

В. И. Залесский

ОБОРУДОВАНИЕ КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ ЦЕХОВ

**ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ**

**Допущено Министерством высшего
и среднего специального образова-
ния СССР в качестве учебника для
студентов вузов, обучающихся по
специальности „Обработка металлов
давлением“**



**Издательство «Высшая школа»
Москва — 1973 г.**

6П42
З-23
УДК 621.73(0.75.8)

Залесский В. И.

З-23 Оборудование кузнечно-прессовых цехов
Изд. 2-е, переработ. и доп. Учебник для вузов
М., «Высшая школа», 1973.
632 с. с илл.

В книге приведены схемы и описание основных кузнечно-прессовых машин и их расчеты.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов, изучающих специальный курс «Оборудование кузнечно-прессовых цехов» и специализирующихся по кузнечно-штамповочному производству в металлургических вузах и на факультетах. Она может быть полезна также студентам машиностроительных вузов, механикам кузнечно-прессовых цехов и инженерно-техническим работникам, эксплуатирующим кузнечно-прессовое оборудование.

6П42

Рецензент

Кафедра «Машины и автоматизация обработки металлов давлением» ВМТУ им. Баумана.

Во втором издании книга «Оборудование кузнечно-прессовых цехов» переработана и дополнена данными о машинах, вновь появившихся в производственной практике кузнечно-прессовых цехов СССР, а также включенных в программу изготовления на наших заводах. В частности, в новом издании рассматриваются схемы и область применения высокоскоростных газовых молотов, винтовых прессов с гидравлическим приводом и новых отечественных гидровинтовых пресс-молотов. Чтобы объем книги сохранился прежним, пришлось сократить материал, менее существенный для понимания условий правильной эксплуатации кузнечно-прессового оборудования.

В настоящем издании, как и в первом, не рассматриваются машины-автоматы, поскольку их изучение отнесено к курсу «Механизация и автоматизация технологических процессов», в программе которого машинам-автоматам отведены соответствующие разделы.

В соответствии с требованиями времени во всех приводимых расчетах наряду с системой измерения СИ в скобках приведена размерность по системе МКГСС. В случаях, когда по системе МКГСС изменяется структура расчетных формул, они приводятся параллельно в скобках. При сравнении систем МКГСС и СИ для упрощения принято, что 1 кГ соответствуют 10 н. Аналогично приняты и другие единицы измерений: $1 \text{ кГм} = 10 \text{ Дж}$; $1 \text{ кГ/см}^2 = 10^5 \text{ н/м}^2 = 100 \text{ кн/м}^2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2$ и т. п.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов-технологов металлургических высших учебных заведений, специализирующихся по кузнечно-штамповочному производству.

В данном труде автор стремился изложить методически материал так, чтобы студент привыкал инженерно мыслить и понимать направление в развитии кузнечно-прессового машиностроения. С этой целью в книге приведены некоторые исторические справки о совершенствовании кузнечно-прессовых машин, разъясняющие, почему то или иное направление в конструировании кузнечно-прессового оборудования не получило развития.

В книге описаны типовые кузнечно-прессовые машины, преимущественно применяемые в Советском Союзе. В ней не рассматриваются не проверенные практикой в СССР виды машин (машины высоких энергий типа «Динапак», гидровинтовой пресс-молот, виброгидропрессы и др.). Наряду с описанием схем основных кузнечно-прессовых машин приведены расчетные материалы, необходимые для понимания работы машины, эффективного ее использования и правильной эксплуатации. Ряд методов расчета публикуется впервые (расчет чеканочного прессы, расчет рычажного амортизатора прижимного ползуна прессы двойного действия, расчет допускаемого усилия на ползуне шестернеэксцентрикового прессы, определение требуемого веса тяги автоматического устройства управления работой фрикционного молота с доской).

Существенные уточнения внесены в расчеты, опубликованные ранее автором данного учебника и другими исследователями (расчет штока молота, к. п. д. кривошипных машин, расчет фрикционного винтового прессы, расчет усилия предварительной затяжки стяжных болтов станин, расчет фрикционной муфты, расчет тормоза, расчет допускаемых усилий на ползуне бульдозеров, горизонтальноковочных машин, горячештамповочных прессы, расчет фундамента с амортизаторами под молоты, расчет фрикционного молота с доской, расчет срезающегося предохранителя во втулке маховика, расчет фрикционного предохранителя и др.). Все расчеты построены на системах единиц измерения МКСГ и МКГСС (килограмм, килограмм-сила, метр, секунда и их производные).

С января 1963 г. параллельно введен в действие ГОСТ 9867—61 на единицы измерений в соответствии с Интернациональной системой — СИ. Однако это не означает, что все единицы измерений по системам МКСГ (метр, килограмм, секунда, градус) — ГОСТ 8550—61 и МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда) —

ГОСТ 7664—61 и другие, получившие широкое распространение, должны быть немедленно заменены единицами измерения системы СИ во всем народном хозяйстве. Внедрение в практику расчетов системы СИ будет проводиться постепенно в течение ряда лет, поскольку все измерительные приборы, аппаратура, ГОСТы на кузнечно-прессовые машины, парк кузнечно-прессовых машин, справочные материалы по механическим и физическим свойствам металлов и сплавов и т. п. построены на единицах измерения в соответствии с системами МКГС и МКГСС и др.

Таким образом, в ближайшие годы параллельно с системой СИ будут действовать системы единиц измерения МКГС и МКГСС. В связи с этим в книге приведены таблицы для пересчета единиц измерения по ныне распространенным системам в единицы измерения системы СИ.

В работе над рукописью принимали участие следующие рецензенты: специалисты кафедры машин и технологии обработки металлов давлением МВТУ имени Баумана, возглавляемой доктором техн. наук проф. А. И. Зиминым, а также доктор техн. наук проф. И. В. Климов, которые тщательно просмотрели рукопись, сделали ряд замечаний и дали много ценных советов, учтенных автором при доработке рукописи, что, несомненно, повысило ее качество.

Кузнечное дело, как его называли раньше, является одним из наиболее древних способов обработки металлов; оно существовало еще задолго до нашей эры. Однако начало использования машин — орудий дляковки относится лишь к XVI в. нашей эры, когда стали применять примитивные рычажные молоты, приводившиеся в действие при помощи водяных колес. Это так называемые хвостовые, лобовые и среднебойные молоты; вес бабы у них не превышал 700 *н* (70 *кГ*). По мере развития металлургии и машиностроения, особенно судостроения и артиллерии, требовалось все более мощное оборудование. В конце первой половины XIX в. появились паровые молоты, а в середине второй половины XIX в. — гидравлические прессы. Потребность в производстве крупных поковок привела в конце XIX в. к быстрому росту размера молотов, вес падающих частей которых достиг 1,20 *Мн* (120 *Т*). Самый большой молот в России был установлен в 1873 г. на Мотовилихинском оружейном заводе в г. Перми. Вес падающих частей этого молота составлял 0,5 *Мн* (50 *Т*). Ныне этот молот снят. В 80-х годах прошлого столетия пятидесятитонный молот был установлен также на Обуховском заводе в Петербурге.

По мере улучшения конструкции гидравлических прессов и повышения их быстроходности началось постепенное вытеснение крупных ковочных молотов гидравлическими прессами. В настоящее время уже не устанавливают ковочных молотов с весом падающих частей более 50 *кн* (5 *Т*) и вместе с тем имеются гидравлические ковочные прессы, развивающие усилие 100÷150 *Мн* (10 000÷15 000 *Т*).

С организацией крупносерийного производства широкое распространение получила штамповка. Для ее осуществления требовалось создать специальные штамповочные молоты, вес падающих частей которых достиг 300 *кн* (30 *Т*). Для штамповки крупных поковок построены штамповочные гидравлические прессы усилием 300÷750 *Мн* (30 000÷75 000 *тс*). Создаются проекты штамповочных гидравлических прессов усилием свыше 750 *Мн* (75 000 *тс*).

Наряду с кузнечными машинами этого типа появляются универсальные и специализированные, главным образом кривошипные машины (горизонтальноковочные, гибочные, просечные, вытяжные, двойного действия, многоползунные ковочные, горячештамповочные отбортовочные, болто-гаечные автоматы и т. п.

В последнее время в технологии кузнечных цехов стали все чаще применять принципы прокатки. Используют раскаточные станы, например, в производстве колец шарикоподшипников, прокатные станы в производстве шариков для подшипников, для получения проката периодического профиля, накатки зубьев шестерен и т. п.

В дореволюционной России не было организованного производства кузнечных машин. Все кузнечное оборудование, имевшееся в начале XX в., было иностранного производства, если не считать, что отдельные заводы для своих нужд изготавливали кузнечное машинное оборудование, представлявшее собой копии с иностранных образцов, в ряде случаев несколько улучшенные по сравнению с оригиналом. Следует отметить, что хотя своего национального кузнечного машиностроения в России не существовало, однако теоретическая мысль русских инженеров в анализе работы кузнечных машин была для того времени на сравнительно большой высоте. Русские инженеры (проф. П. М. Мухачев, проф. И. А. Тиме, проф. А. П. Гавриленко, проф. Я. Н. Маркович и др.) разработали элементы расчета молота.

Научная мысль русских ученых стала быстро развиваться после Октябрьской революции. Теория кузнечных машин — орудий и анализ их рабочего цикла связаны с именами таких советских ученых, как проф. Я. Н. Маркович (теории парового молота и пневматического молота), проф., докт. техн. наук А. И. Зимин (уточненный метод теоретического анализа парового молота, теория фрикционного пресса), докт. техн. наук М. В. Сторожев (теории гидравлических прессов и кривошипных прессов), канд. техн. наук И. И. Гирш и проф. В. И. Залесский (теории кривошипных гибочных машин и горизонтальноковочных машин), проф. Е. П. Унков (теория пружинного и пневматического молотов), проф. И. В. Климов (теория бесшаботного молота, уточненный метод теплового расчета паровых молотов), канд. техн. наук В. Ф. Щеглов (уточненный метод расчета паровоздушных молотов) и др. Этот краткий перечень имен показывает, что именно нашей стране принадлежит приоритет в разработке теоретического анализа работы основных видов кузнечного оборудования.

Резкое улучшение в организации производства кузнечно-прессовых машин в СССР достигнуто в результате выполнения решений съездов КПСС по развитию народного хозяйства, особенно XXIII съезда. В СССР воспитаны кадры конструкторов и созданы учреждения по исследованию и проектированию кузнечных машин — орудий: Экспериментальный научно-исследовательский институт кузнечного машиностроения (ЭНИКМАШ), центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ), Всесоюзный научно-исследовательский институт металлургического машиностроения (ВНИИМЕТМАШ), Центральное бюро кузнечного машиностроения (ЦБКМ), специальные конструкторские бюро 9 и 10 и кон-

структорские бюро при специализированных заводах по производству кузнечно-прессовых машин и другие организации, обеспечивающие создание оригинальных советских конструкций.

В результате реализации наших пятилетних планов развития народного хозяйства создана прочная специализированная промышленная база для изготовления кузнечного оборудования. В 1969 г. было изготовлено свыше 40 000 единиц кузнечно-прессового оборудования. Отечественные кузнечные машины типизированы. Таким образом, в Советском Союзе создано отечественное кузнечно-прессовое машиностроение и имеются неограниченные возможности для производства различных кузнечных машин как по типам, так и по мощности.

В настоящее время штамповочное производство достигло такого совершенства, что можно получать поковки, не требующие в дальнейшем обработки на металлорежущих станках, так как точность их размеров выдержана с допуском до 0,05 мм, а чистота и качество поверхности выше, чем после шлифовки. Наряду с этим производительность при изготовлении деталей машин методом штамповки во много раз выше, чем при обработке методом снятия стружки (резанием). По этой причине область применения кузнечно-штамповочных методов производства деталей непрерывно расширяется и в настоящее время этот метод является одним из основных и самым прогрессивным в машиностроении. Парк кузнечных машин непрерывно увеличивается в связи с организацией предприятий с крупносерийным и массовым характером производства.

Количество, темп роста и удельный вес кузнечных машин в общем станочном парке характеризуют индустриальную мощь страны и степень совершенства машиностроения. В наиболее экономически развитых странах кузнечные машины составляют до $\frac{1}{3}$ общего станочного парка, в то время как 25—30 лет назад они составляли лишь около 10—15%. Число типоразмеров современных кузнечно-прессовых машин достигает нескольких тысяч наименований. В СССР количество действующих кузнечно-прессовых машин составляет около 400 тыс. единиц.

В связи с большим разнообразием типов кузнечно-прессовых машин — орудий их при изучении необходимо классифицировать на основе общих принципиальных признаков, к которым относятся:

- 1) кинематические и динамические признаки рабочего хода машины — орудия, т. е. хода, в течение которого деформируется поковка (таким образом, рабочий ход начинается с момента соприкосновения бойка, штампа или пуансона с поковкой и заканчивается в момент остановки рабочего инструмента или изменения направления его движения на обратный ход);

- 2) характер или род привода;

- 3) технологические признаки, т. е. для выполнения какой технологии предназначена машина.

По кинематическим и динамическим признакам рабочего хода кузнечные машины — орудия подразделяют на три группы*. К первой — относятся машины, работающие ударом, т. е. за счет кинетической энергии, накопленной в процессе движения рабочими частями машины к моменту начала рабочего хода. Эта энергия к моменту окончания рабочего хода оказывается полностью израсходованной, причем, пока она не будет полностью израсходована, рабочий ход будет продолжаться. Если запасенная энергия оказывается недостаточной для требуемой деформации поковки, то для дальнейшей деформации поковки необходим повторный ход, для того чтобы соответствующие детали машины приобрели известный запас кинетической энергии.

К машинам первой группы относятся все типы молотов и винтовые прессы. Изменение скорости за рабочий ход этих машин можно представить графически, откладывая по оси ординат скорость v , а по оси абсцисс — путь H или время (кривая AB рабочего хо-

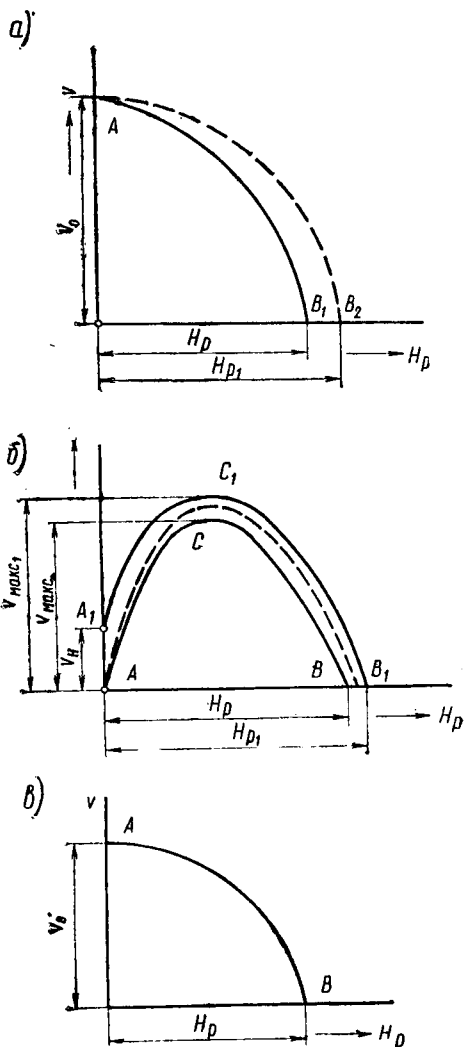
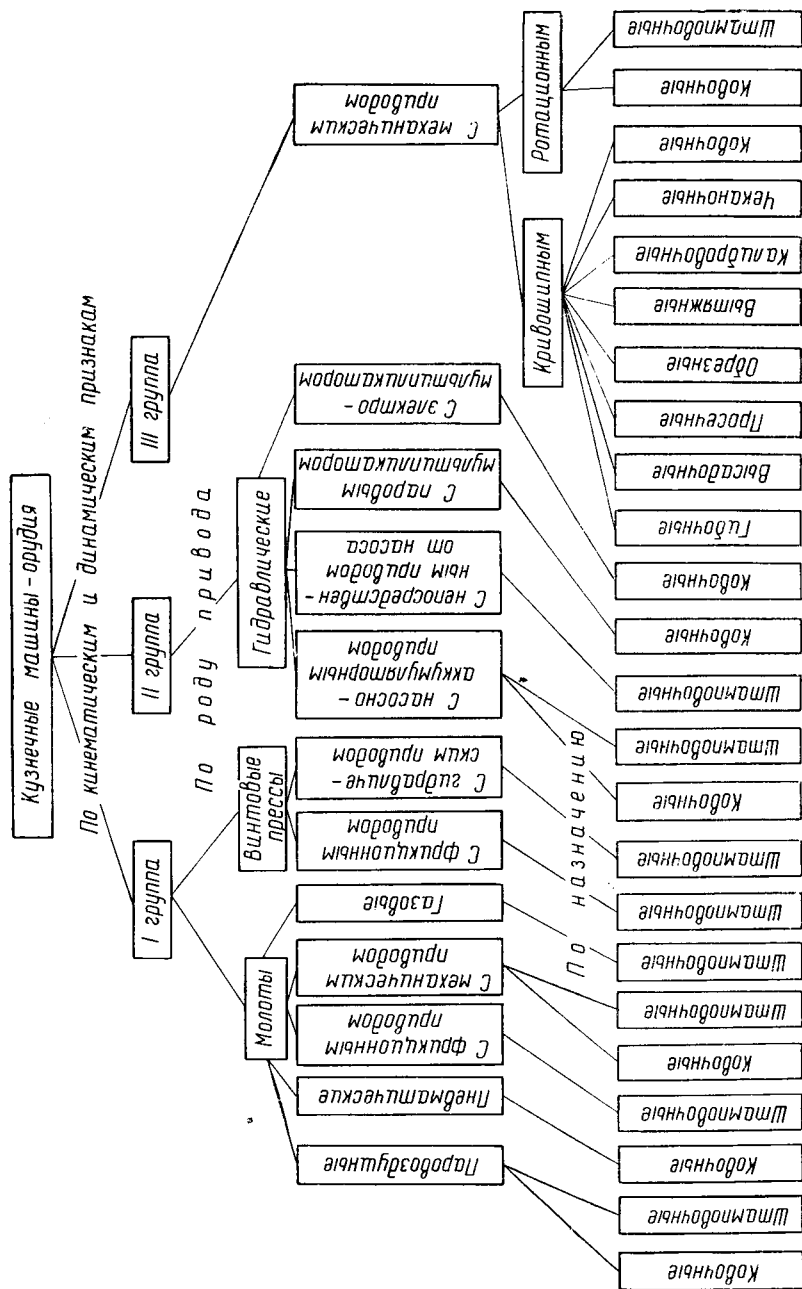


Рис. 1. Изменение скорости рабочего хода у машин:

a — первой группы; $б$ — второй группы; $в$ — третьей группы

* Проф. А. И. Зимин, предложивший классификацию кузнечных машин по кинематическим и динамическим признакам рабочего хода, делит эти машины на четыре группы. Мы полагаем, что рабочий ход (ход деформации) у четвертой группы имеет такой же характер, как у машин третьей группы: скорость изменяется от максимального значения до нуля по жесткой кривой.



да, рис. 1, а). Скорость v_0 бойка (штампа) в начале деформации поковки имеет всегда большее значение, чем на всем остальном рабочем ходе и по желанию может регулироваться в широких пределах до максимальной величины, которую может развить данная машина. Кривая AB_1 для первой группы машин может принимать различную кривизну в зависимости от сопротивления металла деформации. Другими словами, скорость в процессе рабочего хода (процесс деформации металла) может затухать быстрее или медленнее (кривая AB_2) в зависимости от сопротивления металла, причем и величина рабочего хода, и время на его совершение будут соответственно различными. Продолжительность рабочего хода (продолжительность процесса деформации) исчисляется тысячными и десятитысячными долями секунды (молоты) и в некоторых случаях (винтовые прессы) доходит до секунды.

Ко второй группе относятся машины, работающие только за счет энергии, непрерывно подводимой к ее подвижным частям (гидравлические прессы). Рабочий ход этих машин может быть прерван в любой момент путем прекращения подачи энергии, что характерно для машин данной группы. Кривая изменения скорости рабочего хода ACB (рис. 1, б) не является жесткой и может принимать различную кривизну в зависимости от сопротивления металла деформации. Рабочий ход, как правило, начинается после того, как инструмент (боек, штамп и т. п.) наложен на поковку, и, таким образом, скорость в процессе работы изменяется от нуля, достигает максимума и опять падает до нуля. Продолжительность рабочего хода у машин второй группы исчисляется секундами и на тяжелых машинах доходит до десятков секунд. Рабочий ход иногда начинают с некоторой начальной скоростью * v_n , далее она достигает $v_{\max}$ и падает до нуля. В эту группу машин входят все гидравлические прессы.

К третьей группе относятся машины, у которых скорость за время рабочего хода изменяется по жесткой кривой **, зависящей от кинематической особенности данной машины (рис. 1, в). У таких машин энергия предварительно запасается (применяется маховик), но не расходуется полностью. К этой группе относятся все кривошипные и ротационные машины. Продолжительность рабочего хода у них составляет десятые доли секунды.

В зависимости от характера привода каждая из указанных групп машин делится на подгруппы, а последние разделяются по технологическому назначению (рис. 2).

* Соприкосновение рабочего инструмента с поковкой в этом случае происходит со скоростью v_n . С этой скоростью совершается удар подвижных частей машины (пресса) о поковку. Удар передается на стол прессы и через его опоры — на фундамент, что может привести к износу (смятию) опор и поломке стола машины. Такая работа на прессе неправильна.

** В данном случае не принимают во внимание перепад числа оборотов и упругую деформацию машины.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Паровоздушные молоты (рис. 3) работают на паре или на сжатом воздухе. При этом применяется давление от 0,4—1,2 Мн/м² (4 до 12 ати). Ввиду того, что процесс расширения и сжатия пара и воздуха происходит по разным законам, при переводе молота с пара на воздух в большинстве случаев необходимо соответственно регулировать паровоздухораспределительные органы*.

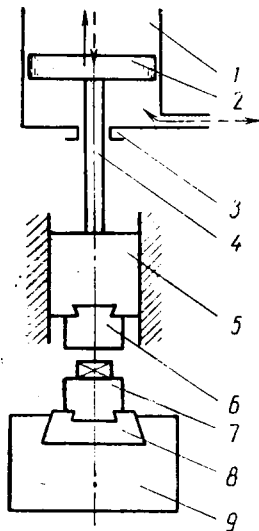


Рис. 3. Принципиальная схема паровоздушного молота:

- 1 — цилиндр молота; 2 — поршень; 3 — уплотнение (сальник, гнундбукса); 4 — шток; 5 — баба; 6 — верхний боек (штамп); 7 — нижний боек (штамп); 8 — промежуточная (подштамповая) подушка; 9 — шабот

Паровоздушные молоты бывают простого и двойного действия. Паровоздушным молотом простого действия называют молот, у которого пар (воздух) действует снизу на поршень и служит только для подъема падающих частей. Падающие части такого молота (см. рис. 3) перемещаются вниз под действием силы тяжести. Накопленная энергия к моменту удара составляет:

$$A_{\text{оп}} = m v_{\text{оп}}^2 / 2, \quad (1)$$

где m — масса падающих частей (кг·сек²)/м (кг);

$v_{\text{оп}}$ — скорость бойка в момент соприкосновения с поковкой, для молота простого действия, м/сек.

Для повышения энергии удара, как это видно из формулы (1), выгодно увеличивать $v_{\text{оп}}$. Поэтому было предложено в момент падения подвижных частей ускорять их движение путем впуска пара сверху поршня. Таким образом была получена схема паровоздушного молота двойного действия: при подъеме пар впускается в цилиндр под поршень и выпускается сверху поршня, при падении — наоборот.

* Это относится к ковочным молотам, у которых расширение пара (воздуха) происходит на сравнительно большом пути движения подвижных частей.

У штамповочных молотов в процессе подъема подвижных частей период расширения незначительный и регулировку распределительных органов при переводе с одного вида энергии на другой можно не производить.

У молотов двойного действия при падении падающих частей с такой же высоты, что и у молотов простого действия, скорость v_0 в момент удара

$$v_0 \approx 1,5v_{\text{оп}},$$

где

$$v_{\text{оп}} \approx \sqrt{1,8gH};$$

коэффициент 1,8, а не 2, принят в связи с учетом сопротивления трения, в основном в сальниках штока, при падении подвижных частей молота

$$v_{\text{оп}} = \sqrt{1,8 \cdot 9,81 \cdot H} = 4,2 \sqrt{H}, \quad (2)$$

где H — высота падения, м.

Отсюда энергию удара молотов двойного действия можно было бы определить по формуле

$$A_0 = \frac{mv_0^2}{2} = \frac{m1,5v_{\text{оп}}^2}{2} = 2,25 \frac{mv_{\text{оп}}^2}{2} = 2,25A_{\text{оп}}, \quad (3)$$

но с введением молотов двойного действия оказалось возможным уменьшить высоту молота за счет уменьшения хода, а следовательно, и строительную высоту цеха. Поэтому вследствие меньшей величины хода (примерно на 20%) у молотов двойного действия по сравнению с молотом простого действия $A_0 \approx 1,8 A_{\text{оп}}$, следовательно, $v_0 \approx \sqrt{1,8} v_{\text{оп}}$, или $v_0 \approx 1,34v_{\text{оп}}$. Отсюда

$$v_0 \approx 5,6 \sqrt{H}. \quad (4)$$

Скорость подвижных частей в момент удара у молота простого действия $v_{\text{оп}} = 4,5—6,5$ м/сек; скорость молота двойного действия $v_0 = 6,5—9$ м/сек. Вследствие меньшего хода и большей скорости падения количество ударов в минуту у молотов двойного действия больше, чем у молотов простого действия.

Следует отметить, что результат при ковке будет различным в зависимости от того, за счет чего получена энергия удара $A_0 = mv_0^2/2$ (за счет массы или скорости). При одинаковом значении энергии удара A_0 большая масса подвижных частей молота проковывает металл на большую глубину. Это объясняется различным временем действия удара. Пусть имеем: m и v — одного молота; m_1 и v_1 — другого молота, причем

$$m > m_1, \quad v < v_1 \quad \text{и} \quad \frac{mv^2}{2} = \frac{m_1v_1^2}{2} = A_0.$$

Пусть при ударе проковка оказывает сопротивление R действию подвижных частей первого молота (примем для упрощения $R =$

$= \text{const}$). Тогда ускорение торможения подвижных частей молота $j = R/m$. Время воздействия подвижных частей первого молота на поковку в процессе удара

$$t = v/j = mv/R; \quad (5)$$

во втором случае —

$$j_1 = R_1/m_1; \quad t_1 = v_1 m_1/R_1, \quad (6)$$

где $R_1 \geq R$, так как с повышением скорости деформации сопротивление увеличивается*.

Разделим уравнение (5) на уравнение (6):

$$\frac{t}{t_1} = \frac{mvR_1}{Rv_1m_1}. \quad (7)$$

Из условия равенства энергии удара

$$m_1/m = v^2/v_1^2,$$

поэтому, подставив в уравнение (7) вместо v/v_1 равное ему значение $\sqrt{m_1/m}$, получим

$$\frac{t}{t_1} = \frac{m \sqrt{m_1} R_1}{R m_1 \sqrt{m}} = \frac{R_1 \sqrt{m}}{R \sqrt{m_1}}, \quad (8)$$

т. е. $t > t_1$, поскольку по условию $R_1 \sqrt{m} > R \sqrt{m_1}$. Следовательно, время действия удара падающих частей при большей массе и меньшей скорости продолжительнее, чем время действия удара молота с большей скоростью и меньшей массой, хотя энергия удара в обоих случаях была одинакова. Поэтому молоты характеризуются главным образом не энергией удара, а весом падающих частей. Исключение составляют бесшаботные молоты (см. гл. III § 18) и молоты высокой скорости (см. гл. V), у которых основным показателем является энергия удара. Энергия удара $A_0 = mv_0^2/2$ не вся используется на полезную работу, часть ее расходуется на отскок бабы и шабота.

*. При скорости деформирования 18 м/сек и более вследствие краткого действия удара происходит интенсивное местное течение поверхностных слоев деформируемого металла. В результате металл указанных слоев резко разогревается и их сопротивление деформации падает. Тепловой эффект используется в высокоскоростных молотах (машинах), впервые появившихся в США. Такие молоты предназначены для штамповки в холодном и подогретом виде поковок с тонкими ребрами (см. гл. V).

§ 2. ПРЯМОЕ ЦЕНТРАЛЬНОЕ СОУДАРЕНИЕ ДВУХ ТЕЛ

Для выявления коэффициента полезного действия удара рассмотрим прямое центральное соударение двух тел. Для этого введем следующие обозначения:

m — масса первого тела (бабы); v_0 — скорость первого тела; M — масса второго тела (шабота); v_1 — скорость второго тела (в данном случае она равна нулю, так как шабот неподвижен); u — начальная скорость отскока первого тела; u_1 — начальная скорость отскока второго тела.

Поскольку $v_1 = 0$, энергия удара

$$A_0 = mv_0^2/2; \quad (9)$$

энергия отскока бабы

$$A_m = mu^2/2; \quad (10)$$

энергия отскока шабота

$$A_M = Mu_1^2/2, \quad (11)$$

обозначим

$$\frac{u_1 - u}{v_0} = k, \quad (12)$$

где k — коэффициент восстановления.

По коэффициенту восстановления k судят о степени упругости тела.

Коэффициент восстановления k характеризует степень упругости тела и практически определяется по высоте h_1 отскока шарика из испытываемого материала после его падения с высоты h_0 на горизонтальную массивную плиту: $k = \sqrt{h_1/h_0}$.

Так как скорость удара данного шарика равна $v = \sqrt{2gh_0}$, а начальная скорость отскока $u = \sqrt{2gh_1}$, то отношение скоростей

$$u/v = \sqrt{h_1/h_0} = k.$$

В случае соударения двух шаров — массы m и M , движущихся соответственно со скоростями v_0 и v_1 в одном направлении (шар массы m догоняет шар массы M), удар происходит со скоростью, равной $v_0 - v_1$. После удара масса M приобретает скорость u_1 , большую чем v_1 и того же направления, а движение массы m замедляется, скорость ее будет меньше v_0 и составит величину u . Скорость u — вектор и имеет знак «+», если движение происходит в первоначальном направлении, и знак «-», — если в обратном.

Скорость, с которой начнет отставать шар массы m от шара массы M , будет $u_1 - u$. Тогда коэффициент восстановления k , т. е. отношение скорости отскока шаров к скорости их сближения,

$$k = \frac{u_1 - u}{v_0 - v_1}.$$

Так как в рассматриваемом случае $v_1=0$, то

$$k = \frac{u_1 - u}{v_0}.$$

Из теоретической механики известно, что количество движения до удара равно количеству движения после удара:

$$mv_0 = mu + Mu_1. \quad (13)$$

Из уравнений (12) и (13) определим u_1 :

$$u_1 = kv_0 + u; \quad (14)$$

$$u_1 = \frac{mv_0 - mu}{M}. \quad (15)$$

Приравнивая правые части уравнений (14) и (15), находим

$$kv_0 + u = \frac{mv_0 - mu}{M};$$

$$u = \frac{v_0(m - Mk)}{M + m}. \quad (16)$$

Подставив значение u из уравнения (16) в уравнение (14), получим

$$u_1 = kv_0 + \frac{v_0(m - Mk)}{M + m} = \frac{Mkv_0 + mkv_0 + mv_0 - v_0Mk}{M + m} =$$

$$= \frac{mv_0(1 + k)}{M + m}. \quad (17)$$

Полезная энергия, пошедшая на остаточную деформацию, равна разности энергии удара и отскока:

$$E = A_0 - (A_m + A_M). \quad (18)$$

В уравнение энергии отскока бабы (10) подставим значение из уравнения (16), получим

$$A_m = \frac{mv_0^2(m + Mk)^2}{2(M + m)^2}. \quad (19)$$

В уравнение энергии отскока шабота (11) подставим значение u_1 из уравнения (17), получим

$$A_M = \frac{Mm^2v_0^2(1 + k)^2}{2(M + m)^2} = \frac{mv_0^2}{2} \cdot \frac{Mm(1 + k)^2}{(M + m)^2}. \quad (20)$$

Согласно уравнению (9), полная энергия удара

$$A_0 = mv_0^2/2.$$

Подставив значение A_0 , A_m и A_M в уравнение (18), получим:

$$E = \frac{mv_0^2}{2} - \frac{mv_0^2(m + Mk)^2}{2(M + m)^2} - \frac{mv_0^2 Mm(1 + k)^2}{2(M + m)^2}.$$

После преобразований будем иметь

$$E = \frac{mv_0^2(M + m)(1 - k^2)M}{2(M + m)^2} = \frac{mv_0^2}{2} \cdot \frac{M}{M + m}(1 - k^2). \quad (21)$$

Полезная энергия удара зависит от соотношения соударяющихся масс и коэффициента восстановления k . Для абсолютно упругого тела $k=1$ и, следовательно, $E=0$, что вполне понятно, поскольку пластической деформации не будет. Для абсолютно пластичного тела $k=0$ и

$$E = \frac{mv_0^2}{2} \cdot \frac{M}{M + m}.$$

Коэффициентом полезного действия называется отношение полезной работы к затраченной работе:

$$\eta = \frac{E}{A_0} = \frac{M}{M + m}(1 - k^2), \quad (22)$$

где η — к. п. д. удара.

