроется клапан минимального уровня. Аварийный объем жидкости должен быть таким, чтобы время полного опорожнения аккумулятора от момента включения аварийного сигнала было достаточным для ручного отключения его. Из аналогичных соображений устанавливают верхний резервный объем. Расчет минимального воздушного объема аккумулятора, соответствующего максимальному давлению, производят следующим образом.

Изменение давления воздуха в аккумуляторе при изменении его объема (при заборе жидкости) выражается политропой

$$pv^n = \text{const.} \quad (8.36)$$

Показатель политропы при давлениях 20 МПа можно принимать $n = 1,29 \dots 1,30$:

$$p_{\max} v_{\min}^n = p_{\min} v_{\max}^n = p_{\min} (v_{\min} + v_{\text{ж}})^n, \quad (8.37)$$

где $p_{\max}$, $p_{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное давления в аккумуляторе;

$v_{\min}$, $v_{\max}$ — соответственно минимальный и максимальный воздушные объемы аккумулятора;

$v_{\text{ж}}$ — объем жидкости высокого давления, расходуемой прессом за один полный цикл и аварийный.

Из выражения (8.37) имеем

$$\frac{p_{\min}}{p_{\max}} = \left(\frac{v_{\min}}{v_{\min} + v_{\text{ж}}} \right)^n \approx 1 - n \frac{v_{\text{ж}}}{v_{\min}}. \quad (8.38)$$

Принимая $p_{\min}/p_{\max} = 0,9$ и подставляя в формулу (8.38), получаем

$$v_{\min} = 10n v_{\text{ж}}. \quad (8.39)$$

Принимая $n = 1,3$, имеем

$$v_{\min} = 13 v_{\text{ж}}. \quad (8.40)$$

В связи с указанным аккумулятор имеет ряд контрольных уровней. Нижний уровень соответствует полному расходу рабочего объема жидкости из аккумулятора. При совпадении свободной поверхности с этим уровнем автоматический запорный клапан отключает магистраль от аккумулятора и подается световой сигнал оператору. При наполнении аккумулятора жидкостью можно наблюдать уровни, по достижении которых происходит последовательное переключение насосов на холостую работу. Когда жидкость достигает верхнего уровня, все насосы отключаются. По мере расхода жидкости включаются насосы в обратном порядке.

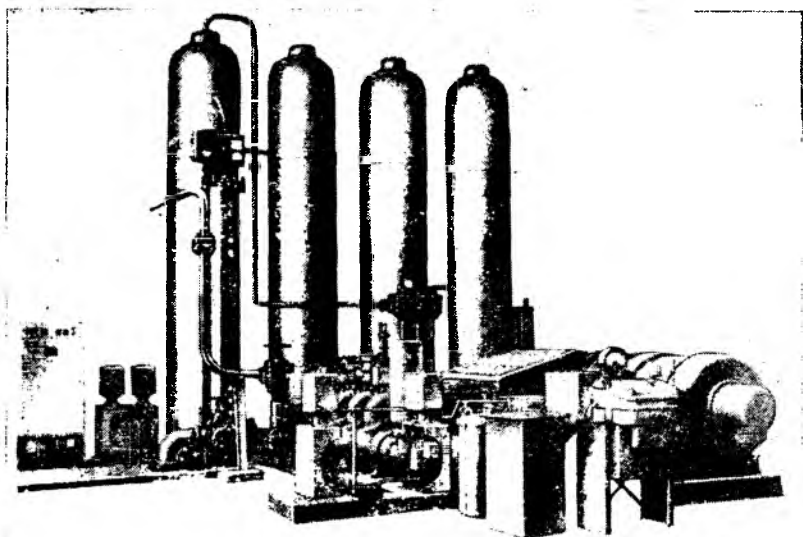


Рис. 8.23

На рис. 8.23 показан общий вид насосно-аккумуляторной станции, управление которой приведено в литературе [9]. Баллоны аккумулятора выполняют цельноковаными и сварными. Для контроля уровней жидкости в баллоне используют датчики, преобразующие перемещение свободной поверхности жидкости в электрические сигналы. Последние регистрируются и в соответствии с ними производится автоматическое переключение регулирующих устройств гидропривода.

Наполнительный бак (рис. 8.24) предназначен для подачи жидкости низкого давления в рабочий цилиндр пресса при прямом холостом ходе, а также для принятия ее из рабочего цилиндра при обратном холостом ходе. Полезная вместимость наполнительного бака определяется исходя из количества жидкости, необходимого для заполнения рабочего цилиндра пресса при полном ходе подвижной поперечины. Этот полезный объем наполнительного бака

называют маневровым V_m . Для предотвращения возможности попадания воздуха из бака в трубопровод полный запас жидкости в наполнительном баке принимается равным $(1,8...2,5)V_m$. Изменение давления жидкости в наполнительном баке в связи с изменением ее объема можно принимать с достаточной степенью точности по закону $pV_b = \text{const}$, где V_b — воздушный объем наполнительного бака.

Давление воздуха в конце периода наполнения рабочего цилиндра принимают равным 75% от начального, т. е. $p_{\min} = 0,75p_{\max}$, поэтому можно составить равенство:

$$p_{\min}(V_b + V_m) = p_{\max}V_b.$$

После преобразований получим

$$V_b = 3V_m.$$

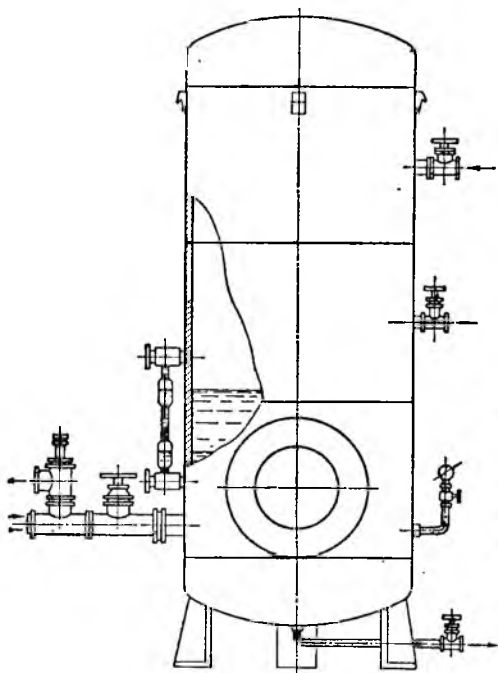


Рис. 8.24

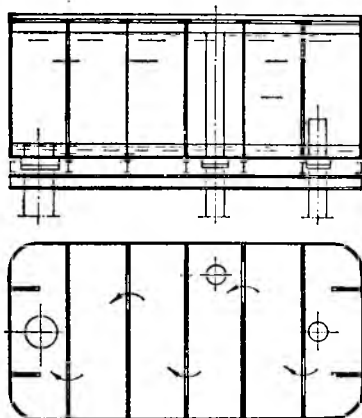


Рис. 8.25

Таким образом, полный объем V_d наполнительного бака

$$V_d = (1,8...2,5)V_m + 3V_m = (4,8...5,5)V_m.$$

Наполнительные баки изготовляют только сварными из листовой стали и в некоторых случаях устанавливают непосредственно на рабочем цилиндре пресса. При большом удалении наполнительного бака от рабочего цилиндра в магистрали, соединяющей их, устанавливают компенсатор гидроударов.

Сливной (насосный) бак предназначен для хранения рабочей жидкости, необходимой для нормальной работы гидравлического пресса. Из сливного бака жидкость забирается насосами и подается к другим элементам гидросистемы. Отработанная рабочая

жидкость попадает в сливной бак непосредственно из рабочего или возвратных цилиндров через главный распределитель или из наполнительного бака через переливной клапан по сливному трубопроводу. Давление жидкости в сливном баке равно атмосферному, поэтому его иногда называют открытым. Сливной бак должен иметь размеры, достаточные для приема жидкости из аккумулятора V_3 , наполнительного бака V_4 , рабочих и возвратных цилиндров пресса $V_1 + V_2$. Полезный объем сливного бака

$$V_5 = 1,5(V_1 + V_2 + V_3 + V_4).$$

Температура жидкости в сливном баке не должна быть выше 30...40° С. В некоторых случаях для охлаждения жидкости в сливном баке устанавливают змеевики. Как правило, сливные баки имеют прямоугольную форму и изготавливают сварными. Конструктивная схема сливного бака показана на рис. 8.25.

8.5. Уплотнительные устройства

Назначение уплотнительных устройств состоит в том, чтобы препятствовать утечке жидкости, находящейся под избыточным давлением, через зазор в стыке неподвижных или подвижных относительно друг друга поверхностей деталей.

Уплотнения должны удовлетворять следующим требованиям: обеспечение герметичности, малый коэффициент трения, высокая износостойкость самого уплотнения и уплотняемых мест, инертность по отношению к материалу сопрягаемых изделий, надежность, простота конструкции, удобство в обслуживании и экономичность.

Все уплотнения подразделяют на неподвижные и подвижные. Неподвижные соединения представляют собой кольца различного поперечного сечения, устанавливаемые в замкнутое пространство между уплотняемыми поверхностями. Они требуют такой предварительной затяжки, которая обеспечивала бы нераскрытие стыка при действии рабочего давления жидкости. На рис. 8.26 изображены расчетная схема и конструкция уплотнения. В этом случае усилие предварительной затяжки принимают

$$P_0 \geq 1,5 \frac{\pi D_3^2}{4} p_3. \quad (8.41)$$

При приложении давления p_3 усилия, растягивающие болты и сжимающие прокладку, с учетом предварительной затяжки определяют по формулам:

$$P_6 = P_0 + p_3 \frac{\pi D_3^2}{4} \left\{ 1 / \left[1 + \frac{l_6 (EF)_{\text{пр}}}{l_{\text{пр}} (EF)_6} \right] \right\}; \quad (8.42)$$

$$P_{\text{пр}} = P_0 - p_3 \frac{\pi D_3^2}{4} \left\{ 1 / \left[1 + \frac{l_{\text{пр}} (EF)_6}{l_6 (EF)_{\text{пр}}} \right] \right\}, \quad (8.43)$$

где P_6 , $P_{\text{пр}}$ — усилия, действующие соответственно на болты и прокладку при рабочем давлении жидкости;

p_3 — давление жидкости;
 $E_6, E_{пр}$ — модули упругости соответственно болта и прокладки;
 $F_6, F_{пр}$ — площади поперечных сечений соответственно болта и прокладки;
 $l_6, l_{пр}$ — соответственно расчетная длина болта и высота прокладки.

Неподвижные уплотнения, показанные на рис. 8.27, а, б, в необходимо предварительно затягивать, а уплотнения на рис. 8.27, г, д, е, не требуют предварительной затяжки, так как они являются самоуплотняющимися.

Неподвижные уплотнения изготовляют из красной отожженной меди, фибры, полихлорвинила, фторопласта или масло-

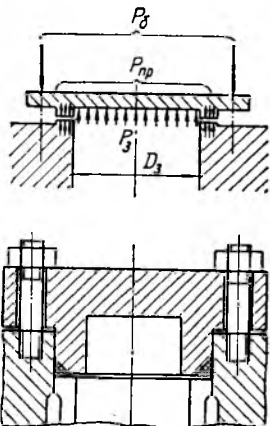


Рис. 8.26

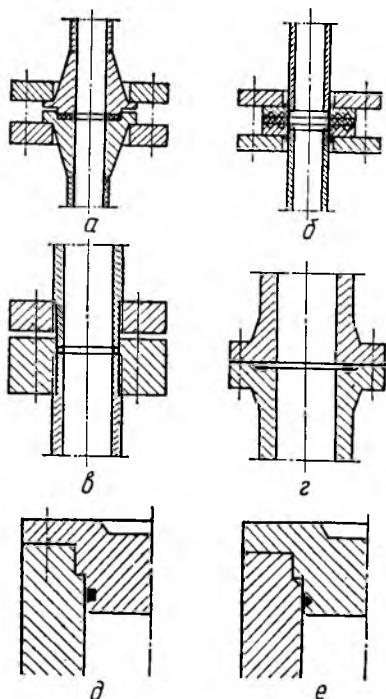


Рис. 8.27

стойкой резины. Форма поперечного сечения их — круглая, прямоугольная или квадратная.

Наиболее широкое распространение в качестве уплотнений подвижных элементов деталей в гидросистемах прессов при давлениях более 10 МПа получили эластичные уплотнения манжетного типа, U-образные и уплотнительные кольца типа «Лайон». Эти уплотнения обеспечивают превышение давления в зоне контакта по сравнению с давлением жидкости. Давление в зоне контакта зависит от давления герметичность при неточности изготовления контактирующих поверхностей до 0,3 мм. Материалом эластичных уплотнений являются полихлорвинил, прорезиненные хлопчатобумажные ткани (на-

пример, тонкая и прочная ткань «домастик» или грубая «чефер» вулканизированная резина «севанит». Кожа в настоящее время с этой целью не применяется, так как вызывает эрозию плунжера в местах контакта.

Стойкость эластичных уплотнительных устройств зависит о состояния поверхности плунжера и смазки. Наиболее неблагоприятные условия их работы имеют место при отделочных операциях свободнойковки (шлихтовке), когда ход плунжера не превышает

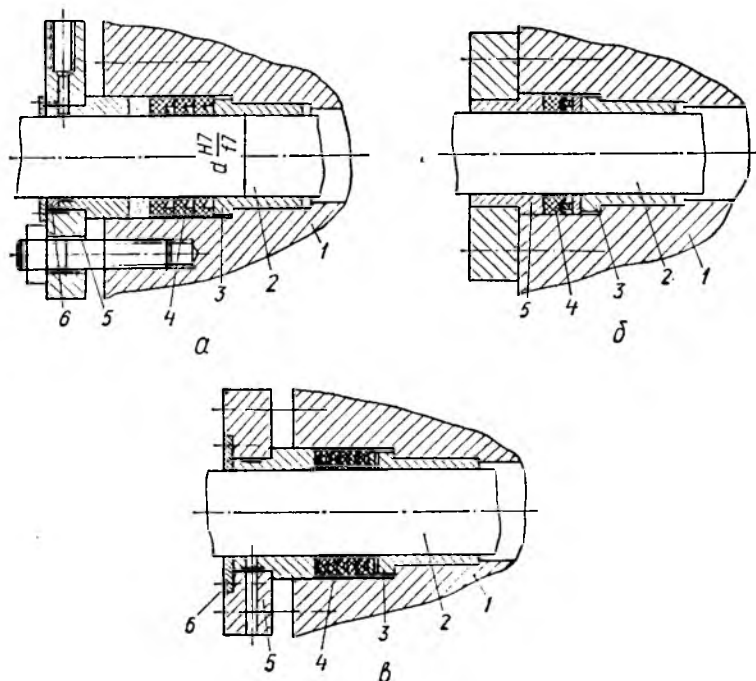


Рис. 8.28

высоты уплотнения и плунжер не смазывается рабочей жидкостью. Для обеспечения смазки поверхности плунжера между кольцами уплотнения типа «Лайон» рекомендуется устанавливать кольца просаленной хлопчатобумажной набивки [19]. Наибольшую стойкость в ковочных прессах обеспечивают уплотнения типа «Лайон». В гидравлических прессах других технологических назначений иногда предпочтение отдается шевронным уплотнениям.

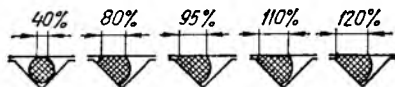
Профильные уплотняющие кольца типа «Лайон» изготовляют с косым разрезом, что позволяет заменить их, не вынимая плунжера из цилиндра. Чтобы снизить трение и предотвратить вытекание манжеты в зазор между уплотненными поверхностями, кольца «Лайон» снабжают расширяющимися свинцовыми заклепками. При установке уплотнения необходимо иметь в виду, что отворот его

всегда направлен в сторону действия давления и движущейся поверхности.

Количество уплотнительных колец типа «Лайон» (рис. 8.28, а) — не менее трех и не более пяти, шевронных (рис. 8.28, в) — не превышает восьми, U-образных (рис. 8.28, б) — два-три.

Схема установки уплотнений показана на рис. 8.28, где 1 — цилиндр; 2 — плунжер; 3 — направляющая втулка (грундбукса); 4 — уплотнение; 5 — прижимное кольцо; 6 — грязесъемное кольцо.

Для увеличения долговечности работы уплотнений типа «Лайон» рекомендуется между уплотнительными кольцами и нажимной втулкой устанавливать сальниковую набивку, как показано на



Твердость резины по Шору	Давление жидкости, МПа [2]				
65	0	1,75	3,5	7,0	14,0
75	0	3,5	6,7	13,3	26,6
90	0	7,7	16,0	31,5	63,0

Рис. 8.29

рис. 8.28, а. На рис. 8.28, б показана установка U-образного уплотнения, отличительной особенностью которого является его самоуплотняемость под действием давления жидкости. Поэтому необходимо устанавливать зазор в пределах 0,5...1,0 мм между уплотнительным 5 и нажимным 4 кольцами.

Конструкция шевронных манжет допускает компенсацию износа путем подтяжки фланца. Ширина шевронных манжет на 6...8% больше ширины опорного и нажимного колец. Углы опорного и нажимного колец обычно 105°, а шевронных манжет 90°, что обеспечивает наиболее плотное прилегание манжет. Для больших диаметров плунжера используют разрезные шевронные манжеты. Стыкование разрезных манжет производят под углом 30...45° к плоскости кольца и под углом 45° в радиальном направлении. В месте стыка не должно быть зазора.

При использовании эластичных уплотнений силы трения рассчитывают по формуле [19]

$$R = 0,15\mu d b p, \quad (8.44)$$

где μ — коэффициент трения, $\mu = 0,05$ — для шевронных манжет; $\mu = 0,20$ — для мягких набивок;

d — диаметр плунжера;

b — высота уплотнения;

p — давление жидкости.

Коэффициент 0,15 учитывает уменьшение давления по высоте уплотнения.

В некоторых случаях в качестве подвижных уплотнений рекомендуют применять резиновые кольца круглого поперечного сечения, форма канавок для таких колец показана на рис. 8.29. Лучшая герметичность и более высокая стойкость уплотнения достигаются в треугольных канавках.

Уплотнение подвижных элементов деталей может быть обеспечено металлическими пружинящими кольцами при давлениях до 40 МПа, однако к таким уплотнениям необходимо предъявлять высокие требования точности обработки поверхности. Материалом колец могут служить бронза, антифрикционный чугун. Количество уплотнительных колец зависит от диаметра поршня и давления. В практике гидропрессостроения уплотнения металлическими пружинящими кольцами получают все более широкое распространение при работе на минеральном масле.

8.6. Трубопроводы и арматура

Трубопроводы в гидроприводах прессов подразделяют на высокого (напорные), низкого и переменного давлений. В качестве трубопроводов высокого и переменного давлений (20...32 МПа) применяют бесшовные стальные трубы, изготовленные из углеродистой стали с пределом прочности $\sigma_b = 400...450$ МПа и относительным удлинением при разрыве $\delta = 15...30\%$ и обладающие высокой или очень высокой свариваемостью. Допускаемые напряжения в стенках труб не должны превышать 80 МПа. Соединение труб осуществляют с помощью фланцев, конструктивные схемы которых показаны на рис. 8.27. Трубопроводы низкого давления (до 2,5 МПа) изготовляют из тонкостенных труб.

Для определения проходного сечения напорного трубопровода при высоких давлениях принимают такие скорости течения жидкости: водная эмульсия — 10...12 м/с, минеральное масло — 6...8 м/с. При низких давлениях (сливного и наполнительного трубопроводов) для водной эмульсии и минерального масла скорость течения жидкости принимают 2...4 м/с.

Скорость течения жидкости в трубопроводах ограничивают, чтобы уменьшить гидродинамические потери, износ и шум. Проверочный расчет падения давления при течении жидкости проводят только для наполнительных трубопроводов и для очень длинных напорных, содержащих большое количество местных сопротивлений (вентили, разветвления, изгибы).

Трубопроводы характеризуются условным проходом, под которым понимают номинальный внутренний диаметр трубы.

При проектировании трубопроводов следует обеспечивать минимальное количество разъемных соединений, требующих постоянного ухода и наблюдения. По возможности заменять разъемные соединения сварными. Для соединения труб высокого давления с условным проходом свыше 89 мм используют резьбовые фланцы (рис. 8.27, в). Трубы высокого давления с условным проходом менее 76 мм обычно соединяют приварными раструбами и свободно установленными фланцами (рис. 8.27, а, б).

Необходимо предусматривать также возможности спуска воды, выпуска воздуха, температурного расширения труб, установки компенсаторов гидроударов, наилучших условий монтажа и де-

монтажа, смены уплотнительных элементов. Для спуска воды применяют водоспускные вентили, которые устанавливают на патрубках или на специальных проставках в более низких частях трубопровода. Для выпуска воздуха устанавливают воздухопускные пробки в наиболее высоких частях трубопровода.

Трубопроводы высокого давления, предназначенные для подачи жидкости от насосно-аккумуляторной станции к двум или более прессам, выполняют кольцевыми с ответвлениями. Это позволяет отключать пресс для проведения профилактического ремонта или выполнения других работ.

Для распределительных трубопроводов проходное сечение определяется проходными сечениями соответствующих клапанов. Радиусы кривизны у изгибов труб не должны быть меньше пяти наружных диаметров трубы. К арматуре трубопроводной сети относят разветвительные блоки, запорные вентили для отключения участков сети высокого давления, запорные задвижки, трехходовые краны.

Разветвительные блоки представляют собой кубики из кованой стали с просверленными в них каналами. Запорные вентили применяют для отключения прессов от насосно-аккумуляторной станции. Применение задвижек допускают только во всасывающих трубопроводах, поэтому их используют редко и вместо них ставят обратные клапаны или трехходовые краны, которые используют в трубопроводах диаметром до 80 мм. Их ставят за распределителями.

8.7. Новое в системах управления гидравлическими прессами

Гидропривод современного пресса предназначен для приведения в действие основных и вспомогательных механизмов, работа которых должна быть согласованной.

Системы управления гидравлическими прессами должны предусматривать взаимодействие при совместной работе всех механизмов пресса, создание нескольких степеней усилий, плавное регулирование скорости подвижной поперечины, исключение ее перекоса во время движения и остановки в любой части хода для обеспечения безопасной работы на прессе и предотвращения поломки инструмента или механизмов пресса. Для этого в системы управления прессами включают: датчики, подающие сигналы об отклонениях параметров, определяющих нормальную работу прессу; усилительную аппаратуру и вспомогательные приводы для корректировки положения элементов распределительной аппаратуры; синхронизирующие цилиндры и др.

Прессы снабжают приборами визуального наблюдения и регистрации наиболее важных параметров, определяющих нормальную работу пресса, например давление жидкости в рабочем цилиндре, положение подвижной поперечины, механические напряжения

в наиболее опасных точках базовых деталей прессов, усилие или изгибающий момент. Такие приборы контроля и управления позволяют с высокой степенью надежности осуществлять любые технологические процессы на гидравлических прессах.

Указанным выше условиям управления гидравлическими приводами наиболее удовлетворяют насосные безаккумуляторные приводы, обеспечивающие постоянство и независимость скорости деформирования от нагрузки и более высокий к. п. д.

В настоящее время начинают применять насосные безаккумуляторные приводы даже в ковочных прессах. Стоимость насосного безаккумуляторного привода составляет 30% по сравнению с насосным аккумуляторным [13].

Для снижения установочной мощности насосного безаккумуляторного привода заменяют насосы с постоянной подачей насосами с переменной подачей.

Глава 9. РАСЧЕТ НАСОСНОГО ПРИВОДА ПРЕССОВЫХ УСТАНОВОК

9.1. Динамический расчет насосно-аккумуляторного привода

Насосный привод в прессовых установках используют не только для перемещения подвижной поперечины, но и в качестве привода вспомогательных механизмов — для перемещения стола, выталкивания заготовки и др. Расчеты гидроприводов всех механизмов прессовой установки являются аналогичными, поэтому в дальнейшем будем рассматривать только насосный привод, осуществляющий перемещение подвижной поперечины пресса.

В результате расчета насосного привода определяют энергетические и динамические характеристики прессовых установок. На основании энергетического расчета устанавливают мощность привода, соответствующую максимальному значению к. п. д., выбирают ступени нагружения для заданных условий работы, а также определяют потери в отдельных элементах насосного привода.

Задача динамического расчета — определение параметров прессовой установки, отвечающих техническим условиям на проектирование. К таким расчетным параметрам относятся скорость подвижной поперечины, номинальное усилие пресса, а также усилия возвратных и уравнивающих цилиндров.

Исходными данными для расчета насосного привода пресса являются графики деформирующих усилий, приложенных к подвижной поперечине, допускаемые скорости течения жидкости в трубопроводе, характеристика рабочей жидкости, коэффициенты местных потерь и потерь по длине трубопровода.

Расчеты насосно-аккумуляторного и насосного безаккумуляторного привода несколько отличаются друг от друга, расчет привода

В связи с указанным аккумулятор имеет ряд контрольных уровней. Нижний уровень соответствует полному расходу рабочего объема жидкости из аккумулятора. При совпадении свободной поверхности с этим уровнем автоматический запорный клапан отключает магистраль от аккумулятора и подается световой сигнал оператору. При наполнении аккумулятора жидкостью можно наблюдать уровни, по достижении которых происходит последовательное переключение насосов на холостую работу. Когда жидкость достигает верхнего уровня, все насосы отключаются. По мере расхода жидкости включаются насосы в обратном порядке.

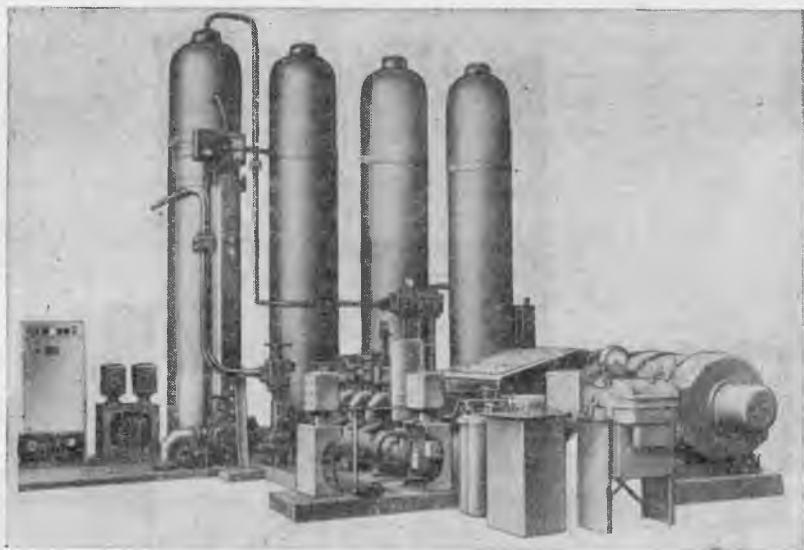


Рис. 8.23

На рис. 8.23 показан общий вид насосно-аккумуляторной станции, управление которой приведено в литературе [9]. Баллоны аккумулятора выполняют цельноковаными и сварными. Для контроля уровней жидкости в баллоне используют датчики, преобразующие перемещение свободной поверхности жидкости в электрические сигналы. Последние регистрируются и в соответствии с ними производится автоматическое переключение регулирующих устройств гидропривода.

Наполнительный бак (рис. 8.24) предназначен для подачи жидкости низкого давления в рабочий цилиндр пресса при прямом холостом ходе, а также для принятия ее из рабочего цилиндра при обратном холостом ходе. Полезная вместимость наполнительного бака определяется исходя из количества жидкости, необходимого для заполнения рабочего цилиндра пресса при полном ходе подвижной поперечины. Этот полезный объем наполнительного бака

В процессе прямого холостого хода рабочие цилиндры пресса соединены с наполнительным баком, а возвратные — со сливным. Давление жидкости в рабочих и возвратных цилиндрах можно определить, применяя уравнение Бернулли для соответствующих линий трубопроводов. При этом предполагается следующее:

- а) клапаны открываются мгновенно;
- б) ввиду малых скоростей течения жидкости в рабочем цилиндре и наполнительном баке коэффициенты Кориолиса для них равны $\alpha = 1$;
- в) давление жидкости в наполнительном и сливном баках постоянно;
- г) скорость течения жидкости в сливном баке равна нулю.