Для стали при температуре $\sim 18 \div 20^\circ \text{C}$ k равно $5/9$, или k^2 составляет около 0,3. При температурековки в зависимости от марки стали можно принять $k^2 = 0,25 \div 0,05$.

Коэффициент полезного действия зависит от отношения $M/(M + m)$, т. е. от соотношения масс падающих частей и шабота молота. При увеличении массы шабота к. п. д. удара возрастает вначале значительно, а затем, при $M/m = 20 \div 30$, несущественно, что видно из следующих данных:

M/m	$M/M + m$
5	$5/6 = 0,833$
10	$10/11 = 0,909$
15	$15/16 = 0,9375$
20	$20/21 = 0,9524$
30	$30/31 = 0,9677$

В практике обычно принимают следующие отношения массы шабота к массе падающих частей: ковочные молоты $M/m = 10 \div 15$, штамповочные молоты $M/m = 20 \div 30$, так как при штамповке требуются более жесткие удары.

При $M/m=20$ имеем $M/M+m=0,95$. Для стали в горячем состоянии можно принять k равным 0,25; $k^2=0,0625$; $(1-k^2)=0,94$; тогда к. п. д. удара

$$\eta = \frac{M}{M+m} (1 - k^2) = 0,95 \cdot 0,94 = 0,89,$$

следовательно, 89% энергии идет на полезную работу, а 11% — на отскок. Этот вывод относится к свободно движущимся телам. В действительности шабот стоит на фундаменте, а последний — на грунте. Вследствие этого участвующая в соударении масса M в несколько раз больше массы одного шабота и поэтому к. п. д. удара соответственно повышается. Примерный подсчет показывает, что масса M , на которую успевает распространиться упругая волна* в процессе удара, продолжающегося тысячные доли секунды, состоит из массы шабота, упругой подушки, части фундамента и составляет, например, для двухтонного молота величину, не меньшую $M/m=50$. Отсюда следует ожидать, что к. п. д. удара такого молота при $k=0,25$ составляет, согласно формуле (22), величину не менее

$$\eta = \frac{50}{51} (1 - 0,25^2) = 0,92.$$

§ 3. СХЕМА УСТАНОВКИ ПАРОВОГО МОЛОТА

В топку парового котла вносят 100% энергии в виде тепла топлива (рис. 4). Пар, вследствие неравномерной работы молотов, расходуется пикообразно. Поэтому необходимо применять котлы, обладающие большой аккумуляционной способностью, т. е. большим водным пространством.

Обычно в котельных, обслуживающих только кузницу, применяют жаротрубные котлы. Если используют более современные котлы, то необходима пароаккумуляторная установка. В среднем к. п. д. котельной установки, питающей паровые молоты, можно принять равным 0,75. Перед пуском паровых молотов трубопровод и цилиндры необходимо продуть паром для прогрева и удаления конденсата.

Насыщенный пар в паропроводе движется со скоростью 30 м/сек; перегретый — до 50÷60 м/сек. Сконденсировавшаяся

* Скорость распространения упругой волны a (скорость звука) определяется по формуле

$$a = \sqrt{Eg/\gamma},$$

где E — модуль упругости, Мн/м^2 (кг/см^2); g — ускорение земного притяжения — $9,81 \text{ м/сек}^2$ (981 см/сек^2); γ — удельный вес, Мн/м^3 (кг/см^3).

Для стали $a \approx 5200 \text{ м/сек}$, для дубовой подушки, работающей поперек волокон, $a \approx 2200 \text{ м/сек}$, для бетона $a \approx 3600 \text{ м/сек}$.

вода будет поступать в парораспределительные органы с такой же примерно скоростью и быстро износит последние. Поэтому необходимо удалять накапливающийся в трубопроводах конденсат. Для этого в системе трубопровода монтируют водоотдели-

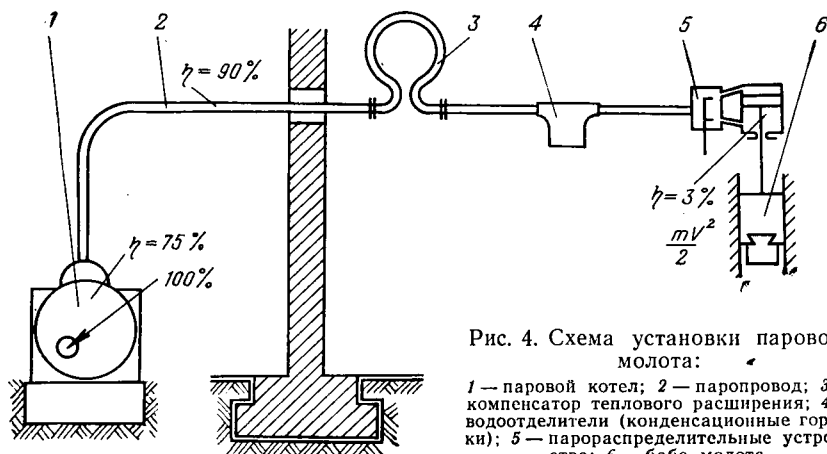


Рис. 4. Схема установки парового молота:

1 — паровой котел; 2 — паропровод; 3 — компенсатор теплового расширения; 4 — водоотделители (конденсационные горшки); 5 — парораспределительные устройства; 6 — баба молота

тели — конденсационные горшки (см. рис. 4). Коэффициент полезного действия паропровода можно принять равным 0,9. Поступивший к молоту пар полезно используется в нем только на 3%. Таким образом, экономический к. п. д. всей установки $\eta_{\text{эк}} = 0,75 \cdot 0,9 \cdot 0,03 = 0,02$, или 2%.

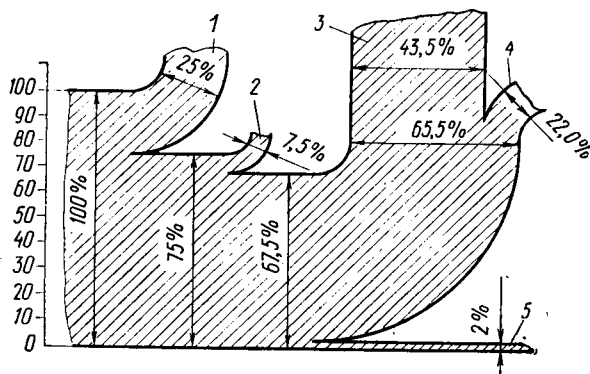


Рис. 5. Баланс энергии при работе молота на паре:

1 — потери парового котла; 2 — потери в паропроводе; 3 — потери с отходящим паром; 4 — энергия удара молота

В соответствии с балансом энергии (рис. 5) с отходящим от парового молота паром уносится около 65% энергии топлива, из них 22% составляют безвозвратные потери с конденсатом. Для

уменьшения потерь необходимо отработавший пар использовать для побочных целей. Имеются попытки использовать его в турбинах низкого давления. Коэффициент полезного действия такой установки в целом (паровой котел — молот — турбогенератор) составит около 15%. Однако эти установки не нашли широкого применения, так как турбина требует равномерного расхода пара, в то время как молоты расходуют его неравномерно (пикобразно), вследствие чего необходим промежуточный паровой аккумулятор. Вся установка получается громоздкой и вносит в

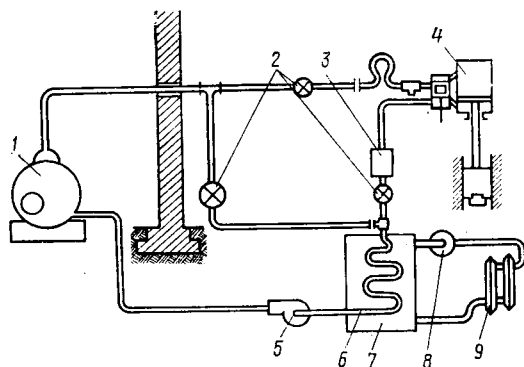


Рис. 6. Схема установки парового молота с использованием тепла пара, отработавшего в молоте:

1 — паровой котел; 2 — запорные вентили; 3 — маслоотделитель; 4 — цилиндр молота; 5 — насос; 6 — система нагревающих труб; 7 — нагреваемая вода; 8 — насос; 9 — потребители тепла (радиаторы отопления)

эксплуатацию кузнечного цеха несвойственные ему элементы (электростанция при цехе). Кроме того, для турбины нужен пар под давлением не ниже $0,3 \text{ Мн/м}^2$ (3—4 ати) и поэтому к молоту должен поступать пар под давлением $1,2 \text{ Мн/м}^2$ (12 ати), но чем выше давление, тем больше утечки через неплотности (обычно молоты работают при давлении пара $0,6—0,8 \text{ Мн/м}^2$).

Для увеличения к. п. д. всей установки можно использовать отработавший в молотах пар для теплофикации — отопление, подогрев воды для душевых и т. п. (рис. 6). Этот способ надо считать весьма целесообразным, повышающим экономический к. п. д. всей установки по крайней мере до 20% и более.

В современных условиях наиболее целесообразной следует считать схему, в которой пар высоких параметров используется в турбинах электроцентрали, часть которых работает с отбором пара в паровые аккумуляторы давлением около $1,2 \text{ Мн/м}^2$ (12 ати). Из аккумуляторов пар используется в молотах, а да-

лее — для теплофикационных целей, аналогично схеме, приведенной на рис. 6. Экономический к. п. д. всей установки в целом в этом случае может достигнуть 30% и более.

§ 4. СХЕМА УСТАНОВКИ МОЛОТА, РАБОТАЮЩЕГО НА СЖАТОМ ВОЗДУХЕ

Чтобы сравнить энергетику работы молота на паре и на сжатом воздухе, примем за первоисточник энергии тепло топлива, вносимого в топку парового котла (рис. 7). При работе на сжатом воздухе используются более совершенные котлы электроцентрали, имеющие более высокий к. п. д. Можно принять следующие значения: к. п. д. котла — 0,87; к. п. д. паропровода, работающего без сотрясений — 0,985; к. п. д. турбогенератора, работающего на конденсацию — 0,275; к. п. д. трансформаторов и

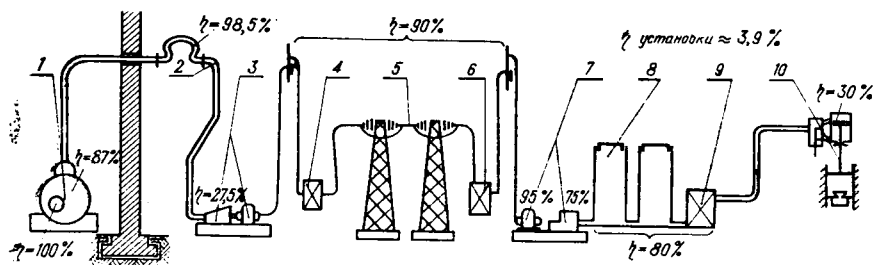


Рис. 7. Схема установки молота при работе на сжатом воздухе:

1 — паровой котел; 2 — паропровод; 3 — турбогенератор; 4 — трансформатор; 5 — сеть высокого напряжения; 6 — трансформатор; 7 — компрессорная установка; 8 — воздушные резервуары; 9 — воздухоподогреватель; 10 — молот

электросети — 0,9; к. п. д. электродвигателя — 0,95; к. п. д. компрессора — 0,75; к. п. д. воздушной сети с аккумулятором и воздухонагревателем — 0,8 (без воздухонагревателя — 0,85); к. п. д. молота — 0,3. Следовательно, для всей установки экономический к. п. д. $\eta_{\text{эк}} = 0,87 \cdot 0,985 \cdot 0,275 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,75 \cdot 0,85 \cdot 0,3 = 0,039$ (рис. 8).

Начальные капитальные затраты на установку молота, работающего на сжатом воздухе, выше, чем на установку молота, работающего по паровому варианту (см. рис. 4 и 7).

В случае, когда воздухонагреватель не применяется, к. п. д. воздушной сети достигает 85% (меньше утечек). Однако при этом в ряде случаев необходимо подогревать цилиндр молота перед работой (например, перед работой цилиндр обкладывают нагретыми заготовками, что небезопасно); в противном случае воздух в процессе расширения в цилиндре молота охлаждается настолько, что воздухораспределительное устройство и цилиндр молота могут «замерзнуть» (замерзают водяные пары, находя-

щиеся в сжатом воздухе, густеет масло). Стремление меньше охлаждать воздух в компрессоре, чтобы поступающий к молоту воздух имел более высокую температуру, и этим предотвращать замерзание молота не достигает цели. Сжатый воздух в этом случае хотя и получается более горячим ($40\text{--}50^\circ\text{C}$), но зато и более влажным.

Как известно, при достаточно интенсивном охлаждении воздуха в компрессорах (до 20°C и ниже) происходит конденсация значительной части содержащейся в нем влаги, и воздух осушается. При достаточно осушенном воздухе явления «замерзания» можно избежать. Начальная температура воздуха (50°C)

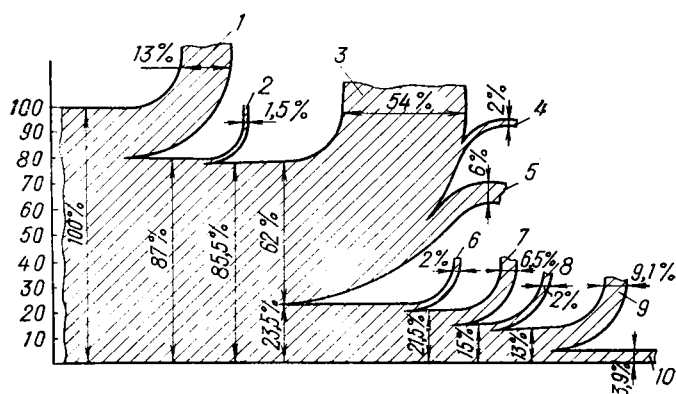


Рис. 8. Баланс энергии при работе молота на сжатом воздухе:

1 — потери парового котла; 2 — потери в паропроводе; 3 — потери с отходящим паром — с охлаждающей водой конденсатора; 4 — обслуживание турбин; 5 — тепловые, механические и электрические потери в турбогенераторе; 6 — потери электросети; 7 — потери компрессорной установки; 8 — потери воздушной сети; 9 — потери с отходящим воздухом; 10 — энергия удара

недостаточна, чтобы при его расширении в цилиндре молота конечная температура была выше нуля. Поэтому использование в молотах недостаточно охлажденного и, таким образом, не осушенного воздуха приводит к более интенсивному «замерзанию», чем если бы применяемый воздух был осушен промежуточным охлаждением. Кроме того, при недостаточном охлаждении воздуха понижается к. п. д. компрессора, увеличивается расход электроэнергии, и, следовательно, экономический к. п. д. всей установки соответственно падает.

Для характеристики охлаждения воздуха и определения конечной температуры T_2 после его расширения в цилиндре молота рассмотрим следующий пример. Пусть воздух имеет начальную температуру $T_1 = 300^\circ\text{K}$ (27°C) и давление $p_1 = 0,6 \text{ Мн/м}^2$ (6 атм); давление после расширения $p_2 = 0,2 \text{ Мн/м}^2$ (2 атм). Процесс расширения воздуха в цилиндре молота происходит за доли секун-

ды, отчего существенного притока и отвода тепла нет, и процесс расширения можно считать практически адиабатическим. Из термодинамики для адиабатического процесса имеем:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad (23)$$

где для воздуха $\kappa = 1,4$. Логарифмируя, найдем:

$$\ln T_2 = \ln T_1 + \frac{0,4}{1,4} (\ln p_2 - \ln p_1);$$

$\ln T_2 = \ln 300 + 0,286 (\ln 2 - \ln 6) = 5,38958$, $T_2 = 219^\circ$; $t_2 = 219 - 273 = -54^\circ \text{C}$. Следовательно, при отсутствии подвода тепла извне (через стенки цилиндра) температура воздуха при расширении в цилиндре молота может упасть до -54°C , т. е. на $27 + 54 = 81^\circ \text{C}$.

Подогрев воздуха устраняет возможность «замерзания» молота и, несмотря на понижение при этом к. п. д. пневматической сети с 85 до 80% *, получается экономия в расходе электроэнергии для приведения в действие компрессоров, установочная мощность которых при подогреве воздуха уменьшается. Нагрев воздуха в случае использования поршневых компрессоров не должен превышать 170°C , так как в сжатом воздухе имеются масляные пары, и они при температуре выше 170°C могут вспыхнуть, а при постепенном накоплении образовавшаяся взрывчатая смесь взорвется. При использовании воздуха от турбокомпрессоров, практически не содержащих масляных паров, подогрев может быть повышен до 200°C , но не выше температуры вспышки масла, применяемого для смазки цилиндра молота.

Вопрос о получаемой экономии в расходе электроэнергии в случае работы молотов на специально подогретом воздухе рассмотрим на примере. Предполагается подогрев воздуха отходящими от печей продуктами горения, и в некоторых случаях частично за счет сжигания дополнительного топлива. Молот расходует W воздуха, сжатого до давления p . Рассмотрим два случая. В первом случае молот работает без подогрева воздуха при t_1 , во втором — на подогретом воздухе до t_2 . Определим, какое количество воздуха нужно засосать компрессором из атмосферы при давлении p_0 и t_0 , если воздух к молоту поступает не подогретым (при t_1), и давлении p_1 . Если бы компрессор подавал сжатый воздух при температуре t_0 ($T_0 = 273 + t_0$), то объем засосанного воздуха W_{01} по закону сжатия $p_1 w^n = p_0 W_{01}^n$ был бы $W_{01} =$

* Повышаются утечки вследствие появления дополнительных неплотностей в соединениях воздухоподогревателя и большей подвижности горячего воздуха, легче проникающего через неплотности.

$= W \sqrt[n]{p_1}$. С учетом изменения температуры с T_0 до $T_1 = 273 + t_1$ и к. п. д. сети $\eta_1 = 0,85$ потребуется засосать компрессором из атмосферы

$$W_0 = \frac{W_{01} T_0}{T_1 \eta_1} = \frac{W \sqrt[n]{p_1} T_0}{T_1 0,85}. \quad (24)$$

В случае работы молота на воздухе, подогретом до t_2 , количество его, засосанное компрессором, будет иным.

При подогреве воздух расширяется, поэтому к воздухоподогревателю он подходит в меньшем объеме, чем W . Если считать, что температура воздуха перед подогревом равна t_1 (то же, что и в первом случае), то

$$W_1 = W T_1 / T_2, \quad (25)$$

где $T_2 = 273 + t_2$.

Компрессор будет засасывать воздух из атмосферы при t_0 в количестве W'_0 . С учетом к. п. д. сети ($\eta_2 = 0,8$)

$$W'_0 = \frac{W_1 \sqrt[n]{p_1} T_0}{T_1 \eta_2} = \frac{W \sqrt[n]{p_1} T_0}{T_2 0,8}. \quad (26)$$

Найдем относительную экономию в засосе воздуха при подогреве

$$\frac{W_0 - W'_0}{W_0} 100 = 100 \left(1 - \frac{W'_0}{W_0} \right) = 100 \left(1 - \frac{0,85 T_1}{T_2 0,8} \right). \quad (27)$$

При $t_1 = 20^\circ \text{C}$ (абсолютная температура $T_1 = 293^\circ \text{K}$ и $t_2 = 147^\circ \text{C}$, $T_2 = 420^\circ \text{K}$), получим

$$100 \left(1 - \frac{0,85 \cdot 293}{420 \cdot 0,8} \right) = 26\%.$$

Несмотря на то, что к. п. д. сети с применением воздухоподогревателя понижается от 0,85 до 0,8, все же получается экономия в расходовании воздуха, а следовательно, и электроэнергии на 26%. При этом учитывается, что подогрев может быть осуществлен продуктами горения, отходящими от нагревательных печей.

§ 5. СРАВНЕНИЕ ЗАТРАЧЕННОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ РАБОТЕ МОЛОТОВ НА ПАРЕ И НА СЖАТОМ ВОЗДУХЕ

Сравнивая расход энергии при работе молота на паре и воздухе, следует отметить, что в случае использования отходящего пара и воздуха бо́льший эффект может дать установка, работающая на паре. Это следует из данных баланса энергии (см. рис. 5 и 8), сведенных в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение энергетики работы молота на паре и сжатом воздухе

Работа на паре	Работа на воздухе	Распределение энергии
20%*	3,90%	Энергия, использованная молотом
43,50%	9,10%	Энергия, которую можно использовать из энергетических отходов
$25 + 7,5 + 22,0 = 54,50\%$	$13 + 1,5 + 62^{**} + 2 + 6,5 + 2,0 = 870\%$	Безвозвратные потери

* В паровых молотах, рассчитанных и налаженных по оптимальным энергетическим параметрам и находящихся в отличном состоянии, использованная энергия может возрастать.

** В случае работы турбины на конденсацию тепло с отходящим из турбины паром следует отнести к безвозвратным потерям, уходящим в реку с охлаждающей водой.

Однако не всегда можно использовать энергию отработавшего пара и воздуха. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо решать вопрос о выборе энергоносителя (пар или воздух), исходя из экономических соображений. Следует учитывать и режим работы молотов. Во время пауз, когда подвижные части молота удерживаются в верхнем положении, происходят не только утечки через неплотности в системе молота, но и интенсивная конденсация пара. При работе молотов на сжатом воздухе, естественно, расхода на конденсацию нет. Поэтому, если молоты используются недостаточно интенсивно, суммарный удельный расход пара на единицу продукции, на один удар, на 1 дж (1 кГм) энергии удара возрастает, а экономический к. п. д. падает.

По подсчетам С. С. Лифшица, при коэффициенте использования молотов ниже 40% работа на воздухе становится выгоднее, даже при использовании для теплофикационных целей до 40% отработавшего пара. Вариант работы молотов с подогревом воздуха от турбокомпрессора дает в этом случае экономию на расходе топлива в котельной до 40%. При электроэнергии от гидроэлектростанции всегда целесообразно применять для питания молотов сжатый воздух, а не пар, с обязательным подогревом перед подачей его к молотам.

Необходимо иметь в виду, что прорыв пара в атмосферу цеха через неплотности соединений паропровода обнаруживается сразу, и принимаются меры к устранению утечки. В случае работы молотов на сжатом воздухе прорыв его через неплотности соединений воздухопровода обнаружить труднее (их не видно) или утечки обнаруживают, но со значительным опозданием. Поэтому крайне необходима организация систематического надзора за состоянием пневматической сети и воздухораспределительных устройств. В противном случае предполагавшаяся выгода работы

молотов на сжатом воздухе в условиях нормального состояния пневматической сети (при к. п. д. пневматической сети не ниже 0,8) окажется неоправданной.

§ 6. ЭЛЕМЕНТЫ МОЛОТОВОЙ УСТАНОВКИ

Система цилиндр — поршень. Паровой цилиндр ковочных молотов отливают из чугуна, причем толщину стенок принимают с учетом того, что при износе можно будет произвести расточку цилиндра. Больше всего изнашивается средняя часть цилиндра (А на рис. 9). Цилиндр должен выдерживать не меньше трех переточек, причем при каждой переточке удаляют 5 мм металла и более на сторону.

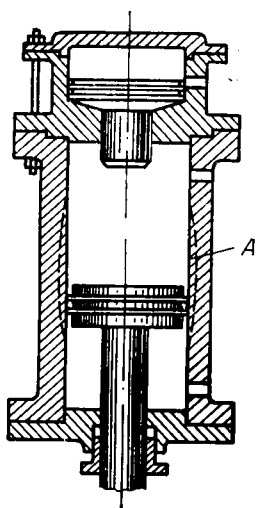


Рис. 9. Система цилиндр — поршень

Цилиндры штамповочных молотов отливают из мягкой углеродистой стали 30, внутрь них вставляют чугунные (марки СЧ28-48) втулки. Толщина стенки для стальных цилиндров $0,1 D_{ц}$ и для малых молотов — $0,2 D_{ц}$, где $D_{ц}$ — внутренний диаметр цилиндра. Толщина стенки втулки — $0,05 D_{ц}$ (точнее $0,08 \div 0,03 D_{ц}$; чем больше молот, тем меньший берут коэффициент). Минимальная толщина втулки после переточек $12 \div 20$ мм, иначе втулка разбивается ударами поршня в процессе работы молота.

При конструировании молотов размер цилиндра определяют расчетом, исходя из теоретических соображений. Для быстрого определения примерного размера диаметра цилиндра молотов двойного действия можно воспользоваться эмпирической зависимостью, составленной из условия, что пар развивает на поршне снизу (условно без учета площади штока) подъемную силу, в 3—5 раз большую веса падающих частей молота.

$$(\pi D^2/4)p = (3 \div 5) G,$$

где D — диаметр поршня, м (см); p — манометрическое давление свежего пара, н/м² (кг/см²); G — вес падающих частей, н (кг).

$$D = \sqrt[4]{4(3 \div 5)G/\pi p} = (1,95 \div 2,5) \sqrt[4]{G/p}.$$

При $p = 0,6$ Мн/м² (6 атм) $D = (0,8 \div 1,03) \sqrt[4]{G}$.

Для ковочных молотов весом падающих частей до 5000 н (500 кг) следует принимать коэффициент 1,03; для молотов 7500—12 500 н (750—1250 кг) — 0,95; 15 000—40 000 н (1500—

—4000 кг) — 0,9; а для тяжелых молотов, свыше 100 кн (10 Т) — 0,8. Штамповочные молоты имеют диаметры поршня примерно на 15% меньше (работают с большим наполнением пара и меньшим его расширением).

Вследствие неодинакового теплового расширения цилиндра и поршня (цилиндр охлаждается интенсивней, чем окруженный паром поршень), последний вставляют в цилиндр с некоторым зазором (табл. 2).

Таблица 2

Зазоры между цилиндром и поршнем, мм

Диаметр	Ковочный молот	Штамповочный молот
До 200	0,5	0,35
200—350	0,6	0,4
350—500	0,75	0,5
500—585	1,0	0,6
585—635	1,25	0,7
635—675	1,5	0,8
675—710	1,5	0,9

Для создания плотности между поршнем и стенками цилиндра на поршень в специальные канавки надевают два — четыре стальных разрезных кольца (рис. 10 и 11), которые пружинят,

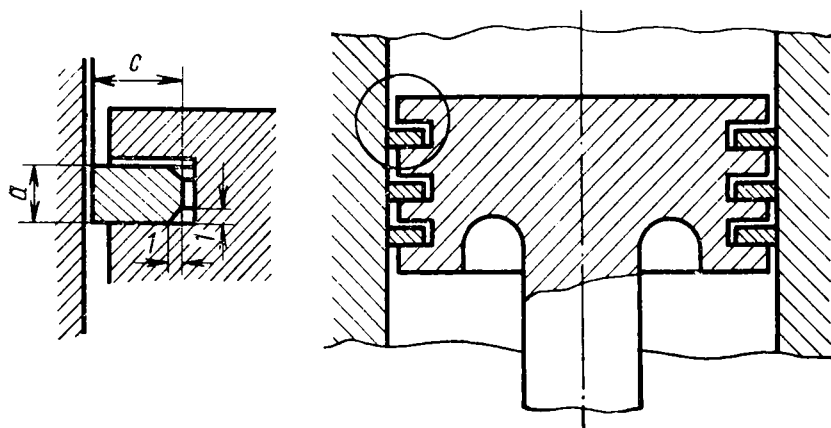


Рис. 10. Поршень с поршневыми кольцами

обеспечивая необходимую плотность. Срок службы колец в штамповочных молотах составляет 1,5—3 месяца. В ковочных молотах срок службы в 3—4 раза больше.

Поршневые кольца имеют два вида замков (рис. 11, а и б). Замок типа, показанного на рис. 11, б, лучше герметизирует, но труднее в изготовлении.

Кольца в малом количестве изготавливают следующим образом. Прутки изгибают по окружности до соприкосновения концов, отрезают некоторую часть от одного конца и изготавливают замок так, чтобы зазор (см. рис. 11) при свободном состоянии кольца составлял $0,1 D_{\text{ц}}$, где $D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра. После пригонки замков кольцо сжимают, запаивают, а затем обтачивают по наружной поверхности до необходимого диаметра. Затем его расплавляют и надевают на поршень.

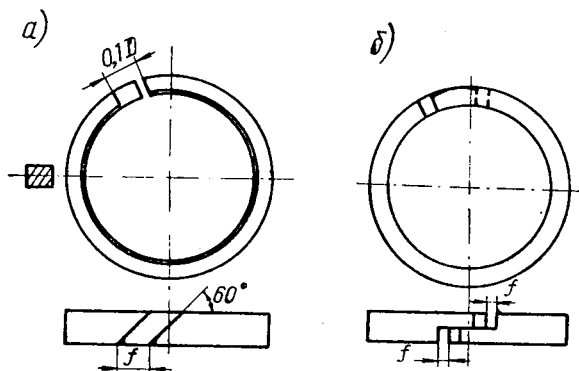


Рис. 11. Типы замков у поршневых колец

Если расход поршневых колец значителен, то можно применять специальные приспособления, позволяющие отковать из стали марки 30 обечайки на несколько колец. После отжига или нормализации обечайку можно обточить на требуемые размеры по диаметру, затем произвести накатку во внутренней поверхности в специальном приспособлении. Затем обечайку можно разделить на отдельные кольца. Далее пропиливают и пригоняют замки. Вследствие полученного наклепа по внутренней поверхности от накатки кольцо будет пружинить.

Зазор между канавкой поршня и внутренним диаметром кольца в рабочем состоянии должен быть равен зазору между поршнем и цилиндром (см. табл. 2). Зазор в канавке необходим для того, чтобы обеспечить возможность сжатия кольца при посадке поршня в цилиндр и чтобы кольцо могло полностью войти в канавку при боковом нажиме поршня на стенку цилиндра. Зазор в канавке по высоте кольца составляет $\sim 0,15$ мм.

Профиль поперечного сечения поршневого кольца показан на рис. 10. Высота кольца $a = 5 \div 6,5$ мм для молотов до 15 кН (1,5 Т), $a = 9,5 \div 10$ мм для молотов свыше 15 кН. Ширина кольца $c = 9,5 \div 10$ мм для молотов до 15 кН, $c = 12 \div 19$ мм для моло-

тов до 60 кн. Применяют кольца и других размеров. Для удобства заправки кольца в канавку со стороны внутренней поверхности кольца снимают фаски по 1 мм с каждой стороны.

Допустимый износ цилиндра описан в § 19.

Система поршень — шток. Шток молота изготавливают ковкой из легированной или углеродистой стали и подвергают термической обработке на сорбитовую структуру (желательно, чтобы предел прочности был не менее $800\text{--}900\text{ Мн/м}^2$, удлинение — около 18%). Лучшую стойкость показывают штоки, изготовленные из стали марок 40ХНМ и ОХН1М.

Срок службы штока у штамповочных молотов составляет $1,5\div 2$ месяца, а у ковочных — несколько лет. Для увеличения стойкости штока целесообразно подвергать его поверхностной закалке и нагартовке: нижнюю часть штока на $1/3$ его длины — обычной закалке, а остальную часть оставлять в отожженном

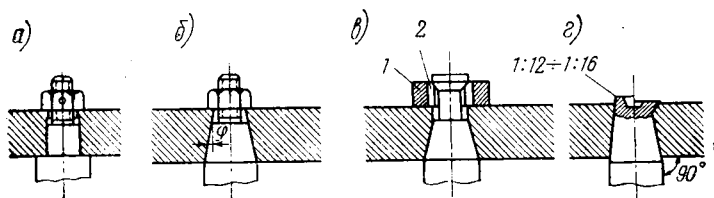


Рис. 12. Схема крепления штока с поршнем:

1 — сжимающее кольцо; 2 — разрезное (из двух половин) кольцо

виде. Срок службы обработанного таким образом штока возрастает. Для исключения поперечных рисок, создающих концентрацию напряжений, следует шлифовать шток не вкруговую, а в продольном направлении и потом обязательно полировать. Шток во всех случаях изготавливают отдельно от поршня и бабы, за исключением небольших ковочных молотов.

Типы соединения штока с поршнем. На рис. 12, а, б и в приведены устаревшие конструкции соединения штоков с поршнем у ковочных молотов. В момент удара контактные опорные поверхности штока и поршня (рис. 12, а) сминаются. Вследствие этого образуются зазоры, которые по мере работы молота увеличиваются. В результате происходит ослабление соединений и срыв гайки.

Для увеличения опорных поверхностей применяли конусную посадку (рис. 12, б). Угол конусности больше угла трения и составляет 1:9. Этот способ соединения неудобен тем, что при ударе молота поршень наползает на шток, увеличивая зазор под гайкой. При обратном ходе подвижных частей молота происходит удар поршня о гайку, а затем и срыв последней.

Для устранения возможности появления зазора под гайкой использовали соединение штока с поршнем, состоящее из разрез-

ного и сжимающего кольца (рис. 12, в). Сжимающее кольцо нажимают на разрезное в горячем состоянии.

В штамповочных молотах применяют более простое крепление штока с поршнем (рис. 12, г). Подобное соединение штока и поршня используют и в современных ковочных молотах.

Угол наклона конуса на сторону изготовляют меньше угла трения — около $1^{\circ}47'$ (конусность 1:16). Поршень насаживают

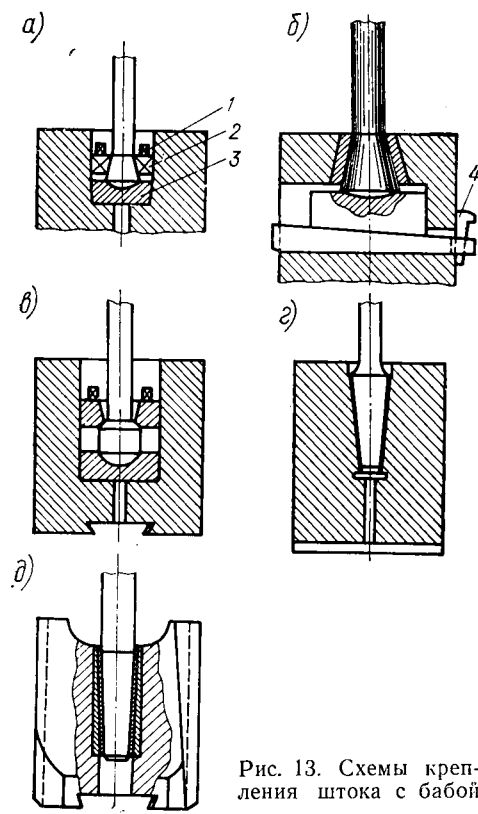


Рис. 13. Схемы крепления штока с бабой

ций применяют несколько типов крепления штока с бабой (рис. 13, а, б и в).

1 тип. Шток (см. рис. 13, а) на конце имеет обратный конус с шаровой пятой. При помощи двух разрезных полуколец 2, затягиваемых двумя клиньями 1, шток прижимается к опорной подушке 3. Недостатки этого типа соединения состоят в том, что в момент удара изнашивается шаровая опорная поверхность. Как только образуется (вследствие смятия) зазор между подушкой и опорной поверхностью штока, необходимо подтянуть клинья или, если не хватает хода затяжки клиньев, поставить прокладки под сферическую опору.

на шток в горячем состоянии. В верхней части поршня имеется фаска, а у штока — кольцевой выступ, который расклепывают, предварительно нагрев его. Получается достаточно прочное соединение. Поршень, разогретый до $400-450^{\circ}\text{C}$, насаживают строго перпендикулярно по отношению к оси штока. Для расклейки верхней части головки штока ее разогревают обычно ацетиленовым пламенем. Следует заметить, что головку штока можно и не расклепывать, так как при горячей посадке сила трения достаточно, чтобы удерживать поршень на штоке, а сама операция расклейки связана с риском ослабления посадочного натяга.

Крепление штока с бабой. Для ковочных молотов старых конструкций

II тип. Конец штока заточен в виде обратного конуса (рис. 13, б) и на бабе имеется соответствующая выточка большего размера. Конец штока вводят сверху в выточку, затем в зазор между штоком и бабой закладывают разрезную втулку; все это затягивают с помощью клиньев. Такое крепление более надежно в отношении срыва бабы. Клиньев при ударе затягивают основной клин и не дают возможности образоваться зазору у опорной поверхности штока.

III тип. Были попытки создать шарнирное крепление (рис. 13, в) для уменьшения напряжения в штоке. Однако никакого преимущества этот вид крепления на практике не показал.

IV тип. У штамповочных, а также у современных ковочных молотов шток к бабе крепят посредством трения (рис. 13, г). Угол наклона образующей конуса меньше угла трения — около $1^{\circ}11'$ (конусность 1:25). Посадку производят в холодном состоянии. Заключается она в том, что шток забивают в бабу верхним паром и затем 1—3 раза ударяют по подложенной деревянной доске. При последующих ударах молота продолжается дальнейшее продвижение штока в бабу до тех пор, пока не наступит силовое равновесие. Например, по опытам В. Ф. Лошкарева, у молота весом падающих частей 16 кН (1600 кг) за 60 ударов шток внедрился в бабу на 21 мм, после чего при дальнейших ударах продвижение его практически прекратилось. После длительной работы молота невозможно разъединить шток и бабу, так как при ударах частицы бабы и штока взаимно внедряются настолько, что создают механически неразъемную систему (поверхность конуса как бы «изъедена оспой»). Чтобы обеспечить выбивание штока из бабы, необходимо между ними ставить медные (латунные) прокладки толщиной 1—2 мм.

В современной конструкции крепления штока к бабе (рис. 13, д) имеется цилиндрическая по внешней поверхности и разрезанная по образующей стальная втулка (толщина стенки 10—20 мм), вставляемая в цилиндрическое гнездо бабы. Твердость материала втулки должна быть ниже твердости бабы. Внутренняя поверхность втулки выполнена конусной. В нее вставляют шток с латунной прокладкой. Конусную поверхность втулки цементируют на твердость, несколько меньшую, чем твердость конуса штока.

Запрессованная часть конуса штока испытывает сжимающие напряжения в поперечном направлении. Наибольшим сжимающим напряжениям подвержена нижняя часть запрессованного конуса. При ударе шток в незажатой части получает деформацию уширения в горизонтальном направлении вследствие продольного сжатия. У запрессованной части конуса, наоборот, в результате дополнительного упругого внедрения в гнездо бабы возрастает деформация сжатия в горизонтальном направлении. В сечении штока, переходном от сжатия к уширению, возникают напряжения сдвига одного слоя относительно другого.

Вследствие зазора в направляющей бабы при эксцентричных ударах в штоке возникают изгибающие (растягивающие) напряжения в вертикальном направлении. Суммарные напряжения сдвига и растяжения превосходят предел выносливости, о чем можно судить по усталостному характеру места разрушения штока.

§ 7. РАСЧЕТ ШТОКА

Расчет штока, полностью отвечающий условиям его работы, до настоящего времени не разработан. В предложенных методах расчета (волновой, энергетический) принимают те или иные допущения, упрощающие условия задачи.

В приводимом далее расчете* рассмотрены напряжения в свободной части штока без учета напряжения в его конусной части, запрессованной в бабе. Зато принято допущение, что часть энергии поршня, накопленная к моменту удара, используется в соответствии с к. п. д. удара на полезную работу, а остальная часть — упруго деформирует свободную длину штока. Дополнительно к этому шток поджимается энергией отскока штока и поршня.

Упругая деформация штока от воздействия на него кинетической энергии поршня распределяется по всей длине штока равномерно. Отсюда следует, что работа упругой деформации штока от воздействия на него поршня при ударе, если принять во внимание выражение (16) для скорости отскока и формулу (22) для к. п. д. удара,

$$\begin{aligned} \frac{m_{\text{п}} v_0^2}{2} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) \right] + \frac{m_{\text{п}} v_0^2 (m-Mk)^2}{2(M+m)^2} = \\ = \frac{P_1 \delta_1}{2}, \end{aligned} \quad (28)$$

где $m_{\text{п}}$ — масса поршня, кг $[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; v_0 — скорость бабы к моменту удара (обычно у ковочных молотов около 7 м/сек, а у штамповочных — доходит до 9 м/сек), м/сек $(\text{см}/\text{сек})$; M — масса шабота, кг $[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; m — общая масса падающих частей, кг $[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; k — коэффициент восстановления (для ковочных молотов $k=0,3$, а при ковке жаропрочных сплавов $k=0,45$; для штамповочных молотов $k=0,4$, а при штамповке жаропрочных сплавов $k=0,5$; в установках для холодной нагартовки $k=0,56$); P_1 — упругая сила при продольной деформации штока на δ_1 ; $P_1 = \sigma_1 F_{\text{ш}}$, (где σ_1 — напряжение в $\text{Мн}/\text{м}^2$ ($\text{кг}/\text{см}^2$), возника-

* Использован в переработанном виде метод расчета штока, предложенный В. Г. Березкиным.

ющее в штоке), M_H ($\kappa\Gamma$);

$$\delta_1 = \sigma_1 l_{\text{ш}}/E = P_1 l_{\text{ш}}/EF_{\text{ш}},$$

где $l_{\text{ш}}$ — длина свободной части штока, см (м); E — модуль упругости материала штока, $M_H/\text{м}^2$ ($\kappa\Gamma/\text{см}^2$); $F_{\text{ш}}$ — площадь штока, м^2 (см^2).

Поскольку

$$m_{\text{п}} = G_{\text{п}}/g,$$

то равенство (28) можно написать в виде

$$\begin{aligned} \frac{G_{\text{п}} v_0^2}{2g} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(m+M)^2} \right] = \\ = \frac{\sigma_1^2 F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{2E}, \end{aligned} \quad (29)$$

отсюда

$$\sigma_1 = v_0 \sqrt{\frac{G_{\text{п}} E}{g F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right]}, \quad (30)$$

где $G_{\text{п}}$ — вес поршня, M_H ($\kappa\Gamma$); g — ускорение земного притяжения, $\text{м}/\text{сек}^2$ ($\text{см}/\text{сек}^2$).

Внося в формулу (30) обозначение скорости распространения упругой волны

$$a = \sqrt{Eg/\gamma} \quad (31)$$

и принимая во внимание, что

$$F_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \gamma = G_{\text{ш}}, \quad (32)$$

получим

$$\sigma_1 = \frac{E v_0}{a} \sqrt{\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{ш}}} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right]}, \quad (33)$$

где γ — удельный вес материала штока, $\kappa\text{н}/\text{м}^3$ ($\kappa\Gamma/\text{см}^3$); $G_{\text{ш}}$ — вес свободной части штока, $\kappa\text{н}$ ($\kappa\Gamma$).

Шток от действия собственного веса по месту сочленения с бабой при ударе будет нагружен силой

$$P_2 = \sigma_2 F_{\text{ш}}. \quad (34)$$

В любом сечении штока на расстоянии x от места сочленения его с поршнем будет действовать переменная сила

$$P'_2 = P_2 \frac{x}{l_{\text{ш}}} = \frac{\sigma_2 F_{\text{ш}} x}{l_{\text{ш}}}. \quad (35)$$

Абсолютная деформация $d\delta$ элементарного отрезка по длине штока dx

$$d\delta = \frac{P'_2 dx}{F_{\text{ш}} E} = \frac{\sigma_2 x dx}{l_{\text{ш}} E}. \quad (36)$$

Элементарная работа упругой деформации штока

$$dA_2 = \frac{P'_2 d\delta}{2} = \frac{\sigma_2^2 F_{\text{ш}} x^2 dx}{2 l_{\text{ш}}^2 E}. \quad (37)$$

Полная работа деформации штока от его собственной массы при ударе

$$A_2 = \int_0^{l_{\text{ш}}} \frac{\sigma_2^2 F_{\text{ш}} x^2 dx}{2 l_{\text{ш}}^2 E} = \frac{\sigma_2^2 F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}^3}{2 \cdot 3 l_{\text{ш}}^3 E},$$

или

$$A_2 = \frac{\sigma_2^2 F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{6E}. \quad (38)$$

Работа упругой деформации штока по (38) равна израсходованной кинетической энергии штока, определяемой аналогично формуле (28):

$$\begin{aligned} \frac{m_{\text{ш}} v_0^2}{2} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right] = \\ = \frac{\sigma_2^2 F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{6E} \end{aligned} \quad (39)$$

откуда

$$\sigma_2 = v_0 \sqrt{\frac{m_{\text{ш}} 6E}{2F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right]},$$

или

$$\sigma_2 = v_0 \sqrt{\frac{G_{\text{ш}} 6E}{g^2 F_{\text{ш}} l_{\text{ш}}} \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right]}. \quad (40)$$

Принимая во внимание формулы (31) и (32), будем иметь

$$\sigma_2 = \frac{v_0 E}{a} \sqrt{3 \left[1 - \frac{M}{M+m} (1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2} \right]}. \quad (41)$$

Суммарное напряжение σ_{Σ} в нижнем сечении штока по месту сочленения его с бабой

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{v_0 E}{a} \left(\sqrt{\frac{G_{\Pi}}{G_{\text{ш}}}} + \sqrt{3} \right) \times \\ \times \sqrt{1 - \frac{M}{M+m}(1-k^2) + \frac{(m-Mk)^2}{(M+m)^2}}. \quad (42)$$

Кроме напряжения, указанного в формуле (42), в штоке возникают напряжения от изгиба, происходящего вследствие эксцентричнойковки (штамповки) и зазоров в направляющих бабы. При определении напряжения от изгиба примем, что шток в верхней части жестко заделан (рис. 14), а в нижней — вместе с бабой поворачивается на угол 2φ и смещается в сторону на величину λ .

Зазор необходим во избежание заклинивания бабы в направляющих вследствие разогрева последней на 100—150° и теплового ее расширения в процессе работы молота. В направляющих бабы зазор измеряют щупом (см. рис. 47). Он обычно составляет величину λ' на сторону, не меньшую 0,030 см.

Вследствие того, что направляющие зубья выполняют под углом 60°, зазор в направлении вдоль фронта получается равным

$$\lambda = \lambda' / \sin 30^\circ = 2\lambda',$$

отсюда $\lambda \geq 0,06$ см.

Из рис. 14 следует, что $\sin \varphi = 2\lambda / l_6$. Ввиду малой величины угла φ можно принять $\sin \varphi \approx \varphi$, выраженный в радианах, откуда

$$\varphi = 2\lambda / l_6, \quad (43)$$

где l_6 — высота бабы.

Из курса «Сопротивления материалов» известно, что угол при статическом нагружении на шток определяют по формуле

$$\varphi = M_1 l_{\text{ш}} / 4EJ, \quad (44)$$

где M_1 — изгибающий момент, дж (кг·см); J — момент инерции сечения штока, м^4 (см⁴).

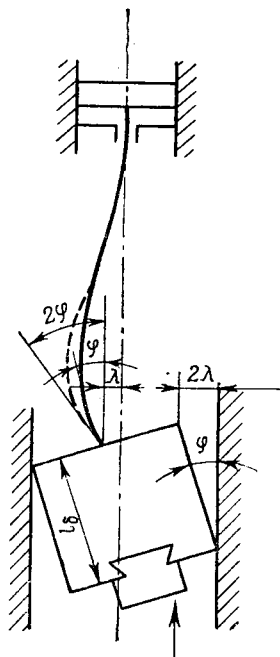


Рис. 14. Схема изгиба штока

При динамическом воздействии нагрузки шток может изогнуться на угол, равный удвоенному значению угла φ , тогда

$$2\varphi = M_1 l_{\text{ш}} / 4EJ. \quad (44a)$$

Решая уравнение (44a) относительно M_1 и заменяя φ его значением из уравнения (43), имеем

$$M_1 = \frac{2 \cdot 4 \cdot EJ 2\lambda}{l_{\text{ш}} l_6} = \frac{16EJ\lambda}{l_{\text{ш}} l_6}. \quad (45)$$

При смещении в бок нижнего конца штока вместе с бабой на величину λ изгибающий момент на этом конце

$$M_2 = 6EJ\lambda / l_{\text{ш}}^2. \quad (46)$$

Суммарный изгибающий момент в нижнем (опасном) сечении штока по месту сочленения его с бабой

$$M = M_1 + M_2 = \frac{4EJ\lambda}{l_{\text{ш}} l_6} \left(4 + 1,5 \frac{l_6}{l_{\text{ш}}} \right). \quad (47)$$

Момент сопротивления для круглого сечения (штока)

$$W = 0,1 d_{\text{ш}}^3, \quad (48)$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр штока, m (см).

Уравнение прочности $W\sigma = M$, откуда с учетом формул (47) и (48) напряжение от изгиба в нижнем сечении штока

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{4EJ\lambda}{0,1 d_{\text{ш}}^3 l_{\text{ш}} l_6} \left(4 + 1,5 \frac{l_6}{l_{\text{ш}}} \right). \quad (49)$$

Отсюда

$$\sigma_{\text{изг}} = \sigma_{\text{с}} + \sigma. \quad (50)$$

§ 8. ТИПЫ КОВОЧНЫХ МОЛОТОВ И ИХ ФУНДАМЕНТЫ

Имеются три основных типа коловых молотов.

1. Одностоечный молот (рис. 15), вес падающих частей которого не превышает 10 кн (1000 кг). Бабу направляет (рис. 15, а) толстый шток с соструганными продольными лысками, скользящими вдоль плоских направляющих планок, закрепленных в грундбуксе. По другому варианту (рис. 15, б) устроены выносные направляющие для бабы. Молоты следует устанавли-

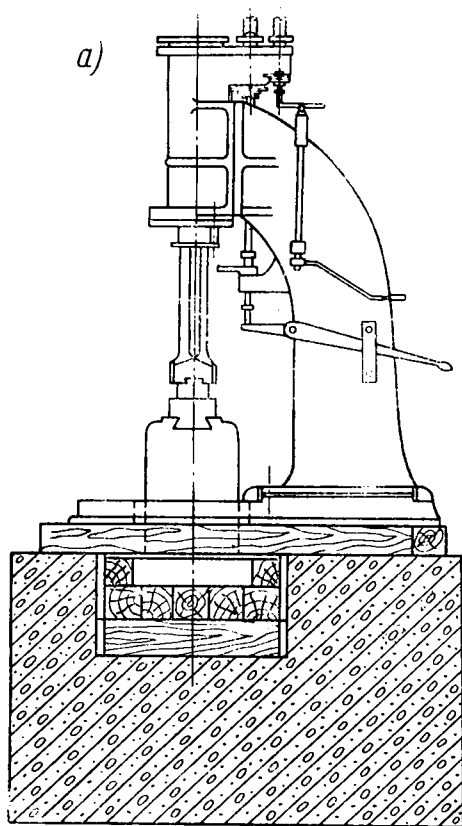


Рис. 15. Схема одностоечного молота:
а — с направлением в грундбуксе;

вать на амортизированных фундаментах (см. рис. 18). Ранее основанием для молотов служили жесткие фундаменты (см. рис. 15, *а*). При этом шабот устанавливали на промежуточную упругую подушку, равномерно распределяющую нагрузку по опорной плоскости шабота. Ее изготовляют обычно из дубовых струганных воздушно-сухих брусьев сечением 300×300 мм, укладываемых в ряд и стягиваемых болтами.

Из брусьев собирают плиты так, чтобы рабочие волокна располагались или вдоль (вертикальное расположение брусьев, при котором они работают в торец), или поперек действия силы (го-

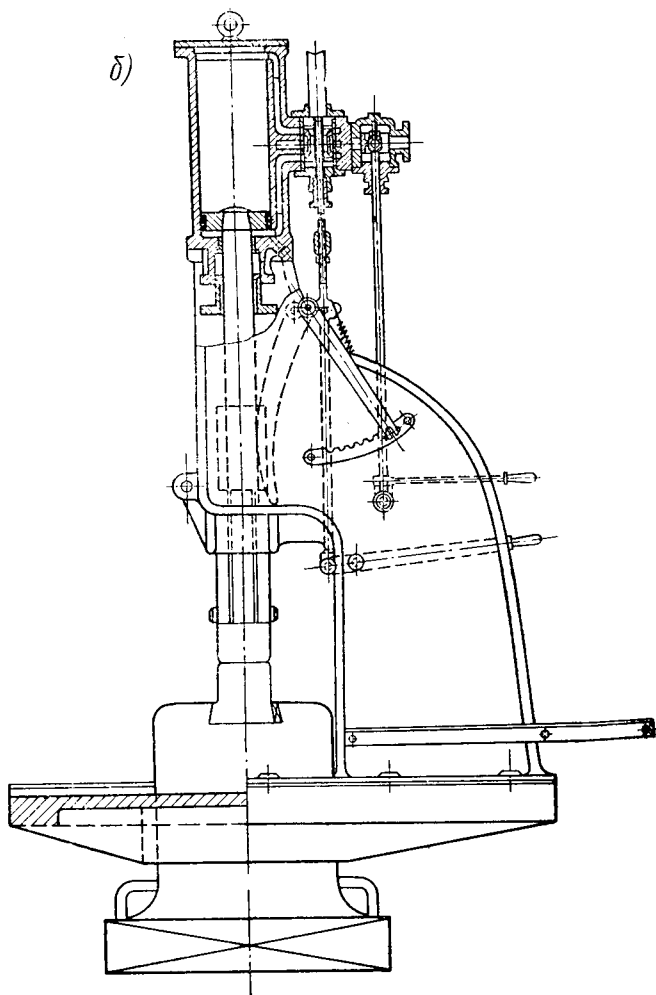


Рис. 15. Схема одностоечного молота:
б — с выносными направляющими

ризонтакльное расположение брусев). Собранную из брусев плиту выверяют по уровню на выверенной бетонной площадке. Следует отметить, что с торца брусья выверять труднее, чем вдоль волокон. Поэтому на практике брусья располагают преимущественно горизонтально.

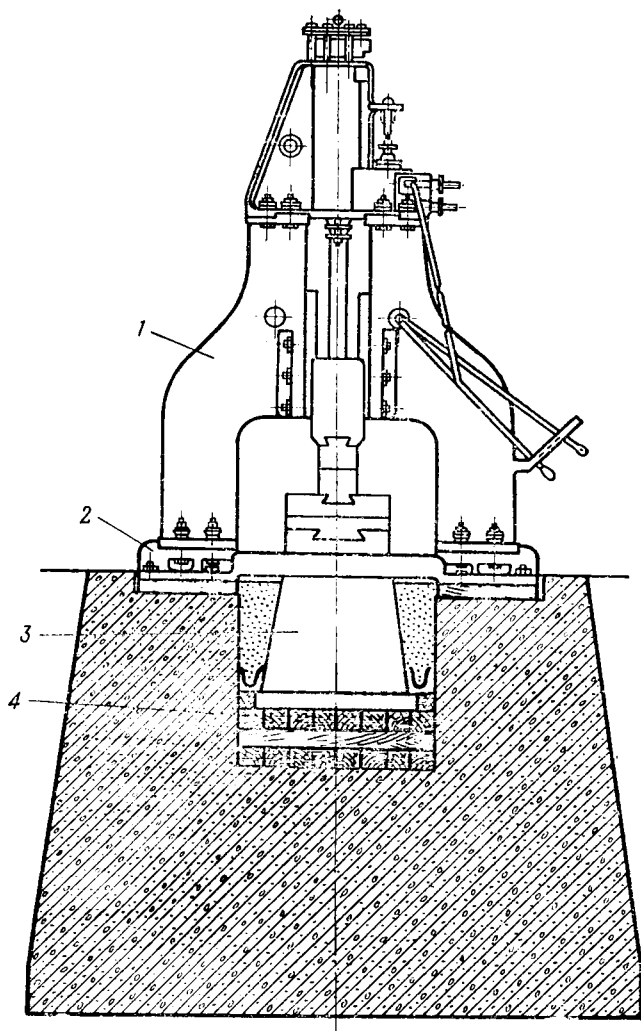


Рис. 16. Схема арочного молота

Подушку собирают из плит. При горизонтальном расположении брусев волокна одной плиты укладывают поперек волокон другой (укладка в клетку). Толщина (высота) собранной подуш-

ки должна быть от 0,6 м (два ряда брусьев, уложенных крест-накрест) и выше. Подушка из одного ряда брусьев выходит из строя сравнительно быстро.

Под шаботы небольших молотов ставят вместо плит сруб, обтянутый стальными обручами вблизи опорных плоскостей. Фундаменты делают железобетонные. Поверхность, на которую опирается подушка, должна быть выверена по уровню.

Цементная подливка на эту поверхность с целью ее выверки по уровню недопустима. Как показывает практика, подливка толщиной даже 150 мм быстро разбивается при работе молота. Излишний бетон следует удалять специальным молотком с насечкой «рябчиком».

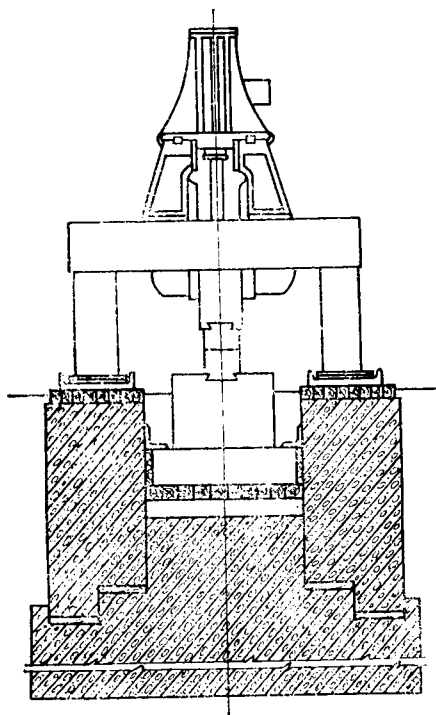


Рис. 17. Схема мостового молота

2. Арочные молоты (рис. 16) строят (ГОСТ 4730—49) с падающими частями весом от 10 до 50 кн (1 до 5 т). Стойки 1 монтируют на фундаментной плите 2, причем шабот 3 и стойки имеют общий фундамент. Дубовую подушку 4 укладывают в гнезде фундамента свободно, с небольшим зазором. С каждой стороны шабота, установленного на подушке, сбоку закладывают дубовые прокладки, ограничивающие его перемещение в горизонтальном

направлении. Если молот работает на паре, то пар, конденсируясь и просачиваясь через уплотнения, может попасть на подушку, которая начнет разбухать и подгнивать. Поэтому подушку нужно предохранять от воздействия влаги. Для этого между шаботом и стенками фундамента закладывают водонепроницаемый материал и заливают варом; сверху засыпают песком, хорошо впитывающим влагу и легко ее испаряющим.

3. Мостовые молоты (рис. 17) в настоящее время строят с падающими частями весом до 50 кн (5 Т). Фундамент под шабот ранее изготавливали отдельно от фундамента под стойки. В военное время стойки и шабот устанавливали на одном фундаменте; этим была подтверждена возможность применения под

мостовые молоты монолитных железобетонных фундаментов. Между фундаментом для шабота и фундаментом для стоек (при раздельном фундаменте) прокладывали промасленный картон. В этом случае при ударе молота работает только фундамент шабота. Предусматривается так же, как и у других типов паровоздушных молотов, предохранение дубовой подушки от попадания на нее влаги.

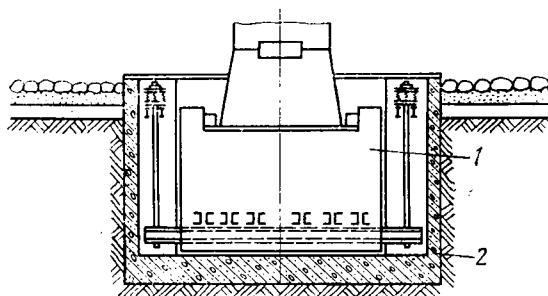


Рис. 18. Схема фундамента, подвешенного на амортизаторах:

1 — подвижной блок; 2 — опорный короб

В процессе работы молотов, опирающихся на фундаменты без амортизаторов, значительно и на большом расстоянии сотрясается почва. Это вредно отражается на состоянии окружающих сооружений и точности металлорежущих и других работ. Поэтому в последнее время фундаменты устанавливают на специальных амортизаторах подвесного типа (рис. 18) или выполненных в виде эластичных опор (рис. 19, а). Каждая секция эластичных опор состоит из набора двух — четырех пружин (типа трамвайных

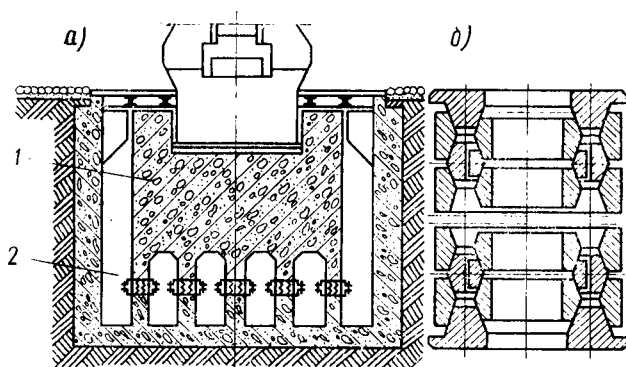


Рис. 19. Схема фундамента, установленного на амортизаторах (а) и пружинах трения (б):

1 — подвижной блок; 2 — опорный короб

или железнодорожных), заключенных между двумя плитами (см. рис. 19, а). Для установки и замены секции ее плиты стягивают болтами. После установки секции гайки у болтов следует снимать. Обычно колебание фундамента на амортизаторах успевает погаситься к моменту повторного удара и не попадает в резонанс. В случаях, если колебания фундамента не успевают затухнуть к моменту повторного удара, устанавливают пружины трения (рис. 19, б) и специальную резину, не твердеющую под напряжением.

§ 9. РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТА МОЛОТА С АМОРТИЗАТОРАМИ

В процессе работы молота масса M , воспринимающая удар, приобретает энергию A_M согласно выражению (11), где u_1 определяют по уравнению (17). Для штамповочных молотов до 50 кН (5 Т) скорость падающих частей молота к моменту удара $v_0 = 7,5$ м/сек; от 60 до 100 кН (от 6 до 10 Т) — $v_0 = 8$ м/сек; от 110 до 200 кН (от 11 до 20 Т) — $v_0 = 9$ м/сек. Для коловых молотов до 60 кН (6 Т) — $v_0 = 7$ м/сек. Масса M , воспринимающая удар, равна суммарной массе шабота и подвижного блока фундамента.

Введем обозначения:

G_1 — вес падающих частей, Мн (Т); G_2 — вес шабота, Мн (Т); G_Φ — вес подвижного блока фундамента, Мн (Т).

Выражение (11) с учетом уравнения (17) можно переписать:

$$A_M = \frac{(G_2 + G_\Phi) G_1^2 v_0^2 (1 + k)^2}{2g(G_1 + G_2 + G_\Phi)^2}. \quad (51)$$

Ввиду малой величины G_1 относительно $G_2 + G_\Phi$ вместо члена $(G_1 + G_2 + G_\Phi)^2$ в знаменателе выражения (51) можно для упрощения принять с достаточной для практических целей точностью (ошибка не более 1,5% в сторону большей надежности) величину $(G_2 + G_\Phi)^2$. Тогда выражение (51) примет следующий вид:

$$A_M = \frac{G_1^2 v_0^2 (1 + k)^2}{2g(G_2 + G_\Phi)}. \quad (52)$$

Согласно теории свободного упругого колебания, период колебания

$$T = 2\pi/\omega, \quad (53)$$

где ω — частота свободного упругого колебания, сек⁻¹.

Затухание колебательного движения подвижного блока фундамента во избежание попадания в резонанс должно завершаться не более чем за пять периодов. Для обеспечения этого в ка-

честве амортизаторов применяют пакеты из стальных листовых рессор или наряду с витыми пружинами (типа трамвайных или железнодорожных) устанавливают пружины трения с жесткостью не менее $1/3$ общей жесткости пружин. Пружины трения состоят из набора колец с конусными поверхностями (см. рис. 19, б). Для гашения колебательных движений применяют также и резину. Период затухания $T_{\text{зат}}$ должен составлять величину не более

$$T_{\text{зат}} = 5T = 10\pi/\omega. \quad (54)$$

Условие, исключающее возможность попадания в резонанс, определяется тем, что время затухания $T_{\text{зат}}$ меньше времени, затрачиваемого на повторный удар. Следовательно,

$$T_{\text{зат}} \leq 60/n, \quad (55)$$

где n — возможное число ударов молота в минуту.