Скорости течения жидкости в трубопроводах и наполнительном баке согласно уравнению неразрывности выражают через скорость перемещения подвижной поперечины:

$$v_{1-4} = v \frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2}; \quad v_{2-5} = v \frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2}; \quad v_4 = v \frac{D_1^2}{D_4^2}.$$

Давление жидкости в рабочих и возвратных цилиндрах при прямом холостом ходе можно определить следующими выражениями, полученными после подстановок и преобразования уравнения Бернулли для трубопроводов 1—4 и 2—5:

$$\begin{aligned} p_1 = p_4 - & \left[1 - \left(\frac{\sum D_1^2}{D_4^2} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 \right] \frac{\rho v^2}{2} - \rho \frac{dv}{dt} \times \sum l \beta \frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2}; \\ p_2 = p_5 + & \left[\sum \xi \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right)^2 - 1 \right] \frac{\rho v^2}{2} + \\ & + \rho \frac{dv}{dt} \sum l \beta \frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2}. \end{aligned} \quad (9.4)$$

Подставляя значения p_1 и p_2 в уравнение движения (9.3) и преобразуя его, получаем

$$A \frac{dv}{dt} + Bv^2 - C = 0, \quad (9.5)$$

где A , B и C — постоянные коэффициенты;

$$\begin{aligned} A = M + & \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1 b_1 \right) \rho \sum l \beta \frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} + \\ & + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \rho \sum l \beta \frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
B = & \left\{ \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^3 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1 b_1 \right) \left[1 - \left(\frac{\sum D_1^3}{D_4^3} \right)^2 + \right. \right. \\
& \left. \left. + \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^3}{d_{1-4}^3} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^3}{d_{1-4}^3} \right)^2 \right] + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^3 + \right. \right. \\
& \left. \left. + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \left[\sum \xi \left(\frac{\sum D_2^3}{d_{2-5}^3} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^3}{d_{2-5}^3} \right)^2 - 1 \right] \right\} \frac{\rho}{2}; \\
C = & (1 - \alpha) Mg + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^3 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1 b_1 \right) \rho_4 - \\
& - \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^3 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \rho_5.
\end{aligned}$$

Здесь $\xi = \frac{\lambda l}{d}$ — коэффициент потерь энергии по длине трубопровода.

Уравнение (9.5) — частный случай уравнения типа Риккати. Коэффициент A этого уравнения представляет приведенные к подвижной поперечине массы движущихся частей пресса, рабочей жидкости, движущейся в трубопроводе, и сил трения в уплотнениях рабочих и возвратных цилиндров. Коэффициент B характеризует постоянное сопротивление движению подвижной поперечины, коэффициент C — величину активных сил, приложенных к подвижной поперечине, под действием которых происходит движение.

Уравнение (9.5) можно интегрировать непосредственно, в результате получаем формулу для определения скорости подвижной поперечины во времени:

$$v = \sqrt{\frac{C}{B}} \frac{e^{2t\sqrt{BC/A}} - 1}{e^{2t\sqrt{BC/A}} + 1} = \sqrt{\frac{C}{B}} \cdot \text{th} \left(\frac{\sqrt{BC}}{A} t \right). \quad (9.6)$$

Произвольная постоянная интегрирования определена из условия при $t = 0$, $v = 0$. При расчете гидравлических прессов обычно строят график изменения скорости в зависимости от хода подвижной поперечины. Для установления функциональной зависимости скорости v от пути s уравнение (9.5) преобразуют после замены $\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \frac{ds}{dt} = \frac{dv}{ds} v = \frac{1}{2} \frac{d}{ds} (v^2)$, и оно принимает вид:

$$\frac{1}{2} A \frac{d}{ds} (v^2) + Bv^2 - C = 0.$$

После разделения переменных и интегрирования получаем

$$\begin{aligned}
v &= \sqrt{\frac{C}{B}} \sqrt{1 - \exp \left(-2 \frac{B}{A} s \right)} = \\
&= \sqrt{\frac{C}{B}} \frac{\sqrt{\exp \left(2 \frac{B}{A} s \right) - 1}}{\exp \left(\frac{B}{A} s \right)}. \quad (9.7)
\end{aligned}$$

Произвольная постоянная интегрирования определена из начальных условий $t = 0$, $s = 0$ и $v = 0$.

Решая совместно уравнения (9.6) и (9.7) относительно s , находим

$$s = \frac{A}{B} \ln \frac{\exp(t \sqrt{BC}/A) + \exp(-t \sqrt{BC}/A)}{2} = \frac{A}{B} \ln [\operatorname{ch}(t \sqrt{BC}/A)]. \quad (9.8)$$

Из формулы (9.6) следует, что при $t \rightarrow \infty$ скорость подвижной поперечины становится постоянной, $v = \sqrt{C/B} = v_{\text{уст}}$, и движение ее — установившимся. Для практических расчетов очень важно определить время разгона подвижной поперечины, что соответствует переходному процессу. При

$$2t \sqrt{BC}/A = 3, \quad \exp(2t \sqrt{BC}/A) \gg 1$$

в формуле (9.6) единицей в числителе и знаменателе можно пренебречь (ошибка не более 10%). Тогда $v = \sqrt{C/B} = v_{\text{уст}}$. С учетом этого время переходного процесса в приводе определяем по формуле

$$t_{\text{п.п.}} = \frac{3A}{2\sqrt{BC}}. \quad (9.9)$$

Из формулы (9.9) следует, что чем меньше приведенная масса движущихся частей пресса A и больше сопротивление B или активная сила C , тем короче переходный процесс. Из формулы (9.6) следует, что чем больше активная сила C и меньше сопротивление движению B , тем выше скорость установившегося движения.

Подставляя в формулу (9.8) $t = t_{\text{п.п.}}$, найдем путь, пройденный подвижной поперечиной за время переходного процесса:

$$s_{\text{п.п.}} = 0,81 A/B. \quad (9.10)$$

Путь, проходимый подвижной поперечиной при установившемся движении,

$$s = s_{\text{п.п.}} + v_{\text{уст}}(t - t_{\text{п.п.}}) \approx 0,81 \frac{A}{B} + \sqrt{\frac{C}{B}}(t - t_{\text{п.п.}}) \quad \text{при } t > t_{\text{п.п.}} \quad (9.11)$$

Скорость установившегося движения подвижной поперечины при прямом холостом ходе $v_{\text{уст}}$ не должна превышать определенного значения, обусловленного давлением жидкости в наполнительном баке. Предельное значение скорости ее находят из уравнения движения (9.1) при $P_1 = 0$. Это означает, что статический напор жидкости в наполнительном баке полностью расходуется на преодоление скоростного напора и гидравлических сопротивлений на участке трубопровода 4—1 (наполнительный бак — рабочий цилиндр). При дальнейшем увеличении скорости подвижной поперечины под действием ее собственной силы тяжести произойдет разрыв струи (образование вакуума), и в результате в гидросистему прес-

совой установки будет засасываться воздух, что недопустимо. Для предотвращения разрыва струи необходимо увеличивать сопротивление со стороны возвратных цилиндров (увеличить их размеры) или повысить давление в наполнительном баке.

Давление рабочей жидкости в наполнительном баке, соответствующее нижнему уровню поверхности, определяем из уравнения (9.4), полагая $p_1 = 0$:

$$p_4 = \left[1 - \left(\frac{\sum D_1^2}{D_4^2} \right)^2 + \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 \right] \times \\ \times \frac{\rho v^2}{2} + \rho \frac{dv}{dt} \sum l \beta \frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2}. \quad (9.12)$$

В этом случае коэффициенты в уравнении движения (9.5)

$$A' = M + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \rho \sum l \beta \frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2}; \\ B' = \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \left[\sum \xi \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right)^2 + \right. \\ \left. + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right)^2 - 1 \right] \frac{\rho}{2}; \\ C' = (1 - \alpha) Mg - \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2 \sum D_2 b_2 \right) p_5.$$

Тогда скорость установившегося движения подвижной поперечины

$$v'_{уст} = \sqrt{C'/B'}. \quad (9.13)$$

Подставляя $v'_{уст}$ в выражение (9.12), находим наименьшее возможное значение давления в наполнительном баке p'_4 . В практике давление, соответствующее нижнему уровню поверхности рабочей жидкости в наполнительном баке, принимают на 20...30% выше или определяют из условия заданных скоростей прямого холостого хода.

При наличии уравновешивающих цилиндров, которые устанавливают только в тяжелых прессах, уравнение движения (9.1) содержит еще одно слагаемое — равнодействующую давления жидкости в уравновешивающих цилиндрах.

При расчете параметров прямого холостого хода давление в наполнительном баке принимают наименьшим, при котором еще не происходит разрыва струи жидкости в трубопроводе.

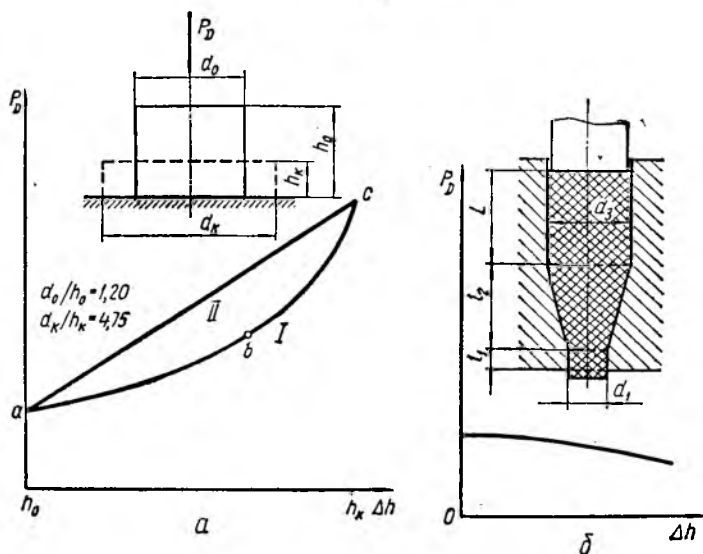
Рабочий ход. Для осуществления рабочего хода необходимо соединить рабочие цилиндры пресса с жидкостью высокого давления — аккумулятором, а возвратные — со сливным баком.

Деформирующее усилие при рабочем ходе, приложенное к подвижной поперечине, не является постоянным. На рис. 9.1, а, б, в

показаны типовые схемы технологических операций обработки давлением и графики изменения деформирующего усилия, построенные согласно приведенным ниже формулам [22, 27, 30]:

1. Осадка

$$P = \varphi \sigma_{\tau} \frac{\pi d^2}{4} \left(1 + \frac{\mu d}{3h} \right). \quad (9.14)$$



2. Прессование (прямое выдавливание)

$$P = \varphi 2 \sigma_{\tau} \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{l_2}{d_3 - d_1} \ln \frac{d_3}{d_1} + 2\mu \frac{l_1}{d_1} + \frac{1}{3} \right) \exp \left(\frac{2\mu L}{d_3} \right). \quad (9.15)$$

3. Обратное выдавливание (закрывтая прошивка)

$$P = \varphi \sigma_{\tau} \frac{\pi d^2}{4} \left[2 + \left(1 + \frac{D^2}{d^2} \right) \ln \frac{\left(\frac{D}{d} \right)^2}{\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1} \right] \quad \text{при } h > \frac{d}{6}, \quad (9.16)$$

или

$$P = \varphi \sigma_{\tau} \frac{\pi d^2}{4} \left[1 + \left(1 + \frac{D^2}{d^2} \right) \ln \frac{\left(\frac{D}{d} \right)^2}{\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1} + \frac{1}{6} \frac{d}{h} \right] \quad \text{при } h < \frac{d}{6}. \quad (9.17)$$

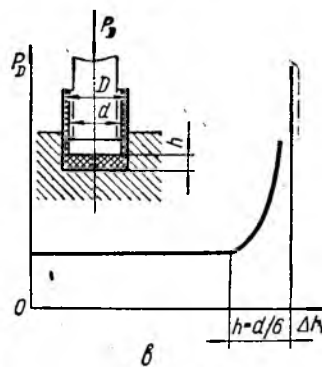


Рис. 9.1

Обозначения в формулах (9.14)...(9.17) приведены в схемах операций.

Для расчета параметров рабочего хода ковочного гидравлического пресса в качестве исходных данных примем линейаризованный график усилий деформации при осадке согласно рис. 9.1, а (график *II*):

$$P = P_0 + Ds,$$

где P_0 — первоначальное усилие деформации заготовки;

$$D = \frac{P_K - P_0}{s_K},$$

P_K , s_K — соответственно конечное усилие и ход подвижной поперечины.

Уравнение движения подвижной поперечины можно записать в следующем виде:

$$P_1 - P_2 - P_0 - Ds - R_1 - R_2 - R + Mg = M \frac{dv}{dt}. \quad (9.18)$$

На основании уравнений Бернулли и неразрывности для линий трубопроводов 1—3 (рабочие цилиндры — аккумулятор) и 2—5 (возвратные цилиндры — сливной бак) и допущений, сформулированных при рассмотрении прямого холостого хода, получим выражения для определения давлений в рабочих и возвратных цилиндрах, аналогичные (9.4):

$$\begin{aligned} p_1 = p_3 - \left[1 + \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-3}^3} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-3}^3} \right)^2 - \left(\frac{\sum D_1^2}{D_3^2} \right)^2 \right] \rho \frac{v^2}{2} - \\ - \rho \frac{dv}{dt} \sum l \beta \frac{\sum D_1^2}{d_{1-3}^3}; \\ p_2 = p_5 + \left[\sum \xi \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^3} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^3} \right)^2 - 1 \right] \rho \frac{v^2}{2} + \\ + \rho \frac{dv}{dt} \sum l \beta \frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^3}. \end{aligned} \quad (9.19)$$

Выражая P_1 , P_2 согласно формуле (9.2) и подставляя значения p_1 и p_2 , после преобразований уравнение (9.18) приводим к виду

$$A \frac{dv}{dt} + Bv^2 - C + Ds = 0, \quad (9.20)$$

где A , B и C — постоянные при принятых допущениях коэффициенты;

$$\begin{aligned} A = M + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1 b_1 \right) \rho \sum l \beta \frac{D_1^2}{d_{1-3}^3} + \\ + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2 b_2 \right) \rho \sum l \beta \frac{D_2^2}{d_{2-5}^3}; \end{aligned}$$

$$B = \left\{ \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) \left[1 - \left(\frac{\sum D_1^2}{D_3^2} \right)^2 + \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-3}^2} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-3}^2} \right)^2 \right] + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) \left[\sum \xi \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-5}^2} \right) - 1 \right] \right\} \frac{\rho}{2};$$

$$C = (1 - \alpha) Mg + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) p_3 - \\ - \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) p_5 - P_0.$$

Физический смысл коэффициентов A , B и C в уравнении (9.20) такой же, как и в уравнении (9.5). Коэффициент D характеризует интенсивность увеличения сопротивления заготовки в зависимости от перемещения подвижной поперечины в процессе рабочего хода. При $D = 0$ уравнение (9.21) переходит в уравнение (9.5). Уравнение (9.20) приводят к линейному после замены $\frac{dv}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d}{ds}(v^2)$:

$$\frac{1}{2} A \frac{d}{ds}(v^2) + Bv^2 - C + Ds = 0. \quad (9.21)$$

Решение уравнения (9.21) производят методом изменения произвольной постоянной. Интегрируя и используя начальные условия при $t = 0$, $s = 0$ и $v = 0$, получаем

$$v = \sqrt{\left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B} \right) \left[1 - \exp\left(-2\frac{B}{A}s\right) - \frac{D}{B}s \right]}. \quad (9.22)$$

При $D = 0$ (усилие деформации в процессе рабочего хода постоянно) выражение для скорости подвижной поперечины (9.22) совпадает с выражением (9.7).

Из выражения (9.22) следует, что скорость подвижной поперечины в процессе рабочего хода является переменной, т. е. имеет место неустановившееся движение. В начале рабочего хода скорость подвижной поперечины равна нулю, затем она возрастает до максимального значения и падает до нуля при непрерывном росте деформирующего усилия. Для ориентировочного определения длины рабочего хода в выражении (9.22) пренебрегаем $\exp\left(-2\frac{B}{A}s\right)$ по сравнению с единицей. Тогда

$$S_{p. \kappa} = (A/2B) + (C/D). \quad (9.23)$$

Для определения максимальной скорости подвижной поперечины при рабочем ходе необходимо найти производную $\frac{dv}{ds}$ из выражения

(9.22) и приравнять ее к нулю. Тогда путь s , пройденный подвижной поперечиной, будет соответствовать максимальной скорости

$$s_{v \max} = \frac{A}{2B} \ln \left(1 + \frac{2BC}{AD} \right). \quad (9.24)$$

Подставляя $s_{v \max}$ в уравнение (9.20) и полагая $\frac{dv}{dt} = 0$, находим

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{C}{B} - \frac{AD}{2B^2} \ln \left(1 + \frac{2BC}{AD} \right)}. \quad (9.25)$$

В частном случае при $A = 0$ и $D = 0$ после раскрытия неопределенности устанавливаем, что

$$v_{\max} = \sqrt{C/B} = v_{\text{уст}}.$$

Это совпадает с полученным ранее выражением.

Чтобы определить продолжительность рабочего хода, скорость в выражении (9.22) представляем в виде производной пути по времени $v = \frac{ds}{dt}$ и пренебрегаем периодом разгона, для чего положим $\exp(-2\frac{B}{A}s) = 0$.

После этого допущения уравнение (9.22) примет вид:

$$\frac{ds}{dt} = v = \sqrt{\frac{AD + 2BC}{2B^2} - \frac{D}{B}} s. \quad (9.26)$$

После интегрирования и использования начальных условий при $t = 0$, $s = 0$ и преобразования получаем

$$s = t \sqrt{\frac{AD + 2BC}{2B^2} - \frac{D}{4B}} t^2. \quad (9.27)$$

Приравнивая правые части выражений (9.23) и (9.27) и решая относительно t , находим продолжительность рабочего хода:

$$t_{p. \kappa} = 3 \sqrt{2 \left(\frac{A}{D} + \frac{2BC}{D^2} \right)}.$$

При интегрировании уравнения движения (9.21) для случая линеаризованного графика деформирующего усилия с несколькими участками произвольную постоянную определяют из начальных условий каждого участка.

Рассмотрим влияние коэффициентов A , B , C и D на характер изменения скорости подвижной поперечины согласно выражению (9.22). С увеличением коэффициента A при прочих равных условиях возрастает продолжительность разгона подвижной поперечины (максимальное значение скорости смещается в сторону конца рабочего хода), максимальная скорость несколько уменьшается, продолжительность рабочего хода возрастает. Влияние коэффициента A будет сильнее при расчетах быстроходных прессов, а также прес-

сов с низким давлением рабочей жидкости. Коэффициент A зависит от размеров трубопровода. Для уменьшения коэффициента A необходимо трубопроводы делать короткими. Коэффициент B зависит от гидравлических сопротивлений и размеров трубопровода, с уменьшением коэффициента B возрастает максимальное значение скорости подвижной поперечины и происходит смещение максимальной скорости к началу рабочего хода (период разгона сокращается). При проектировании гидросистемы прессовой установки необходимо стремиться уменьшить гидравлические сопротивления.

С увеличением коэффициента C увеличивается скорость установившегося движения подвижной поперечины, однако это целесообразно в определенных пределах. При увеличении коэффициента C после

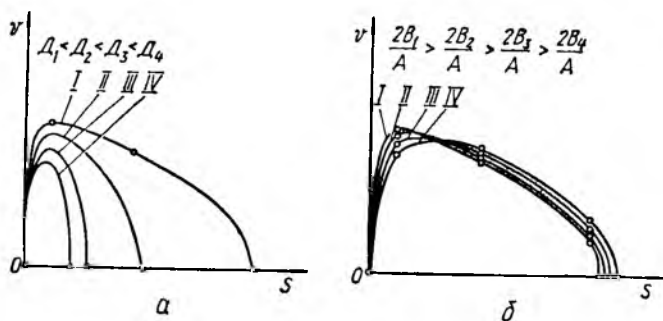


Рис. 9.2

некоторого определенного значения, устанавливаемого на основании энергетического расчета, происходит уменьшение к. п. д., поэтому такой путь повышения быстроходности гидравлического пресса не всегда целесообразен. Для оптимального выбора коэффициента C необходимо проводить, кроме динамического, энергетический расчет.

Быстроходность и величину рабочего хода гидравлического пресса в основном определяют коэффициентом D , характеризующим интенсивность нарастания сопротивления движению подвижной поперечины со стороны деформируемой заготовки. Как показано на рис. 9.2, а, с увеличением коэффициента D уменьшается длина рабочего хода. Если $\frac{dv}{ds} < D$, то данная операция вообще не может быть выполнена на рассматриваемом прессе, так как сопротивление деформированию со стороны заготовки нарастает интенсивнее по сравнению с инерционными силами.

Период разгона подвижной поперечины в процессе рабочего хода зависит от соотношения $2B/A$ (рис. 9.2, б): чем больше это соотношение, тем короче период разгона. Однако увеличивать это соотношение надо в результате уменьшения величины A , в противном случае снижается максимальная скорость подвижной поперечины.

Обратный холостой ход. Скорость обратного холостого хода подвижной поперечины гидравлического пресса задается техническими условиями на проектирование. Задача расчета — определение усилия возвратных цилиндров (например, определение размеров поперечных сечений плунжеров при заданном давлении). Для осуществления обратного холостого хода необходимо соединить возвратные цилиндры с источником жидкости высокого давления — аккумулятором, а рабочие цилиндры — с наполнительным баком через наполнительный клапан или со сливным через главный распределитель. Для увеличения быстроходности пресса скорость возвратного хода должна быть максимально возможной. В некоторых случаях она достигает 60 см/с. Для определения параметров обратного холостого хода составляют уравнение движения, аналогичное (9.1) и (9.18), которое имеет вид

$$P_2 - P_1 - (1 + f) Mg - R_1 - R_2 = M \frac{dv}{dt}. \quad (9.28)$$

Как и в предыдущих случаях, используя уравнения Бернулли и неразрывности с принятыми допущениями, приводим уравнение движения (9.28) к дифференциальному типу Риккати:

$$A \frac{dv}{dt} + Bv^2 - C = 0, \quad (9.29)$$

где A , B и C — постоянные коэффициенты;

$$\begin{aligned} A &= M + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 + 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) \rho \sum \beta \frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} + \\ &+ \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 - 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) \rho \sum \beta \frac{\sum D_2^2}{d_{2-3}^2}; \\ B &= \left\{ \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 - 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) \left[1 - \left(\frac{\sum D_2^2}{D_3^2} \right)^2 + \sum \xi \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-3}^2} \right)^2 + \right. \right. \\ &+ \left. \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_2^2}{d_{2-3}^2} \right)^2 \right] + \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 + 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) \left[\left(\frac{\sum D_1^2}{D_4^2} \right)^2 + \right. \\ &+ \left. \sum \xi \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 + \sum \xi_m \left(\frac{\sum D_1^2}{d_{1-4}^2} \right)^2 - 1 \right] \right\} \frac{\rho}{2}; \\ C &= \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 - 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) p_3 - (1 + \alpha) Mg - \\ &- \left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 + 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) p_4. \end{aligned} \quad (9.30)$$

После интегрирования выражения (9.29) получаем

$$v = \sqrt{\frac{C}{B}} \sqrt{1 - \exp\left(-2 \frac{B}{A} s\right)}.$$

Для определения размеров возвратных цилиндров необходимо в выражении (9.31) приравнять $v = v_{\text{уст}}$ и подставить значения C и B из выражений (9.30). Ввиду громоздкости арифметических преобразований проще решить эту задачу подстановкой.

При рассмотрении динамики насосно-аккумуляторного привода прессовых установок в данном параграфе не учитывалась продолжительность срабатывания распределительных устройств.

9.2. Энергетика насосно-аккумуляторного привода

Гидропрессовые установки с одной ступенью нагружения. Основные энергетические показатели привода прессовых установок — это полезная (эффективная) работа, расходуемая прессом на деформирование заготовки за один рабочий ход, полезная (эффективная) мощность, развиваемая прессом в процессе рабочего хода, и коэффициент полезного действия.

Полезную работу находят из графика деформирующих усилий по ходу подвижной поперечины:

$$A_d = \int P ds. \quad (9.32)$$

Полезная мощность в процессе рабочего хода определяется произведением деформирующего усилия на скорость деформирования (скорость перемещения подвижной поперечины):

$$N_s = Pv. \quad (9.33)$$

В отличие от полезной работы, совершаемой прессом за один рабочий ход, и полезной мощности, развиваемой прессом в процессе рабочего хода, которые являются абсолютными характеристиками, коэффициент полезного действия — относительная характеристика, позволяющая сравнивать гидравлические прессы между собой и с другими кузнечно-штамповочными машинами.

Для сравнения энергетических показателей работы прессовых установок необходимо знать к. п. д. цикла, а для анализа потерь при выполнении технологической операции — мгновенный к. п. д.

К. п. д. цикла гидропрессовой установки называется отношение полезной работы, совершаемой прессом в процессе одного рабочего хода A_d , ко всей энергии, потребляемой за время полного цикла A :

$$\eta_s = A_d / A. \quad (9.34)$$

Мгновенным к. п. д. называется отношение полезной мощности, расходуемой в каждый момент рабочего хода, ко всей мощности, потребляемой гидропрессовой установкой в данный момент:

$$\eta_{s. \text{ мг}} = N_s / N. \quad (9.35)$$

В дальнейшем будем рассматривать к. п. д. цикла, выражения для определения мгновенного к. п. д. можно составить по аналогии.

Полезная мощность. В насосно-аккумуляторном приводе прессовых установок скорость подвижной поперечины согласно уравнению (9.26) зависит от приложенного к ней деформируемого усилия, так как давление жидкости в аккумуляторе остается практически постоянным. Полезная мощность, развиваемая прессом,

$$N_3 = Pv(P). \quad (9.36)$$

Для наиболее эффективного использования потенциальной энергии рабочей жидкости необходимо выбирать такое соотношение между деформирующим усилием и скоростью перемещения подвижной поперечины, при котором полезная мощность является максимальной.

Для определения оптимальных соотношений между деформирующим усилием и скоростью подвижной поперечины необходимо дифференцировать выражение (9.36) по усилию и производную приравнять к нулю:

$$\frac{dN_3}{dP} = v(P) + Pv'(P) = 0. \quad (9.37)$$

Рассмотрим примеры определения оптимального усилия для некоторых частных случаев:

1. Деформирующее усилие в процессе рабочего хода остается постоянным, $P = P_0 = \text{const.}$ Из уравнения (9.22) находим значение $\frac{dv}{dP_0}$ и подставляем его в уравнение (9.37), тогда

$$P_0 = -2C / \left(\frac{dC}{dP_0} \right). \quad (9.38)$$

Из выражения (9.21) находим значение $\frac{dC}{dP_0} = -1$, которое подставляем в (9.38) и C по (9.21):

$$P_{\text{опт}} = \frac{2}{3} \left[\left(\frac{\pi}{4} \sum D_1^2 - 0,15\mu_1\pi \sum D_1b_1 \right) p_3 + (1 - \alpha) Mg - \right. \\ \left. - \left(\frac{\pi}{4} \sum D_2^2 + 0,15\mu_2\pi \sum D_2b_2 \right) p_5 \right]. \quad (9.39)$$

Выражение (9.39) позволяет определить постоянное на протяжении рабочего хода оптимальное деформирующее усилие для заданного давления рабочей жидкости в аккумуляторе p_3 . Если пренебречь влиянием силы тяжести подвижной поперечины, противодействием со стороны возвратных цилиндров и вредных сопротивлений, то величина оптимального деформирующего усилия $P_{0,\text{опт}}$ будет в полтора раза меньше номинального:

$$P_{0,\text{опт}} = \frac{2}{3} P_n. \quad (9.40)$$

2. Деформирующее усилие в процессе рабочего хода не является постоянным. Выбор оптимальных соотношений между деформиру-

ющим усилием и номинальным определяют по средней мощности, развиваемой в процессе рабочего хода [25].