Заменяя $T_{\text{зат}}$ его выражением (54), найдем

$$10\pi/\omega \leq 60/n,$$

откуда

$$\omega \geq (\pi/6)n. \quad (56)$$

Приняв крайнее значение, после сокращений получим

$$\omega = 0,52n. \quad (57)$$

Но, с другой стороны, из теории колебательного движения известно, что частота свободного упругого колебания

$$\omega = \sqrt{c/M}. \quad (58)$$

Применительно к рассматриваемому случаю: c — суммарная жесткость упругих опор Mn/m (T/m), т. е. та нагрузка, которая вызывает деформацию опоры, равную 1 м; M — подрессоренная масса:

$$M = \frac{G_2 + G_{\Phi}}{g}.$$

Решая уравнение (58) относительно c , найдем

$$c = \frac{G_{\Phi} + G_2}{g} \omega^2 = \frac{0,52^2 n^2 (G_{\Phi} + G_2)}{g}. \quad (59)$$

При сжатии на величину f_2 упругих опор, имеющих суммарную жесткость c , усилие сжатия составит $P = cf_2$, а работа сжатия

$$Pf_2/2 = cf_2^2/2.$$

Считая, что вся работа, запасенная подпрессорной массой в процессе удара (52), расходуется на сжатие рессор (амортизатора), получим

$$\frac{cf_2^2}{2} = \frac{G_1^2 v_0^2 (1+k)^2}{2g(G_\Phi + G_2)}. \quad (60)$$

Решая уравнение (60) относительно G_Φ и принимая во внимание уравнение (59), найдем

$$G_\Phi = \frac{G_1 v_0 (1+k)}{0,52nf_2} - G_2. \quad (61)$$

Величину амплитуды колебания f_2 можно принимать для коловых молотов $f_2 = 0,012 - 0,020$ м; для штамповочных — $f_2 = 0,020 - 0,050$ м (чем крупнее молот, тем больше значение f_2).

Определив вес подпрессоренной части фундамента G_Φ , можно по формуле (59) найти общую жесткость амортизатора. Задав число пружин z , можно определить жесткость отдельной пружины:

$$c_{\text{пр}} = c/z. \quad (62)$$

Наоборот, выбрав определенные пружины по их характеристике жесткости $c_{\text{пр}}$, можно определить число требуемых пружин:

$$z = c/c_{\text{пр}}. \quad (63)$$

Перемещение опорного короба подвешенного фундамента на величину δ_2 приводит к перемещению опор под пружинами амортизатора. Вследствие этого пружины после перемещения их основания на δ_2 окажутся нагруженными дополнительным к статическому усилием $(f_2 - \delta_2)c$. Это усилие уравновешивается в конце перемещения короба на δ_2 сопротивлением грунта $c_{\text{гр}}F_\Phi\delta_2$, где $c_{\text{гр}}$ — коэффициент равномерного упругого сжатия грунта [Мн/м^3 (Т/м^3)], выражающий удельную нагрузку на 1 м^2 , при которой грунт деформируется на 1 м (табл. 3). Отсюда

$$(f_2 - \delta_2)c = c_{\text{гр}}F_\Phi\delta_2. \quad (64)$$

Решая уравнение (64) относительно δ_2 , найдем, что амплитуда колебания короба составит

$$\delta_2 = \frac{f_2}{\frac{c_{\text{гр}}F_\Phi}{c} + 1}. \quad (65)$$

Размеры короба фундамента определяются конструктивно. После этого производят проверку достаточности ее опорной площади F_Φ . Общая максимальная нагрузка на грунт не должна превышать допускаемую:

$$G_\Phi + G_2 + G_K + (f_2 - \delta_2)c \leq F_\Phi[\sigma].$$

где G_k — вес короба фундамента, $M_n(T)$. $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на грунт (см. табл. 3).

Таблица 3

Характеристика грунта			
Категория грунта	Наименование грунта	$c_{гр}, \frac{M_n}{M^2}(T/M^2)$	$[\sigma], \frac{M_n}{M^2}(T/M^2)$
I	Слабые грунты: глина и суглинок в пластическом состоянии на границе пластичности; супесь средней плотности и пылеватый песок; насыщенные водой, грунты II и III категорий с прослойками ила или торфа	30 (до 3000)	0,15 (до 15)
II	Грунты средней прочности: глина и суглинок в твердом и пластическом состоянии на границе раскатывания, сухая и влажная супесь, пылеватый песок влажный, пески мелкой и средней крупности	30—60 (3000—6000)	0,15—0,35 (10—35)
III	Прочные грунты: глина и суглинок в твердом состоянии, имеющие минимальную естественную влажность, песок крупный, гравий и галька сухие, лесс и лессовидный суглинок	60—100 (6000—10 000)	0,35—0,6 (35—60)
IV	Скальные основания	100 (>10 000)	0,6 (> 60)

Приняв в соответствии с характером грунта величину допускаемого на него напряжения $[\sigma]$, найдем, что опорная площадь короба фундамента должна удовлетворять условию:

$$F_{\Phi} \geq \frac{G_{\Phi} + G_2 + G_k + (f_2 - \delta_2)c}{[\sigma]} \quad (66)$$

§ 10. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ПАРОВОГО КОВОЧНОГО МОЛОТА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Рабочий цикл парового ковочного молота состоит из следующих основных трех этапов:

- 1) подъем подвижных частей молота (обратный ход);
- 2) удержание их в течение необходимого времени в верхнем положении (держание на весу);
- 3) падение и удар регулируемой энергии.

Могут также осуществляться последовательные удары, т. е. подъем и падение без периода держания на весу.

В процессе подъема подвижных частей молота с последующим их держанием на весу на участке γH_m (рис. 20) производится выпуск пара в полость цилиндра снизу поршня (выпуск нижнего

пара), а после отсечки впуска пара снизу поршня на пути βH_m происходит расширение находящегося под поршнем пара. Одновременно на участке $(1-\beta')H_m$ хода поршня производится выпуск пара из цилиндра сверху поршня, а после отсечки выпуска

пара сверху поршня на участке $\beta'H_m$ движущийся вверх поршень будет сжимать пар, оставшийся над поршнем к моменту отсечки выпуска.

Таким образом, по мере подхода подвижных частей молота к верхнему положению давление пара снизу поршня вследствие расширения будет падать, а сверху поршня — возрастать (пар сжимается). В некоторый момент, когда сумма работ всех сил при движении поршня вверх будет равна нулю, поршень, достигнув верхнего положения, затем опустится

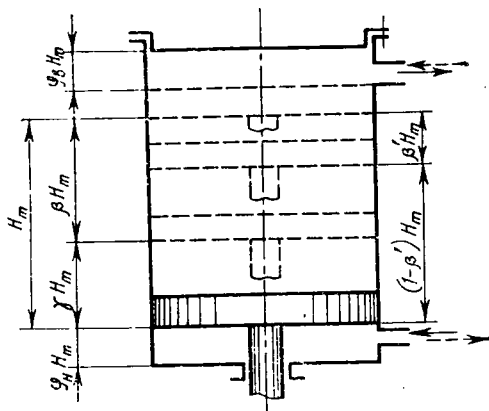


Рис. 20. Схема разбивки хода поршня на периоды:

H_m — полный ход (максимальный) подвижных частей молота; $\varphi_n H_m$ — высота нижнего «мертвого» пространства в цилиндре; $\varphi_0 H_m$ — высота верхнего «мертвого» пространства в цилиндре

на незначительную величину хода и после нескольких затухающих колебаний движения вверх и вниз остановится несколько ниже своего крайнего положения (рис. 21). В этот момент наступит силовое равновесие. Следовательно, при держании бабы на весу снизу поршня будет действовать давление пара, достаточное для уравнивания веса системы подвижных частей молота (поршня, штока, бабы, бойка) и воздействия пара, оставшегося сверху поршня, причем трение в уплотнении штока помогает удерживать подвижные части в верхнем положении.

В некоторых конструкциях молотов при «держании на весу» пар, действующий снизу поршня, прижимает бабу к специальным упорам, закрепленным в верхней части стоек молота.

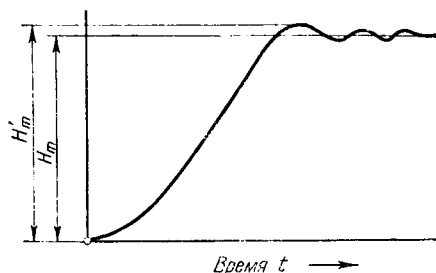


Рис. 21. Колебательное движение поршня при остановке в верхнем положении

В этом случае баба удерживается в крайнем верхнем положении, в отличие от рассмотренного ранее случая, когда нижним паром можно достичь уравнивания падающих частей на любой высоте в пределах рабочего хода молота.

В начале падения подвижных частей молота снизу цилиндра производится выпуск пара, а сверху — впуск; дальнейший процесс зависит от системы управления молотом. Если на всем пути падения подвижных частей молота производится впуск пара сверху поршня и выпуск снизу, то получается так называемый единичный удар максимальной энергии.

§ 11. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КОВОЧНЫМИ ПАРОВОЗДУШНЫМИ МОЛОТАМИ

Для управления молотом служит парораспределительное устройство, посредством которого осуществляется впуск и выпуск пара из рабочего цилиндра и его отсечка, обеспечивающие осуществление нужных этапов рабочего цикла молота.

Имеются следующие типы парораспределительных устройств: золотниковые, клапанные и крановые. Крановые парораспределительные органы у паровоздушных ковочных молотов не получили распространения и применяются только как вспомогательные в качестве дросселей. Клапанное парораспределение встречается только в молотах старых иностранных конструкций. В современных паровоздушных молотах применяются золотниковые распределительные устройства.

Уравновешенный цилиндрический золотник. Золотник представляет собой цилиндрическое полое тело со впадиной в средней части по высоте (рис. 22). При помощи тяги он перемещается во втулке, имеющей три ряда окон. В средний ряд окон поступает свежий пар. Каналы *А* и *С* сообщаются соответственно с нижней и верхней частями рабочего цилиндра. Зазор между втулкой и золотником выполняется из расчета 0,1 мм на 100 мм диаметра золотника и с последующей притиркой. Большой зазор приводит к заметной утечке пара.

Имеются золотники с поршневыми кольцами — по два кольца на каждой полке. Диаметр золотника в этом случае делается на 0,5—0,7 мм меньше диаметра втулки, а отсечка пара по существу производится кромками поршневых колец. Окна во втулке в тех местах, где скользят поршневые кольца, устраиваются косорасположенными (см. рис. 22), чтобы избежать попадания в них замка поршневых колец. Для передвижения золотника с поршневыми кольцами требуется большее усилие, чем для передвижения золотника без колец. Поэтому в подавляющем большинстве применяются золотники без колец.

На рис. 22, *а* показано положение, когда впадина золотника, сообщает кольцевые каналы *А* и *В* между собой и происходит

впуск пара в нижнюю часть рабочего цилиндра, а из верхней части цилиндра — выпуск отработавшего пара. Совершается подъем подвижных частей молота. При перемещении золотника вверх он внутренней кромкой нижней полки произведет отсечку пара в нижней части цилиндра (перекроет окна канала *A*), а внешней кромкой верхней полки перекроет окна канала *C*. В момент, когда полки золотника перекроют окна каналов *A* и *C*, впуск нижнего и выпуск верхнего пара прекратятся, причем с

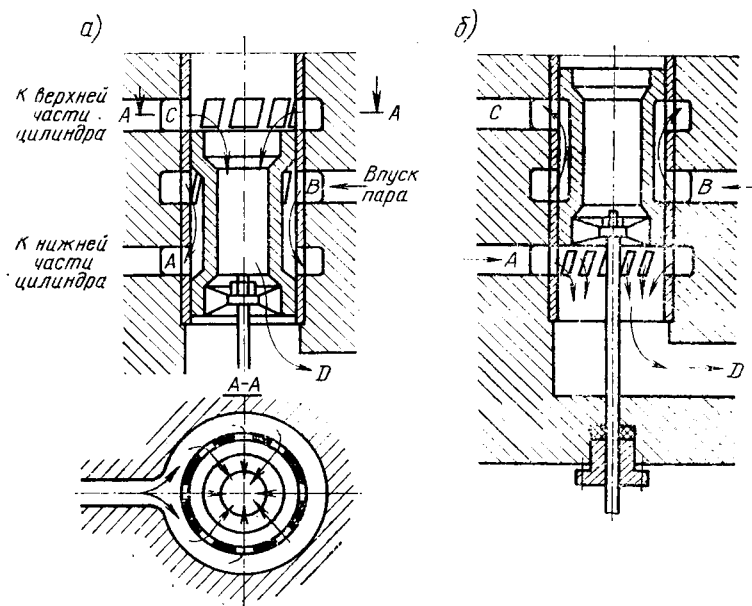


Рис. 22. Уравновешенный цилиндрический золотник:
а — нижнее положение золотника; б — верхнее положение золотника

этого момента в нижней части цилиндра пар будет расширяться, а в верхней сжиматься, образуя паровую подушку. При дальнейшем перемещении золотника вверх впадина сообщит между собой каналы *B* и *C*, а нижняя полка золотника откроет канал *A* на выпуск (см. рис. 22, б). При этом осуществляется впуск свежего пара в верхнюю часть цилиндра и выпуск — из нижней. Начнется падение подвижных частей молота.

Если впуск нижнего и выпуск верхнего пара при подъеме (и, наоборот, при падении) прекращаются одновременно, то такой золотник называется «с одновременным впуском и выпуском». Отсечка впуска свежего пара из канала *B* как в нижнюю, так и в верхнюю полости цилиндра у рассмотренного золотника (см. рис. 22) осуществляется внутренними кромками полок; такой золотник называется «с внутренней отсечкой». В конструкции золотниковой коробки, у которой выпуск отработавшего пара про-

изводится через средний канал *B*, а впуск свежего — через канал *D* (противоположно изображенному на рис. 22), отсечка впуска свежего пара в соответствующие полости цилиндра производится внешними кромками полок золотника; такой золотник называется золотником «с внешней отсечкой».

Для передвижения вверх золотника «с внешней отсечкой» требуется большее усилие (на площадь золотниковой тяги действует давление свежего пара). Наибольшее распространение имеют золотники с внутренней отсечкой. Управление работой золотниковых парораспределительных органов может быть автоматическим, смешанным, полуавтоматическим и ручным.

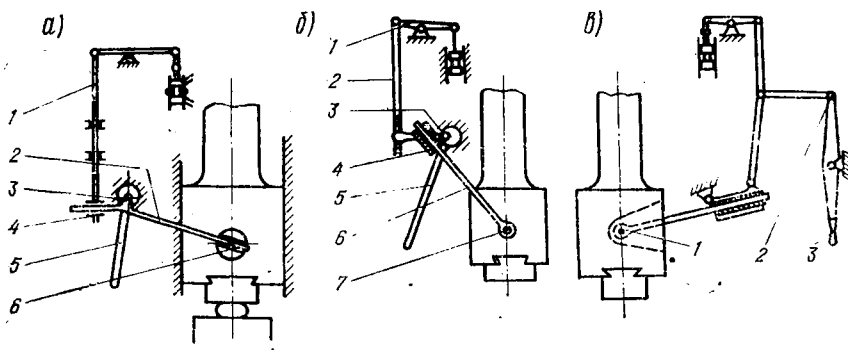


Рис. 23. Автоматическое управление паровоздушным молотом:
а — первый вариант; б — второй вариант; в — третий вариант

Автоматическое управление. Молоты с автоматическим управлением строились весом падающих частей не свыше 15 кН (1,5 Т). При автоматическом управлении передвижение золотника производится посредством системы рычагов, связанных с бабой. При передвижении бабы на максимальный ход H_m соответственно передвигается и золотник также на максимальную величину h_m . Отношение $h_m/H_m = m$, называется кратностью хода золотника. Кратность хода золотника принимается постоянной на всем ходе бабы.

Первый вариант автоматического управления состоит в следующем. К бабе молота (рис. 23) шарнирно прикреплена втулка 6, через которую проходит конец двуплечного рычага 2. Вторым концом рычага 2 пропущен через втулку 4 тяги золотника. Таким образом, перемещаясь вверх, баба поворачивает рычаг 2 вокруг точки 3. Концом рычага 2, проходящим через втулку 4, при этом опускается и тянет за собой тягу 1, отчего золотник поднимается.

Положение золотника при крайнем нижнем положении бабы называется начальным. Золотник в начальном положении уста-

навливаются так, чтобы были открыты окна в золотниковой коробке для впуска нижнего пара и выпуска верхнего (рис. 24, а).

В определенный момент движения бабы вверх золотник поднимается настолько, что его нижняя полка своей внутренней кромкой произведет отсечку впуска нижнего пара (рис. 24, б). Таким образом, период впуска нижнего пара прекратится и начнется период его расширения. В верхних окнах к этому моменту, в случае применения золотника с неодновременным впуском и

выпуском, останется еще щель для выпуска верхнего пара. В известный момент при подъеме бабы внешняя кромка верхней полки золотника произведет отсечку выпуска верхнего пара (рис. 24, в), и с этого момента оставшийся сверху пар будет сжиматься движущимся поршнем. За счет разности усилий от давления пара снизу и сверху поршня и накопленной к этому периоду кинетической энергии подвижные части молота будут продолжать свое движение вверх, причем последовательно—вначале откроются нижние окна на выпуск пара из-под поршня (рис. 24, д), затем верхние—на впуск свежего пара сверху поршня (рис. 24, е).

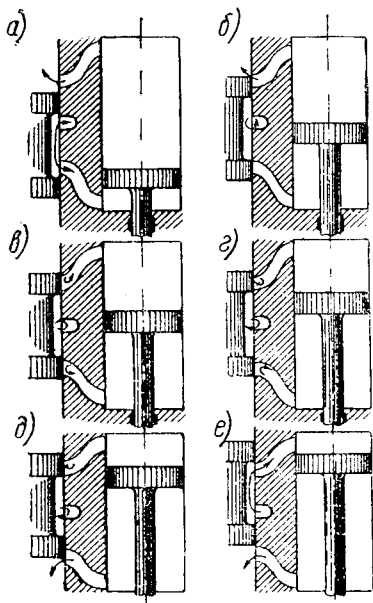


Рис. 24. Схема передвижений золотника при автоматическом управлении молотом

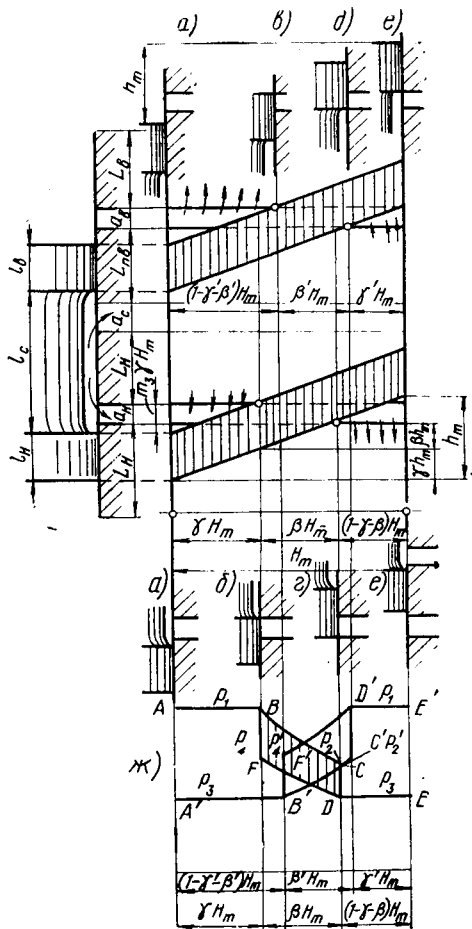
Когда кинетическая энергия подвижных частей молота будет израсходована на преодоление сопротивления движению вверх, подвижные ча-

сти остановятся в верхнем положении и немедленно начнется их падение. В процессе падения бабы золотник, перемещаясь вниз, в обратном порядке будет занимать положения, указанные на рис. 24. При этом последовательно произойдут: отсечка впуска верхнего пара, отсечка выпуска нижнего пара, выпуск верхнего пара и впуск нижнего пара навстречу движущемуся поршню. Перемещение золотника при движении бабы можно изобразить в виде графика (рис. 25), называемого графиком «открывания окон», или графиком распределения рабочих периодов пара. На этом графике по оси абсцисс откладывается ход бабы, а по оси ординат — положение в каждое мгновение полок золотника относительно соответствующих окон золотниковой коробки. На рис. 25 для наглядности, кроме самого графика схематично изображены

характерные положения золотника относительно верхних и нижних окон, соответствующие показанным на рис. 24.

Используя график «открывания окон», можно построить так называемую теоретическую индикаторную диаграмму. При построении ее не принимается во внимание явление мятя пара, и считается, что если соответствующая полость цилиндра молота соединена с магистралью свежего пара (независимо от степени открытия впускного окна), то в этой полости развивается давление, равное давлению p_1 свежего пара, и, наоборот, развивается давление p_3 выхода в случае соединения полости с выпускной трубой.

Как следует из графика «открывания окон» (см. рис. 25), при подъеме на участке пути бабы γH_m происходит впуск свежего пара в нижнюю полость цилиндра. Следовательно, давление под поршнем на всем этом участке хода бабы γH_m принимается равным давлению свежего пара p_1 . На теоретической индикаторной диаграмме (см. рис. 25, ж) это изображается прямой AB , параллельной оси абсцисс. На участке βH_m имеет место отсечка нижнего пара и происходит его расширение по уравнению $pW = \text{const}$ (p — давление, W — объем пара), причем в конце расширения давление упадет до величины p_2 (кривая BC , рис. 25, ж). В этот момент начинается открывание окон на выпуск нижнего пара. Поскольку при построении теоретической индикаторной диаграммы не учитывается явление мятя пара,



то как только приоткроется окно на выпуск, принимается, что давление под поршнем упадет до давления выпуска p_3 (вертикаль CD). Далее до конца хода при движении бабы вверх оно не изменяется (отрезок DE).

При движении бабы вниз от крайнего верхнего положения до отсечки выпуска нижнего пара (точка D) давление последнего будет оставаться постоянным, равным p_3 (тот же участок прямой, но от E до D). После отсечки выпуска нижнего пара оставшееся его количество будет сжиматься движущимся вниз поршнем на участке хода бабы βH_m по уравнению $pW = \text{const}$ (кривая DF) и в конце этого участка достигнет давления p_4 (точка F). В конце участка сжатия нижнего пара βH_m начнет открываться окно на впуск свежего пара в нижнюю полость цилиндра навстречу движущемуся поршню, и давление повысится до давления свежего пара p_1 (вертикаль FB), которое останется таким до конца удара (отрезок BA). Таким образом, получается замкнутая индикаторная диаграмма нижнего пара, работа которого выражается площадью, заштрихованной на рис. 25, ж.

Аналогично строят теоретическую индикаторную диаграмму верхнего пара. При подъеме на участок $(1 - \gamma' - \beta') H_m$ давление верхнего пара при выпуске принимают равным постоянной величине p_3 (отрезок $A'B'$). После отсечки выпуска на участке $\beta' H_m$ происходит сжатие верхнего пара (по уравнению $pW = \text{const}$) до давления p_2 (кривая $B'C'$). С момента открывания окна на впуск свежего пара в верхнюю полость цилиндра на участке $\gamma' H_m$ сверху поршня давление поднимается до p_1 (вертикаль $C'D'$) и остается таким при дальнейшем подъеме (отрезок $D'E'$).

При движении бабы вниз на участке $D'E'$ происходит впуск верхнего пара, и давление сверху поршня изобразится отрезком $E'D'$ на уровне постоянного давления p_1 . После отсечки впуска верхнего пара последний начнет расширяться на участке движения бабы $\beta' H_m$, причем давление будет изменяться в соответствии с уравнением $pW = \text{const}$ (кривая $D'F'$) и в конце процесса расширения достигнет величины p_4' (точка F'). Дальнейшее движение бабы сопровождается выпуском оставшегося пара сверху поршня. Принимается, что давление в этой полости цилиндра упадет до p_3 (вертикаль $F'B'$) и останется таким до конца удара (отрезок $B'A'$). После удара цикл автоматически повторяется.

Начальное положение золотника можно изменять, перемещая рукоятку 5 (см. рис. 23, а) эксцентрика, на котором закреплен шарнир 3, являющийся осью вращения рычага 2. Очевидно, что золотник в зависимости от начального положения переместится от начала подъема до момента отсечки нижнего пара на больший или меньший путь. Соответственно перемещению золотника к моменту отсечки нижнего пара в цилиндр под поршень будет впущено разное количество пара. Вследствие этого общий ход бабы при подъеме также изменится.

Естественно, что при падении бабы с разной высоты энергия удара будет различной. Таким образом, при автоматическом управлении (см. рис. 23, а) энергию удара можно изменить, перемещая рукоятку 5.

График «открывания окон» и теоретическая индикаторная диаграмма (см. рис. 25) являются типовыми для всех систем автоматического управления молотом. *Недостатком любой системы автоматического управления с механической связью движения золотника от бабы является неизбежность предварения впуска нижнего пара в процессе падения подвижных частей и торможение последних, отчего энергия удара соответственно снижается.*

К конструктивным недостаткам рассмотренной системы (см. рис. 23, а) относятся: опасность травмы рабочего выступающим из втулки 6 концом стержня 2; возможный изгиб стержня при ударе; слабое (на консоли) крепление направляющей втулки 6 на бабе.

Второй вариант механизма (см. рис. 23, б) автоматического управления молотом принципиально мало отличается от первого. Все отличие заключается в переносе вверх (в безопасное место) конца рычага, выступающего из втулки. Положение центра вращения втулки, а следовательно, и начальное положение золотника, можно регулировать рукояткой с помощью эксцентрика. Эта система работает так же, как и предыдущая. Недостатки второго варианта те же, что и первого, но здесь нет опасности для рабочего от выступающего конца рычага, так как он расположен высоко. Шарнирное соединение 7 рычага на бабе расположено консольно. При жестких ударах оно может быть сорвано (кинетическая энергия рычага действует в момент удара на это консольное соединение).

Чтобы сделать шарнир более прочным, была предложена конструкция, показанная на рис. 23, в, отличающаяся от описанных систем тем, что шарнир 1 скрыт в специальном вырезе бабы и не является консольным. Энергию регулируют, перемещая рукояткой 3 шарнир 2, изменяющий начальное положение золотника.

Указанные типы автоматического управления имеются в старых еще действующих молотах.

Смешанное универсальное управление молотом. К системам смешанного управления относятся такие, которые позволяют управлять молотом как по принципу автоматического, так и ручного управления. Распространенной является конструкция смешанного управления, имеющая саблеобразный рычаг (рис. 26). При автоматическом управлении в процессе работы молота «сабля» 1 скользит по скосу бабы (или ролику, закрепленному на бабе), поворачивается вокруг точки 2 и, воздействуя на тягу 5 своим плечом 4, перемещает золотник. В процессе автоматического управления энергию удара можно изменять, поворачивая рукоятку 3, при помощи которой изменяется положение точки 2

подвеса саблеобразного рычага. С изменением положения точки 2 изменяется начальное положение золотника. Этим регулируют периоды впуска и выпуска пара, а следовательно, и энергию удара. При поднятой рукоятке 3 получают автоматические удары максимальной энергии. Следует иметь в виду, что при изменении положения точки подвеса саблеобразного рычага изменяется кратность хода золотника.

Ручное управление осуществляется от рукоятки 7, при нажатии на которую золотник поднимается, а саблеобразный рычаг отводится от скоса на бабе. После удара для подъема подвижных частей следует поднять рукоятку 7. При этом пружиной 6 саблеобразный рычаг прижимается к скосу бабы и передвигает золотник в нижнее (начальное) положение; начнет выпуск нижнего пара и подъем подвижных частей молота. При этом золотник передвигается вверх в соответствии с кратностью его хода $h_m/H_m = m_3$. Для держания подвижных частей молота рукоятку удерживают в горизонтальном положении, при котором золотник производит отсечку нижнего и верхнего пара.

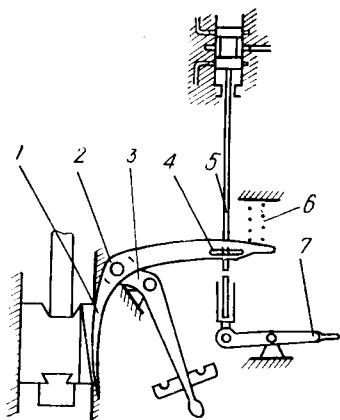


Рис. 26. Схема смешанного управления паровоздушным молотом

Размеры золотника при автоматическом управлении молотом. Размер нижней полки золотника l_n (см. рис. 25) определяют из соображений, что полка должна перекрыть окно a_n и оставить его перекрытым еще на пути $\beta m_3 H_m$ движения золотника, соответствующем отсечке нижнего пара. Отсюда

$$l_n = a_n + \beta h_m = a_n + \beta m_3 H_m. \quad (67)$$

Высоту верхней полки золотника из тех же соображений можно определить по формуле

$$l_v = a_v + \beta' h_m = a_v + \beta' m_3 H_m. \quad (68)$$

Из геометрических соотношений высота средней части золотника l_c должна быть

$$l_c = a_c + h_m = a_c + m_3 H_m. \quad (69)$$

Размер диаметра золотника D_3 можно принимать равным

$$D_3 = 0,5 D_{\text{ц}}, \quad (70)$$

где $D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра молота.

Размеры золотниковой втулки при автоматическом управле-

нии молотом. Площадь нижних $f_{\text{н}}$ и верхних $f_{\text{в}}$ окон принимают равной

$$f_{\text{н}} = f_{\text{в}} = 0,1F, \quad (71)$$

где F — полная площадь поршня.

Общая ширина окон $b_{\text{в}}$ и $b_{\text{н}}$ принимается:

$$b_{\text{в}} = b_{\text{н}} = 2D_3 = D_{\text{ц}}, \quad (72)$$

откуда

$$a_{\text{н}} = a_{\text{в}} = \frac{f_{\text{н}}}{b_{\text{н}}} = \frac{0,1F}{D_{\text{ц}}} \approx 0,08D_{\text{ц}} \quad (73)$$

или

$$\begin{aligned} a_{\text{н}} &= a_{\text{в}} = 0,16D_3, \\ a_i &= (1 \div 1,25) a_{\text{н}} = 0,16D_3 \div 0,2D_3. \end{aligned} \quad (74)$$

Из геометрических соотношений (см. рис. 25)

$$L_{\text{п}} \geq (\gamma h_m - a_{\text{н}}) + l_{\text{н}} = (\gamma + \beta) h_m. \quad (75)$$

Аналогично высота промежуточной нижней части золотниковой втулки

$$L_{\text{пн}} = h_m - \gamma h_m = (1 - \gamma) h_m. \quad (76)$$

Высота промежуточной верхней части втулки

$$L_{\text{пв}} = h_m - \gamma' h_m = (1 - \gamma') h_m \quad (77)$$

и

$$\begin{aligned} L_{\text{в}} &\geq l_{\text{в}} + (\gamma' h_m - a_{\text{в}}) = \\ &= a_{\text{в}} + \beta h_m + \gamma' h_m - a_{\text{в}} = (\gamma' + \beta') h_m. \end{aligned} \quad (78)$$

Для проверки и контроля правильности проведенных расчетов по определению взаимозависимых долевых размеров золотника и золотниковой втулки полезно воспользоваться соотношением

$$l_{\text{с}} = L_{\text{пн}} + L_{\text{пв}} + a_{\text{с}} - h_m(1 - \gamma - \gamma').$$

Ручное управление молотом. При ручном управлении золотниковая тяга соединена непосредственно с рукояткой управления. Для управления молотом необходимо иметь опыт, так как в случае несвоевременного перекрытия впускного отверстия нижнего пара можно вывести из строя верхнюю крышку цилиндра; кроме того, расходуется излишнее количество пара. Поэтому было разработано и применяется в современных ковочных молотах полуавтоматическое управление, при котором отсечка нижнего пара в процессе подъема бабы совершается автоматически, а перевод с подъема подвижных частей молота на падение и обратно — вручную.

Отсечка в этом случае производится путем перемещения золотника самой бабой в процессе ее движения. Как правило, при любом ручном управлении паровоздушным молотом (в том числе и с автоматической отсечкой) рукоятка поднимается (поло-

жение I на рис. 27 и 28) для осуществления подъема бабы и опускается (положение II) для совершения удара. Рычаг рукоятки имеет такое соединение с золотниковой тягой, при котором автоматическое перемещение последней от бабы не вызывает перемещения рукоятки и не передается руке машиниста.

Несмотря на многообразное конструктивное оформление, по существу имеются три принципиальные схемы ручного управления с автоматической отсечкой пара. По первой схеме отсечка пара производится только при подъеме бабы путем поступательного перемещения золотника рычагом, передвигаемым бабой в определенный момент ее движения (см. рис. 27, a и b). На графике «открывания окон» (изображены между схемами a и b на рис. 27) видно, что автоматическое перемещение золотника начинается после подъема бабы на пути H_1 и происходит только на участке хода H_2 .

Индикаторная диаграмма при подъеме бабы для каждой полости цилиндра имеет два периода. Для нижнего пара эти периоды представляют собой впуск свежего пара на участке хода γH_m и отсечку с последующим расширением на участке βH_m ; для верхнего пара — выпуск на участке хода $(1 - \beta') H_m$ и отсечку с последующим сжатием на участке $\beta' H_m$. При достижении равновесия сил, действующих на систему подвижных частей молота, наступает держание последних на весу. Для осуществления удара золотник следует поднять, переместив рукоятку вниз (в положение II). Если в процессе падения подвижных частей молота рукоятка будет все время удерживаться в положении II (см. рис. 28, a и b), то золотник также останется неподвижным в верхнем положении, причем в пространство сверху поршня будет непрерывно подаваться свежий пар, а снизу поршня — выпускаться. Произойдет единичный удар максимальной энергии. Энергию удара регулируют путем большего или меньшего открывания впускных и выпускных окон, что достигается установкой рукоятки в положение между I и II .

Отличие второй схемы (ручного управления отечественной конструкции Ново-Краматорского машиностроительного завода, см. рис. 28) от рассмотренной (см. рис. 27, a и b) состоит в том, что, во-первых, перемещение золотника при помощи саблеобразного рычага происходит с самого начала движения бабы; во-вторых, такое автоматическое перемещение золотника происходит не только при подъеме, но и в процессе падения. В последнем случае степень открытия окон золотниковой коробки будет постепенно уменьшаться (рис. 29 — рукоятка в положении II), а не оставаться постоянной, как при схеме, показанной на рис. 27, a и b . На участке $\beta_1 H_m$ (см. рис. 29 — рукоятка в положении II) получается отсечка выпуска нижнего пара (его сжатие), а на участке $\beta_1' H_m$ — отсечка и расширение верхнего пара. В данной схеме величина передвижения h_p золотника от рукоятки равна его перемещению h_m от бабы через саблеобразный рычаг. Вслед-

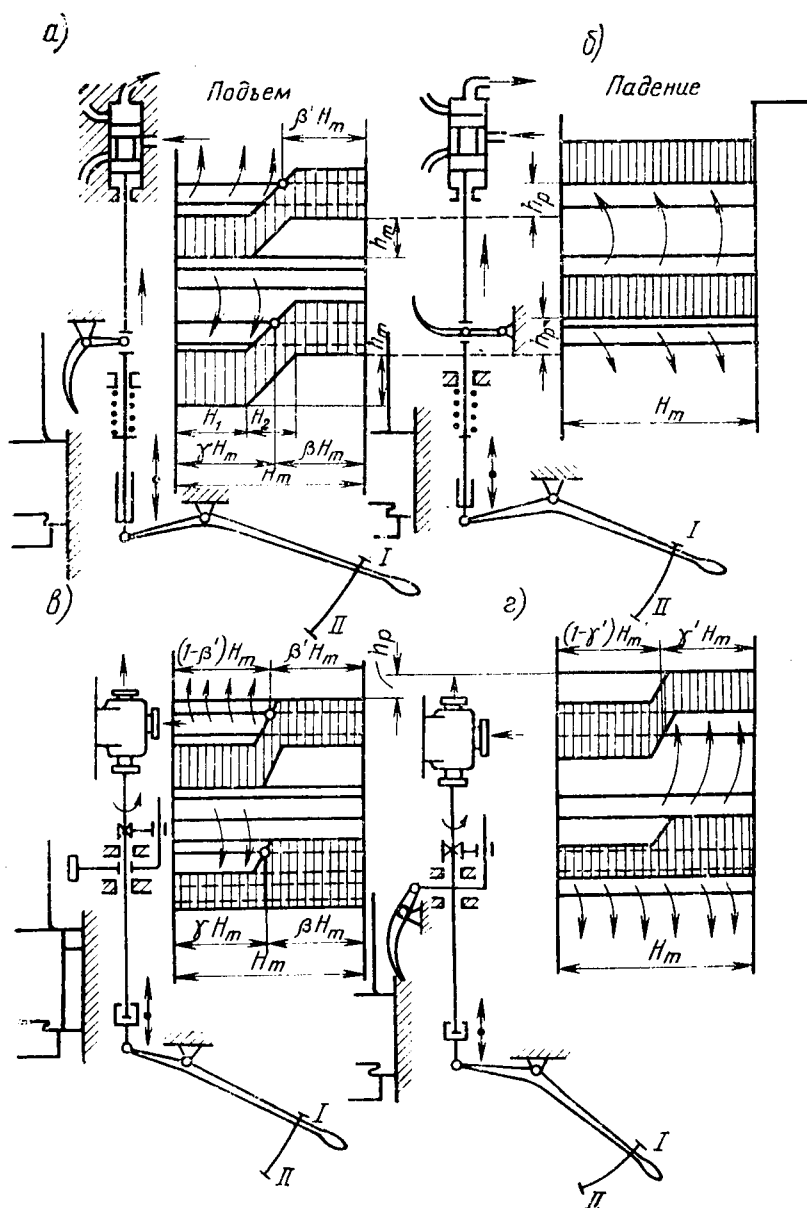


Рис. 27. Схема ручных парораспределительных устройств с автоматической отсечкой нижнего пара при подъеме бабы:

а и б — золотник имеет только поступательное движение от рукоятки и от бабы; в и г — золотник имеет поступательное (от рукоятки) и вращательное (от бабы) движение

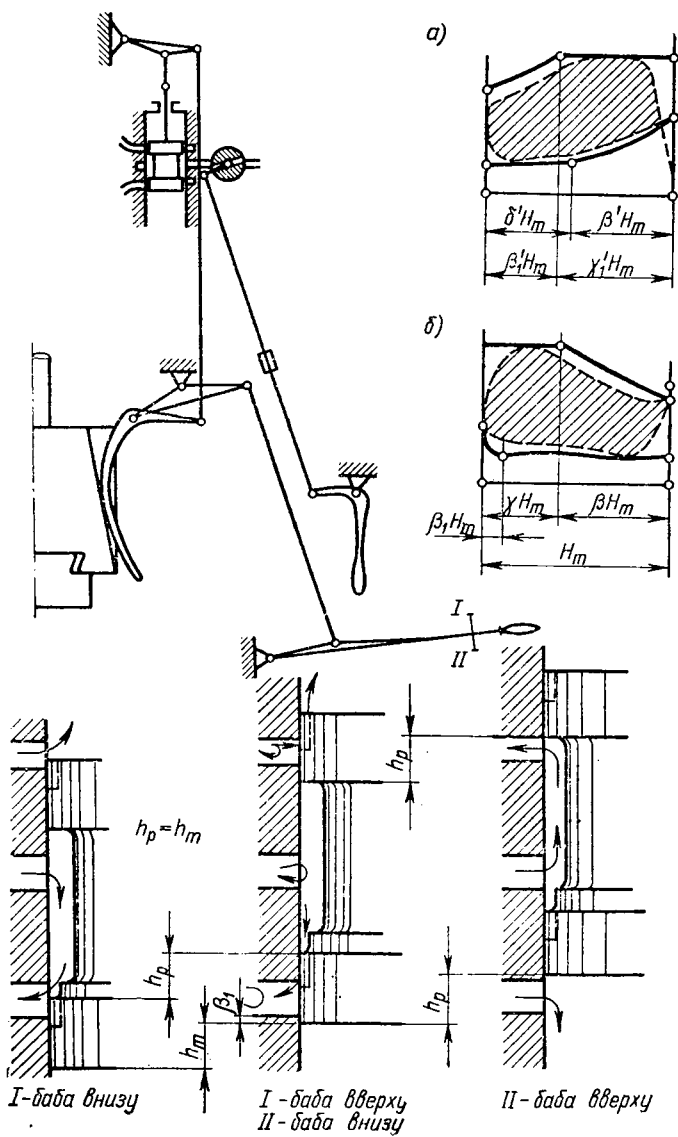
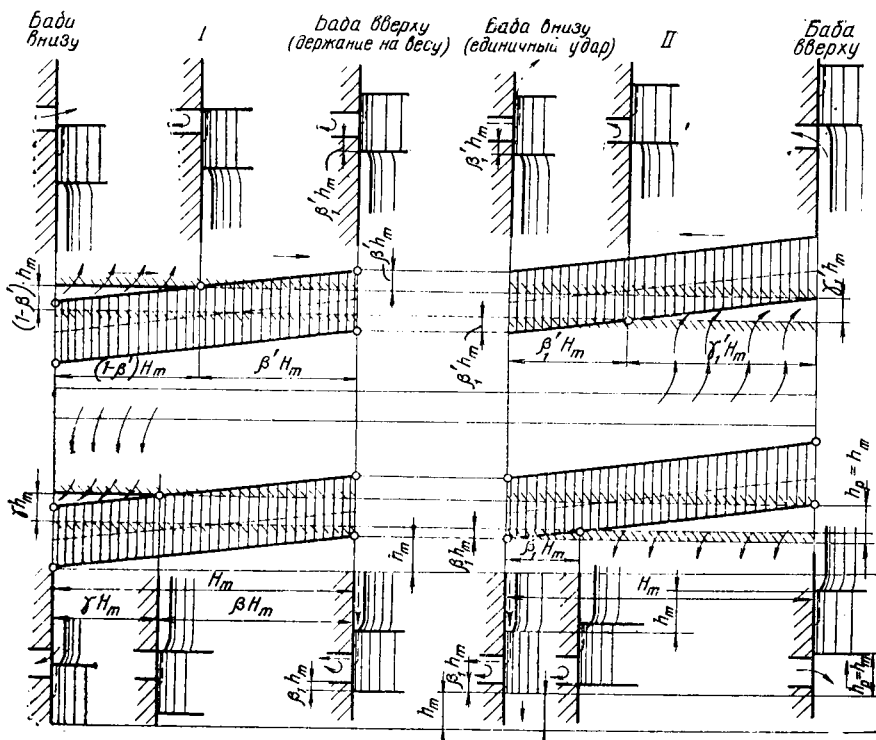


Рис. 28. Схема ручного парораспределительного устройства с автоматической отсечкой для ковочных молотов арочного типа:

а — индикаторная диаграмма верхней части цилиндра; б — индикаторная диаграмма нижней части цилиндра

Малые каналы в полках золотника (показаны пунктиром на рис. 28 и 29) предназначены для восполнения конденсирующегося пара снизу поршня (при держании на весу) и постепенного



I — при подъеме подвижных частей молота (рукоятка в положении *I* (см. рис. 28); *II* — при падении подвижных частей молота (рукоятка в положении *II*, см. рис. 28)

Для подъема бабы после удара необходимо переместить золотник не от крайнего верхнего положения, как показано на рис. 27, *а* и *б*, а на величину, в два раза меньшую, так как в процессе падения золотник уже автоматически опустился на ве-

личину $h_m = h_p$, соответствующую половине полного его хода ($h_m + h_p = 2h_p$), отсюда и размах рукоятки по схеме, приведенной на рис. 28, в два раза меньше, чем по схеме, изображенной на рис. 27, а и б.

По третьей схеме (рис. 27, в и г) автоматическая отсечка происходит вследствие поворота бабой золотника вокруг его верти-

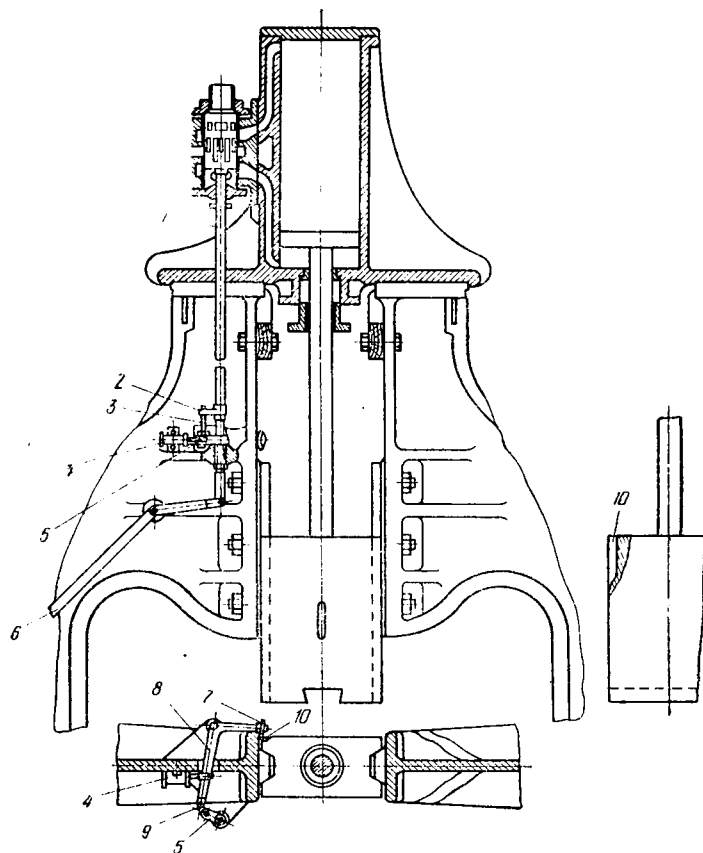


Рис. 30. Схема ручного управления молотом с автоматической отсечкой поворотным золотником

кальной оси. В первом случае (рис. 27, в) золотник поворачивается вследствие набегающего ролика на ступеньку дорожки, имеющейся на бабе; во втором — (рис. 27, г) баба при подъеме в некоторый момент отодвигает саблеобразный рычаг, который через поводок поворачивает вокруг оси золотниковую тягу. В обоих случаях золотниковое устройство имеет существенное отличие от ранее рассмотренного.

Поскольку работа золотниковых устройств по схемам, показанным на рис. 27, в и г, принципиально одинакова, подробно рассмотрим одну из них (рис. 27, в). На золотниковой тяге 1 (рис. 30) жестко посажен поводок 2, другой конец которого имеет отверстие с проходящим через него штырем 3. Штырь закреплен на рычажке 5, свободно насаженном на золотниковой тяге 1, как на оси. Этот рычажок при помощи серьги 9 связан с двуплечим угловым рычагом 8, имеющим ось, закрепленную на стойке молота. При помощи пружины 4 угловой рычаг прижимается

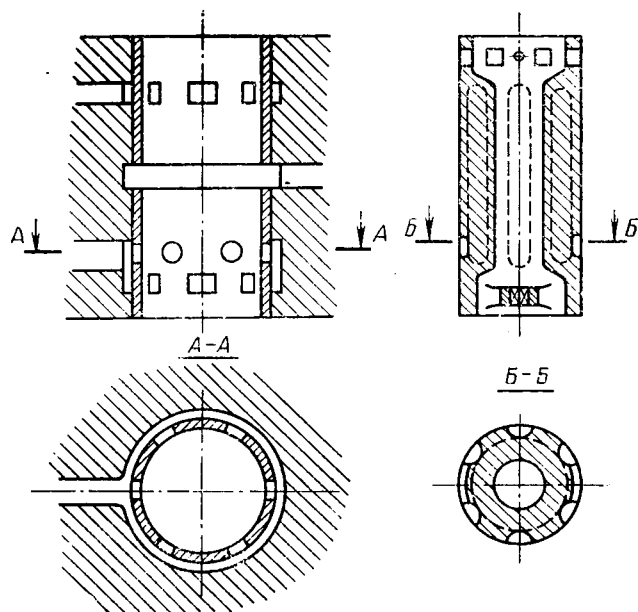


Рис. 31. Схема поворотного золотника и золотниковой втулки

другим концом (на котором находится ролик 7) к упору на стойке молота. На бабе имеется выфрезерованная дорожка 10 со ступенькой, на которую при подъеме бабы набегают ролик 7, отчего угловой рычаг поворачивается вокруг своей неподвижной оси и через штырь 3 и поводок 2 поворачивает золотниковую тягу 1 вокруг ее оси. На этой же тяге жестко насажен золотник, получающий вместе с тягой вращательное перемещение.

Золотник (рис. 31) имеет форму полого цилиндра, в средней части которого с внешней стороны выфрезеровано шесть продольных пазов, в двух местах соединенных между собой узкими каналами. Между первыми (рис. 32, а) расположены другие пазы, примерно в два раза короче и уже первых. В верхней части зо-

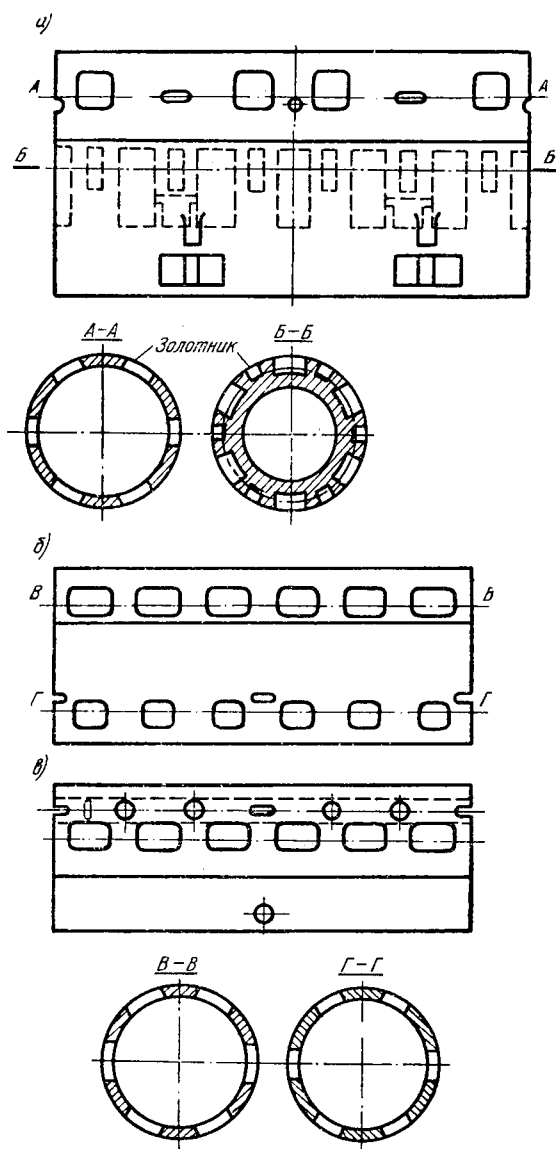


Рис. 32. Развертка поворотного золотника и золотниковой втулки

лотника (в его верхней полке) имеются четыре прямоугольных и два щелевидных окна, смещенных в шахматном порядке по отношению к большим продольным пазам, и два круглых отверстия, расположенных над этими продольными пазами. Для закрепления на тяге золотник имеет в нижней части с внутренней стороны втулку, связанную с телом золотника крестообразно расположенными ребрами.

Золотник перемещается во втулке (см. рис. 31), состоящей из двух половин — верхней и нижней. В верхней втулке (рис. 32, б) имеются окна, ведущие в верхнюю полость рабочего цилиндра молота (окна $\Gamma-\Gamma$), и ряд выпускных окон (окна $B-B$). Нижняя втулка (рис. 32, в) имеет два ряда окон, смещенных относительно друг друга в шахматном порядке. Оба ряда соединяют золотниковую коробку с нижней полостью рабочего цилиндра молота. Нижние окна верхней втулки и верхние окна нижней втулки при установке в золотниковую коробку располагают в шахматном порядке. В средний кольцевой канал золотниковой коробки между верхней и нижней втулками подводят свежий пар (см. рис. 31).

Перемещая золотник в вертикальном направлении посредством рукоятки 6 (см. рис. 30), можно управлять впуском пара в ту или иную часть рабочего цилиндра. Например, если золотник опустить, то осуществится впуск пара в нижнюю часть цилиндра, и баба начнет двигаться вверх. Когда она пройдет половину полного хода, то своим уступом на дорожке 10 баба отодвинет ролик, вследствие чего рычаг переместится и через серьгу, штырь и поводок повернет золотниковую тягу, а с ней и золотник. Произойдет отсечка пара.

Рассмотрим положения золотника, соответствующие различным моментам работы молота. Рукоятка поднята в положение 1 (см. рис. 27, в). Золотник при этом опущен (рис. 33, а) в крайнее нижнее положение. Средний канал сообщается продольными пазми золотника с верхними окнами нижней втулки. Происходит подъем бабы благодаря подаче свежего пара в нижнюю часть рабочего цилиндра. В это же время отработавший пар из верхней части цилиндра выходит через окна втулки и золотника на выпуск.

В процессе подъема, когда баба пройдет путь $0,5H_m$, ролик набежит на ступеньку дорожки бабы, и золотник автоматически повернется на 30° (рис. 33, б). Поворот золотника завершится, когда баба от начала хода пройдет путь, равный $0,7H_m$.

После поворота продольные пазы в золотнике расположатся между окнами нижней втулки, и доступ свежего пара в нижнюю часть цилиндра прекратится. Одновременно окна в верхней части золотника расположатся между нижними окнами верхней втулки, и выпуск пара из верхней части цилиндра прекратится. С этого момента пар в нижней части цилиндра расширяется, а в верхней — сжимается, образуя паровую подушку.

Только посредством узких соединительных каналов (на рис. 33, б условно изображено в виде тонких каналов) нижняя

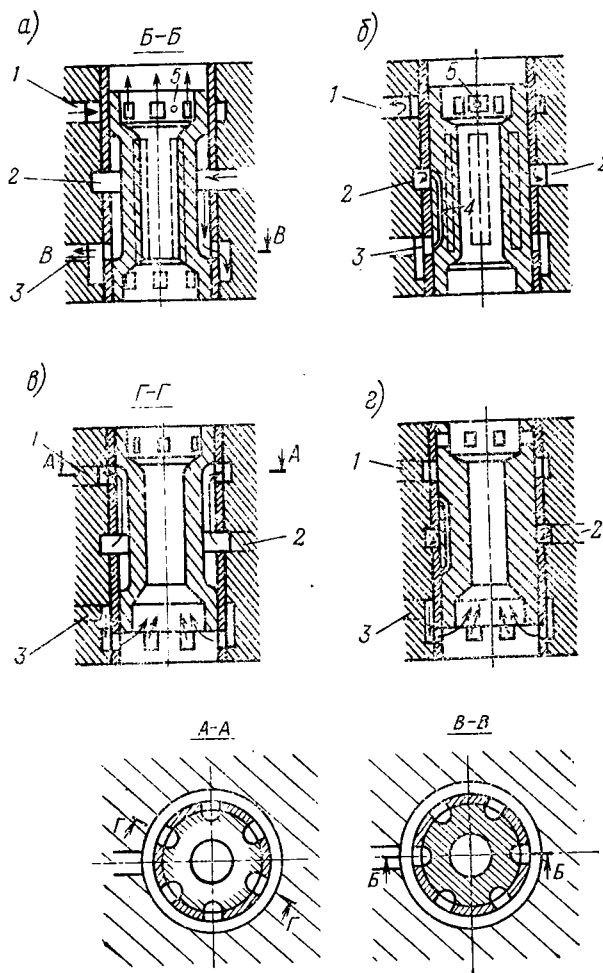


Рис. 33. Схема положений поворотного золотника:

а — подъем; б — отсечка при подъеме; в — падение; г — отсечка при падении; 1 — канал в верхнюю часть цилиндра; 2 — канал подвода свежего пара; 3 — канал в нижнюю часть цилиндра; 4 — канал для компенсации конденсирующего пара; 5 — круглое отверстие для постепенного выпуска пара из верхних частей цилиндра

часть цилиндра молота будет сообщаться с каналом 2, подводящим свежий пар, а верхняя часть через круглые отверстия в золотнике — с выхлопным паропроводом. Когда скорость движения поршня большая, то эти каналы не успевают пропускать пар

в достаточном количестве (благодаря этому в цилиндре происходит расширение или сжатие пара), но когда скорость движения поршня начинает падать, то наличие каналов уже сказывается. К концу хода вследствие незначительной скорости движения поршня пар, поступающий через узкие каналы в нижнюю часть цилиндра, успевает компенсировать конденсацию и утечки. При этом через круглые каналы 5 в золотнике пар в верхней части цилиндра, сыгравший роль буфера, будет выходить, в результате чего баба вплотную подойдет к упорным колодкам, имеющимся в верхней части стоек молота (см. рис. 30), и остановится.

Чтобы произошел удар, надо золотник поднять посредством рукоятки, которую при этом необходимо опустить в положение II (см. рис. 27, в). Продольные пазы, после поворота золотника оказавшиеся между окнами нижней втулки, теперь, при подъеме золотника, совместят нижние окна верхней втулки с кольцевым каналом, подводящим свежий пар, и последний поступит в верхнюю часть рабочего цилиндра. В это время из нижней части цилиндра отработавший пар выходит свободно в выпускной паропровод через нижний ряд окон нижней втулки, поскольку золотник расположился выше этих окон.

Во время падения бабы на расстоянии $0,7H_m$ от нижнего ее положения ролик начнет сходить с выступа дорожки бабы, и золотник автоматически повернется в обратную сторону, причем продольные пазы золотника окажутся (см. рис. 33, г) между нижними окнами верхней золотниковой втулки. Произойдет отсечка пара в верхней части цилиндра, а снизу, естественно, будет продолжаться выпуск. Для подъема бабы после удара золотник опять необходимо опустить вручную.

На рис. 34, а показана работа нижнего пара. Участок BC — впуск нижнего пара. После отсечки в точке C пар расширяется по кривой CD. При падении в точке D начинается выпуск отработавшего нижнего пара, давление которого изобразится участ-

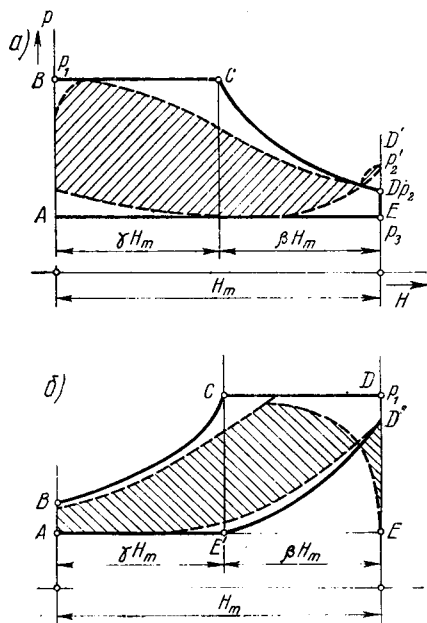


Рис. 34. Индикаторные диаграммы молота с поворотным золотником: а — для нижней полости; б — для верхней полости

ком *DEA*. Все сказанное относится к теоретическому циклу работы пара без учета его мятня. Действительный цикл работы в цилиндре молота изображен на диаграмме штриховой линией.

Повышение давления в конце расширения (точка *D'*) объясняется заметным притоком свежего пара через компенсирующий узкий канал, причем снизу поршня установится давление пара, соответствующее равновесию: приток равен количеству конденсирующегося пара.

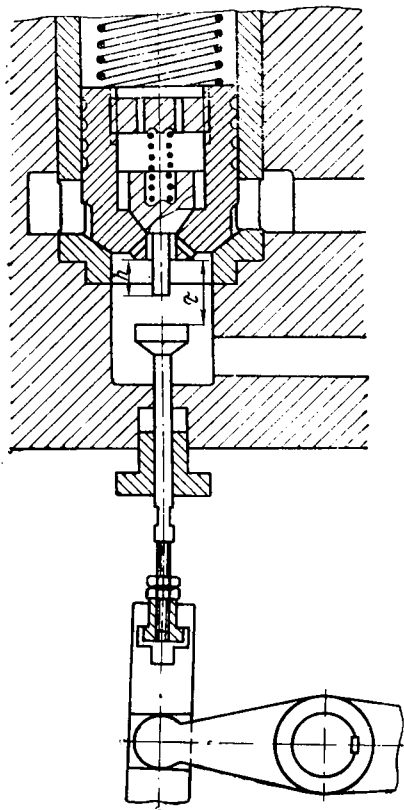


Рис. 35. Клапан с разгрузочным клапаном

Во время впуска нижнего пара верхний пар выходит из цилиндра (участок *AE'* на рис. 34, б). В точке *E'* происходит отсечка выпуска. Давление в верхней части цилиндра повышается, образуя паровую подушку (участок *E'D'*). В точке *D'* — впуск свежего пара, продолжающийся до точки *C* (участок *D'DC*); в точке *C* — отсечка пара и затем расширение с падением давления по кривой *CB*. Действительный цикл работы верхнего пара изображен на диаграмме штриховыми линиями.

При «держании на весу» верхний пар постепенно выходит через круглые отверстия в золотнике, и давление сверху поршня понижается. В зависимости от продолжительности «держания на весу» большее или

меньшее количество пара сможет выйти из полости цилиндра сверху поршня, и установится то или иное давление к моменту подъема золотника для осуществления падения подвижных частей молота.

Совершение шлихтовочных проглаживающих ударов, при которых ход бабы не достигает $0,5H_m$ (и таким образом поворота золотника не происходит), производится путем качания рукоятки неполным размахом с положения *I* до положения, промежуточного между *I* и *II* (см. рис. 27, в). При таком перемещении

рукоятки золотник периодически соединяет нижнюю полость цилиндра (под поршнем) со свежим паром (через продольные пазы) или с выпускной трубой (через частично открытые нижние окна). Верхнюю полость цилиндра золотник соединяет соответственно с выпускной трубой или со свежим паром через узкие короткие продольные пазы, предназначенные для этой цели.

Клапанное парораспределение. Для каждой полости цилиндра устраивают два клапана: впускной и выпускной. Выпускной клапан имеет большее сечение, чем впускной, так как через него пропускается больший объем пара пониженного давления (пар в цилиндре расширился).

Конструкция клапанного парораспределения сложнее золотникового. Кроме того, в клапанном парораспределении происходит несколько большее мятие пара. Современные паровоздушные молоты с клапанным парораспределением не строят.

У паровоздушных молотов старых моделей применяют один тип клапана — с разгрузочным клапаном (рис. 35). Разгрузочный клапан при перемещении толкателя поднимается первым на величину h в результате чего пространство под клапаном с пространством над ним сообщаются. В результате этого к моменту поднятия основного клапана давление сверху и снизу у него выравнивается.

В соответствии с рис. 36 работа пара верхней полости цилиндра молота управляется впускным клапаном 1 и выпускным 2, а работа нижней полости — соответственно клапанами 3 и 4. Для выполнения требуемых этапов рабочего цикла молота клапаны должны открываться в определенном порядке. При подъеме открыты клапаны 2 и 3, закрыты — 1 и 4; пар подается в нижнюю полость и выпускается из верхней (рис. 36, а). В процессе «держания на весу» может быть открыт только один клапан 2, а клапаны 1, 3 и 4 закрыты. Будет происходить отсечка нижнего пара и выпуск верхнего. Давление нижнего пара после расширения уравнивает вес системы подвижных частей молота. При их держании в крайнем верхнем положении поршень упирается в специальное буферное устройство в верхней крышке цилиндра. При совершении удара будут открыты клапаны 1 и 4, закрыты — 2 и 3. Свежий пар поступает в цилиндр сверху поршня, а снизу — происходит выпуск (рис. 36, б).

Клапаны передвигаются толкателями, связанными тем или иным способом с рукояткой управления (на рис. 36 — при помощи коромысел). Управление клапанами — ручное. В зависимости от положения рукоятки открыт тот или иной клапан, причем момент закрывания и начало открывания клапанов при передвижении рукоятки определяется зазором в системе толкателя (в рассматриваемой системе — зазором τ — см. рис. 35). Регулируя величину зазора τ (в данном случае путем ввинчивания толкателя во втулку, заведенную в Т-образный паз тяги), можно добиться требуемой зависимости положения каждого клапана от положения рукоятки.

Если по оси абсцисс отложить развертку дуги размаха рукоятки, а по оси ординат — высоту подъема соответствующего клапана над своим седлом, то получим график открывания клапанов (рис. 36, в) в зависимости от положения рукоятки. При крайнем верхнем положении I рукоятки поднимаются подвижные части молота и должны быть открытыми клапаны 2 и 3 (см. рис. 36, а и в). По мере передвижения рукоятки вниз клапаны 2 и 3 будут опускаться. В положении II рукоятки клапан 3 сядет на свое седло. Пока не откроется выпускной клапан 4 (положение III рукоятки), будет происходить отсечка выпуска нижнего пара, и после его расширения и уравнивания сил, действующих на систему подвижных частей молота, начнется «держание на весу». После

продвижения рукоятки до положения *IV* сядет на седло клапан 2; произойдет отсечка выпуска верхнего пара. Значит, при расположении рукоятки между положениями *III* и *IV* обе полости цилиндра молота будут работать на выпуск пара. Вследствие этого подвижные части под действием собственного веса свободно опустятся.