Полезную работу за один рабочий ход можно определить интегралом

$$A_d = \int_0^{t_{p.к}} N_s dt = \int_0^{t_{p.к}} P v dt. \quad (9.41)$$

В уравнении (9.22) слагаемое $\exp\left(-2\frac{B}{A}s\right)$ даже при малых значениях s , близких к нулю, значительно меньше 1, а поэтому при подстановке значения v в интеграл будем пренебрегать слагаемым $\exp\left(-2\frac{B}{A}s\right)$. Тогда интеграл (9.41) представим в виде

$$A_d = \int_0^{t_{p.к}} (P_0 + Ds) \sqrt{\left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}\right) - \frac{D}{B}s} \cdot dt. \quad (9.42)$$

Путь s , проходимый подвижной поперечиной, — это функция времени. Поэтому прежде чем приступить к интегрированию (9.42), выразим

$$s = t \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} - \frac{D}{4B} t^2,$$

откуда

$$t = \frac{2B}{D} \left[\sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} - \sqrt{\left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}\right) - \frac{A}{B}s} \right]. \quad (9.43)$$

Подставляя в (9.42) значение s и произведя интегрирование, получим

$$A_d = \frac{D^3}{32B^2} t_{p.к}^4 - \frac{D^2}{4B} t_{p.к}^3 \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} + \frac{D}{2} \left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B} - \frac{P_0}{2B} \right) t_{p.к}^2 + P_0 t_{p.к} \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}}. \quad (9.44)$$

Средняя эффективная мощность за рабочий ход

$$N_{э.ср} = \frac{A_d}{t_{p.к}} = \frac{D^3}{32B^2} t_{p.к}^3 - \frac{D^2}{4B} t_{p.к}^2 \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} + \frac{D}{2} \left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B} - \frac{P_0}{2B} \right) t_{p.к} + P_0 \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}}. \quad (9.45)$$

Для определения максимальной средней эффективной мощности за один рабочий ход дифференцируем выражение (9.45) и приравниваем производную к нулю:

$$\frac{dN_{э.ср}}{dt_{p.к}} = \frac{3D^3}{32B^2} t_{p.к}^2 - \frac{D^2}{2B} t_{p.к} \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} + \frac{D}{2} \left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B} - \frac{P_0}{2B} \right), \quad (9.46)$$

откуда

$$t_{p. \kappa} = \frac{8}{3} \frac{B}{D} \sqrt{\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B}} - \frac{2}{3} \frac{B}{D} \sqrt{4 \left(\frac{AD}{2B^2} + \frac{C}{B} \right) + 6 \frac{P_0}{B}}. \quad (9.47)$$

Приравнивая выражение (9.43) и (9.47) и производя преобразования, находим

$$P_{\kappa} - P_0 = D s_{\kappa} = \frac{1}{9} \left[4 \left(\frac{AD}{2B^2} + C \right) - 6P_0 + \right. \\ \left. + 2 \sqrt{\left(\frac{AD}{2B} + C \right) \left[4 \left(\frac{AD}{2B} + C \right) + 6P_0 \right]} \right]. \quad (9.48)$$

Из полученного выражения можно определить оптимальное значение деформирующего усилия при заданном номинальном усилии пресса. Значения A , B , C принимают согласно уравнению (9.21). Из выражения (9.48) следует, что для заданного номинального усилия пресса только некоторые технологические графики являются оптимальными.

Расчеты по определению максимальной эффективной мощности, развиваемой прессом в процессе рабочего хода, целесообразно производить при проектировании специализированных прессов.

Коэффициент полезного действия. Продолжительность полного цикла гидропрессовой установки с насосно-аккумуляторным приводом определяется временем забора рабочей жидкости из аккумулятора для совершения прямого рабочего и обратного холостого ходов пресса и наполнения его до первоначального уровня.

Прямой холостой ход осуществляется под действием силы тяжести подвижной поперечины и давления жидкости, поступающей из наполнительного бака. Нагнетание жидкости в наполнительный бак производится в процессе обратного холостого хода. Дополнительного расхода энергии от других источников для зарядки наполнительного бака нет. Потери, связанные с нагнетанием жидкости в наполнительный бак, учитываются при рассмотрении обратного холостого хода. Поэтому при определении эффективного к.п.д. нет необходимости рассматривать прямой холостой ход. Полезная работа выполняется только в процессе прямого рабочего хода.

Полная энергия, потребляемая насосно-аккумуляторным приводом прессовой установки в периоды прямого рабочего, обратного холостого ходов и в период наполнения аккумулятора рабочей жидкостью до первоначального уровня, расходуется для совершения полезной работы и преодоления различного рода сопротивлений в отдельных элементах гидросистемы.

Во всех элементах гидропрессовой установки могут быть потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений, потери, связанные с изменением объема жидкости в результате утечек и упругости ее, потери энергии на преодоление сил трения в механических парах и др.

Рассмотрим потери и определим к. п. д. для каждого из указанных элементов гидросистемы прессовой установки.

Гидравлический пресс воспринимает потенциальную энергию рабочей жидкости, поданную в рабочие или возвратные цилиндры. Эта энергия расходуется на совершение полезной работы (пластическое деформирование заготовки), на преодоление вредных сопротивлений в процессе прямого рабочего и обратного холостого ходов пресса и упругое деформирование системы цилиндр — рабочая жидкость.

Энергия жидкости, находящейся внутри рабочего или возвратного цилиндров, без учета потерь на сжатие и утечки называется цилиндровой энергией $A_{ц}$, соответственно мощность называется цилиндровой мощностью $N_{ц}$, а с учетом этих потерь — индикаторной энергией $A_{и}$ и индикаторной мощностью $N_{и}$.

Индикаторную энергию определяют экспериментально по индикаторным диаграммам давления жидкости в рабочих или возвратных цилиндрах, снятых в процессе прямого рабочего и обратного холостого ходов пресса. Предположительные индикаторные диаграммы можно строить, пользуясь уравнениями динамики для рабочего и обратного ходов (9.18) и (9.28). Индикаторная энергия расходуется на совершение деформирования заготовки, преодоление сил трения и сопротивления со стороны возвратных цилиндров.

Отношение полезной работы пресса, израсходованной за один рабочий ход $A_{д}$, к индикаторной $A_{и}$, израсходованной за один цикл, называют механическим к. п. д. пресса:

$$\eta_m = A_{д}/A_{и} = A_{д}/(A_{1и} + A_{2и}), \quad (9.49)$$

где $A_{и} = A_{1и} + A_{2и}$;

$A_{1и}$ — индикаторная энергия, израсходованная в рабочем цилиндре за время прямого рабочего хода;

$A_{2и}$ — индикаторная энергия, израсходованная в возвратных цилиндрах за время обратного хода.

Отношение индикаторной энергии $A_{и}$ к цилиндровой $A_{ц}$ называется объемным к. п. д.:

$$\eta_o = A_{и}/A_{ц}. \quad (9.50)$$

Значение цилиндровой энергии не может быть определено точно ввиду неопределенности утечек рабочей жидкости. Поэтому в расчетах значение объемного к. п. д. принимают, исходя из опытных данных, $\eta_o = 0,98...0,96$:

$$A_{ц} = A_{1ц} + A_{2ц},$$

где $A_{1ц}$ — цилиндровая энергия рабочего цилиндра за время прямого рабочего хода;

$A_{2ц}$ — цилиндровая энергия возвратных цилиндров за время обратного холостого хода.

Энергия рабочей жидкости перед входом в рабочие или возвратные цилиндры всегда больше энергии внутри этих цилиндров

на величину местных потерь при входе. Энергию рабочей жидкости перед входом в цилиндр называют располагаемой энергией.

Отношение цилиндровой энергии $A_{\text{ц}}$ к располагаемой $A_{\text{рс}}$ называют гидравлическим к. п. д.:

$$\eta_{\text{г}} = A_{\text{ц}}/A_{\text{рс}}; A_{\text{рс}} = A_{1\text{рс}} + A_{2\text{рс}}, \quad (9.51)$$

где $A_{1\text{рс}}$ — располагаемая энергия перед входом в рабочие цилиндры;

$A_{2\text{рс}}$ — располагаемая энергия перед входом в возвратные цилиндры.

Эффективным к. п. д. цикла гидравлического пресса называется отношение полезной работы, совершенной за один рабочий ход, к располагаемой энергии, израсходованной за полный двойной ход подвижной поперечины пресса:

$$\eta_{12} = A_{\text{д}}/A_{\text{рс}} = \eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}. \quad (9.52)$$

Аккумулятор. В современных конструкциях гидропрессовых установок наиболее широко распространены пневматические (воздушные) аккумуляторы, в которые рабочая жидкость нагнетается насосами. В пневматических аккумуляторах отсутствуют механические, но имеют место объемные, гидравлические, термодинамические и пневматические потери.

Объемный и гидравлический к. п. д. аккумулятора определяют аналогично приведенному выше для гидравлического пресса.

Объемный к. п. д. цикла аккумулятора

$$\eta_{\text{оз}} = A_{3\text{н}}/A_{3\text{ц}}. \quad (9.53)$$

Гидравлический к. п. д. цикла аккумулятора

$$\eta_{3\text{г}} = A_{3\text{вых}}/A_{3\text{вх}}, \quad (9.54)$$

где $A_{3\text{вых}}$, $A_{3\text{вх}}$ — энергии рабочей жидкости, расходуемые соответственно на выходе и входе в аккумулятор без учета утечек.

Термодинамический к. п. д. аккумулятора характеризует потери энергии в связи с изменением давления воздуха при наполнении и опорожнении аккумулятора [28].

Термодинамические процессы при этом протекают в разных температурных условиях, что обуславливает различные значения коэффициентов политропы. Опорожнение аккумулятора происходит сравнительно быстро, следовательно, теплообмен через его стенки будет незначительным, и коэффициент политропы можно принимать равным адиабатическому: $k = 1,4$. В противоположность этому наполнение аккумулятора происходит медленно. В начале наполнения температура внутри аккумулятора ниже, чем снаружи, следовательно, происходит приток тепла извне (показатель политропы больше), в конце — наоборот. Разность между политропами сжатия и расширения характеризует рассеяние энергии — термодинамические потери.

Отношение энергии расширения к энергии сжатия за цикл называют термодинамическим к. п. д. аккумулятора:

$$\eta_{3г} = A_{3р}/A_{3сж}, \quad (9.55)$$

где $A_{3р}$ — работа адиабатического расширения;

$A_{3сж}$ — работа политропического сжатия.

Пневматический к. п. д. аккумулятора $\eta_{пз}$ характеризует утечки воздуха из пневматических баллонов.

Полный к. п. д. аккумулятора η_3 определяется произведением объемного гидравлического, термодинамического и пневматического к. п. д.:

$$\eta_3 = \eta_{3г}\eta_{3р}\eta_{3г}\eta_{3п}. \quad (9.56)$$

Соединительные трубопроводы. В соединительных трубопроводах могут быть гидравлические и объемные потери энергии при нагнетании рабочей жидкости в отдельные элементы гидросистемы: аккумулятор, рабочий цилиндр и др. Эти потери определяют аналогично рассмотренному выше. Полный к. п. д. трубопровода

$$\eta_{тр} = \eta_г\eta_о. \quad (9.57)$$

Мультипликатор. Работа мультипликатора аналогична работе гидравлического пресса, соответственно производится и определение к. п. д. Полный к. п. д. мультипликатора

$$\eta_7 = \eta_{7м}\eta_{7о}\eta_{7г}. \quad (9.58)$$

Насос. Гидравлические насосы имеют гидравлические, объемные и механические потери, которые определяют, как указано в гл. 7. Полный к. п. д. насоса

$$\eta_6 = \eta_{6м}\eta_{6г}\eta_{6о}. \quad (9.59)$$

Эффективный к. п. д. гидропрессовой установки определяют произведением к. п. д. ее отдельных элементов:

$$\eta = \eta_1\eta_{тр}\eta_3\eta_6\eta_{эл}, \quad (9.60)$$

где $\eta_{эл}$ — к. п. д. электродвигателя.

Гидропрессовые установки с несколькими ступенями нагружений. Гидропрессовые установки с насосно-аккумуляторным приводом, используемые для выполнения технологических операций с пиковыми нагрузками в конце рабочего хода, неэкономичны даже при оптимальных соотношениях между деформирующим и номинальным усилиями, которые определяют по выражениям (9.39) и (9.48).

На рис. 9.3 показан график деформирующего усилия по ходу подвижной поперечины. Полезная работа, совершаемая прессом, будет определяться $\int_0^s Pds$ или пропорционально площади Odc . Оптимальное усилие, даже без учета потерь, должно быть больше $P_{\max}$,

следовательно, избыток давления между аккумулятором и рабочим цилиндром $p_3 - p_1$ в каждой точке хода должен поглощаться в гидросистеме, вызывая нагревание рабочей жидкости. Расходуемая для совершения рабочего хода потенциальная энергия рабочей жидкости аккумулятора пропорциональна площади $Oabc$. Для повышения экономичности гидропрессовых установок с насосно-аккумуляторным приводом нагружение в прессе рабочего хода производят ступенями, что возможно при наличии нескольких рабочих цилиндров или гидравлического мультипликатора.

В трехцилиндровом гидравлическом прессе при выполнении любой технологической операции нагружение возможно осуществлять следующим образом (гл. 6):

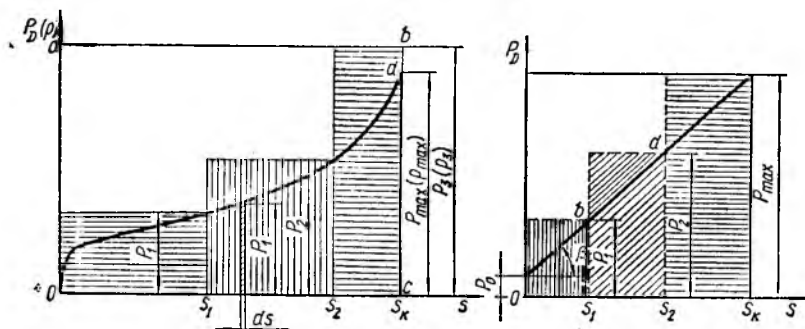


Рис. 9.3

I — ступень усилий — жидкость высокого давления подается в средний рабочий цилиндр; боковые рабочие цилиндры соединены с низким давлением.

II ступень усилий — жидкость высокого давления подается в боковые рабочие цилиндры; средний соединен с жидкостью низкого давления.

III ступень усилий — жидкость высокого давления одновременно подается во все три рабочих цилиндра.

В одноцилиндровом прессе с насосно-аккумуляторным приводом и мультипликатором возможно осуществить две ступени нагружения:

I ступень усилий — жидкость в рабочий цилиндр пресса подается непосредственно из аккумулятора.

II ступень усилий — жидкость из аккумулятора подается в мультипликатор, где трансформируется в жидкость высокого давления, а затем подается в рабочий цилиндр.

При выборе ступеней усилий для трехцилиндрового пресса необходимо учесть, что ступени усилий при постоянном давлении пропорциональны соответствующим площадям поперечных сечений плунжеров: I ступень пропорциональна площади плунжера среднего цилиндра $F_{1ср}$, II — сумме площадей плунжеров боковых ци-

линдров F_{16} , III — сумме площадей всех плунжеров: $F_1 = F_{1cp} + F_{16}$.

Из рис. 9.3 видно, что выбор ступеней усилий будет оптимальным, если сумма площадей прямоугольников, основаниями которых являются участки хода s_1 , $(s_2 - s_1)$ и $(s_{max} - s_2)$, а высотами усилия P_1 , P_2 и $P_3 \geq P_{max}$, будет минимальной. Это позволяет графически подобрать оптимальные ступени усилий гидравлического пресса и соответственно выбрать размеры плунжеров. Такое условие можно записать в виде

$$s_{max}(F_{1cp} + F_{16}) - s_2 F_{1cp} - s_1(F_{16} - F_{1cp}) = \min, \quad (9.61)$$

или

$$s_2 F_{1cp} + s_1(F_{16} - F_{1cp}) = s_2 F_{1cp} + s_1(F_1 - 2F_{1cp}) = \max. \quad (9.62)$$

Для случая линейного изменения деформирующего усилия (рис. 9.3) рассматриваемую задачу можно решить аналитически. Примем, что изменение деформирующего усилия определяется по формуле

$$P = P_0 + Ds; \quad D = \operatorname{tg} \beta.$$

Поскольку давление жидкости в рабочем цилиндре в конце каждой ступени одинаково, для точек b и d , соответствующих усилиям P_1 и P_2 , можем записать:

$$F_{1cp} = a + bs_1; \quad (9.63)$$

$$F_{16} = F_1 - F_{1cp} = a + bs_2, \quad (9.64)$$

где $a = P_0/p_3$; $b = D/p_3$.

Решая совместно уравнения (9.62) и (9.64), получаем

$$(F_1 - F_{1cp} - a)F_{1cp} + (F_{1cp} - a)(F_1 - 2F_{1cp}) = \max. \quad (9.65)$$

Дифференцируя уравнение (9.65) по F_{1cp} и приравнявая к нулю производную, находим

$$F_{1cp} = \frac{1}{3}F_1 + \frac{1}{6}a. \quad (9.66)$$

Значение F_{1cp} из формулы (9.66) подставляем в выражение (9.64). Тогда

$$F_{16} = \frac{2}{3}F_1 - \frac{1}{6}a. \quad (9.67)$$

Площадь каждого бокового плунжера рабочего цилиндра

$$F_{16}^1 = \frac{1}{2}F_{16} = \frac{1}{3}F_1 - \frac{1}{12}a. \quad (9.68)$$

Следовательно, при оптимальном выборе ступеней усилий диаметры боковых и среднего плунжеров рабочих цилиндров должны быть различными.

Аналогично можно определить оптимальный выбор ступеней усилий для аккумуляторного гидропривода с мультипликатором.

9.3. Предварительный расчет основных параметров насосно-аккумуляторного привода

На первой стадии проектирования гидропрессовой установки трубопроводы привода не выявлены, а лишь известны приблизительно, поэтому невозможно произвести расчет его параметров. На данной стадии проектирования проводят предварительный расчет, который впоследствии уточняют.

Исходными данными для расчета являются номинальное усилие P_n пресса и давление жидкости p_3 в аккумуляторе. На основании этих данных определяются размеры плунжеров рабочих цилиндров по формуле (6.1):

$$\sum F_1 = P_n / p_3.$$

Для того чтобы определить размеры плунжеров возвратных и уравнивающих цилиндров, необходимо составить уравнения статического равновесия для прямого и обратного холостых ходов. Изменение давления в наполнительном баке и аккумуляторе учитывают следующим образом. При составлении уравнений равновесия подвижной поперечины для прямого холостого хода принимают давление в наполнительном баке равным минимальному, а в аккумуляторе — максимальному; для обратного холостого хода, наоборот, давление в наполнительном баке принимают максимальным, а в аккумуляторе — минимальным.

Давление жидкости в возвратных и уравнивающих цилиндрах при холостых ходах поперечины изменяется незначительно. Перепад давлений между аккумулятором и цилиндром принимают из условия максимального к. п. д. согласно (9.40) без учета вредных сопротивлений. Следовательно, потери давления в трубопроводах высокого давления

$$\Delta p = p_3 / 3. \quad (9.69)$$

Для наполнительного трубопровода потери давления

$$\Delta p = p_4 - (0,1 \dots 0,2). \quad (9.70)$$

Потери давления в трубопроводе пропорциональны квадрату скорости течения жидкости. Следовательно, если скорости подвижной поперечины равны при прямом и обратном холостых ходах, то перепад давлений в сливном трубопроводе определим (учитывая, что скорость течения жидкости в последнем в 1,5...2 раза меньше, чем в напорном трубопроводе) по формуле

$$\Delta p = \frac{p_3 / 3}{(1,5^2 \dots 2,0^2)} \approx \frac{1}{10} p_3. \quad (9.71)$$

При принятых допущениях уравнения статического равновесия подвижной поперечины имеют такой вид:

при прямом холостом ходе

$$Mg + \sum F_1 (0,1 \dots 0,2) = \frac{1}{10} p_3 m_{\text{лн}} \sum F_2 + \frac{4}{3} p_3 m_{\text{ах}} \sum F_3, \quad (9.72)$$

где $\sum F_8$ — сумма площадей поперечных сечений плунжеров уравновешивающих цилиндров;
при обратном холостом ходе

$$Mg + \sum F_1 [2p_{4 \max} - (0,1...0,2)] = \frac{2}{3} p_{3 \min} \left(\sum F_2 + \sum F_8 \right). \quad (9.73)$$

Площадь плунжеров уравновешивающих цилиндров

$$\sum F_8 = \frac{Mg}{p_{3 \max}}. \quad (9.74)$$

Из формулы (9.74) подставляем значения $\sum F_8$ в выражение (9.72) и находим площадь плунжеров возвратных цилиндров:

$$\sum F_2 = \frac{10}{p_{3 \min}} \sum F_1 (0,1...0,2) + \frac{10}{3} \frac{Mg}{p_{3 \min}}. \quad (9.75)$$

Давление жидкости в наполнительном баке определяем из формулы (9.73) после подстановки значений $\sum F_8$ и $\sum F_2$:

$$p_{4 \max} = \frac{13 (0,1...0,2)}{3} - \left(29 - 6 \frac{p_{3 \min}}{p_{3 \max}} \right) \frac{Mg}{18 \sum F_1}. \quad (9.76)$$

При отсутствии уравновешивающих цилиндров размеры плунжеров возвратных цилиндров и давление в наполнительном баке находят по формулам:

$$\sum F_2 = \frac{10Mg}{p_{3 \min}} + \frac{10 \sum F_1 (0,1...0,2)}{p_{3 \min}}; \quad (9.77)$$

$$p_{4 \max} = \frac{17}{6} \frac{Mg}{\sum F_1} + \frac{23}{6} (0,1...0,2). \quad (9.78)$$

Допустимую скорость течения жидкости в напорных трубопроводах при условии удвоенного номинального давления при гидравлическом ударе определяем по формуле

$$[v_{\kappa-3}] = p_3 / \rho a, \quad (9.79)$$

где $[v_{\kappa-3}]$ — допустимая скорость течения жидкости в напорном трубопроводе;

a — скорость распространения ударной волны в трубопроводе, $a\sqrt{k/\rho}$;

k — объемный модуль упругости жидкости.

Пользуясь уравнениями неразрывности и Бернулли для установившегося движения и учитывая гидравлические потери, определяем скорость течения жидкости в трубопроводе и его диаметр:

$$v_{\kappa-3} d_{\kappa-3}^2 = v \sum D^2; \quad (9.80)$$

$$v_{\kappa-3} = \sqrt{\frac{2\Delta p g}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_m}}. \quad (9.81)$$

где d_{k-3} — диаметр рассматриваемого трубопровода.

D — диаметр цилиндра (рабочего, возвратного, уравнивающего) пресса;

$\sum \xi_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

При приближенном расчете гидросистемы прессовых установок рекомендуется $\sum \xi_m$ принимать согласно данным экспериментальных исследований, проведенным в ЦНИИТмаше:

для напорного трубопровода рабочих и возвратных цилиндров

$$\sum \xi_m = 140 \dots 280;$$

для сливного трубопровода рабочих и возвратных цилиндров

$$\sum \xi_m = 6 \dots 120;$$

для наполнительного трубопровода

$$\sum \xi_m = 15 \dots 30;$$

для трубопровода уравнивающих цилиндров

$$\sum \xi_m = 50 \dots 100.$$

Предположим, что диаметр трубопровода одинаковый по всей его длине. Решая совместно уравнения (9.80) и (9.81), находим

$$d_{k-3}^5 - A d_{k-3} - B = 0, \quad (9.82)$$

$$\text{где } A = \frac{v^2 (\sum D^2)^2}{2 \Delta p g} \sum \xi_m; \quad B = \frac{v^2 (\sum D^2)^2}{2 \Delta p g} \lambda l;$$

Δp — потери давления в трубопроводе, которые определяют согласно вышеприведенным рассуждениям.

После определения диаметра напорных трубопроводов по формуле (9.81) определяют скорость течения в них. Найденное значение скорости течения должно быть меньше допустимого:

$$v_{k-3} < (v_{k-3}) = \frac{p_3}{\rho a}.$$

Диаметры проходных сечений клапанов $d_{кл}$ выбирают на основании установившихся в практике соотношений:

$$d_{кл} = (0,8 \dots 0,9) d_{k-3}. \quad (9.83)$$

При расчете диаметра напорного трубопровода рабочих цилиндров d_{1-3} рекомендуется [25] задаваться перепадом давлений, равным номинальному p_3 , тогда при произвольном давлении p_1 в рабочих цилиндрах скорость движения подвижной поперечины

$$v = (v_{1-3})_{\max} \frac{d_{1-3}^2}{\sum D_1^2} \sqrt{\frac{p_{3 \max} - p}{p_{3 \max}}}.$$

Аналогично производят расчеты сливного и наполнительного трубопроводов.

После определения всех размеров трубопровода устанавливаемой на нем аппаратуры необходимо произвести поверочный расчет.

9.4. Расчет насосно-аккумуляторной станции

Насосно-аккумуляторные станции предназначены для питания двух или более прессов жидкостью высокого давления и оборудованы насосами, аккумуляторами жидкости, компрессором высокого давления, регулирующей аппаратурой, трубопроводами и арматурой. В насосно-аккумуляторных станциях обычно используют кривошипно-плунжерные насосы.

Групповой привод может быть меньшей мощности по сравнению с индивидуальными, так как жидкость высокого давления потребляется прессами в сравнительно короткие и различные промежутки времени. При расчете группового привода учитывают вероятность одновременного потребления жидкости высокого давления прессами. Определяя мощность насосов и маневровый объем аккумулятора при обслуживании n прессов, учитывают только часть из них, вероятность одновременной работы которых 1% или более.

Для определения вероятности одновременного потребления жидкости высокого давления прессами разработана методика, в основу которой положены теоремы сложения и умножения вероятностей.

На основании разработанной методики расчета под вероятностью потребления жидкости прессом в любой момент времени понимают отношение продолжительности рабочего хода пресса ко всему циклу:

$$\omega = t/T,$$

где t — продолжительность рабочего хода;

T — продолжительность цикла двойного хода пресса.

Вероятность того, что пресс не потребляет жидкости в любой момент времени равна разности между единицей и вероятностью потребления жидкости прессом:

$$[1 - (t/T)] = (1 - \omega).$$

Вероятность одновременного потребления жидкости двумя и т. д. прессами будет определяться произведением их вероятностей:

$$\omega = \omega_1 \omega_2 \omega_3 \dots \omega_n. \quad (9.84)$$

Если из n прессов k потребляют жидкость высокого давления, а $(n - k)$ не потребляют ее, то вероятность этого будет равна произведению вероятностей:

$$\omega = \omega_1 \omega_2 \omega_3 \dots \omega_k (1 - \omega_{k+1}) (1 - \omega_{k+2}) \dots (1 - \omega_n). \quad (9.85)$$

При решении такой задачи теории вероятности применительно к расчету мощности насосно-аккумуляторной станции может быть

получено большое число группировок прессов, определяемых числом сочетаний из n по k :

$$N_n^k = \frac{n!}{k!(n-k)!}.$$

При решении конкретной задачи из N_n^k группировок, имеющих одинаковую вероятность одновременного потребления жидкости высокого давления, необходимо выбрать ту, которая потребляет наибольшее количество жидкости. Такой группировкой, по-видимому, будет группировка, состоящая из наиболее мощных прессов, подключенных к рассчитываемой насосно-аккумуляторной станции. В связи с этим методика расчета рекомендует располагать и нумеровать прессы, начиная от более тяжелого и кончая самым легким, затем рассчитывать вероятность одновременной работы сначала двух прессов, затем трех, четырех и т. д., пока вероятность их совместной работы не будет меньше 1%; остальные прессы в расчет не принимаются.

Пример. Чтобы рассчитать мощность насосно-аккумуляторной станции и маневрового объема аккумулятора для питания жидкостью высокого давления восьми прутково-трубных прессов, характеристика которых приведена в табл. 17, необходимо установить расчетное количество k прессов.

Таблица 17

Номинальное усилие, МН	Количество прессов	Длительность цикла прессования, с	Длительность потребления жидкости высокого давления за цикл, с	Вероятность потребления жидкости в любой момент
31,5	1	161,4	34,2	0,210
15,0	1	130,1	26,5	0,200
6,0	3	45,0	6,0	0,134
3,0	3	30,0	5,0	0,165

Вероятность совместного потребления жидкости высокого давления первым и вторым прессом

$$\omega = 0,210 \cdot 0,200 = 0,042.$$

Вероятность совместной работы первого и второго прессов более 0,01, следовательно, надо определить вероятность совместной работы трех прессов.

В третьей группе по усилию имеется не один, а несколько прессов, поэтому при расчете необходимо складывать вероятность совместного потребления жидкости первыми двумя прессами с одним из третьих прессов, т. е.

$$\omega = 0,210 \cdot 0,200 [1 - (1 - 0,134)^3] = 0,0147.$$

Вероятность совместного потребления жидкости с одним из третьих прессов также больше 0,01, следовательно, необходимо рассмотреть группировку из первых двух прессов и двух прессов третьей группы, вероятность совместной работы которых составит:

$$\omega = \omega_1 \omega_2 \left\{ [1 - (1 - \omega_3)^3] - \frac{n!}{k!(n-k)!} \omega (1 - \omega_3)^{n-k} \right\} \approx 0,0021.$$

Вероятность совместной работы первых четырех прессов уже менее 0,01, следовательно, расчетное количество потребителей жидкости — четыре пер-

вых пресса, остальные четыре пресса при расчете мощности аккумуляторной станции не учитываются.

Рабочий объем аккумулятора определяют на основании построенного совмещенного графика потребления жидкости первыми тремя прессами (рис. 9.4, а), полученного в результате суммирования графиков 9.4, а, б, в.

Суммарная подача насосов, устанавливаемых на насосно-аккумуляторной станции, должна быть равна среднему расходу жидкости расчетным количеством прессов (в данном случае 4) за цикл:

$$Q = \left(\sum_{i=1}^{i=k} Q_i \right) \frac{1}{T_{\text{ц}} \eta_0}, \quad (9.86)$$

где k — расчетное количество прессов;

Q_i — расход жидкости прессом за время цикла;

$T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла;

η_0 — объемный к. п. д. гидросистемы.

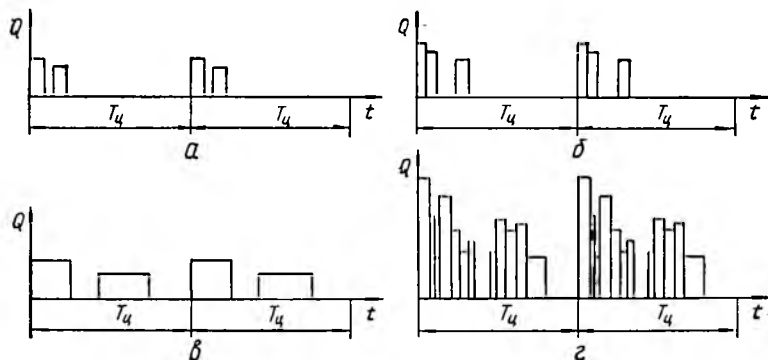


Рис. 9.4

При определении потребляемого количества жидкости прессами необходимо учитывать ее сжимаемость и упругое деформирование гидросистемы.

Для обеспечения бесперебойной работы насосно-аккумуляторной станции необходимо устанавливать один или два резервных насоса. Тогда количество устанавливаемых насосов

$$n = Q/Q_{\text{н}} + (1...2), \quad (9.87)$$

где $Q_{\text{н}}$ — подача одного насоса.

Для определения рабочего объема жидкости в аккумуляторе наибольшее распространение получил графоаналитический метод [25]. Согласно этому методу на совмещенный график потребления рабочей жидкости прессами накладывают график подачи рабочей жидкости насосами. Разница этих объемов должна быть подана из аккумулятора и составлять его рабочий объем.

9.5. Энергетика насосного безаккумуляторного привода

Насосно-аккумуляторный бесступенчатый привод прессовых установок, предназначенных для выполнения операций обработки давлением, график деформирующих усилий которых имеет пик в конце хода, является неэкономичным. При подаче жидкости в рабо-

чий цилиндр пресса непосредственно от насоса давление жидкости, нагнетаемой последним без учета потерь, будет равно давлению в рабочем цилиндре. Таким образом, при использовании насосного безаккумуляторного привода мгновенная мощность, развиваемая прессом, равна мощности, потребляемой им от насоса. Следовательно, к. п. д. насосного безаккумуляторного привода всегда выше, чем насосно-аккумуляторного.

Однако установочная мощность насосного безаккумуляторного привода определяется произведением максимального давления $p_{\max}$, имеющего место в процессе выполнения технологической операции, на подачу Q . При таком использовании насосного безаккумулятор-

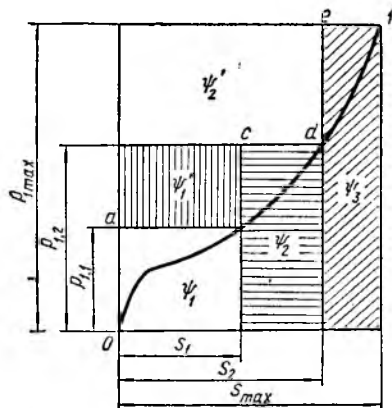


Рис. 9.5

ного привода заранее предопределяется недоиспользование его установочной мощности в процессе выполнения технологической операции, что нежелательно. Цель энергетических расчетов насосного безаккумуляторного привода прессовых установок — выбор оптимальной установочной мощности.

Для обеспечения равенства мгновенной и установочной (номинальной) мощности насосного привода необходимо при конструировании последнего предусмотреть возможность регулирования подачи Q в связи с изменением давления p .

Насосный безаккумуляторный привод со ступенчатым изменением

подачи. При конструировании такого привода используют один или несколько насосов разных производительностей и давлений. Работа трехплунжерного насоса со ступенчатым изменением подачи производится в следующем порядке. В начальный период выполнения технологической операции жидкость подают три плунжера; при достижении давления $p = p_1$, соответствующего потреблению номинальной мощности $p_1 Q_1 = N_n$, происходит переключение одного плунжера на холостую работу. Дальнейшая подача жидкости в гидросистему пресса осуществляется двумя плунжерами (цилиндрами) насоса. Когда давление $p = p_2$, соответствующее номинальной мощности насоса $p_2 Q_2 = N_n$, происходит переключение второго плунжера на холостую работу. Таким образом, использование одного трехплунжерного насоса позволяет осуществить три ступени нагружения. При использовании в насосном приводе нескольких насосов, отличающихся друг от друга производительностью и максимальным развиваемым давлением, работа их производится в том же порядке.

При выборе оптимальной установочной мощности насосного привода необходимо установить такие ступени давления и подачи, ко-

которые обеспечивали бы максимально возможное использование установочной мощности и минимальную продолжительность процесса. Необходимое условие выбора ступеней давлений и подачи — наличие графика усилий (рис. 9.5).

Методику выбора оптимального числа ступеней подачи и давления рассмотрим на примере привода с тремя ступенями подачи и давления. Эту методику можно использовать для расчета любого количества ступеней.

Согласно рис. 9.5 в конце каждой ступени нагружения s_1 , s_2 , $s_{\max}$ в рабочем цилиндре существуют давления $p_{1.1}$, $p_{1.2}$ и $p_{1\max}$ и средняя скорость подвижной поперечины на каждом участке $v_{1.1}$, $v_{1.2}$ и $v_{1.3}$. Продолжительность $t_{p.к}$ прямого рабочего хода можно определить по выражению

$$t_{p.к} = \frac{s_1}{v_{1.1}} + \frac{s_2 - s_1}{v_{1.2}} + \frac{s_{\max} - s_2}{v_{1.3}}. \quad (9.88)$$

Правая часть написанного уравнения не изменится, если каждый член ее умножим и разделим на конечное давление в конце соответствующего участка:

$$t_{p.к} = \frac{s_1 p_{1.1}}{v_{1.1} p_{1.1}} + \frac{(s_2 - s_1) p_{1.2}}{v_{1.2} p_{1.2}} + \frac{(s_{\max} - s_2)}{v_{1.3} p_{1\max}}. \quad (9.89)$$

По условию, насос на каждой ступени должен развивать максимальную мощность

$$v_{1.1} p_{1.1} = v_{1.2} p_{1.2} = v_{1.3} p_{1\max} = \text{const}. \quad (9.90)$$

Время рабочего хода будет наименьшим, если сумма

$$s_1 p_{1.1} + (s_2 - s_1) p_{1.2} + (s_{\max} - s_2) p_{1\max} = \min. \quad (9.91)$$

Каждое слагаемое данной суммы определяется соответствующей площадью графика Ψ_1 , Ψ_2 и Ψ_3 . Следовательно, размеры ступеней подачи и давления нужно выбирать так, чтобы сумма площадей Ψ_1 , Ψ_2 и Ψ_3 была минимальной, или сумма площадей Ψ'_1 и Ψ'_2 должна быть максимальной.

Таким образом, если задан технологический график усилий, то оптимальное количество ступеней подачи и давления можно выбрать, пользуясь графическим решением, порядок которого следующий. Предварительно разбивают диаграмму на участки, затем, оставляя s_1 постоянным, находят наибольшее Ψ'_1 . После этого оставляют s_2 постоянным, находят наибольшую сумму $\Psi'_1 + \Psi'_2$, затем вновь изменяют s_1 и т. д., пока не найдут $\Psi'_1 + \Psi'_2 = \max$.

Если кривая изменения давлений по ходу подвижной поперечины выражена уравнением $p = \varphi(s)$, то задача решается аналитически. Для этого уравнение (9.91) можно представить в виде

$$s_1 (p_{1.2} - p_{1.1}) + s_2 (p_{1\max} - p_{1.2}) = \max, \quad (9.92)$$

или

$$s_1 [\varphi(s_2) - \varphi(s_1)] + s_2 [p_{1\max} - \varphi(s_2)] = \max. \quad (9.93)$$

Для получения экстремальных значений необходимо равенство нулю частных производных по s_1 и s_2 ; таким образом, получим два уравнения с двумя неизвестными:

$$\begin{aligned} \varphi(s_2) - \varphi(s_1) - s_1 \frac{\partial}{\partial s_1} [\varphi(s_1)] &= 0; \\ -(s_2 - s_1) \frac{\partial}{\partial s_2} [\varphi(s_2)] + p_{1\max} - \varphi(s_2) &= 0. \end{aligned} \quad (9.94)$$

Если представить давление в виде степенной зависимости вида

$$\varphi(s) = p = p_0 + as^m, \quad (9.95)$$

то

$$\frac{\partial}{\partial s_1} [\varphi(s_1)] = am s_1^{m-1}; \quad \frac{\partial}{\partial s_2} [\varphi(s_2)] = am s_2^{m-1}. \quad (9.96)$$

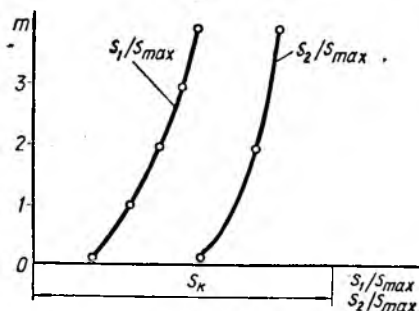


Рис. 9.6

Подставляя выражения (9.96) в уравнения (9.94), находим

$$s_2^m = (m+1)s_1^m; \quad m(s_1 - s_2) \times s_2^{m-1} + s_{\max}^m - s_2^m = 0. \quad (9.97)$$

Эти уравнения решаем относительно s_1 и s_2 :

$$\begin{aligned} s_1 &= \frac{s_{\max}}{\sqrt{(m+1)^2 - m(m-1)}^{\frac{m-1}{m}}}; \\ s_2 &= s_1^m \sqrt{m+1}. \end{aligned} \quad (9.98)$$

По s_1 и s_2 находят соответствующие значения давлений $p_{1.1}$ и $p_{1.2}$.

На рис. 9.6 показан график относительных значений $s_1/s_{\max}$, $s_2/s_{\max}$ в зависимости от показателя m , построенный по формулам (9.98). Из графика следует, что при $m=1$ (что соответствует линейной зависимости усилия от хода подвижной поперечины) длины участков должны быть одинаковыми:

$$s_1 = (s_2 - s_1) = (s_{\max} - s_2).$$

Для определения мощности на валу насоса необходимо предварительно задаться продолжительностью рабочего хода:

$$N_{\text{в}} = \frac{v F_1 p}{\eta_i \eta_m t_{\text{р. н}}} = \frac{F_1}{\eta_i \eta_m t_{\text{р. н}}} [s_1 p_{1.1} + (s_2 - s_1) p_{1.2} + (s_{\max} - s_2) p_{1\max}], \quad (9.99)$$

где η_i — индикаторный к. п. д.;

η_m — механический к. п. д.;

$\eta_i \eta_m = (0,72 \dots 0,77)$ для кривошипно-плунжерных насосов.

Для определения необходимых соотношений диаметров плунжеров пользуются соотношением

$$Q_1 p_{1.1} = Q_{1.2} p_{1.2} = Q_3 p_{1\max}, \quad (9.100)$$

или

$$(F_{6.1} + F_{6.2} + F_{6.3}) p_{1.1} = (F_{6.2} + F_{6.3}) p_{1.2} = F_{6.3} p_{1\max},$$

где $F_{6.1}$, $F_{6.2}$ и $F_{6.3}$ — площади плунжеров насосов, выключаемых соответственно в конце первой, второй и третьей ступеней давления. Площадь $F_{6.3}$ определяется из уравнения подачи на третьей ступени:

$$F_{6.3} = \frac{60Q_3}{\eta_0 h n} = \frac{60 N_b \eta_t \eta_m}{\eta_0 h n p_{1\max}}, \quad (9.101)$$

где η_0 — объемный к. п. д.;

n — частота вращения вала насоса.

Остальные площади можно выразить из уравнения через

$$\begin{aligned} F_{6.1} &= F_{6.3} \frac{p_{1\max}}{p_{1.1}} \left(1 - \frac{p_{1.1}}{p_{1.2}}\right); \\ F_{6.2} &= F_{6.3} \left(\frac{p_{1\max}}{p_{1.2}} - 1\right). \end{aligned} \quad (9.102)$$

Из полученных уравнений следует, что при заданной настройке ступеней давлений соотношения между площадями плунжеров должны быть вполне определенными. Следовательно, для различных силовых графиков технологических операций, выполняемых на прессе, необходимо было бы ставить другие плунжеры и изменять методику настройки автопереключателей.

Рассмотренную методику расчета оптимальных ступеней подачи трехплунжерного насоса можно использовать для выбора мощности электродвигателя с двумя насосами (низкого и высокого давлений) на одном валу. Тогда выражение (9.91) принимает вид

$$s_{1.1} p_{1.1} + (s_{1\max} - s_{1.1}) p_{1\max} = \min.$$

Значения $s_{1.1}$ находят в общем случае графически так, чтобы площадь Ψ_1 была максимальной. Если же график технологической нагрузки задан степенной зависимостью в функции пути, то $s_{1.1}$ определяют по формуле (9.98):

$$s_{1.1} = s_{\max} / \sqrt[m]{m + 1}.$$

Давление

$$p_{1.1} = p_0 + a s_{1.1}^m.$$

Бесступенчатое регулирование подачи и давления. Наиболее экономичным насосным приводом прессов при правильном выборе установочной мощности является безаккумуляторный с бесступенчатым регулированием подачи и давления. Бесступенчатое регулирование позволяет при отсутствии потерь энергии осуществить равенство развиваемой прессом номинальной мгновенной мощности и потребляемой им от электродвигателя в любой момент рабочего хода. В этом случае давление жидкости в рабочих цилиндрах прессы соответствует рабочему усилию, необходимому для выполнения

технологической операции. Значит, при постоянной развиваемой насосом мгновенной мощности с увеличением давления подача должна уменьшаться так, чтобы их произведение оставалось постоянным.

Такое регулирование подачи и давления возможно при использовании ротационно-плунжерных насосов. Плавное регулирование подачи осуществляется за счет изменения эксцентриситета. Для этого, как показано на рис. 8.7, необходимо соединить напорную магистраль насоса с сервоприводом, который перемещает статор насоса. Для выполнения условия $Qp = \text{const}$ при постоянном вращении ротора необходимо соблюдать условие $ep = \text{const}$, где e — эксцентриситет ротационно-плунжерного насоса.

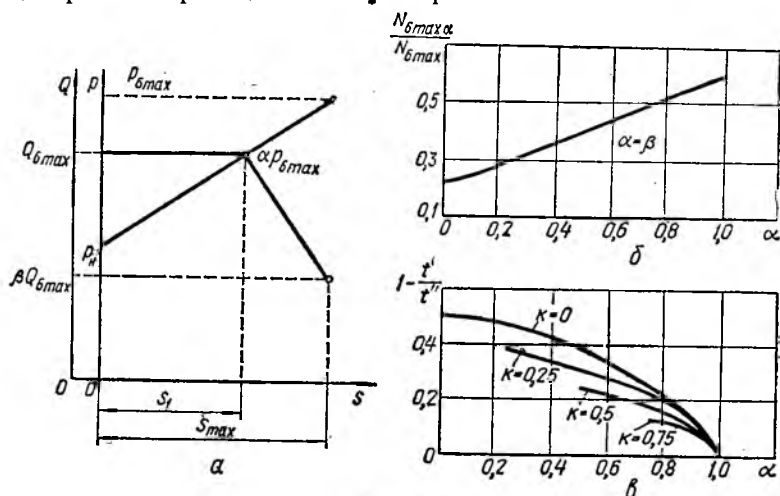


Рис. 9.7

Следовательно, зависимость между эксцентриситетом и давлением является гиперболической. Чтобы обеспечить точное условие $ep = \text{const}$, необходимо использовать фасонные пружины с заданными характеристиками жесткости; чтобы приближенно выполнить условия $ep = \text{const}$, следует применить две или больше пружин различной жесткости.

В прессах с насосами переменной подачи, кроме повышения экономичности привода, сокращается продолжительность рабочего хода. Ниже рассмотрены примеры определения продолжительности рабочего хода при использовании насосов с линейной зависимостью между подачей и давлением для технологических операций, для которых график усилий по ходу подвижной поперечины изменяется по линейному, степенному и произвольному законам согласно исследованиям, проведенным советскими учеными Б. В. Розановым и Е. В. Бубениной.

График производительности насоса с изменением давления показан на рис. 9.7. Обозначим $Q_{6\max}$ — максимальная подача насоса;

$p_{6\max}$ — максимальное давление, развиваемое насосом; α — отношение давления, соответствующего началу изменения подачи насоса, к максимальному; β — отношение максимальной подачи к минимальной; p_6 и Q_6 — текущие значения давления и подачи.

Подачу насоса в интервале давлений $\alpha p_{6\max} \dots p_{6\max}$ определяют по выражению

$$Q_6 = Q_{6\max} \left[1 - \frac{p_6 - \alpha p_{6\max}}{(1 - \alpha) p_{6\max}} (1 - \beta) \right]. \quad (9.103)$$

Графики на рис. 9.7, а показывают изменение подачи $Q_{6\max}$ в зависимости от изменения давления $\alpha p_{6\max}$. Мощность насоса, развиваемая в этом интервале,

$$N_6 = \frac{Q_6 p_6}{\eta_{60} \eta_{6M}}. \quad (9.104)$$

Подставляя значение Q_6 и приравнявая производную $\frac{dN_6}{dp_6}$ к нулю, находим значения давления p_6 и подачи Q_6 , соответствующие наибольшей потребляемой мощности:

$$\begin{aligned} p_{6N_{\max}} &= \frac{1}{2} p_{6\max} \frac{1 - \alpha\beta}{1 - \beta}; \\ Q_{6N_{\max}} &= \frac{1}{2} Q_{6\max} \frac{1 - \alpha\beta}{1 - \alpha}. \end{aligned} \quad (9.105)$$

Следовательно, максимальная мощность насоса

$$N_{6\max} = \frac{1}{4\eta_{60}\eta_{6M}} \frac{Q_{6\max} p_{6\max} (1 - \alpha\beta)^2}{(1 - \beta)(1 - \alpha)}. \quad (9.106)$$

Из полученного выражения следует, что максимальная мощность насоса зависит от значений безразмерных параметров α и β . Для частного случая, характеризующего равенством $\alpha = \beta$, максимальная мощность

$$N_{6\max} = \frac{1}{4\eta_{60}\eta_{6M}} Q_{6\max} p_{6\max} (1 + \alpha)^2. \quad (9.107)$$

При $\alpha = 1$ имеем насос с постоянной подачей, при этом формула (9.107) переходит в (9.104). График на рис. 9.7, б характеризует изменение максимальной мощности, развиваемой насосом, в зависимости от параметра α : при увеличении α увеличивается мощность и при $\alpha = 1$, что соответствует насосу с постоянной подачей, мощность максимальная.

Если в насосном приводе с насосом постоянной подачи выбрать мощность его, равную максимальной мощности насоса с переменной подачей, то производительность такого насоса можно определить по выражению

$$Q_{6\text{const}} = \frac{N_{6\max}}{p_{6\max}} = \frac{1}{4} \frac{(1 - \alpha\beta)^2}{(1 - \alpha)(1 - \beta)} Q_{6\max}. \quad (9.108)$$

Продолжительность рабочего хода

$$t'_{p. x} = \frac{s_{p. x} F_1}{Q_{6const}}. \quad (9.109)$$

Продолжительность рабочего хода при использовании насоса с переменной подачей той же мощности при $\alpha = \beta$

$$t'_{p. x} = \frac{s_1 F_1}{Q_{6max}} + \frac{2(s_{max} - s_1)}{Q_{6max}(1 + \beta)}. \quad (9.110)$$

Поскольку

$$k = P_n / P_{6max} \text{ и } s_1 = s_{max} \frac{\alpha p_{6max} - p_n}{p_{6max} - p_n} = \frac{\alpha - k}{1 - k} s_{max},$$

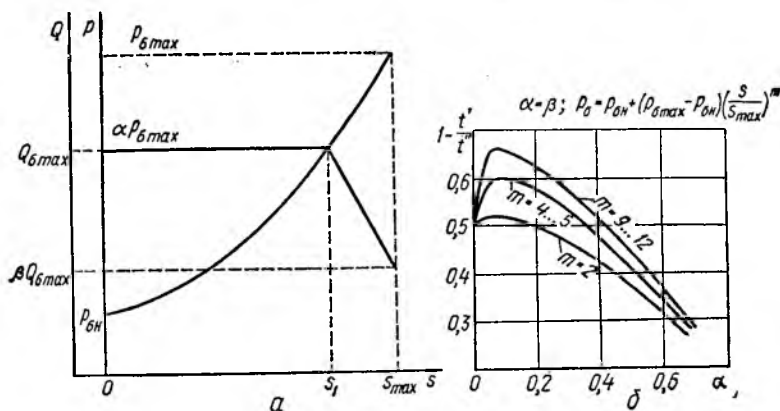


Рис. 9.8

имеем

$$t'_{p. x} = \frac{2 - (\alpha - k + \alpha\beta - k\beta)}{(1 - k)(1 + \beta)} \frac{s_{max} F_1}{Q_{6max}}. \quad (9.111)$$

На графике (рис. 9.7, в) показано изменение продолжительности рабочего хода при $\alpha = \beta$ и различных значениях k и α . Наибольшее сокращение его имеет место при $\alpha = 0$ и $k = 0$.

Аналогично можно определить сокращение продолжительности рабочего хода при использовании насоса с переменной подачей для технологических процессов, для которых график усилий деформации (давление p_{6max}) изменяется по степенной зависимости по ходу ползуна (рис. 9.8, а):

$$p = p_n + (p_{6max} - p_0) (s/s_{max})^m. \quad (9.112)$$

Величина хода ползуна s_1 , после которого начинается изменение подачи жидкости, определяется по выражению

$$s_1 = s_{max} \sqrt[m]{\frac{\alpha - k}{1 - k}}. \quad (9.113)$$

В первом приближении, заменяя график изменения давления в интервале $\alpha p_{6\max} \dots p_{6\max}$ линейным, время движения ползуна определим по выражению

$$t_{p. x}^* = \frac{s_{\max} F_1 \sqrt[m]{\frac{\alpha - k}{1 - k}}}{Q_{6\max}} + \frac{2 s_{\max} \left(1 - \sqrt[m]{\frac{\alpha - k}{1 - k}} \right) \frac{F_1}{Q_{c. \max}}}{1 + \beta} =$$

$$= \frac{2 - \sqrt[m]{\frac{\alpha - k}{1 - k}} (1 - \beta)}{1 + \beta} \frac{s_{\max} F_1}{Q_{6\max}}. \quad (9.114)$$

Для насосов с постоянной подачей продолжительность рабочего хода определяют по формуле (9.109). На рис. 9.8, б представлен график, характеризующий сокращение продолжительности рабочего хода при $\alpha = \beta$ и различных значениях m . Из графиков следует, что применение насосов с переменной подачей позволяет сократить продолжительность рабочего хода в среднем на 50...60%.

Аналогичные расчеты проведены при рассмотрении операций глубокой вытяжки. В результате установлено, что использование насосов переменной подачи позволяет сократить продолжительность рабочего хода на вытяжных операциях в среднем на 30...35%. Значит, применение насосов с переменной подачей наиболее рационально в прессах, предназначенных для технологических операций, графики деформирующих усилий которых имеют пиковый характер на относительно небольшом участке рабочего хода.

Еще больший эффект можно получить при использовании в приводе насоса маховика.

9.6. Расчет компенсаторов гидроудара

При резком изменении скорости течения жидкости в трубопроводах может быть гидравлический удар (гл. 7), в процессе которого давление жидкости на отдельных участках увеличивается в 1,5..2 раза. В гидропрессовых установках гидравлический удар может возникнуть при быстром открытии клапанов (золотников), а также при выполнении операций сквозной прошивки, вырубки.

Для предотвращения или смягчения гидравлического удара в гидросистеме прессовых установок предусматривают компенсаторы гидравлических ударов, которые поглощают энергию ударной волны или волны гашения, возникающей при любом резком изменении скорости течения жидкости в трубопроводе. Принцип действия компенсаторов состоит в том, что при любом внезапном местном повышении давления упругий элемент (поршень пневматического цилиндра, пружина и др.) перемещается, в результате чего происходит поглощение избытка энергии при волновых процессах, и последние затухают без значительного увеличения давления.