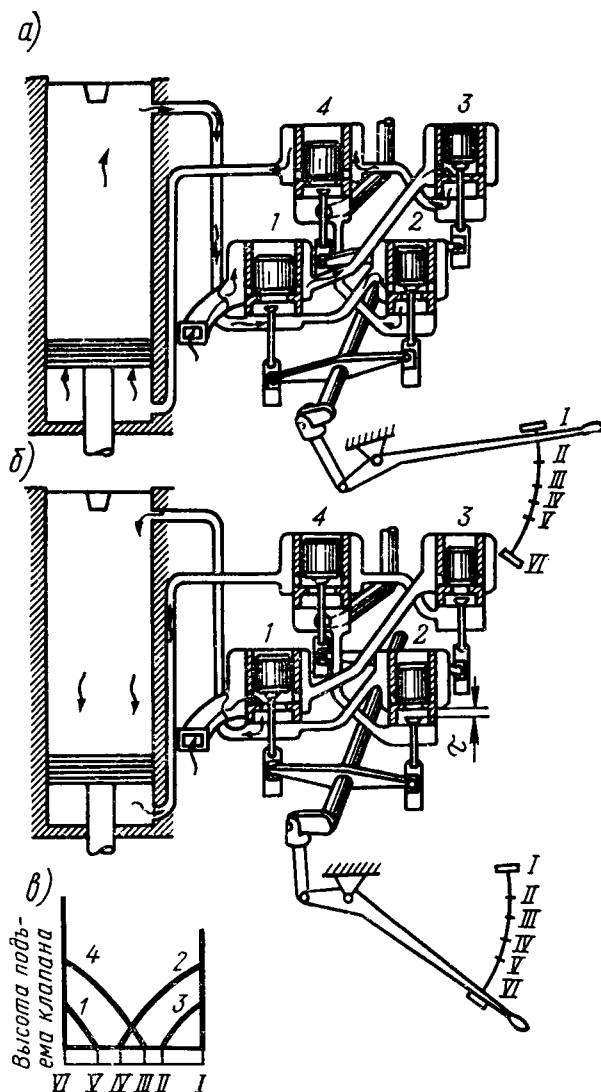


Рис. 36. Схема клапанного парораспределения:
а — подъем; *б* — падение; *в* — схема открывания клапанов;
I—II — подъем; *II—III* — отсечка нижнего пара — держание
на весу; *III—IV* — свободное падение бабы; *IV—V* — отсечка
верхнего пара — падение; *V—VI* — падение — удар

Опускание под действием собственного веса происходит также при одном открытом клапане 4 и отсечке верхнего пара (положение рукоятки *IV* и *V*), причем это опускание сопровождается расширением верхнего (оставшегося) пара. Для совершения удара рукоятка переводится в нижнее положение *VI*. Чем выше подняты клапаны 1 и 4, т. е. чем ближе рукоятка к положению *VI*, тем быстрее движение падающих частей молота. Момент, когда нужно передвинуть рукоятку, чтобы не выбить верхнюю крышку при подъеме подвижных частей молота, в этой конструкции определяется навыком машиниста.

§ 12. АНАЛИЗ РАБОТЫ ПАРОВОГО КОВОЧНОГО МОЛОТА С АВТОМАТИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Рассмотрим работу пара в цилиндре при подъеме и падении бабы у молота с автоматическим управлением и золотником одновременного впуска и выпуска. Вначале для упрощения не будем принимать во внимание мятие пара при проходе его через малые отверстия.

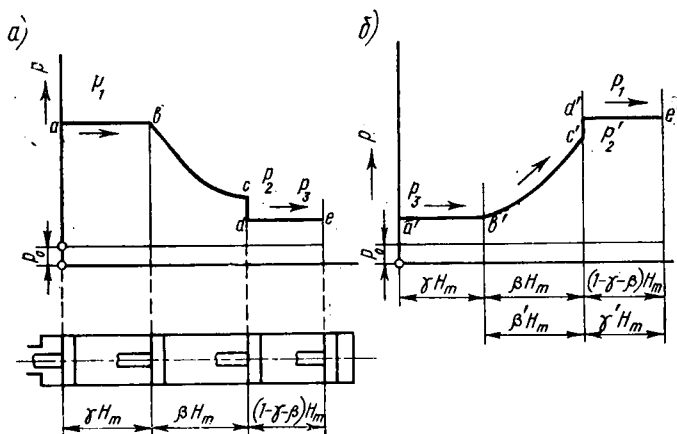


Рис. 37. Изменение давления пара под поршнем (а) и над ним (б) по теоретической индикаторной диаграмме при подъеме подвижных частей молота с автоматическим управлением и золотником одновременного впуска и выпуска

Подъем. Изменения давления в рабочем пространстве цилиндра в первом приближении примем в соответствии с теоретической индикаторной диаграммой (рис. 37). При впуске нижнего пара на участке γH_m давление пара соответствует давлению p_1 в паропроводе, за период расширения βH_m после отсечки давление упадет до p_2 (по кривой $pW = \text{const}$). В точке *C* начинается выпуск нижнего пара, и давление, полагаем, сразу падает до p_3 . Далее на участке $(1 - \gamma - \beta) H_m$ баба движется по инерции, и давление остается постоянным, равным p_3 . Одновременно с началом выпуска нижнего пара начинается впуск верхнего.

Построим диаграмму сил, действующих на систему подвижных частей в процессе подъема бабы (рис. 38, б). На диаграмме вверх будем откладывать активные силы, т. е. силы, направленные по движению. Активными силами при подъеме являются: давление свежего пара p_1 на нижнюю кольцевую площадь поршня αF и атмосферное давление p_0 на площадь сечения штока $(1-\alpha)F$. Сила $p_0 (1-\alpha)F$ возникает вследствие того, что атмосферное давление действует на всю площадь бабы снизу, а сверху — за вычетом площади штока (рис. 38, а). Эта сила на всей

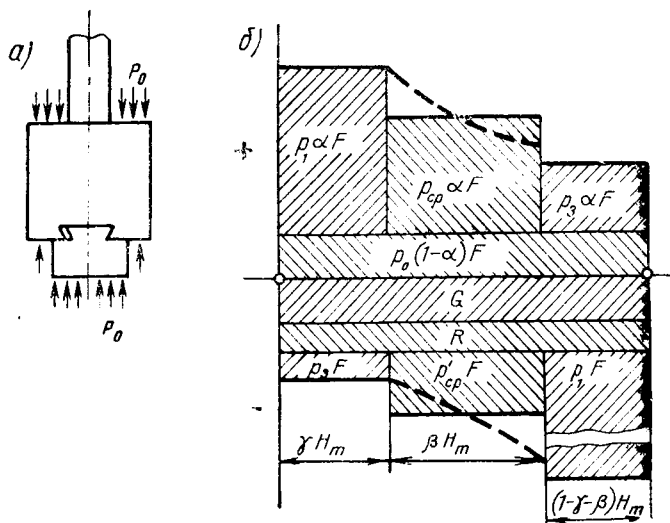


Рис. 38. Диаграмма сил, действующих на подвижные части молота с автоматическим управлением и золотником одно-временного впуска и выпуска, при подъеме подвижных частей (б) и схема воздействия атмосферного давления на ба-бу (а)

длине хода подвижных частей молота остается постоянной, в то время как давление нижнего пара меняется согласно индикаторной диаграмме.

Силы сопротивления отложим на диаграмме вниз. Вес подвижных частей G и силы трения R в сальнике и направляющих остаются постоянными на всем ходу бабы, а давление сверху поршня изменяется в соответствии с индикаторной диаграммой. Определим скорости подъема бабы и затрачиваемое время при прохождении различных участков хода. В соответствии с балан-

* Сила трения R зависит от степени затяжки сальника и состояния направляющих. Считается нормальным, когда $R=0,1 G$, т. е. составляет величину, равную 10% от веса падающих частей.

сом работ всех сил на первом участке подвижные части приобретают в конце этого участка кинетическую энергию, равную *

$$\frac{mv_1^2}{2} = \frac{Gv_1^2}{2g} = [p_1\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_3F]\gamma H_m,$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g[p_1\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_3F]\gamma H_m}{G}}. \quad (79)$$

На участке βH_m переменные силы от действия пара снизу и сверху поршня при его расширении и сжатии заменим средними их значениями **. В результате работы на первом и втором участках подвижные части приобретут скорость

$$\frac{mv_2^2}{2} = \frac{mv_1^2}{2} + [p_{cp}\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p'_{cp}F]\beta H_m,$$

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2[p_{cp}\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p'_{cp}F]\beta H_m}{m}}. \quad (80)$$

Если сумма всех сил, заключенных в квадратные скобки, будет величиной положительной, то $v_2 > v_1$, а если сумма положительных сил равна сумме отрицательных, то $v_2 = v_1$ (средняя кривая на рис. 39). В случае, когда сумма положительных сил меньше суммы отрицательных, то $v_2 < v_1$ (нижняя кривая). В результате действия сил на всех участках (т. е. в конце подъема) система должна остановиться. Следовательно, алгебраическая сумма работ сил на всех участках равна нулю:

$$\frac{mv_2^2}{2} + [p_3\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_1F](1-\gamma-\beta)H_m = 0. \quad (81)$$

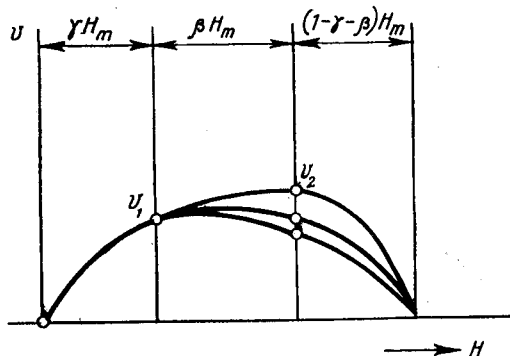


Рис. 39. Изменение скорости подвижных частей молота при подъеме

* Размерность массы m — кг $[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{м}]$; скорости v — м/сек; ускорения g — м/сек²; давления — Мн/м²; площади F — м² (см²); пути H_m — м; силы и веса — Мн (кг).

** Правильнее участок βH_m разбить на более мелкие участки и на них принять среднее значение давления верхнего и нижнего пара.

Зная путь движения и изменения скорости бабы, можно определить время передвижения ее на этих участках. Изменение скорости по времени на участке γH_m происходит по прямой вследствие того, что на этом участке действуют постоянные силы и, следовательно, постоянное ускорение:

$$j_\gamma = \text{const.}$$

Исходя из указанного, имеем

$$v_{\text{ср}\gamma} = \frac{v_1}{2}, \quad (82)$$

где $v_{\text{ср}\gamma}$ — средняя скорость на участке γH_m , м/сек.

Подставив в уравнение (82) значение v_1 из уравнения (79), получим

$$v_{\text{ср}\gamma} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2g[p_1\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_3F]\gamma H_m}{G}}, \quad (83)$$

тогда время прохождения участка γH_m составит

$$t_\gamma = \frac{\gamma H_m}{v_{\text{ср}\gamma}} = \frac{2\gamma H_m}{v_1}. \quad (84)$$

Средняя скорость на участке βH_m :

$$v_{\text{ср}\beta} = \frac{v_1 + v_2}{2}, \quad (85)$$

а время прохождения этого участка βH_m :

$$t_\beta = \frac{\beta H_m}{v_{\text{ср}\beta}} = \frac{2\beta H_m}{v_1 + v_2}. \quad (86)$$

Средняя скорость на участке $(1-\gamma-\beta)H_m$

$$v_{\text{ср}(1-\gamma-\beta)} = \frac{1}{2} v_2, \quad (87)$$

следовательно, время на прохождение этого участка:

$$t_{(1-\gamma-\beta)} = \frac{2(1-\gamma-\beta)H_m}{v_2}. \quad (88)$$

Полное время на подъем подвижных частей молота:

$$T_1 = t_\gamma + t_\beta + t_{(1-\gamma-\beta)}. \quad (89)$$

Падение. Исходя из индикаторной диаграммы (рис. 40), построим силовую диаграмму для случая падения (рис. 41). В данном случае к активным силам относятся давление верхнего пара и вес падающих частей, а к силам сопротивления — давление нижнего пара, атмосферное давление на площадь штока и сила трения.

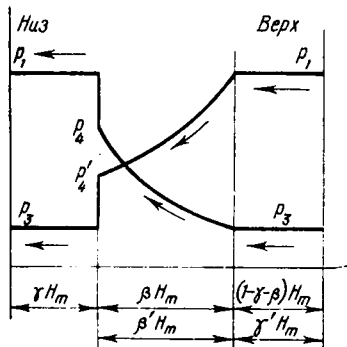


Рис. 40. Изменение давления пара сверху и снизу поршня по теоретической индикаторной диаграмме при падении подвижных частей молота с автоматической отсечкой и золотником одновременного впуска и выпуска

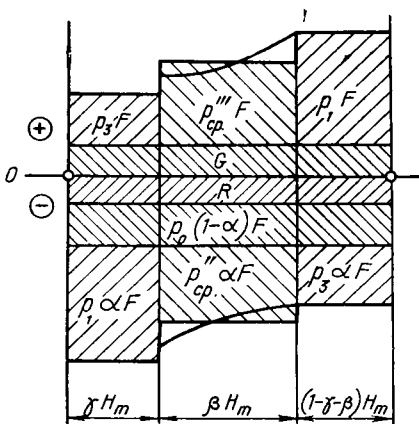


Рис. 41. Диаграмма сил, действующих при падении подвижных частей молота с автоматическим управлением и одновременным впуском и выпуском

Аналогично случаю подъема бабы определяем скорости ее движения на каждом участке и время прохождения этих участков, а затем строим кривую изменения скорости при движении бабы вниз (рис. 42). На участке $\gamma'H_m$ (в данном случае $\gamma'=1-\gamma-\beta$)

$$\frac{mv_4^2}{2} = [p_1F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_3\alpha F] (1-\gamma-\beta)H_m,$$

$$v_4 = \sqrt{\frac{2[p_1F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_3\alpha F] (1-\gamma-\beta)H_m}{m}}, \quad (90)$$

Средняя скорость на участке $(1-\gamma-\beta)H_m$

$$v_{cp(1-\gamma-\beta)} = v_4/2;$$

время прохождения этого участка

$$t'_{(1-\gamma-\beta)} = \frac{2(1-\gamma-\beta)H_m}{v_4}. \quad (91)$$

Энергия к концу второго участка βH_m

$$\frac{mv_5^2}{2} = \frac{mv_4^2}{2} + [p_{cp}'''F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_{cp}''\alpha F]\beta H_m,$$

$$v_5 = \sqrt{v_4^2 + \frac{2[p_{cp}'''F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_{cp}''\alpha F]\beta H_m}{m}}, \quad (92)$$

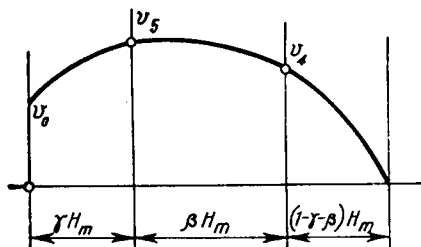


Рис. 42. Изменение скорости подвижных частей молота в процессе их падения

Если сумма положительных сил в квадратных скобках больше суммы отрицательных, то $v_5 > v_4$ (обычно так и бывает). Средняя скорость на участке βH_m :

$$v'_{cp\beta} = \frac{v_4 + v_5}{2}. \quad (93)$$

Определим время:

$$t'_\beta = \frac{2\beta H_m}{v_4 + v_5}. \quad (94)$$

В результате работы сил на всех участках развивается скорость v_0 ; v_0 — скорость в момент удара, которая в данном случае (т. е. при автоматическом управлении) меньше v_5 вследствие торможения, производимого нижним паром (предварение впуска нижнего пара). Энергия удара равна работе сил на всех участках в процессе падения:

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{mv_5^2}{2} + [p_3F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_1\alpha F]\gamma H_m,$$

$$v_0 = \sqrt{v_5^2 + \frac{2[p_3F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p_1\alpha F]\gamma H_m}{m}} \quad (95)$$

Средняя скорость на участке γH_m

$$v'_{cp\gamma} = \frac{v_5 + v_0}{2}, \quad (96)$$

время

$$t'_y = \frac{2\gamma H_m}{v_0 + v_3}. \quad (97)$$

Зная время падения бабы на отдельных участках, можно определить полное время падения:

$$T_2 = t'_{(1-\gamma-\beta)} + t'_\beta + t'_\gamma. \quad (98)$$

Определив время подъема и падения бабы, можно найти время, затрачиваемое на один удар:

$$T = T_1 + T_2. \quad (99)$$

Число ударов в минуту

$$n = \frac{60}{T}. \quad (100)$$

Определение средних давлений пара на участках его расширения и сжатия. Работа нижнего пара при расширении на участке βH_m

$$A = p_{\text{ср}} \alpha F \beta H_m, \quad (101)$$

где $p_{\text{ср}}$ — среднее значение давления при расширении нижнего пара, Мн/м^2 (кг/см^2).

На диаграмме, приведенной на рис. 43, эта работа изображена заштрихованной площадью. Элементарная работа

$$dA = p dW, \quad (102)$$

здесь dW — бесконечно малая часть приращения объема при расширении.

Расширение пара подчиняется закону $pW = \text{const}$, откуда

$$p = \frac{p_1 W_1}{W}, \quad (103)$$

где W_1 и p_1 — объем и давление пара, находящегося под поршнем к моменту отсечки (т. е. к началу расширения).

Подставляем значение p из уравнения (103) в уравнение (102), получим:

$$dA = \frac{p_1 W_1}{W} dW.$$

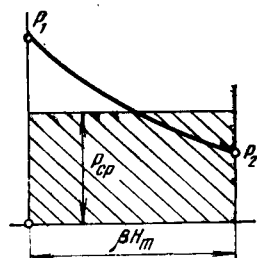


Рис. 43. Изменение давления нижнего пара при его расширении

Интегрируя это выражение в пределах от W_1 до W_2 , где W_2 — объем пара к концу расширения (к началу выпуска), получим

$$A = \int_{W_1}^{W_2} \frac{p W_1}{W} dW = p_1 W_1 \int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{W} = p_1 W_1 \ln \frac{W_2}{W_1}. \quad (104)$$

Из рис. 20 имеем:

$$W_1 = (\varphi_{\text{н}} + \gamma) H_m \alpha F, \quad (105)$$

$$W_2 = (\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta) H_m \alpha F. \quad (106)$$

Подставив значения W_1 и W_2 в уравнение (104), получим

$$A = p_1 (\varphi_{\text{н}} + \gamma) H_m \alpha F \ln \frac{\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta}{\varphi_{\text{н}} + \gamma}. \quad (107)$$

Обозначим

$$\frac{\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta}{\varphi_{\text{н}} + \gamma} = c.$$

Величина c называется степенью расширения нижнего пара. Приравнявая правые части уравнений (101) и (107), будем иметь

$$p_{\text{ср}} \alpha F \beta H_m = p_1 (\varphi_{\text{н}} + \gamma) H_m \alpha F \ln c,$$

откуда

$$p_{\text{ср}} = p_1 \frac{\varphi_{\text{н}} + \gamma}{\beta} \ln \frac{\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta}{\varphi_{\text{н}} + \gamma}. \quad (108)$$

Аналогично находим $p'_{\text{ср}}$ для верхнего пара при его сжатии от p_3 до p'_2 (см. рис. 37, б)

$$A_1 = \int_{W'_2}^{W'_1} p_3 W'_1 \frac{dW}{W} = p_3 W'_1 \int_{W'_2}^{W'_1} \frac{dW}{W} = p_3 W'_1 \ln \frac{W'_1}{W'_2}, \quad (109)$$

где W'_1 — объем пара над поршнем к началу сжатия; W'_2 — объем пара над поршнем к концу сжатия;

$$W'_1 = [\varphi_{\text{в}} + (1 - \gamma - \beta) + \beta] H_m F = (\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma) H_m F;$$

$$W'_2 = [\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma - \beta] H_m F.$$

Подставив значения W_1' и W_2' в уравнение (109), получим

$$A_1 = p_3 W_1' \ln \frac{W_1'}{W_2'} = p_3 (\varphi_B + 1 - \gamma) H_m F \ln \frac{(\varphi_B + 1 - \gamma) H_m F}{(\varphi_B + 1 - \gamma - \beta) H_m F}$$

или

$$A_1 = p_3 (\varphi_B + 1 - \gamma) H_m F \ln \frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}. \quad (110)$$

Работа верхнего пара при сжатии на участке βH_m (см. рис. 38)

$$A_1 = p_{ср}' F \beta H_m. \quad (111)$$

Приравнявая уравнения (110) и (111), получим

$$p_{ср}' = p_3 \frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\beta} \ln \frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}. \quad (112)$$

Отношение $\frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}$ называется степенью сжатия

верхнего пара. Подобным же образом находим значение $p_{ср}''$ — среднее давление нижнего пара при сжатии (во время падения бабы):

$$p_{ср}'' = p_3 \frac{\varphi_H + \gamma + \beta}{\beta} \ln \frac{\varphi_H + \gamma + \beta}{\varphi_H + \gamma}. \quad (113)$$

Значение $\frac{\varphi_H + \gamma + \beta}{\varphi_H + \gamma}$ называется степенью сжатия нижнего

пара при падении. В данном случае (автоматическое управление) степень сжатия нижнего пара равна степени его расширения. Так же находим $p_{ср}'''$ — среднее давление верхнего пара при расширении

$$p_{ср}''' = p_1 \frac{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}{\beta} \ln \frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}. \quad (114)$$

Отношение $\frac{\varphi_B + 1 - \gamma}{\varphi_B + 1 - \gamma - \beta}$ называется степенью расширения

верхнего пара. При автоматическом управлении степень расширения верхнего пара численно равна степени его сжатия.

Если молот работает на воздухе, то соответственно изменяется $p_{ср}$, так как закон расширения пара и закон расширения воздуха различны. Для пара $pW = \text{const}$, а для воздуха $pW^n =$

=const (n принимается равным 1,4). В случае небольшого участка расширения (что имеет место у штамповочных молотов) индикаторные диаграммы молота, работающего на паре или на воздухе, мало отличаются друг от друга.

Определение расхода пара по индикаторной диаграмме. Объем пара под поршнем при давлении p_1 к моменту отсечки пара по выражению (105)

$$W_1 = (\varphi_{\text{н}} + \gamma) H_m a F.$$

К моменту впуска нижнего пара в процессе падения подвижных частей под поршнем имелось некоторое количество пара при давлении p_4 , следовательно, расход свежего пара будет меньше W_1 . Объем $W_{\text{пр}}$ пара, находившийся под поршнем к моменту начала впуска, приведенный к давлению p_1 , определится из следующего. К моменту прекращения выпуска нижнего пара (при движении бабы вниз) пар при давлении p_3 занимал под поршнем объем W_2 , следовательно,

$$p_1 W_{\text{пр}} = p_3 W_2.$$

Подставив значение W_2 из уравнения (106), получим

$$W_{\text{пр}} = \frac{p_3}{p_1} (\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta) H_m a F.$$

Тогда объемный расход свежего пара под давлением p_1 , впускенного под поршень*:

$$W_I = (\varphi_{\text{н}} + \gamma) H_m a F - \frac{p_3}{p_1} (\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta) H_m a F. \quad (115)$$

Аналогично получаем объем свежего пара, который нужно впустить в верхнюю часть цилиндра,

$$W_{II} = (\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma - \beta) H_m F - \frac{p_3}{p_1} (\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma) H_m F. \quad (116)$$

Полное количество пара, израсходованного по индикаторной диаграмме за один удар,

$$W = W_I + W_{II},$$

$$\begin{aligned} W = & \left[(\varphi_{\text{н}} + \gamma) - \frac{p_3}{p_1} (\varphi_{\text{н}} + \gamma + \beta) \right] H_m a F + \\ & + \left[(\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma - \beta) - \frac{p_3}{p_1} (\varphi_{\text{в}} + 1 - \gamma) \right] H_m F. \end{aligned} \quad (117)$$

* Площадь поршня F выражена в квадратных метрах, H_m — в метрах.

В полученных формулах (115), (116) и (117) не учитывается расход пара вследствие конденсации и утечек в золотниковом устройстве и цилиндре молота. Это индикаторный расход пара. В весовом выражении индикаторный расход пара за один удар

$$u = W\gamma_{\text{пр}}, \quad (118)$$

где $\gamma_{\text{пр}}$ — вес 1 м³ пара при данных параметрах p_1 и t°_1 , Мн/м³ (кг/м³).

Индикаторный расход пара в течение 1 ч непрерывной работы:

$$U = un60,$$

здесь n — число ударов молота в минуту.

Определение коэффициента полезного действия молота. Зная индикаторный расход пара, можно определить соответствующую ему энергию, израсходованную на приведение в действие молота и совершение одного удара: $E = uJ$, где J — теплосодержание пара (обычно применяется насыщенный) при данных параметрах, Дж/Мн (ккал/кг). В механических единицах эта энергия выразится:

$$L = 427E = uJ \cdot 427. \quad (119)$$

Из уравнения (9) энергия удара

$$A_0 = \frac{mv_0^2}{2}.$$

Следовательно, по индикаторной диаграмме, т. е. без учета конденсации и утечек пара, индикаторный к. п. д. парового молота

$$\eta_i = \frac{A_0}{L} = \frac{mv_0^2}{2 \cdot 427 \cdot uJ}. \quad (120)$$

С учетом конденсации k' и утечек k'' в цилиндре и парораспределителе молота эффективный к. п. д. последнего будет:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{\eta_i}{1 + k' + k''}$$

где для насыщенного пара $k' \approx 0,46—1,3$; $k'' \approx 0,25—1,0$ в зависимости от степени использования и износа молота. Если учесть к. п. д. паропровода $\eta_{\text{п}}$ и парового котла $\eta_{\text{к}}$, то получим так называемый экономический к. п. д. парового молота

$$\eta_{\text{эк}} = \eta_{\text{э}}\eta_{\text{п}}\eta_{\text{к}}.$$

Определение эффективной мощности молота. Зная энергию удара молота A_0 и число ударов в минуту n , можно определить

эффективную мощность молота:

$$N_3 = \frac{mv_0^2 n}{2 \cdot 60}, \text{ вт} \quad \left(N_3 = \frac{A_0 n}{60 \cdot 75}, \text{ л. с.} \right). \quad (121)$$

Аналитический расчет молотов по теоретическим индикаторным диаграммам был разработан русским ученым проф. Я. Н. Марковичем.

§ 13. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ С УЧЕТОМ МЯТИЯ ПАРА

Действительные индикаторные диаграммы, снятые непосредственно при испытании молотов, существенно отличаются от рассмотренных теоретических. Поэтому были предложены методы исправления теоретических индикаторных диаграмм и построения так называемых ожидаемых, или предположительных, индикаторных диаграмм, почти полностью соответствующих реальным. Для построения предположительной индикаторной диаграммы сначала строится теоретическая индикаторная диаграмма* для периода подъема подвижных частей молота с целью определения периода впуска и расширения нижнего (γH_m и βH_m) и верхнего ($\gamma' H_m$ и $\beta' H_m$) пара. Для автоматического управления с применением золотника одновременного впуска и выпуска $\gamma' = 1 - \gamma - \beta$; $\beta' = \beta$ (см. рис. 40).

На части участка γH_m , на которой еще не наступило заметное мятие пара, при подъеме подвижных частей ускорение будет постоянным и определится из уравнения

$$j_\gamma = \frac{p_1 \alpha F + p_0 (1 - \alpha) F - G - R - p_3 F}{m}. \quad (122)$$

По истечении некоторого времени t на участке хода подвижных частей от момента начала подъема и до момента начала заметного мятия пара скорость в каждый данный момент определится в соответствии с уравнением равномерного ускоренного движения ($j_\gamma = \text{const}$)

$$v = j_\gamma t \quad (123)$$

и путь, пройденный подвижными частями с начала подъема, бу-

* При подъеме подвижных частей молота работы пара по теоретической и исправленной индикаторным диаграммам очень близки, поэтому и можно использовать описываемый метод. При падении работа пара по теоретической и исправленной диаграммам значительно отличается.

дет

$$S = j_{\gamma} \frac{t^2}{2}; \quad (124)$$

при этом золотник в соответствии с кратностью хода m_3 также поднимется саблеобразным рычагом (см. рис. 26) от крайнего нижнего положения на величину

$$h = m_3 S = m_3 j_{\gamma} \frac{t^2}{2}. \quad (125)$$

До момента появления заметного мятя пара объем поступающего свежего пара (при давлении p_1) равен объему освобождающегося пространства под поршнем:

$$v \alpha F = v_{\Pi} f_{\text{он}}, \quad (126)$$

где v — скорость поршня, м/сек (см/сек); αF — нижняя (кольцевая) площадь поршня, м^2 (см^2); v_{Π} — скорость прохождения пара через окна золотниковой втулки, м/сек (см/сек); $f_{\text{он}}$ — площадь открытых в каждый данный момент нижних окон, м^2 (см^2). Полное сечение нижних окон

$$f_{\text{н}} = a_{\text{н}} b_{\text{н}}, \quad (127)$$

где $a_{\text{н}}$ — высота нижних окон (см. рис. 45, б), м (см); $b_{\text{н}}$ — суммарная их ширина, м (см).

Отсюда площадь открытых нижних окон в каждый данный момент составит:

$$f_{\text{он}} = a_{\text{он}} b_{\text{н}}, \quad (128)$$

где $a_{\text{он}}$ — высота открытой части окон в каждый данный момент в процессе их закрытия, м (см).

Скорость истечения пара, при которой начинается заметное его мятие (давление падает на $0,01 \text{ Мн/м}^2$, $0,1 \text{ ати}$), составляет $v_{\text{нм}} = 8000 \text{ см/сек}$ (для воздуха $v_{\text{нм}} = 6000 \text{ см/сек}$). До того момента, пока скорость движения пара не достигнет величины $v_{\text{нм}}$, практически давление пара в цилиндре снизу поршня остается постоянным и равным p_1 .

Высота $a_{\text{нм}}$ открытой части нижних окон в момент начала мятя пара согласно выражениям (126) и (128)

$$a_{\text{нм}} = \frac{v \alpha F}{8000 b_{\text{н}}}. \quad (129)$$

Скорость $v_{\text{м}}$ подвижных частей молота, соответствующая началу мятя пара, по уравнению (123)

$$v_{\text{м}} = j_{\gamma} t_{\text{м}}, \quad (130)$$

тогда

$$a_{\text{нм}} = \frac{j_{\gamma} t_{\text{м}} \alpha F}{8000 b_{\text{н}}}, \quad (131)$$

здесь $t_{\text{м}}$ — время подъема подвижных частей молота до начала мятия пара, сек.

Путь бабы к моменту начала мятия пара:

$$S_{\text{м}} = \frac{j_{\gamma} t_{\text{м}}^2}{2}. \quad (132)$$

Из геометрического соотношения (см. рис. 45, б) следует:

$$a_{\text{нм}} = m_3 (\gamma H_m - S_{\text{м}}). \quad (133)$$

Приравниваем правые части уравнений (131) и (133), получим

$$\frac{j_{\gamma} t_{\text{м}} \alpha F}{8000 b_{\text{н}}} = m_3 \left(\gamma H_m - \frac{j_{\gamma} t_{\text{м}}^2}{2} \right). \quad (134)$$

Решая квадратное уравнение (134) относительно $t_{\text{м}}$, найдем

$$t_{\text{м}}^2 + \frac{\alpha F}{4000 b_{\text{н}} m_3} t_{\text{м}} - \frac{2 \gamma H_m}{j_{\gamma}} = 0,$$

откуда

$$t_{\text{м}} = -\frac{\alpha F}{8000 b_{\text{н}} m_3} + \sqrt{\frac{\alpha^2 F^2}{8000^2 b_{\text{н}}^2 m_3^2} + \frac{2 \gamma H_m}{j_{\gamma}}}. \quad (135)$$

Знак плюс перед корнем принимают по той причине, что время $t_{\text{м}}$ не может иметь отрицательного значения.

Поскольку в правой части выражения (135) все члены известны, то по нему можно определить величину $t_{\text{м}}$. Определив $t_{\text{м}}$, находим по формуле (132) величину $S_{\text{м}}$. Отложив на индикаторной диаграмме нижнего пара отрезок $A-[a_1]$ (рис. 44, а), соответствующий ходу $S_{\text{м}}$, и разделив пополам участок $[a_1]-B$ точкой a_1 , следует из этой точки построить кривую до точки E_1 расширения нижнего пара по уравнению $pW=c$. Прямая AB в точке $[a_1]$ и прямая DE , соответствующая давлению выпуска p_3 , плавно сопрягаются на глаз с кривой $a_1 E_1$, как указано на рис. 44.

При падении подвижных частей молота на первом этапе $(1-\gamma-\beta)H_m$ происходит выпуск нижнего пара. Пренебрегая незначительным подъемом давления к моменту отсечки выпуска нижнего пара, происходящего вследствие постепенного перекры-

тия окна выпуска, уменьшения его проходного сечения и увеличения скорости падения, можно принять, что на участке $(1-\gamma-\beta)H_m$ давление нижнего пара остается постоянным, равным давлению p_3 выпуска.