На рис. 9.9 показаны схемы наиболее часто применяемых компенсаторов гидроударов. Первоначальное давление воздуха или

затяжка пружины определяются давлением жидкости в гидросистеме. Размеры воздушного колпака компенсатора или выбор пружины находят на основании его расчета. На практике пользуются упрощенным расчетом, который приведем ниже. Расчет компенсатора производится для наиболее неблагоприятного случая — мгновенного перекрытия трубопровода без учета упругости самой жидкости и всей гидросистемы.

В момент перекрытия трубопровода кинетическая энергия жидкости

$$L_3 = \frac{\sum mv^2}{2} = \frac{\pi \rho}{8} \sum d_i^2 l_i v_i^2, \quad (9.115)$$

где d_i , l_i — соответственно диаметр и длина отдельных участков трубопровода;

v_i — скорость течения жидкости на рассматриваемом участке трубопровода.

В воздушном компенсаторе кинетическая энергия расходуется на сжатие воздуха. При этом сжатие воздуха в компенсаторе принимают по адиабате $k = 1,4$, следовательно,

$$L_3 = \frac{p_0 V_0}{k-1} [1 - (p_k/p_0)^{(k-1)/k}], \quad (9.116)$$

где p_0 , V_0 — соответственно первоначальное давление и воздушный объем компенсатора;

p_k — конечное давление.

Приравняв правые части формул (9.115) и (9.116) и задаваясь первоначальным объемом воздуха в компенсаторе, находят конечное давление p_k или, наоборот, задаваясь конечным давлением p_k , определяют размеры воздушного объема компенсатора V_0 .

В пружинном компенсаторе кинетическая энергия движущейся жидкости расходуется на сжатие пружины

$$L_3 = \frac{4D^3}{Gd^4} (P_k^2 - P_0^2), \quad (9.117)$$

где D — диаметр пружины;

i — расчетное число витков пружины;

G — модуль упругости II рода материала пружины;

d — диаметр витка пружины;

P_0 , P_k — соответственно первоначальное и конечное усилия, действующие на пружину.

Приравняв правые части выражений (9.115) и (9.116), для выбранной пружины найдем конечное усилие, после опреде-

ления которого, необходимо рассчитать ее осадку по формуле

$$\lambda = \frac{8p_k D^3}{Gd^4} l \quad (9.118)$$

и сравнить с допустимой.

Глава 10. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ УЗЛОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

10.1. Станины

Гидравлические прессы применяют в различных отраслях обработки материалов и имеют разнообразное конструктивное оформление. Однако конструкции основных узлов их — станин, подвижных поперечин, рабочих, возвратных и уравнивающих цилиндров, столов — имеют много общего. Подробные описания конструкций узлов современных гидравлических прессов приведены в литературе [19, 20, 25, 32].

Вертикальные станины. Конструкции вертикальных станин гидравлических прессов подразделяют на колонные и рамные; рамные станины могут быть одностоечными и двухстоечными открытого или закрытого типа.

Одностоечные станины открытого типа выполняют литыми и сварными, цельными (рис. 10.1, а) и составными. Составные станины стянуты стяжными болтами, усилие предварительной затяжки которых должно обеспечить нераскрытие стыков при нагружении номинальным усилием. Материал станин, как правило, — углеродистая сталь.

Конструкции открытых станин гидравлических прессов показаны на рис. 10.1. Открытая составная станина на рис. 10.1, б состоит из верхней 2 и нижней 6 поперечин, стойки 3 и консолей 4, сходящихся в точке поворота 5. Стойки стянуты стяжными болтами 1. В некоторых конструкциях составных станин отсутствуют консоли и стойки стягиваются четырьмя стяжными болтами, как показано на рис. 10.1, в.

В операциях свободнойковки, листовой штамповки равнодействующая деформирующих давлений не всегда расположена в плоскости симметрии станины, поэтому станина воспринимает дополнительный изгибающий момент относительно другой оси сечения. В связи с этим рекомендуется расстояние между стойками станины увеличивать, чтобы момент сопротивления сечения изгибу был достаточно большим. При определении напряжений, действующих в наиболее опасном сечении, необходимо учитывать допустимую эксцентричность приложения равнодействующей деформирующих давлений. Наиболее опасной нагруженной точкой является одна из угловых точек поперечного сечения.

Составные одностоечные станины строят для номинальных усилий, близких к верхней границе. Особое внимание обращается на

Часто к одностоечным станинам крепят направляющие подвижной поперечины (ползуна) пресса.

Станины колонного типа применяют в гидравлических прессах, предназначенных для выполнения всех видов кузнечной технологии. Они состоят из верхней и нижней неподвижных поперечин, соединенных между собой колоннами (рис. 6.1). Такая станина является достаточно легкой, обеспечивает хороший обзор и доступность к рабочему пространству пресса, что особенно важно при выполнении операцийковки. В зависимости от номинального усилия и технологического назначения гидравлического пресса конструкции верхней и нижней поперечин имеют свои характерные особенности.

Верхняя поперечина в гидравлических прессах предназначена для замыкания станины пресса в единую жесткую раму и крепления рабочих цилиндров. Верхние поперечины могут быть литыми или сварными, материал их — стальное литье или катаная сталь с пределом прочности не ниже 350 МПа. На рис. 10.2 изображены литая (а) и сварная (б) конструкции верхней поперечины. Высоту верхней поперечины устанавливают в зависимости от диаметра колонн d и принимают $h = (2,5...3,5)d$. Верхняя поперечина имеет гнезда для установки рабочих, а в некоторых случаях возвратных и уравновешивающих цилиндров, а также гнезда для крепления колонн. Диаметры гнезд под гидравлические цилиндры больше диаметра самих цилиндров на величину деформации их под действием внутреннего давления. При отсутствии такого зазора стенки цилиндрических гнезд необходимо рассчитывать на прочность, так как они будут воспринимать давление жидкости в цилиндрах. Минимальную ширину верхней поперечины устанавливают в зависимости от размеров рабочих цилиндров.

Сечение верхней поперечины — коробчатого типа, в местах приложения нагрузок требуемую жесткость обеспечивают ребра. Особое внимание уделяют восприятию усилий от рабочих цилиндров. Для обеспечения передачи равномерно распределенного давления по фланцу цилиндра необходимо, чтобы жесткость стенок гнезда была равномерной относительно его оси, что достигается симметрично расходящимися ребрами жесткости.

В мощных гидравлических прессах верхние поперечины делают составными (рис. 10,2, в), так как масса их и размеры выходят за пределы железнодорожного габарита и грузоподъемности кранов. Выбор плоскости разреза производят параллельно фронту пресса. Составные поперечины стягивают стяжными болтами, воспринимающими только растягивающие усилия. На боковых поверхностях поперечины предусматривают обработанные площадки для установки и крепления гидравлических подъемников.

В прессах с нижним расположением рабочих цилиндров верхняя поперечина служит только для соединения колонн и крепления верхнего бойка. Особенности такой конструкции для ковочных прессов показаны на рис. (6.21).

Нижняя поперечина (рис. 10.3) представляет собой фасонную стальную отливку, состоящую из секций 3, 5, 6, стянутых болтами 4, или сварную раму, которая при верхнем расположении рабочих цилиндров предназначена для установки стола пресса 1, механизмов передвижения стола 2 и выталкивания изделия.

Высоту нижней поперечины, как и верхней, устанавливают в зависимости от диаметра колонн и $h = (2,5 \dots 3,5)d$, материал ее — стальное литье или катаная сталь с пределом прочности не ниже

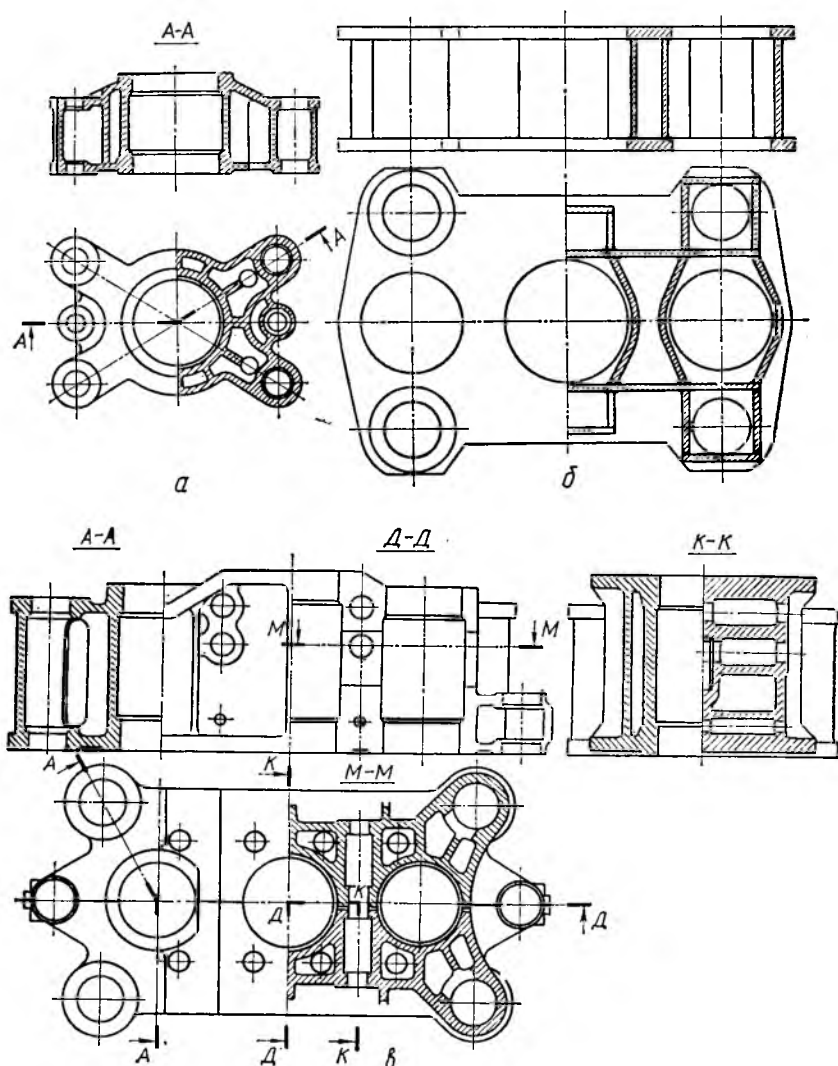


Рис. 10.2

450 МПа. Для установки пресса на фундамент нижняя поперечина имеет консоли, примыкающие к гнездам для колонн и обеспечивающие устойчивость пресса. В прессах с номинальным усилием свыше 40 МН нижние поперечины делают составными. Плоскости разреза их, как и верхних поперечин, выбирают в сечениях с меньшими изгибающими моментами. Стяжные болты 4 воспринимают только растягивающие усилия. Для повышения жесткости ее поперечное сечение выполняют сотообразной формы с равными толщинами перегородок.

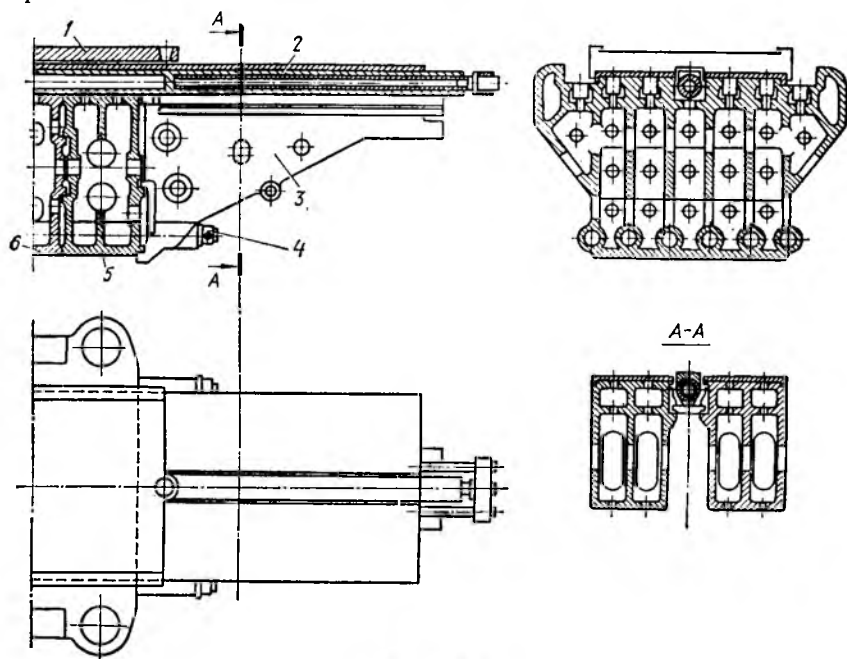


Рис. 10.3

Колонны предназначены для соединения верхней и нижней поперечин в единую рамную конструкцию. Колонны диаметром до 500...800 мм изготовляют сплошными, свыше 800 мм часто делают пустотелыми. Внутренние отверстия диаметром до 300 мм высверливают, а свыше 350 мм могут быть получены ковкой на оправке. Сверления колонн позволяют обнаружить внутренние пороки исходной поковки. Материал колонн — вязкая углеродистая сталь с содержанием 0,30...0,45% С и легированная 1,5...2,0% Ni. Колонны гидравлических прессов служат в качестве направляющих подвижной поперечины, поэтому шероховатость поверхности их должна соответствовать $R_z 0,05$. Жесткость станины гидравлического пресса зависит от конструкции соединения поперечин с колоннами и затяжки колонн. Существует несколько конструктивных

решений, обеспечивающих жесткое и прочное соединение поперечин с колоннами (рис. 10.4).

Обе поперечины соединяют с колоннами 1 при помощи гаек 2. Эта конструкция соединения не гарантирует от смещения колес в поперечинах на величину зазора между колоннами и гнездами в поперечинах (зазор достигает 2 мм), но существенно упрощает изготовление колонн и их монтаж.

Для предупреждения вращения колонн при навинчивании гаек на нижней поперечине сделаны упоры. Для стопорения верхних гаек предназначена врезная планка, а на торцевой поверхности

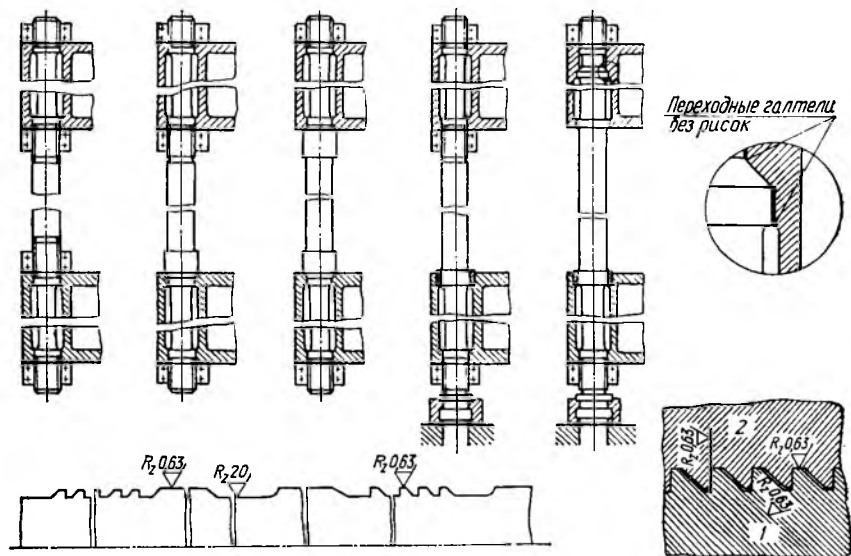


Рис. 10.4

внутренних гаек делают зубчатый пояс. Чтобы обеспечить равномерную предварительную затяжку колонн, в рабочий цилиндр нагнетают давление, на 20 % превышающее номинальное, и после этого производят затягивание внутренних гаек. При таком креплении колонн наблюдались случаи срыва резьбы у нижних внутренних гаек при эксцентричном приложении нагрузки.

Крепление с помощью буртов и гаек используют для нижней и верхней поперечин. Применение буртов для соединения с верхней поперечиной требует увеличенных диаметров гнезд в подвижных поперечинах. Направляющие втулки подвижных поперечин должны быть разрезными и с толстыми стенками. Соединение колонн с неподвижными поперечинами при помощи буртов и гаек требует высокой точности расположения буртов, в противном случае при монтаже колонн возникнут дополнительные напряжения и, кроме того, усложнится предварительная затяжка соединения. Для осуществления ее в колонне делают сверление, в которое вставляют

нагреватели. Колонну разогревают и гайки закручивают на определенный угол, обеспечивающий требуемую затяжку соединения после остывания.

Крепление с помощью гаек и конических втулок применяют в том случае, если колонны пресса широко расставлены и их можно установить на башмаках. Такое соединение колонн с поперечинами позволяет снизить коэффициент концентрации напряжений в местах контакта. Кроме того, при такой конструкции толщина направляющих втулок подвижной поперечины остается нормальной и не требуется точного соблюдения положения опорных поверхностей для верхней поперечины.

Крепление с помощью гаек, конических втулок и буртов встречается редко.

Резьба на колоннах 1 упорная, примерный профиль ее показан на рис. 10.4. Наружный диаметр резьбы на колонне должен быть на 1 мм меньше ее посадочного размера в гнездах поперечин.

Гайки 2 колонн 1 имеют цилиндрическую форму, выполняются в виде стальных отливок с $\sigma_b = 450$ МПа цельными или составными. Наружный диаметр гаек принимается равным $1,5 d$, где d — диаметр колонны, а высота гайки $(1,0 \dots 1,5)d$. Общая площадь стяжных болтов разъемной гайки должна составлять $6 \dots 8\%$ площади поперечного сечения колонны. Допустимые давления в резьбе гайки — 80 МПа, допустимые напряжения среза — 25 МПа, допустимые напряжения изгиба — 50 МПа. Исследованиями установлено, что основная часть нагрузки воспринимается первыми пятью-шестью витками, причем на первый виток в зависимости от шага резьбы приходится от 34 до 44% всей нагрузки. Неравномерность распределения усилий по высоте гайки учитывается низкими значениями допустимых давлений в резьбе.

В настоящее время появились гидравлические прессы с нижним расположением рабочих цилиндров (рис. 6.4). Отличительной особенностью конструкций станин этих прессов является то, что масса подвижных частей пресса значительно больше, чем у прессов с верхним расположением рабочих цилиндров, так как станина стала подвижной, а поперечина — неподвижной. Станины с нижним расположением рабочих цилиндров при прочих равных условиях являются более устойчивыми, так как центр силы тяжести пресса расположен на уровне опорной поперечины.

Станины закрытого (рамного) типа применяют в гидравлических прессах, предназначенных для переработки пластмасс, листовой штамповки и др. Они выполняются литыми и сварными, цельными и составными. Конструкции их в гидравлических и кривошипных прессах аналогичны. В станинах закрытого типа обеспечивается лучшее направление ползуна (подвижной поперечины), чем в станинах колонного типа, но уменьшается обзор и доступность к рабочему пространству пресса.

Горизонтальные станины. В большинстве случаев это станины колонного типа. Передняя и задняя неподвижные поперечины

соединены колоннами и их устанавливают, как правило, на общей сварной раме. Колонны станины — это направляющие для подвижной поперечины прессы.

Пакетировочные и брикетировочные гидравлические прессы имеют станины коробчатого типа.

10.2. Подвижные поперечины

Подвижные поперечины гидравлических прессов предназначены для крепления верхнего рабочего инструмента и передачи усилий со стороны рабочих цилиндров на деформируемую заготовку

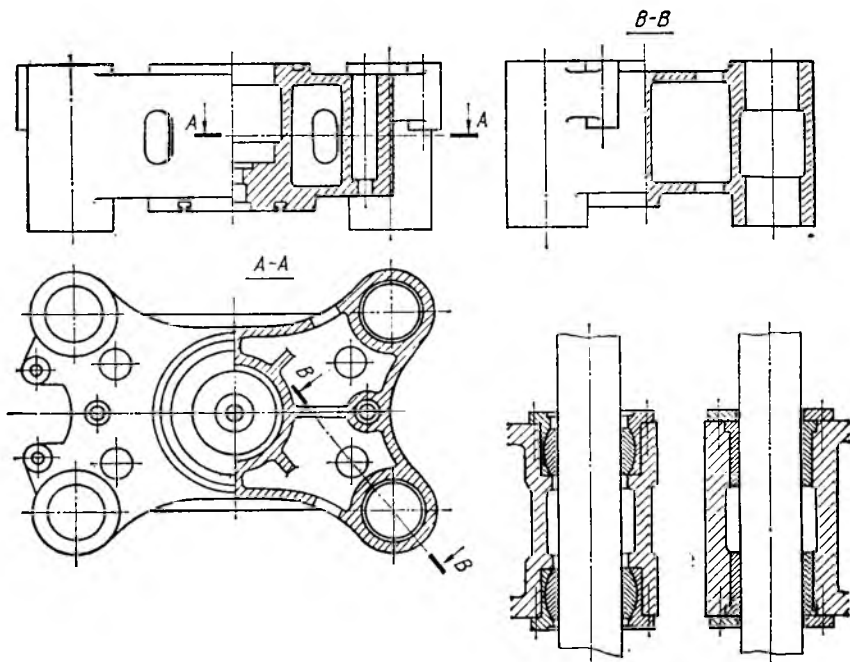


Рис. 10.5

(рис. 10.5). Подвижные поперечины изготавливают цельными и составными, литыми и сварными. Материал их — стальное литье или катаная сталь с пределом прочности не ниже $\sigma_b = 450$ МПа. Форма и размеры подвижной поперечины соответствуют, как правило, верхней поперечине. Высоту направляющих гнезд подвижных поперечин рекомендуют принимать равной $(2,5 \dots 3,5)d$. Для направления движения подвижной поперечины в направляющие гнезда их вставляют разрезные втулки с толщиной стенок $20 \dots 25$ мм, изготовленные из чугуна СЧ 12-28 или СЧ 15-32. Высота каждой втулки примерно равна диаметру колонны. Шероховатость днутренней поверхности втулок выполняется с $R_{z0,04}$. В гидравли-

ческих прессах, предназначенных дляковки, предусмотрен одно-сторонний зазор не менее 1 мм между втулкой и колонной с внут-ренней стороны пресса. При разогреве подвижной поперечины в про-цессековки зазор выбирается. Поверхность направляющих втулок смазывается, для чего установлены масленки. В крупных прессах для равномерного распределения давлений на колонны при эксцент-ричном приложении деформирующего усилия боковую поверх-ность направляющих втулок выполняют в виде сферы (рис. 10.5).

Для уменьшения усилий, воспринимаемых колоннами при экс-центричной ковке, подвижные поперечины снабжают хвостови-ком, который отливается совместно с поперечиной или жестко

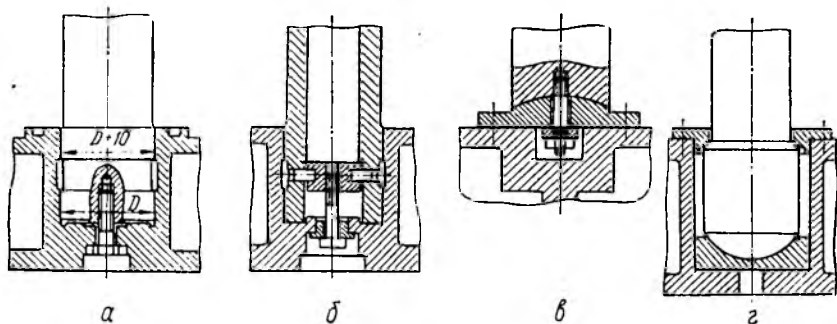


Рис. 10.6

в ней крепится. Однако конструкция поперечины с хвостовиком возможна только для гидравлических прессов с двумя рабочими ци-линдрами, что исключает возможностьковки с несколькими ступе-нями нагружения. Поэтому она не нашла широкого распро-стране-ния.

Крепление плунжеров рабочих цилиндров с подвижной попе-речиной осуществляется следующими способами:

1. Жесткое соединение плунжера рабочего цилиндра, как по-казано на рис. 10.6, а, б, целесообразно в гидравлических прес-сах с одним плунжером. При наличии нескольких плунжеров жесткое крепление потребовало бы высокой степени точности соосности гнезд крепления плунжеров в подвижной поперечине и гнезд рабо-чих цилиндров в верхней поперечине. Малейшая несоосность вы-зывает перекосы при монтаже, что приводит к преждевременному и неравномерному износу уплотнений, которое усугубляется экс-центричным приложением деформирующего усилия. Таким образом, в многоцилиндровых прессах не рекомендуют жесткое крепление плунжеров рабочих цилиндров.

2. Непосредственное шарнирное соединение плунжеров с по-движной поперечиной показано на рис. 10.6, в, г. Такой тип соеди-нения удобный с точки зрения монтажа и увеличивает срок службы уплотнений по сравнению с жестким креплением. Поэтому его

применяют в прессах дляковки. Однако в шарнирной пята возникает значительный момент трения при перекосах поперечины, что вызывает также неравномерный износ уплотнений и направляющей втулки плунжера. Шарнирное соединение плунжеров с подвижной поперечиной требует хорошего направления ее в направляющих втулках. В трехцилиндровых гидравлических прессах средний плунжер, как правило, имеет жесткое крепление, а боковые — шарнирное.

3. Соединение плунжеров боковых рабочих цилиндров с подвижной поперечиной в крупных гидравлических прессах осуществляется посредством промежуточных стержней, называемых пестами. При таком конструктивном решении продолжительность срока службы направляющих втулок плунжеров и уплотнений возрастает. Однако эта конструкция является более сложной и требует больших габаритов, поэтому ее нельзя применять в гидравлических прессах с малыми номинальными усилиями.

Для крепления рабочего инструмента для подштамповой плиты подвижная поперечина имеет Т-образные пазы.

Направление подвижной поперечины ползуна в прессах с рамной станиной осуществляется направляющими, как в кривошипных прессах. Направление ползуна с помощью направляющих более желательно, так как позволяет по мере износа направляющих поверхностей выбирать зазор.

10.3. Рабочие и возвратные цилиндры

Конструкция рабочего цилиндра в значительной степени определяется технологией его изготовления и расположением на прессе (рис. 10.7). В литых цилиндрах форма дна в большинстве случаев плоская, в кованных — сферическая. В настоящее время разработана технология изготовления кованосварных рабочих цилиндров, у которых днища привариваются электрошлаковой сваркой. Внутренний диаметр рабочего цилиндра на 10...15 мм больше диаметра плунжера. Для направления плунжеров в рабочие цилиндры запрессовывают бронзовые (БрОЦС6-6-3) втулки высотой $3/4d$ (d — диаметр плунжера.) Шероховатость внутренней поверхности втулки должна быть $R_z 0,04$, а точность размеров должна соответствовать Н7. Материалом рабочих цилиндров является высококачественная литая или кованая сталь с содержанием 0,30...0,35% С, а в некоторых случаях малолегируемая с 1,5...2,0% Ni.

Толщину сферической формы днища рабочего цилиндра принимают равной 1,5 толщины стенки, внутренний радиус его приблизительно равен диаметру, а радиус перехода от стенки к днищу — $1/4d$ (d — внутренний диаметр цилиндра). Толщина плоского днища обычно равна двукратной толщине стенки с радиусом перехода, равным $1/8d$ (d — внутренний диаметр цилиндра). Переходы от стенок к днищу должны быть выполнены плавно, без каких-либо рисок, чтобы уменьшить концентрацию напряжений. В верхней

и нижней частях цилиндра необходимо предусмотреть посадочные пояски, диаметр которых меньше диаметра гнезд поперечин на величину упругой деформации цилиндра под действием номинального давления. Размеры опорного фланца определяют из условия, чтобы среднее давление не превышало 90 МПа. Переход от стенки к фланцу рекомендуют выполнять по радиусу $0,15 \dots 0,25$ толщины стенки сочетанием окружности со скосом или параболической формы. При этом необходимо избегать появления рисок при обработке.

Прочность гидравлического цилиндра определяется во многих случаях формой и качеством переходной галтели, соединяющей стенку с фланцем. Разрушение рабочих цилиндров происходит в результате образования усталостных трещин в сечении $A-A$

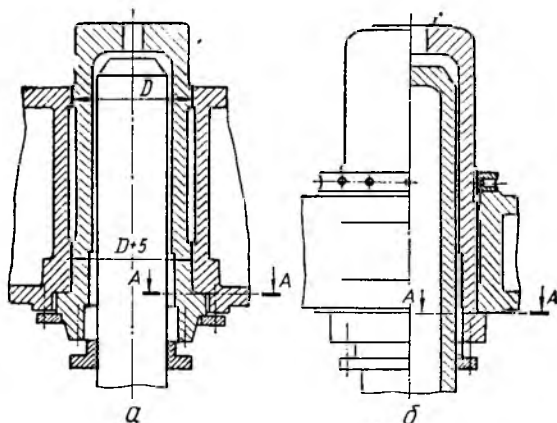


Рис. 10.7

(рис. 10.7). Экспериментальные исследования по выявлению оптимальных форм галтелей, проведенные во ВНИИметмаше, показали, что из двух исследуемых форм — параболической и сложной (дуга окружности со скосом) — в последней теоретический коэффициент концентрации $\alpha_z = \sigma_{\max}/\sigma$ имеет наименьшее значение $\alpha_z = 1,79$. При дальнейших исследованиях было установлено, что оптимальной является форма, соответствующая профилю гидродинамического потока воды.

Крепление рабочих цилиндров в верхней поперечине осуществляется так, как показано на рис. 10.7, а, б. Наиболее рекомендуемое крепление показано на рис. 10.7, а. Количество крепежных болтов или шпилек рассчитывают исходя из силы тяжести всех подвижных частей пресса. Для спуска жидкости из рабочего цилиндра в нижней его части делают отверстие с пробкой. Плунжеры рабочих цилиндров выполняют сплошными или пустотелыми. Однако для уменьшения потерь на объемное сжатие жидкости в рабочем цилиндре рекомендуют не применять плунжеров с выходом ст-

Для стока воды, образующейся при таянии инея с поверхности испарителей, под ними предусмотрен поддон 2. Рабочая поверхность 9 предназначена для установки весов и упаковки продуктов. Продукты в прилавке укладываются в корзины, установленные на выдвижной платформе с вертикальной теплоизолированной стенкой 11, плотно закрывающей проем в стенке прилавка. Витрина освещается лампой 7. Компрессорно-конденсаторный агрегат встроен в прилавок.

На рис. 11.13 показан низкотемпературный прилавок ПН-0,4 для торговли замороженными продуктами; температура внутри прилавка поддерживается (-15)—(-13)°С. В нем может находиться до 80 кг продуктов. Прилавок имеет встроенный холодильный агрегат, работающий на хладоне-22.

Для магазинов самообслуживания применяют открытые прилавки и витрины. Для уменьшения теплопритока к продуктам используется искусственная циркуляция воздуха, организованная так, чтобы создать в открытом проеме воздушную завесу, препятствующую проникновению конвективного теплового потока к продуктам.

На рис. 11.14, а показан разрез пристенной среднетемпературной витрины ВХС, а на рис. 11.14, б — островного низко-

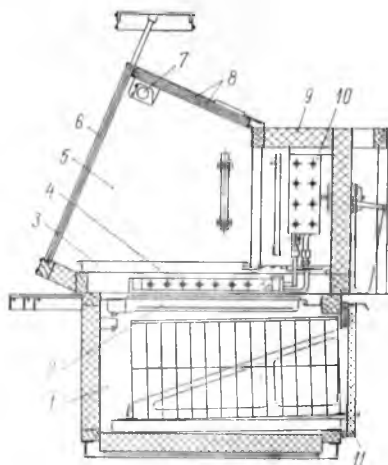


Рис. 11.12. Разрез прилавка-витрины ТАИР-106

температурного прилавка ПХН. В среднетемпературном оборудовании воздушная завеса однослойная, а в низкотемпературном — двухслойная. Воздух вентилятором 1 прогоняется через испарительные батареи 2 и поступает в воздухораспределительный канал 4. В витрине часть воздуха, выходя через отверстия канала 3, оmyвает продукты, находящиеся на полках и в нижней зоне витрины. Значительная часть воздуха выходит из распределительных решеток 6 и создает воздушную завесу. В низкотемпературном прилавке воздух идет по двум каналам: внутреннему (через испаритель) и наружному; этот воздух, имея промежуточную температуру, защищает холодный воздух от теплопритоков на всем пути в каналах и завесе. Оборудование имеет осветительные лампы 5 в витрине и на неохлаждаемой полке 7 у прилавка. Для контроля температуры установлен манометрический термометр 8.

Все же теплопритоки в открытые прилавки и витрины в три-четыре раза больше, чем в закрытые, что требует большей холодильной мощности компрессоров и имеет своим следствием соответственно высокие тепловыделения от конденсаторов воздушного

охлаждения. Поэтому в крупных магазинах типа Универсамов, в торговых залах которых сосредоточено значительное число открытых холодильных прилавков и витрин, приходится отказы-

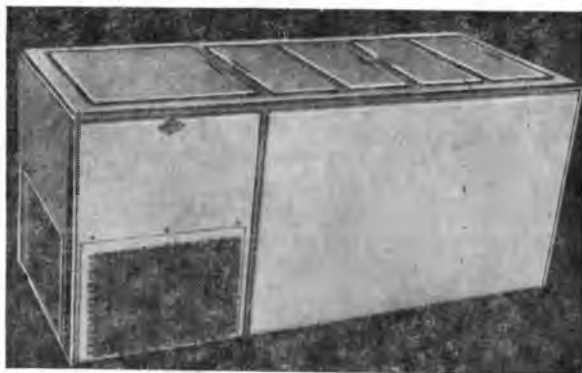


Рис. 11.13. Низкотемпературный прилавок
ПН-0,4

ваться от оборудования с встроенными холодильными агрегатами из-за трудностей, связанных с поддержанием комфортной температуры воздуха в помещении, и из-за высокого уровня шума,

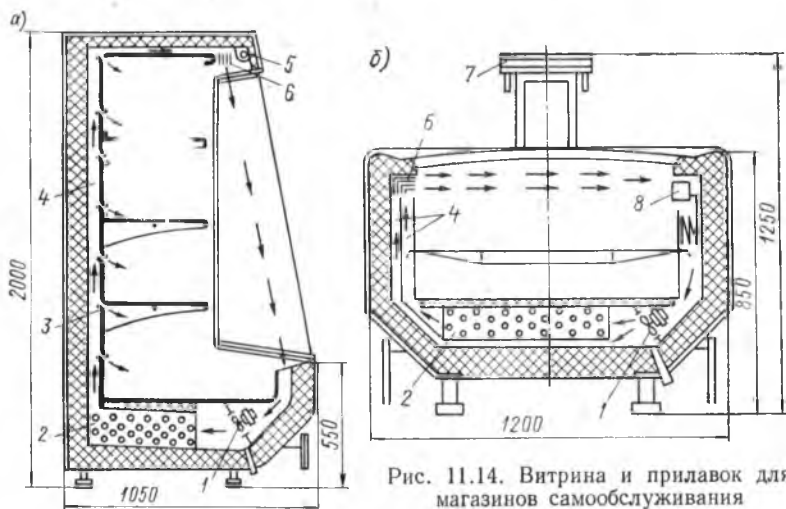


Рис. 11.14. Витрина и прилавок для
магазинов самообслуживания

создаваемого агрегатами. В этом случае предпочитают централизованное охлаждение и компрессорно-конденсаторные агрегаты располагают в машинном отделении.

Специально для показа ассортимента продаваемых продуктов используют демонстрационные витрины и оконные охлаждаемые

витрины, в которых могут демонстрироваться натуральные продукты, а не их макеты.

Автоматы для продажи охлажденных напитков и мороженых продуктов. Торговые автоматы для продажи охлажденных напитков и мороженых продуктов получают все возрастающее применение. В таких автоматах установлены автоматические холодильные агрегаты, испаритель которых выполнен в соответствии с назначением автомата и видом продаваемого продукта. Например, в автоматах для продажи охлажденных напитков испарителем является кожухозмеевиковый водоохладитель, внутри корпуса которого помещены два змеевика: в одном кипит хладон, в другом протекает вода. Передача теплоты от воды к хладону осуществляется через промежуточный хладоноситель (рассол), заполняющий корпус охладителя, или через металл, если оба змеевика находятся в алюминиевой болванке. Наличие промежуточной среды между змеевиками позволяет уменьшить колебания температуры охлажденной воды при периодической работе компрессора благодаря аккумуляции тепла, а также уменьшает опасность замерзания воды в трубках змеевика при возможном понижении температуры кипения в испарителе. Обычно напитки охлаждаются в охладителе до температуры 7—8° С. Имеются автоматы для производства и продажи кубикового льда, для продажи мороженого.

§ 11.3. ПРОМЫШЛЕННЫЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Для самых разнообразных производственных целей оказываются необходимыми небольшие охлаждаемые объемы. Такие устройства могут быть разделены по целевому назначению на три группы.

1. Испытательные камеры, в которых производят испытания материалов и разнообразных готовых изделий при низких температурах. Подобным испытаниям подвергают изделия, предназначенные для работы на открытом воздухе в зимнее время, в Арктике и Антарктике, а также применяемые при полетах в верхних слоях атмосферы и в космосе. Испытания могут производиться или для производственных целей (например, приемка продукции), или для научно-исследовательских.

2. Камеры для охлаждения изделий в производствах, в которых охлаждение небольшого количества отдельных деталей является одним из элементов технологического процесса. Такому охлаждению подвергают, например, режущий инструмент, калибры и другие изделия из высоколегированной стали при низкотемпературной закалке. Применяют подобные камеры для охлаждения дюралюминиевых заклепок с целью их старения (сохранения вязких свойств), для обработки холодом оптических линз и др.

3. Камеры длительного хранения материала и предметов при низких температурах. Подобные камеры, например, используются

в медицине (для хранения крови, кровяной плазмы, медикаментов), в сельскохозяйственных НИИ (для исследования зерновых и других растений) и т. п.

В соответствии с ГОСТ 10370—71 для испытательных камер полезным объемом от 0,1 до 1,0 м³ установлены следующие типы:

1) КТХ — камера шкафная для испытаний на воздействие тепла или холода;

2) КТХБ — камера шкафная для испытаний на одновременное или раздельное воздействие тепла (или холода) и пониженного атмосферного давления;

3) КТХВ — камера шкафная для испытаний на одновременное воздействие тепла и относительной влажности или раздельное воздействие тепла (или холода) и относительной влажности;

4) КсТХ — камера сундучная для испытаний на воздействие тепла или холода.

Встречаются производственные низкотемпературные камеры с полезным объемом больше 1 м³ (даже несколько сотен м³). В таких крупных камерах испытывают, например, крупные летательные устройства. Малые камеры объемом до 1 м³ обычно выполняют в виде единого агрегата, в который входит собственно камера, холодильный агрегат и вспомогательное оборудование (например, вакуум-насосы, увлажняющее устройство, щит с приборами контроля и автоматики). У более крупных камер холодильные агрегаты монтируют отдельно от камер.

Камеры КТХ и КсТХ. Температурные условия в камерах тепла и холода определяются или требованиями технологического процесса, или предельно низкими температурами, при которых должно надежно работать испытываемое изделие. Следует иметь в виду, что, например, температура воздуха в Антарктике может быть до —88° С; низкие температуры встречают исследователи высоких слоев атмосферы и особенно космоса. Так, до высоты 11 км от уровня моря температура воздуха понижается на 6—6,5 К на каждый 1 км подъема, после чего понижение температуры прекращается; далее до высоты 35 км температура воздуха практически постоянна и равна —56,6° С; затем происходит некоторое повышение температуры примерно до высоты 50 км, а при последующем подъеме температура вновь снижается (например, на высоте 80—90 км температура сохраняет значение от —70 до —80° С); за пределами земной атмосферы господствует космический холод.

Для обеспечения требований различных потребителей термокамеры обычно имеют нижние предельные рабочие температуры —70 и —100° С; в отдельных случаях выполняют камеры и для более низких температур. Нередко в этом же объеме камеры производят испытания изделий при высоких температурах, верхним пределом которых является обычно значение 155° С. Поэтому тепловые камеры оборудуют электронагревателями. Толщина теплоизоляционного слоя ограждений камеры составляет примерно 200 мм.

На рис. 11.15 приведен разрез камеры КТХ. В камере принудительная циркуляция воздуха; направление движения воздуха показано на рисунке стрелками. Интенсивная камера КсТХ (сундучная) приведена в разрезе на рис. 11.16. Змеевик испарителя припаян к поверхности металлического внутреннего корпуса

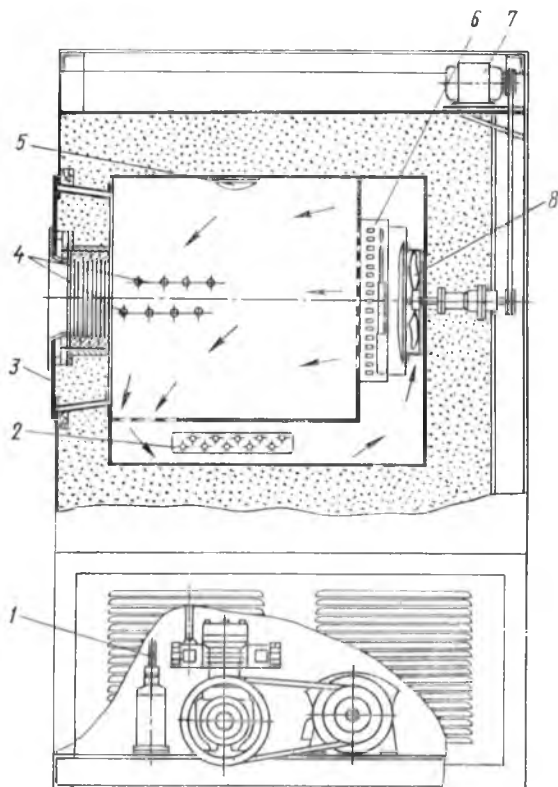


Рис. 11.15. Камера шкафная КТХ:

1 — машинное отделение; 2 — электронагреватель; 3 — дверь со смотровым окном; 4 — экспериментальные вводы; 5 — осветительный прибор; 6 — воздухоохладитель; 7 — электродвигатель вентилятора; 8 — крыльчатка вентилятора

(холодильной камеры); он последовательно соединен со змеевиком воздухоохладителя. Испаритель может выполняться и прокатно-сварным (панельного типа). Электронагреватель размещен под неохлаждаемым полом холодильной камеры.

Камера КТХБ. В камерах КТХБ создаются не только низкие температуры, но и низкие давления воздуха, для того чтобы имитировать условия высоких слоев атмосферы. По шкале так

называемой международной стандартной атмосферы давление на различной высоте от уровня моря имеет следующие значения:

Высота, км . . .	0	10	20	40	80	100
Давление, Па . .	$1,013 \cdot 10^5$	$0,266 \cdot 10^5$	$0,53 \cdot 10^4$	$0,31 \cdot 10^3$	1,2	$1,2 \cdot 10^{-2}$

В камерах КТХБ обычно могут поддерживаться давления в пределах от атмосферного до 133 Па (имитация подъема на высоту примерно до 45 км) при температуре до -100°C . Имеются камеры, в которых достигаются и более низкие температуры и более глубокий вакуум.

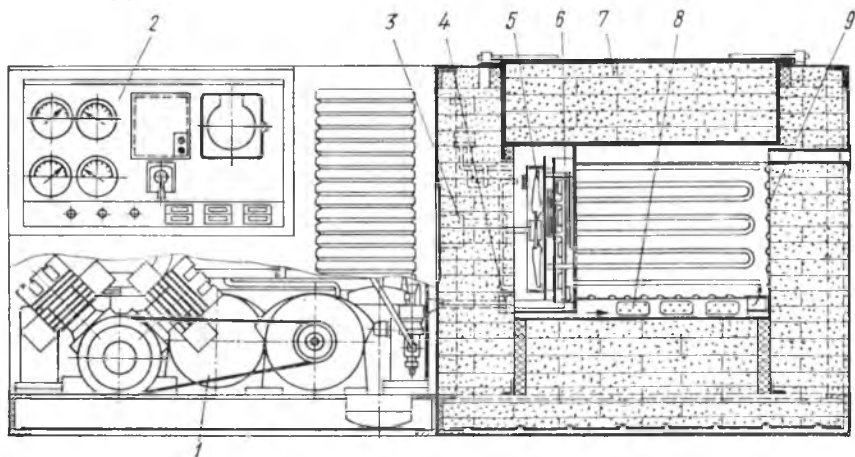


Рис. 11.16. Интенсивная камера сундучного типа КсТХ:

1 — машинное отделение; 2 — щит приборов; 3 — ввод вала вентилятора; 4 — ввод хладоновых трубопроводов; 5 — крыльчатка вентилятора; 6 — воздухоохладитель; 7 — дверь (крышка) камеры; 8 — электронагреватель; 9 — испаритель

Конструкция ограждений камер холода и давления должна быть рассчитана на противодействие внешнему давлению. В связи с этим стенки термобарокамер выполняют из листовой стали толщиной 8—12 мм. Для уменьшения толщины и массы ограждений термобарокамеры чаще всего делают цилиндрической формы со сферическими днищами. Камера имеет герметичную дверь, уплотняемую по периметру резиной. В двери предусмотрено окно с многорядным остеклением; одно из стекол является силовым и рассчитывается на разность давлений снаружи и изнутри камеры. Теплоизоляция камер может располагаться внутри или снаружи по отношению к вакуумированному объему. В первом случае теплоизоляционный материал хорошо защищен от увлажнения, так как стальная силовая обечайка оказывается надежным пароизоляционным слоем с теплой стороны ограждения. Кроме того, конструктивные элементы, предназначенные для установки камеры на основании, не будут перерезать теплоизоляционный слой и

образовывать тепловые мостики. Однако при внутренней изоляции увеличиваются размеры силового корпуса, что утяжеляет камеру; теплоизоляция подвергается воздействию вакуума и механическим воздействиям, которые могут возникать при испытании изделий.

Охлаждающими приборами являются воздухоохладитель и последовательно с ним соединенная змеевиковая батарея (испаритель), трубы которой размещены на внутренней обечайке. При значительном понижении давления в камере существенно ухуд-

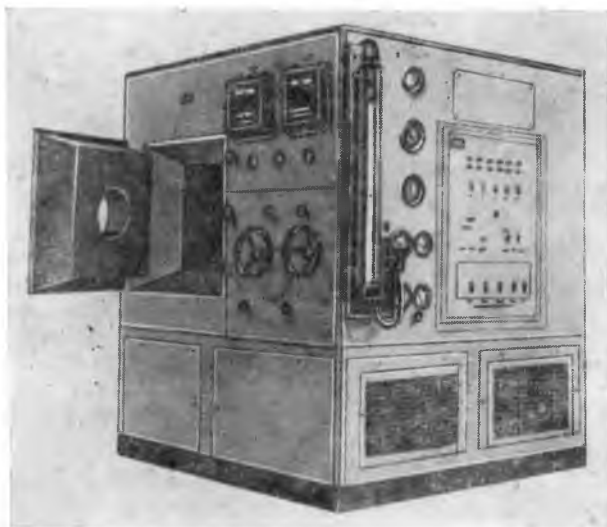


Рис. 11.17. Внешний вид камеры КТХБ-0,15-70

шается теплообмен конвекцией. Поэтому в термобарокамерах вентилятор имеет двухскоростной двигатель, и уже при имитации подъема на высоту 10 км увеличивают частоту вращения вала вентилятора в два раза. При высоте же свыше 25 км (приблизительно 2,5 кПа) количество воздуха в камере настолько уменьшается, что теплопередача осуществляется исключительно путем лучеиспускания. Роль радиационного экрана играют стенки камеры, охлаждаемые трубами испарителя. Для создания необходимого разрежения в рабочем объеме камеру холода и давления укомплектовывают вакуум-насосами. Чтобы имитировать подъем на большую высоту (или спуск с нее), иногда требуется достижение низкой температуры и очень низкого давления за короткий промежуток времени; выполнение этих требований заставляет сильно увеличивать мощность холодильного оборудования и вакуум-насосов.

На рис. 11.17 приведен внешний вид КТХБ-0,15-70 (150 л полезного объема, предельная температура -70°C). В камерах

холода и давления, предназначенных для постоянной и длительной работы, применяют машинное охлаждение. Для температур воздуха до -70°C возможно применение двухступенчатых машин на R22. Для температуры до -100°C приходится применять каскадные холодильные машины, работающие на R 22 в верхней ветви и на R 13 в нижней ветви каскада.

За последние годы для охлаждения термокамер и термобарокамер начинают применять воздушные холодильные машины, а для температур -100°C и ниже — газовые холодильные машины, работающие по циклу Стирлинга, в которых рабочим телом является гелий.

В случае одновременных или сравнительно редко выполняемых испытаний изделий небольшого размера вполне возможно использование систем безмашинного охлаждения. Так, в области температур до $(-60)^{\circ}\text{C}$ — $(-70)^{\circ}\text{C}$ применяют сухой лед, в области более низких температур (до -150°C) — жидкий азот, имеющий температуру кипения при атмосферном давлении $-195,8^{\circ}\text{C}$. В азотных холодильных камерах охлаждающим прибором является змеевик, припаянный или приваренный к поверхности внутреннего металлического корпуса. Тонкая труба, соединенная с началом змеевика, опускается почти до дна сосуда Дьюара

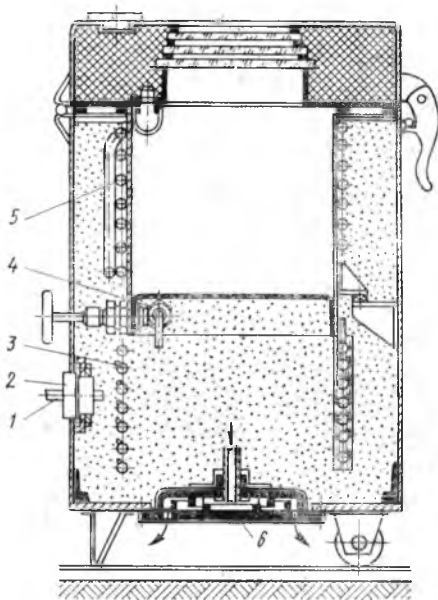


Рис. 11.18. Разрез дроссельной холодильной камеры КДХ-1

с жидким азотом через его горловину. Место ввода трубки в сосуд уплотняется. При небольшом повышении давления в сосуде жидкий азот выдавливается в змеевик, где он испаряется, охлаждая камеру, а образовавшийся газ выходит в атмосферу. Количество подаваемого азота вручную или автоматически регулируется дроссельным вентилем. Перед ним на трубке ставят предохранительный клапан для защиты от чрезмерного повышения давления. Для поддержания температуры -100°C в камере объемом 15 дм^3 расходуется примерно 15 л жидкого азота в сутки.

В малых холодильных камерах для охлаждения используют и дроссельный эффект сжатых газов, и вихревой эффект. Так, при дросселировании воздуха с давлением выше $10,0\text{ МПа}$ можно получать и поддерживать температуру в рабочем объеме камеры

до -150°C . На рис. 11.18 показан разрез холодильной камеры КДХ-1, охлаждаемой дросселированным воздухом. Сжатый воздух из баллона подводится к штуцеру 1, проходит через фильтр 2 и затем через противоточный змеевиковый теплообменник 3 по тонкой трубе, припаянной к трубе большего диаметра, по которой движется воздух, выходящий из охлаждающего прибора 5. Благодаря такому теплообмену температура сжатого воздуха понижается, что и позволяет получить после дросселирования до давления 0,2—0,3 МПа в дроссельном вентиле 4 газ с температурой $(-120) - (-160)^{\circ}\text{C}$. Холодный воздух протекает по змеевику охлаждающего прибора 5, где он нагревается на $5-15\text{ K}$ и затем, проходя теплообменник, охлаждает сжатый газ. Через глушитель 6 газ низкого давления выходит в атмосферу. Камера и теплообменник изолированы аэрогелем. Камера охлаждается до -100°C за 30 мин.

Камеры КТХВ. В воздухе с регулируемой влажностью испытывают изделия только при положительных температурах (от $+10^{\circ}\text{C}$ и выше). Относительная влажность воздуха в таких камерах может изменяться от 10 до примерно 100%. Для осушения воздуха влагу из него вымораживают на поверхности воздухоохладителя или поглощают адсорбентами; для увлажнения воздух проходит через увлажнительную камеру, в которой он соприкасается с водой, разбрызгиваемой форсунками. Не освоенная воздухом вода стекает в бак, откуда она насосом вновь подается к форсункам. Воздух может увлажняться и подачей в него водяного пара.

ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Холодильный транспорт образует соединительные звенья в непрерывной холодильной цепи, связывающие отдельные типы холодильников. Средства холодильного транспорта, на которых осуществляется перевозка продуктов из районов их заготовки или производства в потребляющие районы, из распределительных холодильников в торговые, обеспечивают сохранение высокого качества продуктов во время транспортировки благодаря воздействию низких температур. Особенно велико значение холодильного транспорта в нашей стране с очень большой протяженностью линий связи между различными экономическими районами и весьма разнообразными климатическими условиями в них. Большую роль играет холодильный транспорт и во внешней торговле страны.

Часто не делают различия между понятиями холодильный и изотермический транспорт; однако их следует отличать друг от друга. Под первым можно понимать различные транспортные средства, снабженные охлаждающими устройствами машинного или безмашинного охлаждения, позволяющими длительно поддерживать в грузовом объеме необходимые низкие температуры. В средствах изотермического транспорта отсутствуют охлаждающие устройства, но ограждения грузового объема, в котором размещают продукты, имеют тепловую изоляцию, благодаря чему существенно замедляется повышение температуры перевозимых продуктов, предварительно охлажденных на стационарных установках до загрузки в транспортные средства.

§ 12.1. ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Из общего объема междугородных перевозок скоропортящихся продуктов на долю железнодорожного транспорта приходится более 92%. Хотя в объеме перевозок всех грузов по железной дороге доля перевозок скоропортящихся грузов составляет всего 3%, это оказывается существенным, так как стоимость перевозки 1 т скоропортящихся продуктов в 15 раз выше средней стоимости других перевозимых по железной дороге грузов.

Основным средством железнодорожного холодильного транспорта являются вагоны-холодильники (вагоны-рефрижераторы).

Хотя железнодорожный транспорт значительно пополняется вагонами-холодильниками, их количество еще недостаточно, и ими выполняется примерно 60% всего объема перевозок скоропортящихся продуктов; остальная часть перевозится без охлаждения.

Новые вагоны-холодильники строят цельнометаллическими (с металлическим каркасом кузова и металлическими наружной и внутренней обшивками, между которыми помещается тепловая изоляция). Эти вагоны четырехосные, имеют наружную длину кузова до 21 м, ширину 3,1 м, полезный объем кузова 90—100 м³, грузоподъемность (в зависимости от вида груза) от 20 до 42 т. Коэффициент теплопередачи ограждения кузова равен 0,28—0,33 Вт/(м²·К). В качестве теплоизоляционных материалов в новых вагонах применяют пенопласты.

По способу охлаждения вагоны-холодильники бывают с безмашинным охлаждением и с машинным охлаждением.

Вагоны-холодильники с безмашинным охлаждением. Из средств безмашинного охлаждения используют главным образом ледяное и льдосоляное охлаждение; в зарубежных вагонах-холодильниках применяют также сухой лед и жидкую двуокись углерода.