С момента отсечки выпуска нижнего пара на участке βH_m начнется сжатие пара под поршнем по закону $pW=c$. Так как на участке хода γH_m окна постепенно открываются на впуск нижнего пара, то, естественно, давление снизу поршня сразу не мо-

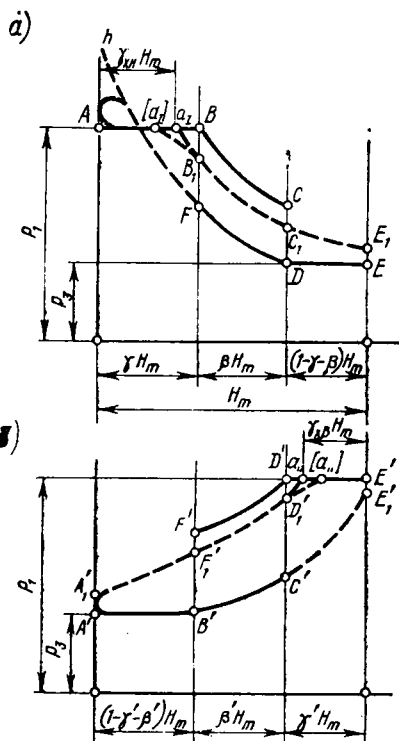


Рис. 44. Предположительная индикаторная диаграмма:

а — для нижнего пара; б — для верхнего пара

жет установиться равным p_1 . Поэтому кривая сжатия (линия $F-h$) продолжается далее на участке γH_m за точку пересечения с горизонтальной линией AB , соответствующей давлению свежего пара. Выше последней линия сжатия плавно сопрягается с горизонтальной линией AB в виде петли (см. рис. 44, а). Аналогично строится предположительная индикаторная диаграмма для верхней части рабочего цилиндра.

Ускорение при падении на участке $\gamma'H_m$ (в рассматриваемом случае $\gamma'=1-\gamma-\beta$) определится из уравнения Д'Аламбера:

$$mj_{\gamma'} = p_1 F + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_3 \alpha F,$$

$$j_{\gamma'} = \frac{p_1 F + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_3 \alpha F}{m}. \quad (136)$$

На части участка $\gamma' H_m$, на котором не наступает мятие пара, скорость составит

$$v' = j_{\gamma'} t', \quad (137)$$

и этот участок будет равен:

$$S' = i_{\gamma'} \frac{(t')^2}{2}. \quad (138)$$

Путь золотника при этом в соответствии с кратностью хода m_3

$$h = m_3 S' = m_3 j_{\gamma'} \frac{(t')^2}{2}. \quad (139)$$

Далее имеем

$$v' F = v_{\Pi \text{ ф ов}}. \quad (140)$$

Примем

$$f_{\text{ов}} = a_{\text{ов}} b_{\text{в}}, \quad (141)$$

где $a_{\text{ов}}$ — высота открытой части верхних окон в каждый рассматриваемый момент, см;

$b_{\text{в}}$ — суммарная ширина верхних окон, см.

Из уравнений (140) и (141) имеем

$$a_{\text{ов}} = \frac{v' F}{v_{\Pi} b_{\text{в}}} \quad (142)$$

или, принимая во внимание формулу (137),

$$a_{\text{ов}} = \frac{j_{\gamma'} t' F}{v_{\Pi} b_{\text{в}}}. \quad (143)$$

С другой стороны, из геометрических соотношений (рис. 45, а) имеем

$$a_{\text{ов}} = \gamma' H_m m_3 - S' m_3 = \gamma' H_m m_3 - j_{\gamma'} \frac{(t')^2}{2} m_3. \quad (144)$$

Приравняв правые части уравнений (143) и (144), получим

$$\frac{j_{\gamma'} t' F}{v_{\Pi} b_{\text{в}}} = \gamma' H_m m_3 - j_{\gamma'} \frac{(t')^2}{2} m_3, \quad (145)$$

отсюда

$$t' = -\frac{F}{v_{\Pi} b_{\text{в}} m_3} + \sqrt{\frac{F^2}{v_{\Pi}^2 b_{\text{в}}^2 m_3^2} + \frac{2\gamma' H_m}{j_{\gamma'}}}. \quad (146)$$

Приняв, как и ранее, скорость пара в момент начала заметного его мятия $v_{\Pi \text{ м}} = 8000 \text{ см/сек}$, найдем

$$t'_M = -\frac{F}{8000b_B m_3} + \sqrt{\frac{F^2}{(8000b_B m_3)^2} + \frac{2\gamma' H_m}{j_{\gamma'}}}. \quad (147)$$

После определения ускорения $j_{\gamma'}$ [см. выражение (136)] и времени t'_M (147) падения подвижных частей молота до момента начала заметного мяття верхнего пара при его впуске находим по уравнению (138) путь подвижных частей с начала падения до момента мяття пара

$$S'_M = j_{\gamma'} \frac{(t'_M)^2}{2}. \quad (148)$$

На индикаторной диаграмме верхнего пара (см. рис. 44, б) откладывается отрезок $E' - [a_{II}]$, соответствующий пути S'_M . Участок $D' - [a_{II}]$ делится точкой a_{II} пополам, и из точки a_{II} строится кривая расширения верхнего пара $pW = \text{const}$ до конца хода (точка A'_1).

Точка A'_1 обычно располагается выше прямой, соответствующей давлению p_3 ($p_3 \approx 1,1 p_{01}$, где p_{01} — противодавление в паропроводе отходящего пара). Полученная кривая расширения верхнего пара плавно сопрягается с прямой $E'D'$ в точке $[a_{II}]$ и в конце (см. рис. 44, б) с прямой $A'B'$ (или в виде петли, если A'_1 приходится ниже p_3). Построенные таким образом предположительные индикаторные диаграммы очень близки к действительным, и современный тепловой расчет паровоздушного молота базируется уже не на теоретических, а на предположительных индикаторных диаграммах. Метод дальнейшего расчета аналогичен рассмотренному в § 12.

При применении золотника с одновременным впуском и выпуском первым участком хода при подъеме подвижных частей молота будет не γH_m , а $\gamma_{хп} H_m$; при падении — вместо $(1 - \gamma - \beta) H_m$ первый участок — $\gamma_{хв} H_m$ (см. рис. 44). На этих участках хода ускорение остается постоянным, соответственно равным j_{γ} и $j_{\gamma'}$. На остальных участках силы, а следовательно, и ускорения переменны. Поэтому для определения времени прохождения этих участков их разбивают на более мелкие, на которых давление пара, действующее на поршень, может без за-

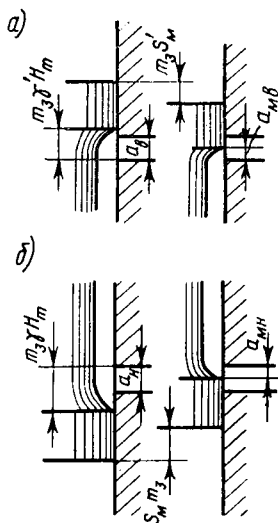


Рис. 45. Положение полок золотника:

a — верхней полки при падении (исходное и в момент начала мяття пара); b — нижней полки при подъеме (исходное и в момент начала мяття пара)

метной погрешности приниматься постоянным, равным среднему интегральному его значению на рассматриваемом участке (по методике, приведенной в § 12). Тогда и ускорение на дробном участке может приниматься постоянным. Отсюда скорость при прохождении этих малых участков может рассматриваться как изменяющаяся по закону равномерно ускоренного движения. Следовательно, средняя скорость прохождения каждого малого участка может приниматься равной средней арифметической из ее значения в начале и конце рассматриваемого участка.

Зная путь и среднюю скорость, нетрудно определить время прохождения каждого малого участка. Полное время на подъем и падение выразится суммой элементарных времен при прохождении отдельных участков.

§ 14. ОТЛИЧИЕ ШТАМПОВОЧНЫХ МОЛОТОВ
ОТ КОВОЧНЫХ

Энергия, приобретаемая массой, воспринимающей удар, соответствует уравнению (20). У штамповочных молотов коэффициент восстановления k больше, чем у ковочных (более жесткий удар). Для того чтобы энергия, передаваемая грунту и вызывающая сотрясения, значительно не увеличилась, масса шабота у штамповочных молотов принимается большей, чем у ковочных. У штамповочных молотов шабот в 20—30 раз тяжелее падающих частей. В СССР штамповочные молоты изготавлиются в соответствии с ГОСТ 7024—54 весом падающих частей от 0,0063—0,16 Мн (от 0,63 до 16 Т). Кроме того, в индивидуальном порядке изготавливают штамповочные молоты 0,25 Мн (25 Т) и более.

К штамповочным молотам предъявляются следующие требования: недопустимость перекоса оси шабота по отношению к оси падающих частей молота и недопустимость сдвига верхнего штампа относительно нижнего. Первое требование удовлетворяется путем установки стоек молота на шаботе (рис. 46). Вследствие этого штамповочный молот по внешнему виду резко отличается от ковочного, у которого должно иметься в рабочем пространстве больше места для манипуляции с заготовкой и накладным инструментом. Стойки молота связаны с шаботом посредством болтов с пружинами, смягчающими сотрясения верхней части молота (цилиндр, парораспределительные органы и т. п.) и уменьшающими напряжение в болтах.

Второе требование выполняется развитием базы направления бабы, а сами направляющие делаются регулируемыми посредством продольных (см. рис. 46) или поперечных (рис. 47, а) клиньев. Первый тип предпочтителен, так как требует меньше времени для регулировки.

Количество выступов у W-образных направляющих (рис. 47, б) может быть от двух до восьми. Зазор между направляющими и бабой должен обеспечивать необходимую точность штамповки и возможность некоторого расширения бабы вследствие ее нагрева в процессе работы. Поэтому по мере нагрева зазор в направляющих уменьшается, что необходимо учитывать при регулировании направляющих.

Направляющие следует регулировать так, чтобы баба не сдвигалась вбок от осевой линии цилиндра, так как иначе произойдет изгиб штока, работающего у штамповочных молотов и без того

с большими напряжениями. Деформация поковок по высоте, особенно при последних ударах процесса штамповки, весьма незначительна. Энергия удара расходуется при этом на малом пу-

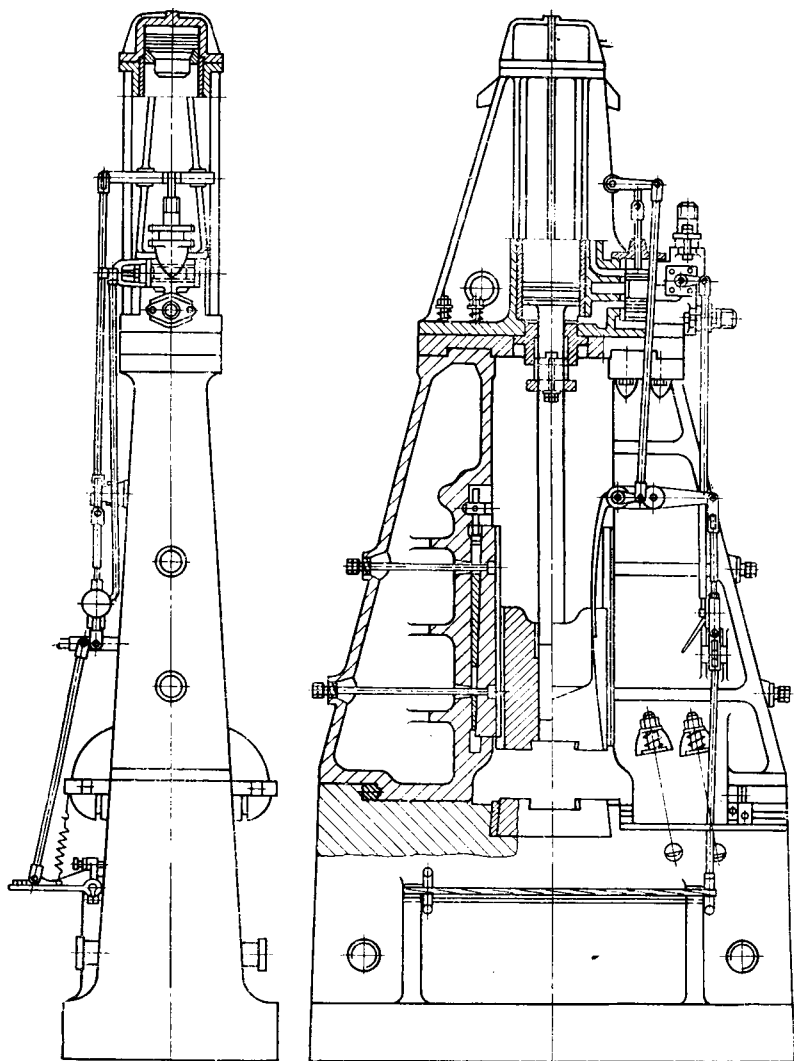


Рис. 46. Паровоздушный штамповочный молот

ти, отчего развивается большое ускорение торможения падающей системы. Поэтому штоки штамповочных молотов по сравнению со штоками ковочных работают значительно меньший период времени (см. гл. I, § 6 и 7).

§ 15. КРЕПЛЕНИЕ СТОЕК НА ШАБОТЕ

Существует два основных типа крепления стоек молота с шаботом.

I тип (рис. 48). Недостаток соединения заключается в том, что опорная поверхность соприкосновения стойки с шаботом мала, вследствие чего с течением времени она сминается.

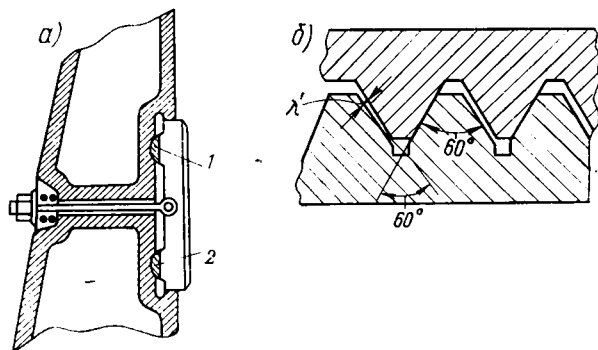


Рис. 47. Схема регулируемых направляющих:
а — с поперечными клиньями 1 и 2; б — W-образные направляющие

II тип (см. рис. 46). Стойки молота устанавливают на шабот, вывсряют клиньями и закрепляют болтами. Эта конструкция в отношении износа соприкасающихся опорных поверхностей стойки и шабота значительно лучше предыдущей. Стойки молота в ранних конструкциях были стянуты внизу и в верхней части болтами с распорными трубами (рис. 49), отчего стойки можно одновременно перемещать (например, при установке штампов) по шаботу вдоль фронта, чем, однако, редко пользуются. Кроме того, болты с распорными трубами затрудняют работу штамповщика, стесняя ему подход к рабочей зоне. Поэтому в более современных конструкциях (см. рис. 46) отказались от применения взаимной стяжки стоек болтами с распорными трубами. Болты с пружинами, притягивающие стойки к шаботу, устанавливают с наклоном, что предотвращает возможность сближения стоек (перемещения их вдоль фронта) в момент удара молота. Перемещение стоек по шаботу поперек фрон-

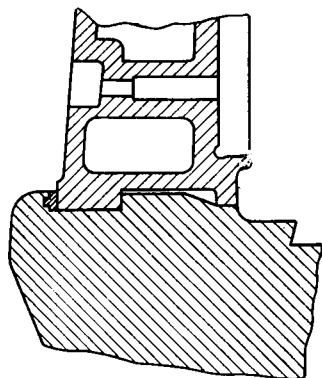


Рис. 48. Соединение стоек с шаботом

та предотвращается приливами у стоек, охватывающими шабот (см. рис. 46 и 49). В момент удара молота шабот получает толчок вниз, отчего стойки отрываются от него. После окончания действия удара пружины смыкают образовавшийся зазор.

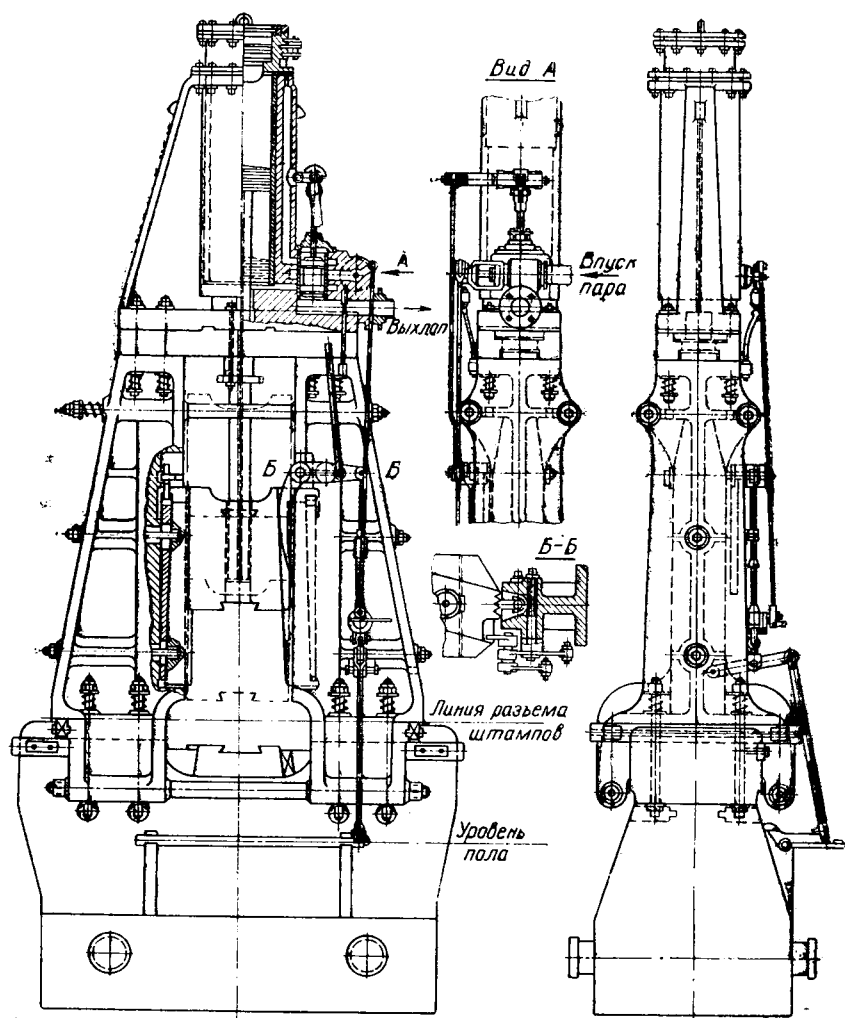


Рис. 49. Паровоздушный штамповочный молот со стянутыми стойками

Для уменьшения износа опорных поверхностей стоек и шабота при резком их смыкании после удара молота необходимо, чтобы эти поверхности были хорошо смазаны (см. гл. III, § 21). В последнее время вместо смазки между ними стали устанавливать резиновые прокладки.

§ 16. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Во избежание выбивания верхней крышки цилиндра, особенно при поломке штока, предусматривают установку предохранительных устройств. Эти устройства бывают двух типов.

I тип (рис. 50, а) основан на использовании упругих свойств пружины. Через верхнюю крышку цилиндра проходит стержень, конец которого находится на уровне выпускного окна. Если произойдет поломка штока, то поршень, двигаясь вверх, упрется в стержень и начнет сжимать пружину. Пружина, сжимаясь, будет поглощать энергию движения поршня.

II тип предохранителя (рис. 50, б) основан на использовании упругих свойств пара. Поршень, двигаясь вверх, нажимает на стержень, соединенный с другим поршнем. В результате воздух или пар, находящийся над вторым поршнем, сжимается, образуя упругую подушку, предохраняющую от выбивания верхней крышки цилиндра.

Современные паровоздушные штамповочные молоты имеют, как правило, предохранительные устройства второго типа, надежность которых выше, чем пружинных предохранителей. Предохранители II типа устанавливаются также и у современных ковочных молотов.

Ход поршня от крайнего верхнего положения (упирается в верхнюю крышку) до крайнего нижнего (повисает на нижней крышке) называется монтажным ходом. Рабочий ход меньше монтажного на величину суммарной высоты нижнего и верхнего «мертвых» пространств (расстояние от крышек цилиндра до поршня не меньше 50—70 мм). Исходя из минимально допустимого нижнего «мертвого» пространства на станине должна быть нанесена риска, показывающая самое нижнее допустимое положение бабы. На основании этого определяется наименьшая закрытая высота штампового пространства, а следовательно, и минимальная высота штампов. Закрытой высотой называется расстояние между подштамповой плитой и лобовой поверхностью бабы при ее нижнем допустимом положении.

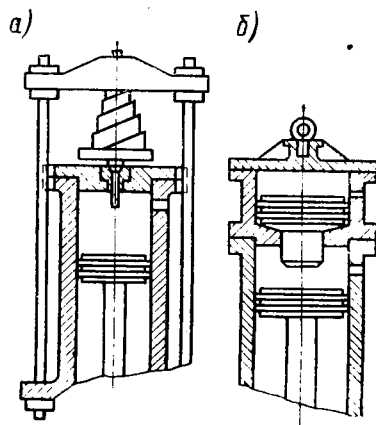


Рис. 50. Предохранители от выбивания верхней крышки цилиндра:

а — пружинного типа; б — паровоздушного типа

§ 17. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ У ШТАМПОВЧНЫХ МОЛОТОВ

Парораспределительными органами штамповщик управляет от педали, шарнирно закрепленной на шаботе (рис. 51) и имеющей ограниченный ход. Штамповка в чистовом ручье завершается за небольшое число ударов (обычно от одного до пяти). Следовательно, для завершения процесса штамповки за минимальное число ударов желательно, чтобы первый удар был максимальной энергии. Поэтому у штамповочных молотов вместо держания бабы на весу имеется цикл ее качания. При ненажатой педали автоматически регулируется впуск и выпуск пара посредством золотника, передвигаемого

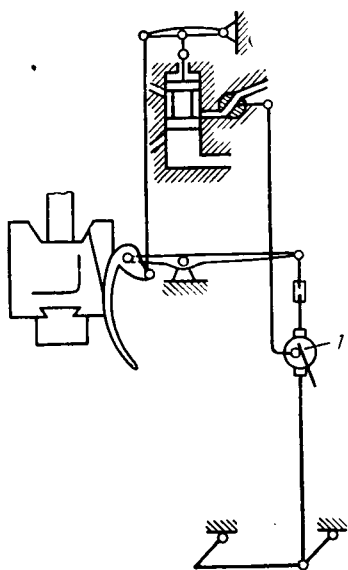


Рис. 51. Принципиальная схема парораспределительного устройства штамповочного молота

с помощью кинематической связи с саблей, скользящей по скосу бабы. Каналы в дросселе при этом значительно перекрыты, и проходящий через него пар мнется.

При цикле качания баба все время передвигается вверх и вниз на верхнем участке общего хода, причем, когда поршень подходит к верхнему положению, то сверху него, на участке $\beta'H_m$ (рис. 52, а) происходит сжатие пара, а на участке $\gamma'H_m$ — впуск свежего пара. При этом снизу поршня на участке βH_m пар расширяется, а на участке $(1-\gamma-\beta)H_m$ происходит его выпуск*.

Вследствие этого баба, дойдя до верхнего положения, остановится и сразу начнет опускаться. При опускании саблеобразный рычаг передвигает золотник вниз, отчего после прохождения участка $(1-\gamma-\beta)H_m$ прекратится выпуск нижнего пара, а в конце участка $\gamma'H_m$ про-

изойдет отсечка впуска верхнего пара. Стало быть, на участке βH_m будет происходить сжатие нижнего пара, а на участке $\beta'H_m$ — расширение верхнего пара. Затем начнется впуск снизу и выпуск сверху поршня. При построении предполагаемых индикаторных диаграмм кривые расширения верхнего и сжатия нижнего пара продолжают за участки отсечки пара (см. рис. 52, а).

* Парораспределение можно наладить так, чтобы выпуска нижнего пара не происходило, т. е. $1-\gamma-\beta=0$, но при этом требуется следить за своевременным выпуском из цилиндра конденсата при продолжительном цикле качания.

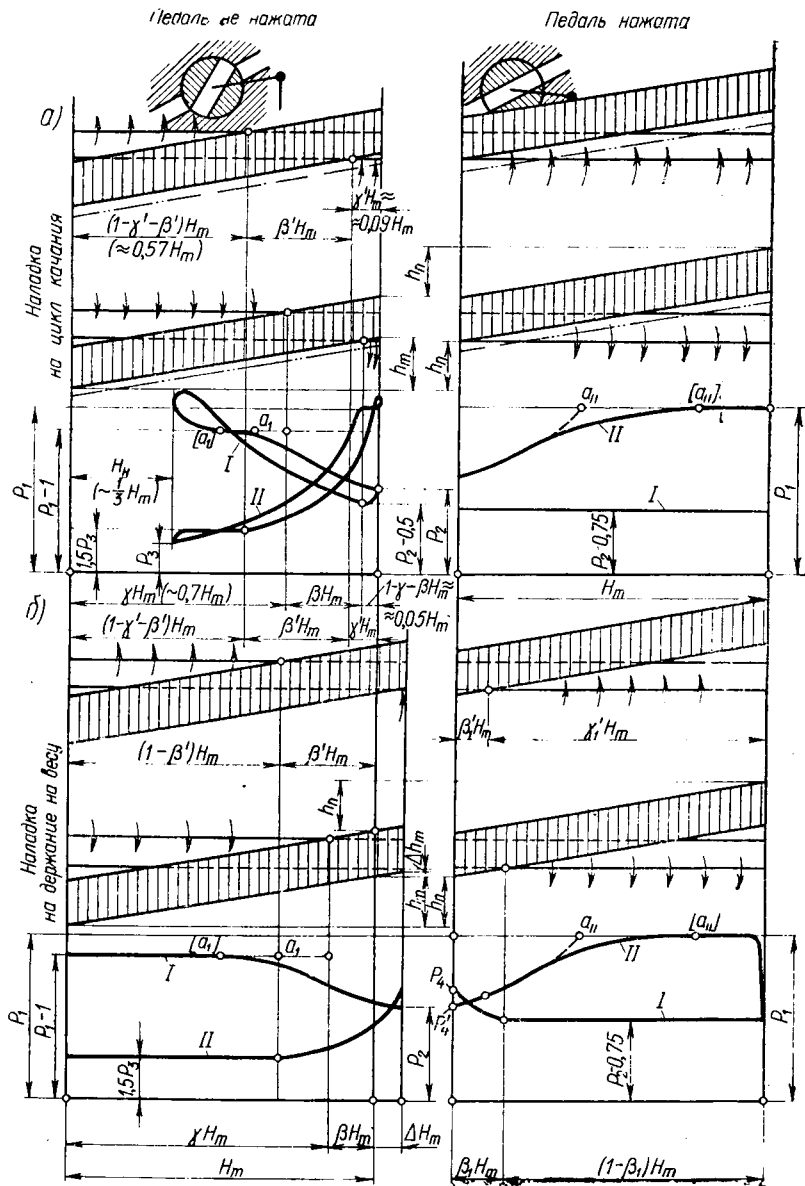


Рис. 52. График распределения рабочих периодов пара у штамповочных молотов и предполагаемые индикаторные диаграммы:

а — при цикле качания и единичном ударе; б — при наладке на держание подвижных частей на весу

Баба в процессе опускания, не дойдя примерно одной трети полного хода ($1/3 H_m$) до нижнего положения, затормозится и начнет опять подниматься и т. д. Так будет осуществляться цикл качания. Для совершения удара необходимо нажать педаль. При этом золотник передвинется вверх и откроет окна для выпуска верхнего и выпуска нижнего пара, а дроссель откроется полностью, отчего мятие пара при прохождении через дроссель будет минимальным (см. рис. 52, а).

Момент нажатия педали для совершения удара должен совпасть с моментом подхода бабы к верхнему положению, когда сверху поршня уже имеется паровая подушка. Таким образом, в этот момент сверху поршня будет находиться пар под давлением, а снизу — выпуск. Вследствие этого первый удар будет обладать большей энергией, чем если бы имело место держание на весу, при котором переключение золотника на положение, соответствующее удару, происходит в момент, когда снизу поршня имеется давление, более высокое, чем сверху.

Если после удара оставить педаль нажатой, то баба останется в крайнем нижнем положении, так как золотник передвинется саблей на такой уровень, при котором пар из полости снизу поршня будет еще выпускаться (или произойдет отсечка выпуска), а сверху поршня будет продолжаться впуск свежего пара (или произойдет отсечка впуска). Получится так называемый прилипающий, или единичный удар. Для подъема бабы необходимо отпустить педаль. При этом золотник опустится. Начнется подача нижнего пара и выпуск верхнего в соответствии с рассмотренным ранее первым ходом вверх при цикле качания бабы. Дроссель при этом окажется открытым только частично.

Величина энергии удара зависит от хода педали при нажатии на последнюю. При большем ходе нажатия педали дроссель откроется на большую величину, а золотник поднимется выше. Следовательно, впуск пара сверху поршня и выпуск снизу него будут производиться на большем пути в процессе падения бабы. Кроме того, вследствие меньшего мятия в дросселе, пар, поступающий в цилиндр, будет иметь большее давление. Отсюда и энергия удара получится большей.

При штамповке высоких поковок величина недохода бабы до нижнего положения при цикле качания $H_n \approx 1/3 H_m$ иногда оказывается недостаточной для безопасной установки заготовки в ручей. В этом случае необходимо наладить парораспределительное устройство не на цикл качания, а на держание подвижных частей молота на весу. Для этого начальное положение золотника устанавливается ниже с таким расчетом, чтобы при крайнем верхнем положении подвижных частей молота не было впуска верхнего и выпуска нижнего пара, так как последний должен удерживать систему подвижных частей от падения. При такой наладке (рис. 52, б) период впуска нижнего пара и выпуска верх-

него пара получается бóльшим, чем при цикле качания. В результате к моменту, когда система подвижных частей молота поднимется на величину H_m , она будет еще обладать известным запасом кинетической энергии, и движение вверх будет продолжаться. При этом поршень упрется в стержень предохранителя в верхней крышке цилиндра и остаток накопленной энергии подвижных частей молота будет расходоваться на преодоление всех сопротивлений, в том числе на сжатие пружин или воздуха (пара) предохранителя.

Таким образом, при подъеме подвижные части молота пройдут дополнительный путь ΔH_m (см. рис. 52, б — наладка на «держание на весу»). После того как накопленная энергия при подъеме полностью израсходуется, система остановится и силой сжатых пружин или воздуха (пара) предохранителя будет отодвинута вниз на величину ΔH_m , на которую был поднят стержень предохранителя в процессе предшествовавшего подъема (т. е. баба остановится и будет удерживаться на высоте H_m).

Если сравнительно длительное время держать подвижные части на весу, то вследствие конденсации пара система медленно начнет опускаться. Как только в процессе этого опускания баба передвинется до уровня, при котором автоматически передвинутый золотник начнет открывать нижние окна на впуск свежего пара, давление под поршнем возрастает, и подвижные части молота быстро поднимутся. При нажатии на педаль для совершения единичного удара впуск верхнего и выпуск нижнего пара будет происходить не на всем пути H_m (см. рис. 52, б — педаль нажата, наладка на «держание на весу»), так как золотник расположен ниже, чем при наладке на цикл качания. Отсюда следует, что первый единичный удар обладает меньшей энергией, чем в рассмотренном ранее случае. Последующие удары вследствие бóльшего хода падения подвижных частей ($H_m + \Delta H_m$) и ускоряющего действия предохранителя, воздействующего на поршень, имеют бóльшую энергию, чем первый удар. При построении ожидаемых индикаторных диаграмм точка $[a_I]$ — начало заметного мятия пара, точка a_I — исходная для построения кривой расширения и соответствующие точки $[a_{II}]$ и a_{II} для верхнего пара найдутся так, как было описано ранее (см. гл. II, § 13).

Часто оказывается, что при наладке на «держание на весу» удар в предохранитель получается чрезмерно сильным. Тогда следует изменить размеры полок золотника, увеличив их в нижнюю сторону, так, как показано на рис. 52, а (наладка на цикл качания), линией наложенной проекции.

С помощью так называемого контролера 1 (см. рис. 51) можно изменять путем перемещения рукоятки начальное положение дросселя, пропускающего к золотнику пар с бóльшей или меньшей степенью мятия, чем следует пользоваться для установления требуемой величины давления пара в зависимости от наличного давления в паропроводе.

Как видно из изложенного, у штамповочных молотов получило распространение полуавтоматическое парораспределение. Отсечка пара происходит автоматически, совершение удара и подъем после него подвижных частей молота осуществляются посредством управления педалью. Отсюда следует, что у штамповочных молотов имеет место качественное (при помощи дросселя) и количественное (при помощи золотника) регулирование пара.

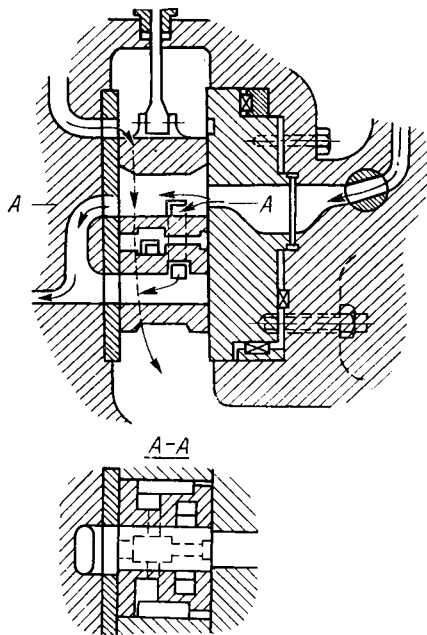


Рис. 53. Схема устройства плоского золотника у штамповочного молота

Одно время у штамповочных молотов («Чемберсбург», США) пытались применять вместо цилиндрических плоские золотники (рис. 53). Предполагалось, что плоский золотник будет иметь следующие преимущества: не потребует уплотнительных колец; утечка пара через зазоры будет несколько меньше; появится возможность компенсировать износ за счет поджатия плиты (щеки) посредством клиньев. Однако оказалось, что штамповочные молоты, оборудованные плоским золотником, преимуществ не имеют, но изготовление и ремонт таких золотников сложнее, чем цилиндрических. Поэтому плоские золотники распространения не получили.