Ледяное и льдосоляное охлаждение — самый старый, но пока еще применяемый вид охлаждения вагонов-холодильников. Производство вагонов-ледников прекращено в 1965 г. В настоящее время в связи с ростом производства вагонов с машинным охлаждением, а также с моральным и физическим старением вагонов-ледников их доля в общем количестве вагонов-холодильников составляет около 20%. Большая часть вагонов-ледников оборудована системой с потолочными карманами (танками), принцип действия которой показан на рис. 10.8, а сам вагон с потолочными карманами — на рис. 12.1. В таком вагоне под потолком располагается от 6 до 12 баков 1 из оцинкованной стали; лед и соль загружаются через люки 2, расположенные на крыше по оси вагона и имеющие двойные крышки. Перегородки 3 служат для создания направленного движения воздуха. Холодный воздух выходит через окна 4.

Так как вагоны-холодильники с льдосоляным охлаждением нуждаются не только в первоначальной загрузке больших количеств льда и соли в охлаждающие приборы, но и в регулярном их пополнении, на железных дорогах организована сеть пунктов льдоснабжения. В карманы (танки) четырехосных вагонов-холодильников загружается 3,5—6,5 т льдосоляной смеси. В связи с тем, что в вагоны-ледники приходится добавлять лед и соль через один-два дня пути, пункты льдоснабжения располагают друг от друга на расстоянии 400—500 км. Пункты льдоснабжения заготавливают естественный лед (или производят искусственный лед) в количестве, обеспечивающем объем грузовой работы данной железнодорожной станции, а также организуют хранение льда. При немеханизированной загрузке льда на пункте льдоснабжения строят эстакаду, площадка которой для удобства загрузки нахо-

дится или на уровне крыши вагона, или несколько выше его (4,2—5,0 м). На эстакаде укладывают узкоколейный путь, по которому передвигаются вагонетки со льдом и солью. Вагонетки имеют или опрокидывающийся кузов, или кузов с наклонным днищем и откидным лотком, что позволяет загружать смесь или компоненты смеси непосредственно в карманы вагонов. Вагонетки подаются на эстакаду по наклонному спуску или поднимаются подъемником. Экипировка вагонов-холодильников льдом и солью оказывается весьма трудоемкой операцией, в связи с чем прилагается много усилий для ее механизации.

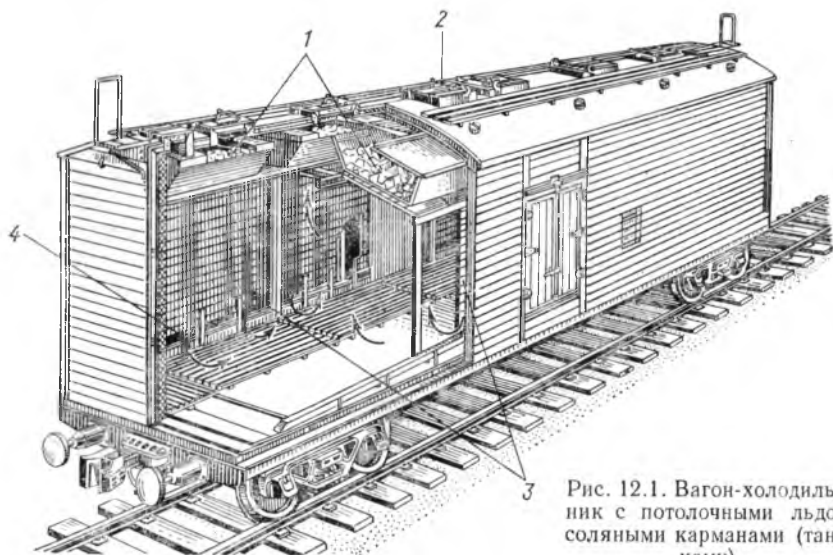


Рис. 12.1. Вагон-холодильник с потолочными льдосоляными карманами (танками)

К серьезным недостаткам льдосоляного охлаждения железнодорожных вагонов следует отнести: недостаточно низкую для мороженных продуктов температуру внутри вагонов; значительное уменьшение грузового объема вагона из-за льдосоляных карманов; существенное уменьшение полезной грузоподъемности вагона из-за загрузки большого количества льдосоляной смеси; необходимость организации густой сети пунктов льдоснабжения; трудоемкость операций по загрузке льдом и солью или необходимостью устройства довольно сложной и дорогой системы механизации этих операций; стекающий из карманов рассол вызывает коррозию металлических элементов железнодорожного полотна. В ближайшие годы оставшиеся вагоны-ледники будут использоваться главным образом в северных районах страны, где легче заготавливать лед и благоприятнее климатические условия.

Вагоны-холодильники, предназначенные для перевозки охлажденных продуктов, снабжают устройствами для отопления грузового объема в зимнее время. Обычно в вагонах с безмашинным

верстия в цилиндр. Шероховатость боковой поверхности плунжера должна соответствовать $R_z 0,04$, а точность размеров соответствовать $f7$.

Рабочие цилиндры, опирающиеся на днище, отличаются отсутствием фланца и подводом рабочей жидкости со стороны боковой поверхности. Возвратные и уравнивающие цилиндры изготавливают коваными из стали 45 или литыми из стали с $\sigma_b = 500$ МПа.

10.4. Стол

Гидравлические прессы часто оборудуют выдвижными столами для удобства установки инструмента, подачи заготовок в рабочее пространство прессы и удаления отштампованных изделий. Конструктивная схема выдвижного стола показана на рис. 10.3.

Материал выдвижных столов — стальное литье с $\sigma_b = 450$ МПа. Для перемещения стола прессы используют электрический или гидравлический привод. В последнем случае стол перемещается с помощью двух гидравлических цилиндров, расположенных по обе стороны стола. Плунжеры цилиндров соединяются со столом непосредственно или посредством промежуточного звена. В первом случае ход плунжера соответствует ходу стола прессы, а во втором — выдвижение стола производится ступенями; для полного выдвижения стола плунжер должен совершить несколько двойных ходов, каждый раз посредством штыря соединяя и разъединяя стол с выдвижной планкой.

Первый вариант применяется, если стол прессы имеет короткий ход (до 2 м при одностороннем выдвижении). Направляющие стола устанавливаются в нижней поперечине прессы и регулируются сменными накладками. Для защиты направляющих от окалины на нижней поперечине расположены щитки, которые прикрепляются к концам стола и перемещаются вместе с ним. Длину хода стола выбирают в зависимости от технологического назначения прессы.

Для крепления рабочего инструмента выдвижной стол снабжен пазами или коническими отверстиями. Фиксация стола в рабочем положении обеспечивается штырем, имеющим механический или гидравлический привод.

Усилие плунжера для перемещения стола принимают $(0,5 \dots 0,6) G$, где G — сила тяжести выдвижного стола, заготовки, рабочего инструмента.

Для выталкивания изделий устанавливают выталкиватель, который расположен по оси прессы (см. рис. 6.14) или сбоку на расстоянии, равном ходу плунжера цилиндра выдвижного стола от оси прессы. Чтобы предотвратить попадание грязи, окалины на поверхность плунжера выталкивателя, рекомендуют последний делать неподвижным, а цилиндр выталкивателя подвижным. Возвратный ход выталкивателя осуществляется под действием собственной силы тяжести или с помощью специальных цилиндров обратного хода.

10.5. Расчет на прочность основных деталей прессы

Расчет цилиндров гидравлических прессов. Напряжения и перемещения в толстостенных цилиндрах, нагруженных равномерным внутренним и внешним давлениями, определяют по формулам:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_r \\ \sigma_\theta \end{array} \right\} = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \mp \frac{(p_1 - p_2) r_2^2 r_1^2}{(r_2^2 - r_1^2) r^2}; \quad (10.1)$$

$$u = \frac{1-\mu}{E} \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1-\mu}{E} \frac{(p_1 - p_2) r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) r}. \quad (10.2)$$

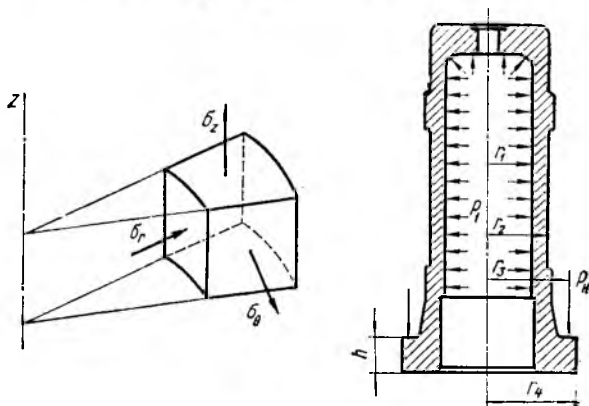


Рис. 10.8

При наличии продольной силы N

$$\sigma_z = \frac{N}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}, \quad (10.3)$$

а к выражению радиальных перемещений добавляют слагаемое

$$\Delta u = -\mu \frac{\sigma_z}{E} r.$$

Здесь σ_r , σ_θ , σ_z — нормальные напряжения в любой точке цилиндра в площадке, соответственно перпендикулярной к радиусу, меридиональной и перпендикулярной к оси (рис. 10.8);

r_2 , r_1 , r — радиус соответственно наружный, внутренний и текущий;

p_2 , p_1 — давление соответственно внешнее и внутреннее;

u — радиальное перемещение произвольной точки трубы;

E , μ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала цилиндра;

N — продольная сила.

Цилиндры гидравлических прессов в большинстве случаев являются моноблоками и нагружены только внутренним давлением. В зависимости от конструкции напряженное состояние в любой точке цилиндра может быть плоско деформированным (цилиндры, опирающиеся на фланец) или плоским (цилиндры, опирающиеся на днище).

Для определения напряжений в рабочих цилиндрах гидравлических прессов используют формулы (10.1) и (10.3).

В цилиндрах, опирающихся на фланец,

$$\left. \begin{matrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \end{matrix} \right\} = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 \mp \frac{r_2^2}{r^2} \right); \quad \sigma_z = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (10.4)$$

Наиболее опасными будут точки, расположенные на внутреннем волокне цилиндра при $r = r_1$.

По энергетической теории прочности эквивалентное напряжение находим по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_2 - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} \leq [\sigma], \quad (10.5)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение.

Принимая $r = r_1$ в (10.4), находим σ_r , σ_θ и σ_z ; затем, подставляя в формулу (10.5) и решая относительно r_2 , получаем:

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p\sqrt{3}}}, \quad (10.6)$$

или

$$d_2 = d_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p\sqrt{3}}}.$$

Допустимое напряжение принимаем:

а) для литых цилиндров при $p \leq 20$ МПа, материал — сталь, $[\sigma] = 80 \dots 100$ МПа;

б) для кованных цилиндров, материал — сталь с содержанием 0,30...0,35% С, $[\sigma] = 110 \dots 150$ МПа;

в) для кованных цилиндров, материал — малолегированная сталь с содержанием 1,5...2,0 Ni, $[\sigma] = 150 \dots 180$ МПа.

Из формулы (10.6) следует, что наружный радиус (диаметр) рабочего цилиндра зависит от допускаемого напряжения $[\sigma]$, внутреннего радиуса r_1 и выбранного давления p . Внутренний радиус рабочего цилиндра r_1 можно определить через номинальное усилие P_n и давление жидкости p .

Из выражения (10.6) получим

$$r_2 = \sqrt{\frac{P_n [\sigma]}{\pi p ([\sigma] - p\sqrt{3})}}. \quad (10.7)$$

Из формулы (10.7) следует, что при заданном номинальном усилии цилиндра P_n наружный радиус его зависит от соотношения

между допустимым напряжением $[\sigma]$ и выбранным давлением p . Для определения оптимального соотношения между $[\sigma]$ и p , при котором размеры цилиндра будут наименьшими, необходимо найти производную выражения (10.7), например по p , и приравнять ее к нулю. После преобразований получим

$$p = p_{\text{опт}} = \frac{[\sigma]}{2\sqrt{3}} \approx 0,289 [\sigma]. \quad (10.8)$$

Подставив значение $p = p_{\text{опт}}$ в формулу (10.7), получим наименьшее значение наружного радиуса цилиндра для заданного номинального усилия P_n :

$$r_2 = r_{2\text{наим}} = 1,5 \sqrt{P_n/[\sigma]}.$$

При выборе давления рабочей жидкости необходимо иметь в виду, что при приближении p к $p_{\text{опт}}$ имеет место, начиная с какого-то давления, незначительное уменьшение размеров цилиндра при резком увеличении давления. В связи с этим при проектировании цилиндров давление рабочей жидкости принимают примерно $p = (0,70...0,75)p_{\text{опт}}$. Такое давление называют рациональным:

$$p_{\text{рац}} = (0,20...0,22) [\sigma], \text{ тогда } r_2 = (1,56...1,53) \sqrt{P_n/[\sigma]}.$$

Понижение давления рабочей жидкости на 25...30% по сравнению с оптимальным давлением позволяет уменьшить потери энергии, связанные со сжатием жидкости, и увеличить срок службы уплотнений.

При опоре цилиндра на фланец (бурт) размер последнего находят из расчета по давлению, значение которого не должно превышать 80 МПа. В стенках рабочего цилиндра вблизи фланца напряженное состояние определяется внутренним давлением и изгибом.

Напряжения от изгиба на наружной поверхности суммируются с напряжением σ_z от внутреннего давления.

Методика вывода расчетной формулы для определения напряжений с учетом изгиба приведена в [25]. Схема нагружения рабочего цилиндра, рассчитанная по этой методике, показана на рис. 10.8, где сила P_n является равнодействующей давления, приложенного к фланцу, и равномерно распределена по окружности радиуса r_3 . В сечении, перпендикулярном к оси z и проходящем по верхней кромке фланца, действуют нормальное усилие N , поперечная сила Q и изгибающий момент M , значения которых определяют из условий равновесия фланца. При этом принимают, что нормальное усилие равномерно распределено по сечению. После этого из трубы двумя меридиональными сечениями выделяют полоску, которая под действием изгибающего момента M и поперечной силы Q прогибается в направлении оси цилиндра. Принимая прогиб выделенной полоски пропорциональным противодействующему давлению со стороны нормальных напряжений в меридиональных площадках σ_θ , составляем дифференциальное уравнение прогиба выделенной

полоски аналогично балке на упругом основании. Суммируя полученные при решении дифференциального уравнения значения напряжений с ранее определенными по формулам Ляме, получим расчетные формулы:

$$\begin{aligned}\sigma_z &= p \left\{ \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{6}{\exp\left(\beta \frac{z}{r_2}\right)} \frac{r_2^2}{(r_2 - r_1)^3} \left[\left(m \cos \frac{\beta z}{r_2} + \left(m - \frac{q}{\beta} \right) \sin \frac{\beta z}{r_2} \right) \right], \right. \\ \sigma_\theta &= p \left\{ \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{6(1 - \mu^2)}{\exp(3 + \beta \frac{z}{r_2})} \frac{r_2^2}{(r_2 - r_1)^3} \left[\beta m \left(\sin \frac{\beta z}{r_2} - \cos \frac{\beta z}{r_2} \right) + \right. \right. \\ &\left. \left. + q \cos \frac{\beta z}{r_2} \right] + \frac{6\mu}{\exp\left(\beta \frac{z}{r_2}\right)} \frac{r_2^2}{(r_2 - r_1)^3} \left[m \cos \frac{\beta z}{r_2} + \left(m - \frac{q}{\beta} \right) \sin \frac{\beta z}{r_2} \right] \right\}, \quad (10.9)\end{aligned}$$

где $m = \frac{B_1 C_2 - B_2 C_1}{A_2 B_1 - A_1 B_2}$; $q = \frac{A_1 C_2 - A_2 C_1}{A_2 B_1 - A_1 B_2}$;

$$A_1 = \frac{3(1 - \mu^2)(2 + \beta k_h) r_2^3}{\beta^2 (r_2 - r_1)^3}; \quad A_2 = 1 + \frac{2k_h^3 (1 - \mu^2) r_2^2}{\beta (r_2 + r_1) (r_2 - r_1)^3} \ln \frac{r_4}{r_1}; \quad (10.10)$$

$$B_1 = \frac{(r_2 + r_1) r_1}{2r_2^3 k_h} \left[\frac{(1 - 2\mu) + (1 + \mu) r_4^2}{r_2^2 - r_1^2} \right] + \frac{A}{\beta}; \quad B_2 = \frac{A_2 - \beta k_h - 1}{2\beta};$$

$$C_1 = \frac{r_1^2 (2 - \mu)}{r_2^2 - r_1^2}; \quad C_2 = \left(\frac{r_3}{r_2 + r_1} - \frac{1}{2} \right) \frac{r_1^2}{r_2^2};$$

$$\beta = \sqrt{\frac{6(1 - \mu^2) r_2^4}{(r_2 + r_1) (r_2 - r_1)^3} \ln \frac{r_2}{r_1}}; \quad k_h = \frac{h}{r_2};$$

z — расстояние рассматриваемого поперечного сечения цилиндра от опорного фланца;

r_4, h — соответственно наружный радиус и высота фланца;

r_3 — радиус окружности, на которой приложена результирующая давления на фланце. При равномерном распределении давления

$$r_3 = \frac{2}{3} \frac{r_4^3 + r_2 r_4 + r_2^2}{r_4 + r_2}.$$

Наибольшее значение эти напряжения имеют при $z = 0$:

$$\begin{aligned}\sigma_z &= p \left[\frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{6\mu r_2^2}{(r_2 - r_1)^3} \right]; \\ \sigma_\theta &= p \left[\frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{6(1 - \mu^2)}{\beta^3 (r_2 - r_1)^3} r_2^3 (\beta m - q) + \frac{6\mu r_2^2}{(r_2 - r_1)^3} \right]. \quad (10.11)\end{aligned}$$

При выполнении проверочных расчетов на прочность необходимо учитывать напряжения, определенные по формуле (10.11).

Аналогично находят напряжения вблизи дна. Как уже указывалось, рабочий цилиндр устанавливают в неподвижной поперечине с некоторым зазором, который определяют по формуле (10.2) из условия, что неподвижная поперечина не воспринимает напряжений от внутреннего давления рабочей жидкости:

$$u = \frac{2-\mu}{E} \frac{r_1^2 r_2}{r_2^2 - r_1^2} p, \quad (10.12)$$

где u — односторонний зазор.

Расчет на прочность станин гидравлических прессов. Расчетные схемы выбирают в зависимости от конструкции станины гидравлического пресса.

Все многообразие конструктивных решений станин может быть сведено для расчетных целей к следующим типам:

а) одностоечные прессы с цельнолитой или цельносварной станиной;

б) одностоечные прессы с составной станиной, стянутой стяжными болтами;

в) четырехколонный пресс с обычной подвижной поперечиной;

г) четырехколонный двухцилиндровый пресс с подвижной поперечиной, имеющей направление в виде опоры в верхней поперечине;

д) четырехколонный пресс с пустотелыми колоннами и стяжными болтами;

е) прессы со станинами рамной конструкции.

Одностоечные прессы. В общем случае расчетную схему одностоечной литой станины пресса можно представить в таком виде, как показано на рис. 10.1, а, где участок станины $0-0$ рассматривается как брус большой кривизны, а участок $0-a$ — как стойка, находящаяся в условиях внецентренного растяжения.

Распределение напряжений в сечениях брусков большой кривизны при поперечном изгибе определяем по формуле

$$\sigma = \frac{N_\alpha}{F} - \frac{M_\alpha y}{F e (\rho + y)}, \quad (10.13)$$

где $N_\alpha = 2P_n \cos \alpha$; $M_\alpha = P_n (l_1 + l_2 + 2r \cos \alpha)$;

$$\rho = F \left/ \left(\int_F \frac{dF}{u} \right) \right. . \quad (10.14)$$

Здесь N_α — нормальное усилие, действующее в рассматриваемом сечении;

M_α — изгибающий момент, действующий в рассматриваемом сечении;

y — расстояние от нейтрального волокна до рассматриваемой точки сечения; y подставляется в формулу с учетом знака (знак плюс, если y — направлен от центра кривизны; минус — к центру);

ρ — радиус кривизны нейтрального волокна сечения;

P_n — номинальное усилие одного гидравлического цилиндра;
 r — радиус кривизны волокна, проходящего через центр тяжести сечения;

u — текущий радиус, $u = \rho + y$.

Форму поперечного сечения станины необходимо выбирать так, чтобы напряжения в наружном и внутреннем волокнах были одинаковыми. Для этого центр тяжести сечения должен быть расположен ближе к внутреннему волокну, чем к наружному. Точное расположение центра тяжести можно найти в каждом конкретном случае на основании расчетов. Форма сечения, наиболее удовлетворяющая требованию равнопрочности, показана на рис. 10.1, а.

Распределение напряжений в сечениях участка $0-a$ определяют по формуле

$$\sigma = \frac{2P_n}{F} - \frac{P_n(l_1 + l_2 + 2r)y}{I}, \quad (10.15)$$

где I — момент инерции сечения.

При определении напряжений в составных станинах прессов, стянутых стяжными болтами, необходимо учитывать усилие предварительной затяжки. Чтобы обеспечить нормальную работу прессы, следует выбрать такое усилие предварительной затяжки, при котором не раскрывался бы стык между отдельными частями станины при нагружении прессы усилием, равным номинальному.

Для определения напряжений в стяжных болтах и в станине с учетом предварительной затяжки нужно составить уравнение перемещений:

$$\Delta l_6 + \Delta l_{ст} = \Delta l'_6 + \Delta l'_{ст}, \quad (10.16)$$

где Δl_6 , $\Delta l_{ст}$ — деформации соответственно болта и станины от усилия предварительной затяжки;

$\Delta l'_6$, $\Delta l'_{ст}$ — деформации соответственно болта и станины от совместного действия усилия предварительной затяжки и рабочего.

Деформации в соответствии с законом Гука можно выразить через внутренние усилия:

$$\Delta l_6 = \frac{P_0 l_6}{n(EF)_6}; \quad \Delta l_{ст} = \frac{P_0 l_{ст}}{(EF)_{ст}}; \quad \Delta l'_6 = \frac{N_6 l_6}{(EF)_6}; \quad (10.17)$$

$$\Delta l'_{ст} = \left[\frac{N_{ст}}{(EF)_{ст}} + \frac{Pl_y}{(El_x)_{ст}} \right] l_{ст},$$

где P_0 — усилие предварительной затяжки.

Сумма проекций действующих сил

$$nN_6 = P + N_{ст}, \quad (10.18)$$

где n — количество стяжных болтов;

P — рабочее усилие, приложенное к ползуну прессы.

охлаждением устанавливают паровой или водяной котел (бойлер) и прокладывают трубы отопительной системы.

Охлаждение вагонов-холодильников сухим льдом и жидким азотом применяется для перевозки мороженных продуктов. Достоинствами этих охлаждающих веществ являются возможность получения достаточно низких температур, высокая объемная холодопроизводительность, отсутствие жидких остатков, бактерицидность газообразной среды. Сухой лед может загружаться в пристенные карманы или в потолочные баки (танки), а жидкий азот может находиться в вертикальных сосудах объемом до 1,5 м³. На отечественных железных дорогах сухой лед и жидкий азот пока не нашли применения из-за их относительно высокой стоимости и отсутствия достаточно развитого производства и сети экипировочных станций, хотя в некоторых странах эти вещества играют заметную роль в железнодорожном холодильном транспорте.

Вагоны-холодильники с машинным охлаждением. Вагоны-холодильники с машинным охлаждением вытесняют вагоны-ледники, поскольку в них обеспечивается нужная температура и их эксплуатация не столь трудоемкая. Их доля в общем количестве вагонов дошла до 80 %.

Из систем машинного охлаждения в подавляющем большинстве случаев находит применение компрессорная система. Недостатками машинного охлаждения являются сравнительно высокая стоимость оборудования и потребность в энергии или топливе для привода компрессора. Однако важным достоинством его является ускорение оборота вагонов, позволяющее существенно уменьшить и эксплуатационные затраты, и потери перевозимых продуктов.

В настоящее время парк холодильного железнодорожного транспорта с машинным охлаждением состоит из 23- и 21-вагонных поездов, 12- и 5-вагонных секций, относящихся к так называемому групповому составу, а также из индивидуальных, или автономных, вагонов-холодильников. Основные данные по этим средствам транспорта приведены в табл. 12.1.

Энергоснабжение холодильных установок, а также электронагревателей, установленных для отопления вагонов при перевозке охлажденных продуктов в зимнее время, во всех средствах группового состава осуществляется централизованно от дизель-электростанций, имеющих в составе. Автономные вагоны имеют собственный дизель-генератор, благодаря чему они могут прицепляться к любому составу и так же независимо подаваться к холодильным предприятиям. Холодоснабжение вагонов-холодильников может быть централизованным (с подачей хладоносителя в охлаждающие приборы вагонов) и децентрализованным (каждый вагон имеет собственную холодильную установку).

В состав первоначально поступивших на наши дороги 23-вагонных поездов входят 20 вагонов-холодильников и три вспомогательных вагона. В одном из вспомогательных вагонов расположена дизель-электростанция, второй является машинным отделением

Решая совместно уравнения (10.17) и (10.18), находим:

$$\begin{aligned} N_6 &= \frac{1}{n} \left\{ P_0 + \frac{P}{1 + \frac{(EF)_{\text{ст}} l_6}{n (EF)_6 l_{\text{ст}}}} - \frac{P l y l_{\text{ст}}}{(EI_x)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} \right\}; \\ \sigma_{\text{ст}} &= \frac{1}{F_{\text{ст}}} \left\{ P_0 - \frac{P}{1 + \frac{n (EF)_6 l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}} l_6}} + \frac{P l y l_{\text{ст}}}{(EI_x)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} \right\}. \end{aligned} \quad (10.19)$$

При определении усилий в стяжных болтах необходимо принимать $y = \pm a$ (рис. 10.1, в), при определении напряжений в станине y изменяется в пределах от $+b$ до $-b$ согласно предыдущим рассуждениям.

Если рабочее усилие P прикладывать эксцентрично относительно оси y , как показано на рис. 10.1, в, то необходимо учитывать изгиб станины относительно оси y :

$$\begin{aligned} N_6 &= \frac{1}{n} \left\{ P_0 + \frac{P}{1 + \frac{(EF)_{\text{ст}} l_6}{n (EF)_6 l_{\text{ст}}}} - \frac{P l y l_{\text{ст}}}{(EI_x)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{P e x l_{\text{ст}}}{(EI_y)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} \right\}; \\ \sigma_{\text{ст}} &= \frac{1}{F_{\text{ст}}} \left\{ P_0 - \frac{P}{1 + \frac{n (EF)_6 l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}} l_6}} + \frac{P l y l_{\text{ст}}}{(EI_x)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{P e x l_{\text{ст}}}{(EI_y)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} \right\}, \end{aligned} \quad (10.20)$$

где I_y — момент инерции сечения станины относительно оси y .

Наиболее нагруженным будет болт, для которого $y = -a$, а $x = -a_1$.

Усилие предварительной затяжки болтов определяем из условия, что в волокне при $y = -b$ и $x = -b_1$ станины $[\sigma_{\text{ст}}] > 0$:

$$\begin{aligned} P_0 &\geq P \left\{ \frac{1}{1 + \frac{n (EF)_6 l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}} l_6}} + \frac{l b l_{\text{ст}}}{(EI_x)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{e b_1 l_{\text{ст}}}{(EI_y)_{\text{ст}} \left[\frac{l_6}{n (EF)_6} + \frac{l_{\text{ст}}}{(EF)_{\text{ст}}} \right]} \right\}. \end{aligned} \quad (10.21)$$

Колонные станины гидравлических прессов. Способы определения напряжений в колоннах гидравлических прессов изложены в работе [25] и многих других.

Большинство авторов принимают расчетную схему колонной станины в виде плоской рамы, нагруженной несимметричной нагрузкой относительно вертикальной оси.

При выборе способа нагружения рамы необходимо учитывать конструктивные особенности пресса: наличие или отсутствие хвостовика или песта у плунжера, величины зазоров между направляющими втулками подвижной поперечины и колоннами и др. Например,

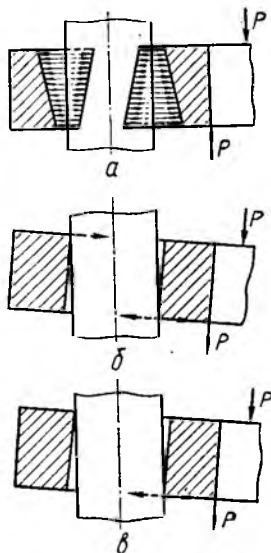


Рис. 10.9

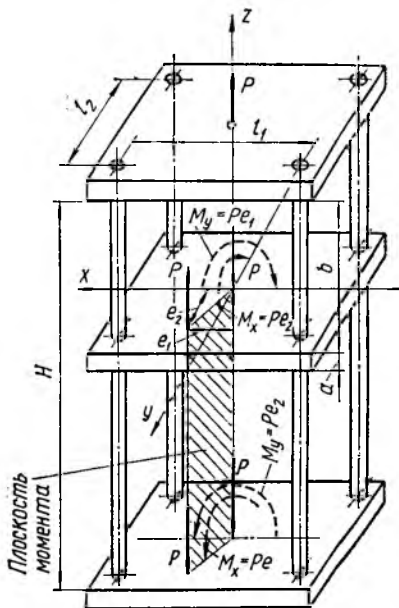


Рис. 10.10

на рис. 10.9 представлены три возможных варианта нагружения колонны поперечной силой в зависимости от зазора между направляющей втулкой и колонной: *а* — при минимальном отклонении по ходовой посадке; *б* — при максимальном отклонении по ходовой посадке; *в* — при чрезмерно большом зазоре.

Расчетную схему можно представить в виде пространственной рамы (рис. 10.10) с учетом допущений:

1) жесткость неподвижных поперечин (верхней и нижней) на изгибе велика по сравнению с жесткостью колонн пресса, что позволяет принимать поперечины абсолютно жесткими — $(EI)_{\text{пол}} = \infty$;

2) для данного случая распределенные нагрузки, приложенные к рабочему инструменту в процессе выполнения технологической операции, можно заменить равнодействующей сосредоточенной силой, равной номинальному усилию прессы P_n и приложенной эксцентрично относительно осей x и y ;

3) подвижная поперечина направляется втулками;

4) колонны жестко закреплены в неподвижных поперечинах, раскрытия стыка в местах крепления не происходит;

5) напряжения, действующие в колоннах и вызванные приложенными нагрузками, не превышают предела текучести, что позволяет пользоваться принципом независимости действия сил. Следовательно, расчетную схему можно представить в виде трех схем, нагруженных соответственно силой P_n , изгибающим моментом $M_y = P_n e_1$ относительно оси y и изгибающим моментом $M_x = P_n e_2$ относительно оси x .

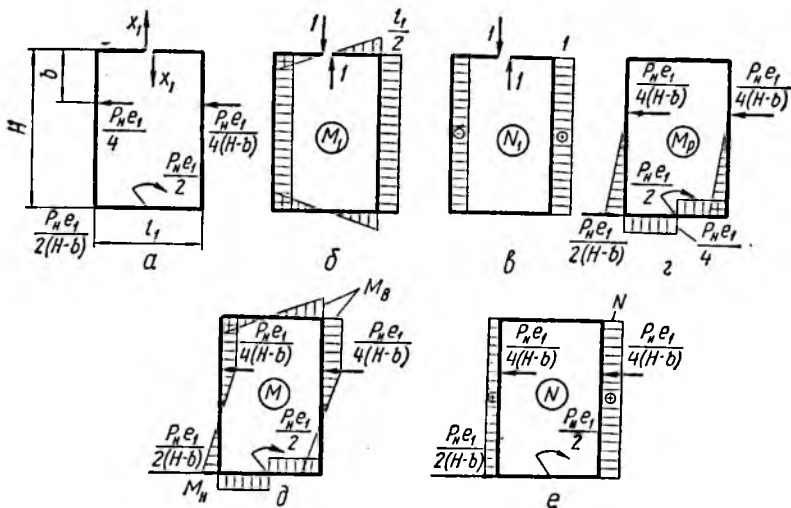


Рис. 10.11

Согласно схеме рис. 10.10 от действия номинального усилия P_n в колоннах прессы возникают растягивающие усилия $N_1 = N_2 = N_3 = N_4 = N = P_n/4$ и соответственно напряжения $\sigma_1^{N_1} = \sigma_2^{N_2} = \sigma_3^{N_3} = \sigma_4^{N_4} = \sigma^N = P_n/4F$.

Расчетная схема и эпюры от единичных и заданных сил показаны на рис. 10.11, а, б, в, г. Для определения усилий в колоннах от действия изгибающих моментов необходимо раскрыть статическую неопределимость рамы. Каноническое уравнение для обоих случаев нагружения одинаково и имеет вид

$$x_1 \delta_{11} + \delta_{1p} = 0. \quad (10.22)$$

Перемещения от единичных и заданных сил соответственно определяем по формулам:

$$\delta_{11} = \frac{l_1^2 H}{4EI} + \frac{H}{EF}; \quad \delta_{1p} = -\frac{P_n e_1 l_1 (H - b)}{16EI}. \quad (10.23)$$

Неизвестный x_1 находим из решения канонического уравнения:

$$x_1 = \frac{P_n e_1}{4} \frac{\left(1 - \frac{b}{H}\right) l_1 F}{l_1^2 F + 4I}. \quad (10.24)$$

Окончательные эпюры нормальных сил и изгибающих моментов представлены на рис. 10.11, *д*, *е*. Рассматривая верхнее и нижнее положения подвижной поперечины, находим наибольшие значения изгибающих моментов согласно эпюре на рис. 10.11. Аналогично определяем изгибающий момент и нормальные усилия при действии изгибающего момента относительно оси y .

Суммируя соответственно изгибающие моменты и нормальные усилия во всех трех случаях, находим наиболее нагруженную колонну, в которой действующее нормальное усилие определяем по формуле

$$N = \frac{P_n}{4} \left[1 + \frac{e_1 l_1 F \left(1 - \frac{b}{H}\right)}{l_1^2 F + 4I} + \frac{e_2 l_2 F \left(1 - \frac{b}{H}\right)}{l_2^2 F + 4I} \right]. \quad (10.25)$$

Изгибающий момент в верхнем сечении колонн

$$M_v = \frac{P_n}{8} F \left(1 - \frac{b}{H}\right) \sqrt{\frac{e_1^2 l_1^4}{(l_1^2 F + 4I)^2} + \frac{e_2^2 l_2^4}{(l_2^2 F + 4I)^2}}. \quad (10.26)$$

Изгибающий момент в нижнем сечении колонн

$$M_n = \frac{P_n}{8} \sqrt{\frac{e_1^2 \left[l_1^2 F \left(1 + \frac{b}{H}\right) + 8I \right]^2}{(l_1^2 F + 4I)^2} + \frac{e_2^2 \left[l_2^2 F \left(1 + \frac{b}{H}\right) + 8I \right]^2}{(l_2^2 F + 4I)^2}}. \quad (10.27)$$

Напряжения в опасной точке наиболее нагруженной колонны находим по формуле:

$$\sigma = (N/F) + (M/W), \quad (10.28)$$

где N берем из выражения (10.25), а M — наибольшее из формул (10.26) и (10.27).

Напряжение $\sigma \leq [\sigma]$, где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, выбираем в зависимости от применяемого материала.

Для обеспечения нормальной работы пресса необходимо иметь жесткое соединение колонн с неподвижными (верхней и нижней) поперечинами (рис. 10.4). Такое соединение, как указывалось выше, осуществляется предварительным натяжением в местах соединений. Усилие предварительного натяжения должно превышать усилие, воспринимаемое колонной в процессе работы пресса, чтобы обеспечить нераскрытие стыка.

Чтобы определить усилие предварительного натяжения при соединении верхней поперечины с колоннами, рассмотрим перемещение ее верхнего сечения относительно нижнего сечения на участке затяжки при нагружении пресса номинальным усилием (рис. 10.4):

$$\delta = \delta_k + \delta_m + \delta_n + \delta_p, \quad (10.29)$$

где δ_k — удлинение колонны по высоте;

δ_m — местная деформация поперечины;

δ_n — сжатие поперечины;

δ_p — перемещения, связанные с упругой деформацией в резьбе гайки.

Наибольшее повышение давления происходит при мгновенном перекрытии трубопровода. Давление жидкости в этом случае возрастает в два раза, что надо учитывать при прочностных расчетах.

Как показывают проведенные исследования, $\delta_k \gg \delta_m + \delta_n + \delta_p$. Поэтому при расчете можно принимать $\delta \approx \delta_k$. Согласно закону Гука

$$\delta_k = \frac{P_n h_n}{EF} \geq \frac{\sigma h_n}{E}, \quad (10.30)$$

где σ — напряжение в наиболее растянутом волокне колонны от действия усилия N и изгибающего момента M , которые определяют по формулам (10.25) и (10.26). При $l_1^2 F \gg 4I$ и $l_2^2 F \gg 4I$ эти формулы можно записать упрощенно:

$$N = \frac{P_n}{4} \left[1 + \left(\frac{e_1}{l_1} + \frac{e_2}{l_2} \right) \left(1 - \frac{b}{H} \right) \right]; \quad M_b = \frac{P_n e}{8} \left(1 - \frac{b}{H} \right).$$

Подставляя значения N и M_b в формулу (10.28) и учитывая, что $e = \sqrt{e_1^2 + e_2^2}$, получаем

$$\sigma = \frac{P_n}{F} \left[\frac{1}{4} + \frac{1}{4} \left(\frac{e_1}{l_1} + \frac{e_2}{l_2} + \frac{4e}{d} \right) \left(1 - \frac{b}{H} \right) \right]. \quad (10.31)$$

Из уравнения (10.30)

$$P_0 \geq \frac{P_n}{4} \left[1 + \left(\frac{e_1}{l_1} + \frac{e_2}{l_2} + \frac{4e}{d} \right) \left(1 - \frac{b}{H} \right) \right]. \quad (10.32)$$

Аналогично можно определить усилия затяжки колонны при соединении ее с нижней поперечиной.

Предварительная затяжка осуществляется, как указано в § 10.1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Банкетов А. Н., Бочаров Ю. А., Добринский Н. С. и др. Кузнечно-штамповочное оборудование.— М.: Машиностроение, 1970.— 600 с.
2. Бяшта Т. М. Машиностроительная гидравлика. Справочник.— М.: Машиностроение, 1971.— 671 с.
3. Бочаров Ю. А. Винтовые прессы.— М.: Машиностроение, 1976.— 248 с.
4. Бочаров Ю. А., Прокофьев В. Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин.— М.: Высшая школа, 1969.— 248 с.
5. Вишневский Н. С., Овчинников А. Г. Чистовая вырубка со сжатием применительно к изготовлению деталей оптических приборов.— М.: 1974.— 320 с.— В надзаг.: ЦНИИинформации.
6. Власов В. И. Системы включения кривошипных прессов.— М.: Машиностроение, 1969.— 272 с.
7. Добринский Н. С. Гидравлический привод прессов.— М.: Машиностроение, 1975.— 222 с.
8. Живов Л. И., Клеванский Н. Н. Применение ЭЦВМ для расчетов кузнечно-штамповочных машин.— Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1974.— 64 с.
9. Живов Л. И., Овчинников А. Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы.— Харьков: Изд-во при Харьков. ун-те, 1966.— 456 с.
10. Живов Л. И., Овчинников А. Г. Кузнечно-штамповочное оборудование.— Киев: Вища школа, 1972.— 280 с.
11. Игнатов А. А., Игнатова Т. А. Кривошипные горячештамповочные прессы.— М.: Машиностроение, 1974.— 352 с.
12. Иванов М. Н. Детали машин.— М.: Высшая школа, 1976.— 400 с.
13. Итоги науки и техники. Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства/ Под ред. Э. Ф. Богданова: В 3-х т.— М.: ВНИИТИ, т. 2, 1977, 208 с., т. 3, 1979.— 168 с.
14. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов.— М.: Высшая школа, 1973.— 630 с.
15. Зимин А. И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. Молоты.— М.: Машгиз, 1953. Ч. 1.— 460 с.
16. Кожевников В. Я., Ксенжук Н. Г., Худяков И. И. Горизонтально-ковочные машины.— Киев: Машгиз, 1960.— 238 с.
17. Кононенко В. Г. Оборудование и технология импульсной обработки металлов.— Л.: 1968.— В надзаг.: Изд-во Ленинград. дом. науч.-техн. проп.— 35 с.
18. Ланской Е. Н., Банкетов А. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов.— М.: Машиностроение, 1966.— 380 с.
19. Мюллер Э. Гидравлические прессы для изделий из цветных металлов. Перевод с немецкого.— М.: Машгиз, 1962.— 284 с.
20. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Перевод с немецкого.— М.: Машиностроение, 1965.— 316 с.

21. Навроцкий Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы.— М.: Машиностроение, 1965.— 424 с.
22. Охрименко Я. М. Технология кузнечно-штамповочного производства.— М.: Машиностроение, 1976.— 560 с.
23. Попов Е. А. Основы теории листовой штамповки.— М.: Машиностроение, 1977.— 278 с.
24. Решетов Д. Н. Детали машин.— М.: Машиностроение, 1975.— 656 с.
25. Розанов Б. В. Гидравлические прессы.— М.: Машгиз, 1959.— 428 с.
26. Свистунов В. Е., Каржан В. В., Чагин Б. И. и др. Кривошипные прессы для разделительных операций.— М.: 1978.— 64 с.— В надзаг.: Науч.-исслед. ин-т информ. по машиностроению.
27. Семенов Е. И. Ковка и объемная штамповка.— М.: Высшая школа, 1972.— 352 с.
28. Сторожев М. В. К расчету чисто гидравлических ковочных прессов с аккумуляторами.— Изв. науч.-исслед. ин-та машиностроения и металлообработки, 1932, № 8—9, с. 371—397; № 11—12, с. 505—521; 1933, № 2, с. 33—38, № 4, с. 15—20.
29. Сторожев М. В. Основы расчета кривошипных прессов.— Вестник металлопромышленности, 1935, № 10, с. 103—156, № 11, с. 115—179.
30. Сторожев М. В., Попов Е. А. Теория обработки металлов давлением.— М.: Машиностроение, 1977.— 424 с.
31. Харизоменов И. В. Электрооборудование кузнечно-штамповочных машин.— М.: Высшая школа, 1970.— 188 с.
32. Энциклопедический справочник «Машиностроение»: В 15-ти т.— М.: Машгиз, 1948.— Т. 8, с. 344—823,

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Аккумулятор жидкости грузовой** 297
- поршневой 297
- — пневмогидравлический 297 ... 299

Б

- Балка на упругом основании** 123
- Уравнение прогибов 124
- Интеграл 125
- Безопасная работа на кривошипных прессах** 213, 214

В

- Ведущие кривошипные валы**
- Коленчатый 198
- Балка-аналог 126, 127
- Вид нагружения 132
- График допускаемых усилий 147
- Допускаемые усилия 135...138
- Запас прочности 133, 138
- Распределение изгибающих моментов 128 ... 130
- — крутящих моментов 130, 131
- — поперечных сил 128 ... 130
- Расчетная схема 127
- Кривошипный 198
- Материалы 198, 199
- Эксцентриковый 198
- Выталкиватели КГШП** 60, 61
- Вязкость жидкости динамическая** 257, 258
- — кинематическая 258
- — относительная 258

Г

- Гидравлический пресс гидростат** 220, 234, 235
- — дляковки 220, 222 ... 226
- — для объемной штамповки 220, 226 ... 234
- — для пакетирования и брикетирования 240

- — для разделки и ломки проката 240, 241
- — для штамповки резиной 238, 239
- — для холодной штамповки выдавливанием 233
- — листоштамповочный простого действия 220, 236
- — двойного действия 220, 236
- — тройного действия 220, 236
- — с нижним расположением рабочих цилиндров 230

Главный исполнительный механизм

- Двухкривошипный с двумя степенями подвижности 19
- колено-ползунный 39
- кривошипно-шарнирный 100
- Анализ кинематики 100, 101
- Кривошипно-клиновой 19, 56, 151
- Кривошипно-коленный 19, 35, 64 ... 66, 79, 95
- Анализ кинематики 96 ... 99
- Внешние силы 121, 122
- Крутящий момент 122
- Синтез 99
- Кривошипно-коромысловый 19, 87
- Анализ кинематики 87, 88
- Синтез 88, 89
- Кривошипно-круговой 19, 151
- Кривошипно-кулисный 19, 56, 67
- Кривошипно-ползунный 19, 28, 31, 37, 41, 56, 73, 84, 86, 89
- — аксиальный 67, 89
- Анализ кинематики 90 ... 92
- Внешние силы 113 ... 115
- Крутящий момент 116 ... 118
- Приведенное плечо силы на ползуне 118 ... 120
- Синтез 94
- — дезаксиальный 67, 89, 92, 93
- Синтез 95
- Горизонтально-гибочная машина** 54, 55
- Горизонтально-ковочная машина** 67
- Механизм зажима 68, 69, 71, 72

- Кривошипно-коленный пресс для вы-**
давливания 66
— — чеканочный 63...65

Кузнечно-штамповочные машины

- Классификация 7...9
- параметры 9, 10
- — электрофизические 12

М

Механизм регулировки закрытой вы-
соты 203

Н

- Насос лопастной 286, 287
- — кривошипно-плунжерный 271...
277
- — ротационно-плунжерный 278...
285
- — шестеренный 287
- — эксцентриково-плунжерный 286
- Недоход ползуна номинальный 149
- Ножницы комбинированные 86
- — листовые двухкривошипные 84,
85
- — сортовые однокривошипные 86

О

Отношение радиуса кривошипа к дли-
не шатуна 89, 90, 94, 99, 102, 103,
200

П

- Плунжеры рабочих цилиндров
- Способы крепления с подвижной
поперечиной 351
- Подшипники качения 207
- — скольжения 206
- Давления 207
- Материалы вкладышей 207
- Ползун кривошипного пресса 200...203
- Поперечины гидравлических прессов
- Конструкция 345...347
- Материалы 345
- Предохранительная муфта 193
- Пресс-автомат гидравлический для
чистовой вырубки 81, 239
- — кривошипный для прессования
металлических порошков 81
- — листоштамповочный с верхним
приводом 42
- Унификация и агрегатирование 51
- с нижним приводом 41
- с самоподачей материала 45
- — обрезной 78
- — холодновысадочный с разъем-
ной матрицей двухударный 77
- одноударный 75
- — универсально-гибочный 55
- Привод электрогидравлический на-
сосный 244
- — аккумуляторный 244, 246...248
- с мультипликатором 244, 249, 250

- — безаккумуляторный 244, 250...
253
- с мультипликатором 244
- Прижимные подушки 28...31

Р

Рабочие жидкости

- Свойства 256...259
- Распределитель (дистрибутор) глав-
ный 289, 290
- — золотниковый двухпозиционный
295
- — трехпозиционный 295
- — клапанный 290
- Режимы работы кривошипного прес-
са 211, 212

С

- Смазка кривошипных прессов 212, 213
- Станины гидравлических прессов од-
ностосные 343...345
- колонные 345, 350
- — кривошипных прессов — Кон-
струкция 173
- Материалы 173
- Определение параметров затяну-
того соединения 177, 178
- Расчет на прочность 174...177
- Сцепная муфта жесткая 186
- — фрикционная 187
- Допускаемые давления 187, 188,
192
- Классификация 187
- — многодисковая поршневая 190,
191
- Несущая способность 190, 192
- — однодисковая диафрагменная
188...190
- Управление 209...211
- Усилие на диафрагме или поршне
192
- Фрикционные материалы 187, 188

Т

- Тормоз ленточный 195
- Допускаемое давление 197
- Тормозной момент 196
- Среднее давление на рабочих по-
верхностях 197
- — дисковый 188
- Тормозной момент 196
- Усилие противодействия пружин
196
- Угол торможения 195
- — маховика 197
- Тяговые предохранительные устройст-
ва 204, 205

У

- Угол выстаивания наружного ползу-
на 32, 102

- — давления 106
- — зацепления 115, 142
- — наклона зубьев 142, 184
- — наклона станины 25
- — номинальный 148, 149
- — обхвата барабана 197
- — опережения 33, 102
- — поворота гайки при затяжке болта 177
- — рабочий поворота кривошипа 16, 32, 104, 157, 163
- поворота кулачка 107
- — установочной шестерни 115
- — торможения 195
- — трения 115
- — мертвый 57, 159

Уплотнения соединений неподвижных

- Конструкция 302
- Материал 302
- — подвижных 303
- Конструкция 303, 304
- Материал 303, 304
- Расчет сил трения 304

Уравнение Бернулли 262, 263, 264, 314

- — гидродинамическое Эйлера в естественной форме 260
- — неразрывности 261
- — типа Риккати 310, 318

Уравновешиватель ползуна 206

Усилие номинальное гидравлического пресса 218, 219

- — кривошипного пресса 18, 148, 149
- — рабочее гидравлического пресса 218

Ц

Циклограмма кривошипного пресса двойного действия 32

- — холодновысадочного одноударного пресса-автомата 75

Цилиндр возвратный 215...217

- — рабочий 215...217
- — уравнивающий 218, 225

Ч

Число Рейнольдса 265 266

Э

Электропривод кривошипного пресса

- Выбор 164, 165
- Допустимое время разгона маховика 169
- Момент инерции маховика 168, 169
- Мощность электродвигателя 166, 167
- Особенности работы 165

Энергии расхода на включение муфты 160, 161

- — на рабочий ход 163
- — на холостое перемещение механизмов 162
- — упругой возврат 163

ОГЛАВЛЕНИЕ

От авторов	3
Введение	5
1. Принцип действия и классификация кузнечно-штамповочных машин	5
2. Параметры кузнечно-штамповочных машин	9
3. О развитии кузнечно-штамповочных машин	11
 РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ	
Глава 1. Типовые конструкции кривошипных прессов	15
1.1. Принцип действия	15
1.2. Классификация кривошипных прессов	18
1.3. Основные признаки для конструктивного подразделения кривошипных прессов	22
1.4. Универсальные листоштамповочные presses простого действия	23
1.5. Вытяжные presses двойного и тройного действия	31
1.6. Presses тройного действия для чистовой вырубки	37
1.7. Листоштамповочные presses-автоматы	40
1.8. Общие тенденции в развитии листоштамповочных прессов	47
1.9. Гибочные presses и автоматы	53
1.10. Кривошипные горячештамповочные presses	55
1.11. Обрезные presses	63
1.12. Чеканочные presses и presses для выдавливания	63
1.13. Горизонтально-ковочные машины	67
1.14. Presses-автоматы для объемной штамповки	73
1.15. Presses-автоматы для прессования деталей из металлических порошков	80
1.16. Ножницы	84
Глава 2. Кинематические свойства и проектирование исполнительных механизмов	87
2.1. Presses с кривошипно-коромысловым механизмом	87
2.2. Presses с кривошипно-ползунным механизмом	89
2.3. Presses с кривошипно-коленным механизмом	95
2.4. Presses с кривошипно-шарнирным механизмом	100
2.5. Проектирование исполнительных механизмов вытяжных прессов двойного действия	101
2.6. Проектирование кулачковых механизмов кривошипных прессов	105
Глава 3. Силовой расчет и условие прочности кривошипных прессов	110
3.1. Методы силового расчета	110
3.2. Внешние силы и крутящий момент в кривошипно-ползунном механизме	113
3.3. Внешние силы и крутящий момент в кривошипно-коленном механизме чеканочного пресса	120

3.4. Силовой расчет балок и валов на упругих опорах	123
3.5. Силовой расчет одноколенчатого вала	128
3.6. Допускаемые усилия по прочности коленчатых валов	131
3.7. Допускаемые усилия по прочности зубчатых передач	138
3.8. Коэффициент долговечности	144
3.9. Условие прочности и номинальное усилие кривошипного пресса	146
3.10. Жесткость кривошипных прессов	149

Глава 4. Энергетика кривошипных прессов 151

4.1. Энергетические возможности кривошипных прессов	151
4.2. Графики усилий деформации	153
4.3. Нагрузочные графики кривошипных прессов	158
4.4. Расход энергии в приводе кривошипного пресса	160
4.5. Выбор электродвигателя и маховика	164
4.6. Коэффициенты полезного действия кривошипных прессов	170
4.7. График работоспособности кривошипного пресса	172

Глава 5. Типовые конструкции узлов и систем кривошипных прессов . . . 173

5.1. Станины	173
5.2. Узлы и детали привода	178
5.3. Узлы и детали главного исполнительного механизма	198
5.4. Подшипники	206
5.5. Системы управления кривошипными прессами	208
5.6. Системы смазки	212
5.7. Техника безопасности	213

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ

Глава 6. Типовые конструкции и гидропривод 215

6.1. Принцип действия, общие сведения и классификация	215
6.2. Прессы дляковки	222
6.3. Прессы для объемной штамповки	226
6.4. Прессы для листовой штамповки	236
6.5. Прессы для разделки и ломки проката	240
6.6. Прессы для переработки пластмасс и неметаллических материалов	241
6.7. Типовые гидроприводы прессов	243
6.8. Перспективы развития гидравлических прессов	253

Глава 7. Рабочая жидкость и основные уравнения гидродинамики . . . 256

7.1. Характеристика рабочих жидкостей	256
7.2. Основные понятия и уравнения гидродинамики	259
7.3. Уравнение Бернулли для течения жидкости в трубопроводе	263
7.4. Гидравлические сопротивления в трубопроводах	265
7.5. Ударные явления в гидроприводе прессовых установок	267

Глава 8. Типовые конструкции узлов гидропривода 271

8.1. Насосы	271
8.2. Мультипликаторы	288
8.3. Распределительные и регулирующие устройства	289
8.4. Вспомогательные устройства	297
8.5. Уплотнительные устройства	301
8.6. Трубопроводы и арматура	305
8.7. Новое в системах управления гидравлическими прессами	306

Глава 9. Расчет насосного привода прессовых установок 307

9.1. Динамический расчет насосно-аккумуляторного привода	307
9.2. Энергетика насосно-аккумуляторного привода	319
9.3. Предварительный расчет основных параметров насосно-аккумуляторного привода	328

9.4. Расчет насосно-аккумуляторной станции	331
9.5. Энергетика насосного безаккумуляторного привода	333
9.6. Расчет компенсаторов гидроудара	341
<i>Глава 10. Типовые конструкции узлов гидравлических прессов</i>	<i>343</i>
10.1 Станины	343
10.2. Подвижные поперечины	350
10.3. Рабочие и возвратные цилиндры	352
10.4. Стол	354
10.5. Расчет на прочность основных деталей пресса	355
Список литературы	367
Предметный указатель	369

Лев Иванович Живов,
Анатолий Георгиевич Овчинников

**КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.
ПРЕССЫ**

Редактор *Е. Ф. Воробьёва*
Переплет художника *Г. М. Балюна*
Художественный редактор *С. В. Анненков*
Технический редактор *И. И. Каткова*
Корректор *Т. Ю. Ходырева*

Информ. бланк № 1624

Сдано в набор 18.12.80. Подп. в печать 03.11.81. БФ 10663.
Формат 60×90/16. Бумага офсетная № 2. Лит. гарн. Выс. печать.
23,5 печ. л. 23,68 кр.-отт. 21,74 уч.-изд. л. Тираж 5000 экз. Изд.
№ 4564. Зак. 1009. Цена 90 к.

Главное издательство издательского объединения «Вища школа»,
252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7

Отпечатано с матриц книжной фабрики им. М. В. Фрунзе,
310057. Харьков-57, Донец-Захаржевская, 6/8 на Белоцерковской
книжной фабрике, 256400, г. Белая Церковь, ул. Карла Марк-
са, 4.