§ 18. ОСОБЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШТАМПОВОЧНЫХ ПАРОВОЗДУШНЫХ МОЛОТОВ

Штамповочный молот с нижними цилиндрами. Стремление уменьшить строительную высоту цеха привело в свое время к конструированию молотов двойного действия. Это же стремление и возникшая проблема стойкости штоков вызвали появление молотов с нижними цилиндрами.

У штамповочного молота с нижними цилиндрами (рис. 54), оба цилиндра молота расположены в шаботе. Сальниковая крышка для уменьшения сотрясения при ударе связана с цилиндром при помощи болтов с пружинами. В момент удара тонкие штоки 6 работают на растяжение. Связь штока с бабой 4 эластичная, с помощью резиновых буферов 5.

Буфер 5 состоит из нескольких резиновых пластин с металлическими прокладками между ними. Он разделен на две части фланцем 9 втулки, надетой на более тонкий конец штока. При ударе сжимается нижняя часть буфера, а при подъеме бабы — верхняя.

Баба движется между четырьмя направляющими колоннами 3, имеющими прямоугольное сечение. Вверху направляющие колонны соединяются с плитой 1 при помощи гаек. На плите 1 помещен резиновый буфер 2 (телескопические стальные стаканы, набитые резиновой крошкой), предохраняющий плиту от

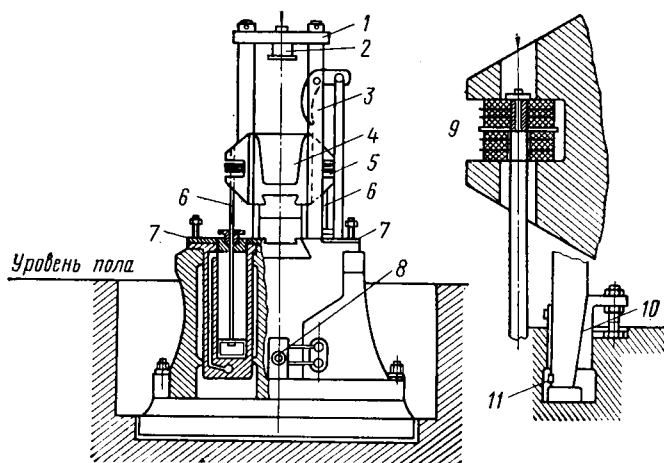


Рис. 54. Схема штамповочного молота с нижними цилиндрами

резкого удара бабой и отбрасывающий бабу от плиты при повторном рабочем ходе.

Колонны крепят двумя клиньями 10, расположенными в двух взаимно перпендикулярных направлениях. При помощи этих клиньев, сменив с противоположной клину стороны прокладку, можно передвигать колонны и выбирать образующийся со временем вследствие износа зазор в направляющих. Внизу колонны 3 имеет поперечный клин 11, удерживающий ее от подъема при затяжке клиньев 10.

Распределительное устройство 8 помещено в нижней части шабота. Управляют молотом при помощи рукоятки или педали. Примерно на половине хода бабы вверх происходит автоматическая отсечка пара в результате перемещения золотника коротким саблеобразным рычагом, подобно показанному на рис. 27, а.

Распределительное золотниковое устройство, несмотря на то, что крепится к шаботу не жестко (болты с пружинами), подвержено при ударе значительным сотрясениям, что ускоряет его из-

нос. Имеются случаи обрывов опорных фланцев, на которых подвешены цилиндры.

Под шабот молота подкладывается вместо деревянной упругой подушки слой плотного фетрового войлока.

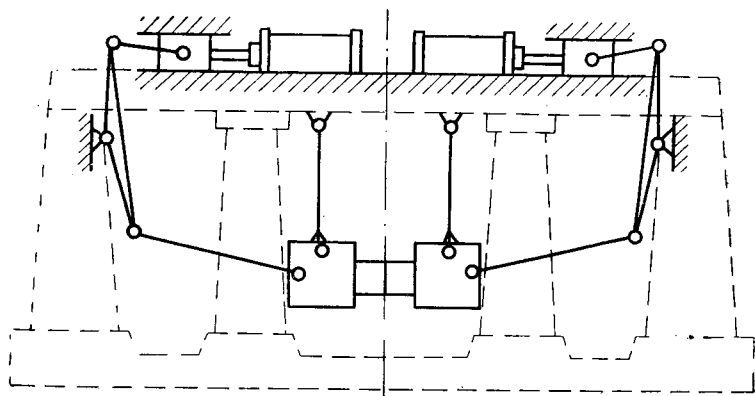


Рис. 55. Схема бесшаботного молота инженера Тяля

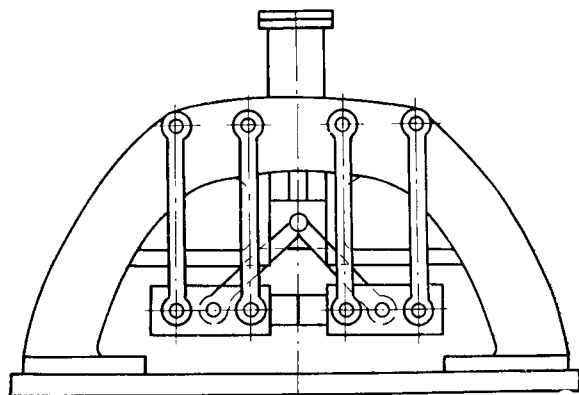


Рис. 56. Схема бесшаботного молота проф. И. А. Тиме

Расход пара составляет приблизительно $0,00008—0,0001$ кг на 1 единицу энергии удара.

Молоты описанной системы достаточно быстроходны. Тяжелые могут производить 70—80 ударов в минуту, а более легкие — до 100.

Бесшаботный молот. Для уменьшения сотрясения разрабатывались конструкции молотов с движущимися навстречу друг другу двумя бабами.

Идея создания бесшаботного молота возникла в России. Впервые о бесшаботных молотах упоминается в работе проф.

И. А. Тиме, опубликованной в 1872 г. В ней описана схема бесшаботного парового молота (рис. 55), разработанная русским инженером Талем. Здесь же приведена схема (рис. 56) такого же молота, предложенная проф. И. А. Тиме. И. А. Тиме писал тогда: «За отсутствием вредной работы удара (имеется в виду работа, передаваемая в грунт) эти молоты могут быть установлены в различных этажах здания, в ремонтных кузницах, устраиваемых на самом судне больших пароходов, и т. п.».

Однако первый бесшаботный молот был построен только в 30-х годах XX в. в Германии. Такой молот (рис. 57) состоит из двух несколько различных по массе баб 1 и 7, связанных друг с другом посредством стальных лент 5, перекинутых через ролики 2. Ленты соединены с бабами посредством резиновых амортизаторов 4 и 8. Бабы движутся между четырьмя стойками, которые служат для них направляющими. Стойки соединены между собой при помощи болтовых связей 6 и 3. Нижняя баба в опущенном положении опирается на буфер, расположенный в опорной плите молота. Будучи несколько тяжелее верхней бабы, нижняя удерживает последнюю в верхнем положении. Для приведения их в движение необходимо преодолеть силы инерции и трения.

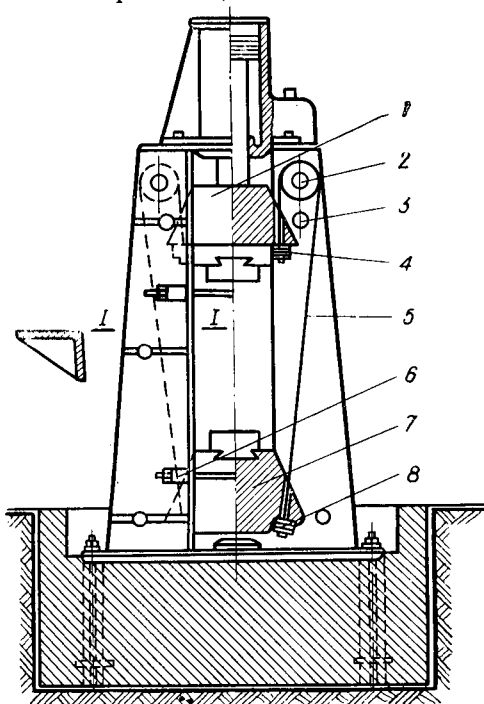


Рис. 57. Схема бесшаботного молота с ленточной связью баб

При впуске пара в верхнюю часть цилиндра бабы движутся навстречу друг другу с практически равными скоростями. При ударе накопленная ими энергия используется для деформации поковки. Фирма, выпускавшая эти молоты, рекламировала, что полезная работа равна полному запасу работы соударяющихся тел, т. е. к. п. д. удара якобы соответствует 100%. В действительности к. п. д. удара меньше вследствие отскока баб. Такая конструкция имеет неудобства в том отношении, что оба штампа подвижны, и поэтому при многоручьевой штамповке несколько затруднительно поддерживать поковку клещами.

К положительным качествам этих молотов надо отнести их малый вес по сравнению с равномошными обычными паровыми штамповочными молотами, а также меньший объем потребного фундамента. Фундамент выдерживает только вес молота и почти не подвержен дополнительным нагрузкам. Эти молоты, как было отмечено ранее, характеризуются в основном не весом падающих частей, а запасом работы (энергией) одного удара.

Скорость и ход движения бабы таковы, что вес одной бабы ($\kappa\Gamma$ или n) численно соответствует энергии удара молота ($\kappa\Gamma\text{м}$ или дж). Пренебрегая небольшой (10%) разницей в весе нижней и верхней баб, энергию удара можно определить по формуле

$$A = \frac{2mv^2}{2} = mv^2.$$

Как указывалось, G соответствует A . Следовательно, $G = mv^2$. Так как $m = \frac{G}{g}$, то $G = \frac{G}{g}v^2$ или $\frac{v^2}{g} = 1$. Отсюда $v =$

$= \sqrt{g} = 3,13 \text{ м/сек}$. Поскольку v_0 — скорость удара шаботных паровых молотов — составляет $6,5 \text{ м/сек}$, то скорость бабы у бесшаботного молота примерно в 2 раза меньше скорости бабы обычных шаботных молотов:

$$v = \frac{v_0}{2},$$

Отсюда

$$A = mv^2 = \frac{mv_0^2}{2^2} = \frac{mv_0^2}{4} = \frac{A_0}{2},$$

где A_0 — энергия удара шаботного парового молота двойного действия, имеющего массу падающих частей, равную m .

Таким образом, обычный паровой молот двойного действия имеет энергию удара в 2 раза большую, чем бесшаботный молот того же веса падающих частей. Бесшаботные молоты изготавливают с энергией удара до 600—1500 дж (60 000—150 000 $\kappa\Gamma\text{м}$). Целесообразно устанавливать бесшаботные молоты большей энергии удара, эквивалентные шаботным штамповочным молотам свыше 0,15 Мн (15 тс). Число ударов у бесшаботных молотов с ленточной связью между бабами сравнительно невелико. В зависимости от размера молота оно составляет от 50 до 6 ударов в минуту. Молоты эти — двойного действия (управляются обе полости парового цилиндра). При подъеме верхней бабы и одновременном опускании нижней происходит автоматическая отсечка нижнего пара при помощи короткого саблеобразного рычага.

Бесшаботные молоты такого типа установлены на ряде заводов СССР. Существенным недостатком этих молотов является частый обрыв стальной ленты (срок службы около трех месяцев),

состоящей из набора 20—70 лент холоднокатаной стали марки 50 толщиной от 0,3 до 1 мм, шириной 100—200 мм и более в зависимости от размера молота. Этот обрыв происходит вследствие перегибов ленты на роликах (между отдельными лентами должна быть смазка) и дополнительного натяжения ее вследствие отскока при посадке нижней бабы на опорный буфер.

Расход пара у этих молотов составляет 0,000085—0,0001 кг на единицу энергии удара. Расход воздуха по засосу — около $0,0021 \text{ м}^3/\text{дж}$ ($0,00021 \text{ м}^3/\text{кгМ}$).

Были попытки вместо ленточной связи применить рычажную. Однако молоты с односторонней рычажной связью показали недостаточные эксплуатационные качества (происходит быстрый износ шарниров и поломка амортизационных пружин трения). Более совершенными следует считать бесшаботные молоты с гидравлической связью баб (рис. 58).

Канд. техн. наук В. Ф. Щеглов (ЦНИИТМАШ) разработал конструкцию бесшаботного молота с независимым приводом баб (рис. 59). Нижняя баба примерно в 3 раза тяжелее верхней. При равенстве количества движения верхней и нижней баб ход нижней бабы получается примерно в 3 раза меньшим, чем ход верхней. Последнее обстоятельство имеет известное значение для улучшения условий работы штамповщика. Цилиндры молота расположены внизу. Управляются только нижние полости трех цилиндров при помощи одного золотника. Верхняя часть цилиндров для передвижения верхней бабы находится постоянно под давлением свежего пара (воздуха). Молоты с независимым приводом развивают большее число ударов, чем молоты с одним общим приводом двух баб. Этому типу молота следует отдать предпочтение перед всеми другими ныне существующими бесшаботными молотами.

В последнее время в США появились горизонтальные бесшаботные молоты с независимым приводом двух баб (рис. 60), так называемые импакторы. Постоянство плоскости соударения баб

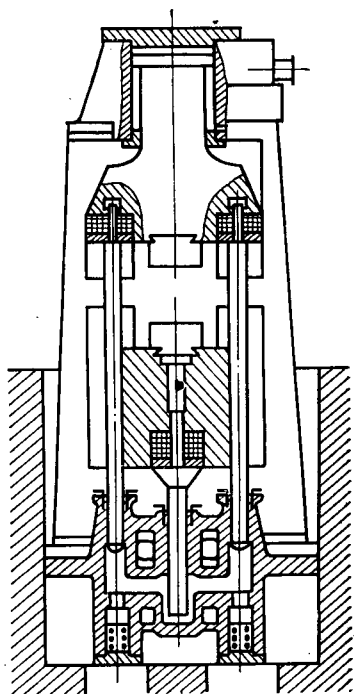


Рис. 58. Схема бесшаботного молота с гидравлической связью баб

осуществляется посредством фотоэлементов, управляющих специальным устройством (компенсатором), предотвращающим внецентральное соударение. Работа на этих молотах механизирована. Заготовки специальными захватами, вертикально подвешены на конвейере, без применения ручного труда вводятся в рабочую зону и удерживаются в ней в процессе штамповки. Как

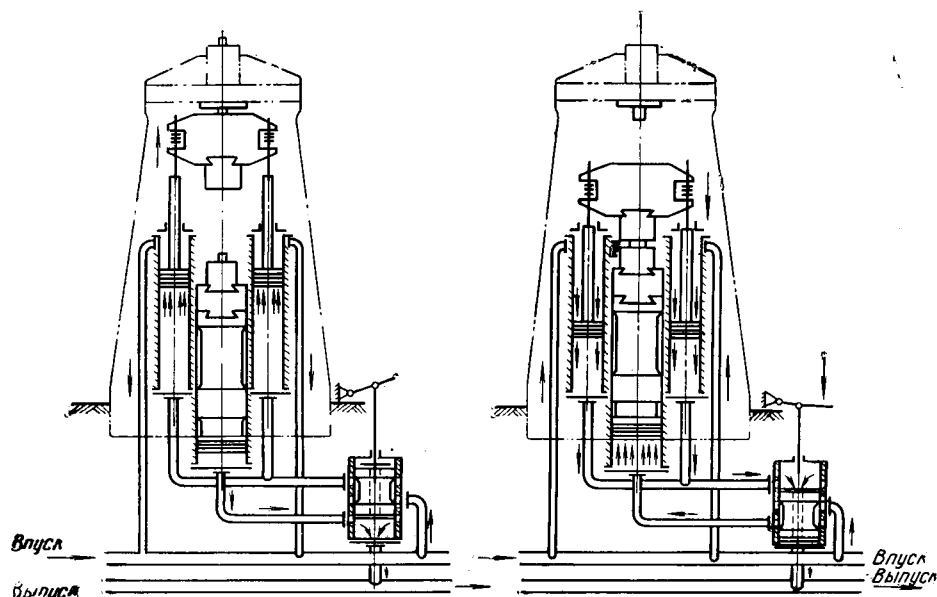


Рис. 59. Схема вертикального бесшаботного молота с независимым приводом баб

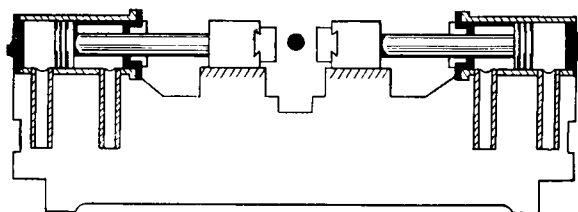


Рис. 60. Схема горизонтального бесшаботного молота (импактор) с независимым приводом баб

только заготовка введена в рабочую зону, срабатывают специальные фотоэлементы, управляющие молотом. Если заготовка расположена в рабочей зоне неправильно, включения молота на рабочий ход не произойдет. Эксплуатационными данными этих молотов в настоящее время мы не располагаем.

§ 19. РАСХОД ПАРА ПРИ РАБОТЕ МОЛОТА

При работе молота на паре расход последнего имеет место вследствие конденсации, утечки, прогрева цилиндра перед пуском и приведения в действие подвижных частей молота. Конденсация пара происходит как в паропроводе, так и в цилиндре молота.

При работе молота на насыщенном паре обычно расход его в результате конденсации составляет 25—40% от общего его количества, поступающего из котельной*. Относительная величина расхода пара на конденсацию зависит от степени использования молота. Чем выше использование молота, тем относительно меньшая доля расхода пара приходится на конденсацию. Как видно, эта статья расхода весьма значительная.

Для уменьшения тепловых потерь паропроводы имеют изоляцию, и при нормальном ее состоянии конденсация в них обычно небольшая (не превышает 10% с утечками). В основном конденсация происходит в цилиндре молота из-за расширения пара и теплообмена между паром и охлажденными цеховой атмосферой стенками цилиндра. Последнее особенно заметно при «держании на весу». Конденсат приходится периодически спускать. Поэтому конденсационные трубы часто оставляют все время открытыми, что допустимо только при работе на влажном паре. Потери пара вследствие конденсации можно уменьшить при использовании перегретого пара и применения тепловой изоляции цилиндра.

Использование перегретого пара из-за увеличенной его подвижности приводит обычно к большим утечкам через зазоры. Однако вследствие меньшего удельного веса перегретого пара большие утечки его (в кубических метрах), чем насыщенного пара, в пересчете на килограммы могут оказаться меньшими. Все же при использовании перегретого пара можно получить известный эффект в уменьшении расхода пара, так как выигрыш на уменьшении конденсации превышает потери из-за возможного увеличения утечек. Отходящий пар при этом будет иметь большую энергию и, если ее не использовать, то экономический к. п. д. получится меньшим. Перегрев пара можно допускать такой, чтобы непосредственно у молота температура пара не превышала 300° С.

Применение тепловой изоляции в виде капота, надеваемого на цилиндр молота, может дать эффект только в период «держания на весу». При этом не следует допускать нагрева цилиндра выше 250° С, так как в пределах 300—400° С материал цилиндра обладает повышенной хрупкостью.

Уменьшение конденсации перегретого пара в цилиндре молота позволит сократить период впуска свежего пара, а последнее

* К расходу пара по индикаторной диаграмме конденсация составляет 40—130%.

отразится на уменьшении расхода пара непосредственно на приведение в действие подвижных частей молота.

Утечки пара происходят в трех основных местах: в соединениях паропровода, в системе золотник — золотниковая коробка и в цилиндре. Когда трубопровод начинает «парить», то принимают меры к ликвидации этого вида утечек, отчего величина их обычно незначительна.

При неизбежном зазоре между золотником и золотниковой коробкой через этот зазор происходит перепуск свежего пара в выпускную трубу. Величина утечек через этот зазор зависит от размера последнего. Вследствие проскальзывания золотника по зеркалу золотниковой втулки происходит их взаимный износ, и постепенно зазор, а следовательно, и утечки увеличиваются.

На производстве всегда стремятся устанавливать золотники, не имеющие поршневых колец, поскольку при наличии последних для передвижения золотника требуется прикладывать большее усилие. Опыт показывает, что при наличии поршневых колец максимально допустимый износ золотниковой втулки не должен превышать $0,01 D_z$. Большой износ приводит к резкому увеличению утечек через щель замка. При отсутствии поршневых колец на золотнике зазор на диаметр должен находиться в следующих пределах: вновь установленный — $0,0008 D_z$ и $0,0015 D_z$ — после износа. Зазор, меньший $0,0008 D_z$, приводит к заеданию золотника вследствие большего нагрева последнего по сравнению с золотниковой втулкой, а поэтому и большего теплового его расширения.

Если замок в поршневых кольцах на поршне молота выполнен в виде косо́го среза (см. рис. 11, а), что наиболее распространено, то через щель замка в поршневых кольцах поступающий пар частично перетекает в противоположную полость цилиндра, а оттуда — в выпускаемую трубу. В начале работы новых колец щель в замке имеет ширину 2 мм; по мере износа колец и цилиндра она увеличивается, что облегчает частичный переход свежего пара через противоположную полость цилиндра на выпуск.

Опыт показывает, что при износе цилиндра свыше $0,005 D_{ц}$ перепуск и потери пара резко возрастают. Ширина щели в замке колец составит при этом величину $2 + \pi 0,005 D_{ц} = 2 + 0,0157 D_{ц}$. При $D_{ц} = 300$ и 700 мм ширина щели в замке получится соответственно 6,7 и 13,0 мм. Образовавшийся зазор между поршнями и цилиндром при $D_{ц} = 300$ мм и начальном зазоре, равном 1,5 мм, будет $1,5 + 0,005 \cdot 300 = 3$ мм. При $D_{ц} = 700$ мм и начальном зазоре, равном 3 мм, — $3 + 0,005 \cdot 700 = 6,5$ мм. Площадь щели для прохода пара в замке поршневых колец соответственно $6,7 \times 3 = 20,1$ мм², или 0,2 см², $13,0 \times 6,5 = 84,5$ мм², или 0,85 см².

Таким образом, при замке в кольцах в виде скосов во избежание значительного перетекания пара через чрезмерно раскрывшуюся щель замка не следует допускать износа цилиндра более $0,005 D_{ц}$ на диаметр.

В случае применения в кольцах замка в виде перьев внахлестку, перекрывающих щель (см. рис. 11, б), необходимо, чтобы при одностороннем прижатии поршня к цилиндру с противоположной стороны кольцо, по крайней мере на 0,25 своей ширины, находилось в канавке поршня во избежание его выворачивания и поломки. Отсюда, с учетом фаски (1 мм) на кольце (см. рис. 10), износ во всяком случае не должен превышать $0,75(c-1)-\Delta$, где c — ширина кольца, мм (см. гл. I, § 6), а Δ — начальный (ремонтный) зазор на диаметр между поршнем и цилиндром (см. табл. 2), мм. При $D_{\text{ц}}=300$ мм износ может быть не более $0,75(10-1)-1,5=5$ мм на диаметр. При $D_{\text{ц}}=700$ мм — $0,75(19-1)-3,0=10,5$ мм на диаметр.

Утечки через прокладки крышки обычно небольшие. Они заметны на глаз и их легко ликвидировать. Через сальник штока утечки также сравнительно невелики, но стремление избежать течи горячей воды конденсата через сальник может привести к перетяжке последнего. Если при нормальной затяжке сила трения в сальнике составляет $(0,1 \div 0,15) G$, то при излишней перетяжке эта величина может достигать $0,7 G$. Излишнее сопротивление потребует увеличения периода наполнения шара, а следовательно, и соответственного увеличения его расхода. Поэтому с целью экономии пара следует наблюдать за правильной и достаточной затяжкой сальника, используя в качестве набивочного материала асбест, пропитанный говяжьим салом, или графитизированный с вплетенной латунной проволокой канат сечением 10×10 мм, а при работе молота на воздухе — прорезиненную или проваренную в говяьем сале пеньковую набивку (срок службы набивки — 160 ч и более).

У молотовых установок, находящихся в удовлетворительном состоянии, общие утечки составляют 15—30% всего расхода пара*. Во избежание излишних потерь через поршневые кольца и золотник следует при длительных паузах запира́ть доступ пара к молоту. Только при хорошем состоянии парозапорных устройств можно добиться во время пауз расхода пара менее 500—1000 н/ч (50—100 кг/ч), иначе расход может достичь нескольких тонн в час.

§ 20. ПОДСЧЕТ РАСХОДА ПАРА И ВОЗДУХА

Чтобы быстро подсчитать расход пара, можно пользоваться результатами испытаний молотов: расход пара на единицу энергии удара молота составляет 0,00010—0,00014 н/дж (кг/кгм). В среднем удельный расход пара составляет 0,00012 н/дж

* Потери с утечками относительно расхода пара по индикаторной диаграмме составляют 25—100%.

(кг/кгм). Скорость у молотов в среднем составляет $v_0 = 6,5$ м/сек, следовательно, энергия удара

$$A_0 = \frac{mv_0^2}{2} = \frac{G6,5^2}{2g} \approx 2,2G,$$

где G — вес падающих частей, n (кг). Отсюда расход пара на совершение одного удара $u_0 = A_0(0,00010—0,00014)$, или $u_0 = (0,00022—0,00030) G$.

Если молот работает на воздухе, то среднее значение расхода его по засосу компрессором при $0,1$ Мн/м² (1 ата) и 0° С составляет $0,000145$ м³ на 10 дж (1 кгм) энергии удара [колебание от $0,00013$ до $0,00018$ м³/10 дж (м³/кгм)].

Расход пара в час при непрерывной работе молота равен:

$$u = (0,00010 - 0,00014) [(mv_0^2)/2] n_0 60 \text{ н/ч},$$

где n_0 — число ударов молота в минуту (номинальное). В действительности молот никогда не работает непрерывно. Поэтому при определении расхода пара необходимо учесть ряд моментов:

1) k_1 — коэффициент, учитывающий фактическое использование числа ударов в минуту; для штамповочных молотов $k_1 = 0,70—0,75$, для ковочных молотов массового производства — $k_1 = 0,7$, а при серийном и штучном производстве $k_1 = 0,6—0,25$. Чем больше вес падающих частей, тем k_1 меньше;

2) k_2 — коэффициент использования величины хода; для штамповочных молотов $k_2 = 0,8—0,7$, а для ковочных $k_2 = 0,6—0,4$;

3) k_3 — коэффициент, учитывающий расход пара при паузах. Он равен отношению расхода пара при держании на весу (качание бабы у штамповочных молотов) к расходу пара при непрерывной работе молота. Для штамповочных молотов (цикл качания) $k_3 = 0,35—0,45$, для ковочных (держание бабы на весу) $k_3 = 0,25—0,30$. Чем больше молот, тем больше у него цилиндр, следовательно, больше конденсация пара и коэффициент k_3 . Для штамповочных молотов, работающих на воздухе, $k_3 = 0,15—0,20$;

4) $(1-k_1)$ — доля времени, в течение которой происходит качание (держание бабы на весу);

5) Q — расход пара на обслуживание молота (продувка цилиндра, сдувка окалины). Современным способом сдувания окалины является обдувка воздухом низкого давления $400 \div 800$ мм вод. ст. $= 0,1$ и, где u — расход пара в час при максимальном числе ходов и непрерывной работе;

6) k_4 — коэффициент, учитывающий конденсацию пара и утечки; для пара $k_4 = 1,5—1,7$; для воздуха $k_4 = 1,25—1,35$. При использовании молотов ниже указанных значений k_1 и k_2 величина k_4 может возрасти: для пара — до 2,3, для воздуха — до 1,5.

Таким образом, ожидаемый средний часовой расход пара в смену

$$U_{\text{ср}} = [uk_1k_2 + uk_3(1 - k_1) + Q]k_4. \quad (149)$$

Мощность компрессорной станции в случае работы на воздухе:

$$N = \frac{WL}{60\eta}, \text{ вт } \left(N = \frac{WL}{60 \cdot 75\eta} \text{ л. с.} \right), \quad (150)$$

где W — расход воздуха (по засосу при $p_0 = 1$ ата и 0°C), $\text{нм}^3/\text{мин}$; L — работа сжатия 1 м^3 засосанного воздуха до заданного давления, $\text{дж}/\text{м}^3$ ($\text{кгм}/\text{м}^3$) (табл. 4); η — к. п. д. компрессора, равный 0,75.

Таблица 4

Работа сжатия воздуха до заданного давления

Работа сжатия засосанного воздуха	Давление, $\text{Мн}/\text{м}^2$ ($\text{кг}/\text{см}^2$)						
	0,4(4)	0,5(5)	0,6(6)	0,7(7)	0,8(8)	0,9(9)	1(10)
$\text{кг}/\text{м}^3$	15 600	18 400	20 900	22 900	24 800	26 500	28 000
$\text{дж}/\text{м}^3$	153 000	181 000	205 000	225 000	243 000	260 000	275 000

Отношение

$$\frac{\text{расход пара, н/ч}}{\text{расход воздуха, нм}^3/\text{ч}} \approx 8,5 \text{ [} (\text{кг}/\text{ч})/(\text{мм}/\text{ч}) \approx 0,85 \text{]}$$

позволяет при переходе работы молота с пара на воздух быстро определить расход последнего по засосу компрессором из атмосферы.

§ 21. СМАЗКА ПАРОВОЗДУШНЫХ МОЛОТОВ

Для длительной без ремонта работы молотов существенное значение имеет соответствующая смазка трущихся поверхностей: цилиндра, штока, направляющих для бабы, золотниковой коробки, дросселя и шарниров механизма управления молотом. Кроме того, нужно смазывать выемки в стойках для направляющих и регулировочных клиньев, а также опорные поверхности в стыках стоек с шаботом и подцилиндровой плитой, шов между которыми раскрывается и затем с ударом смыкается в процессе работы молота. Ударная нагрузка в этих сочленениях при смазке значительно уменьшается.

Смазкой для цилиндра, золотниковой коробки и дросселя в случае работы молота на насыщенном паре или воздухе служит вискозин 1—5 и vapor Л, при работе на перегретом паре — vapor Г и вискозин более высоких номеров с температурой воспламенения около 300°C (573°K). В качестве смазки для штока,

направляющих бабы и шарниров механизма управления* применяют смазку с наполнителем следующего состава: 70% цилиндрического масла, 20% серебристого графита, 10% свинцовых белил. Подача смазки в цилиндр, золотниковую коробку, к дросселю, штоку и в направляющие для бабы совершается по маслопроводам от насоса, рычаг которого присоединен к механизму управления молотом.

Остальные опорные поверхности смазывают тавотом (лучше тавотом с 15% графита) не реже одного раза в неделю при помощи пресс-тавотниц. Для равномерного распределения густой смазки на смазываемых опорных поверхностях имеются распределительные канавки.

* В последних конструкциях молотов в шарнирах устанавливают шарикоподшипники с обычной для них смазкой.

§ 22. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Пневматическим молотом называется молот, работающий за счет разрежения и сжатия воздуха, находящегося между компрессорным и рабочим поршнями. Давление в цилиндре во время работы молота изменяется примерно от 0,06 до 0,3 Мн/м^2 (0,6—3 *ата*). Работу пневматического молота регулируют количеством подаваемого воздуха от компрессора в рабочий цилиндр. Органы распределения находятся между цилиндрами компрессора и молота. Частота ударов включенного в работу молота соответствует числу оборотов вала компрессора. Коэффициент полезного действия пневматических молотов несколько выше, чем у паровых.

Коэффициент полезного действия самого молота, считая от мощности, потребляемой электродвигателем, составляет $\approx 35\%$. При отличном состоянии молота этот коэффициент может быть доведен до 65 и даже до 70%. В наиболее благоприятных условиях электроэнергия, подводимая к электродвигателю молота, составляет 21% от энергии топлива, израсходованного в котельной. Таким образом, общий экономический к. п. д. всей установки, считая от энергии топлива, составляет 7%, а в лучшем случае — около 14%.

Несмотря на сравнительно высокий экономический к. п. д., пневматические молоты с падающими частями весом свыше 10 *кн* (1 *Т*) не нашли широкого применения из-за сложности конструкции и частого выхода из строя, хотя имеются отдельные установки пневматических молотов с весом падающих частей до 30 *кн* (3 *Т*).

Пневматические молоты предназначены дляковки. Их целесообразно устанавливать в тех случаях, когда требуются ковочные молоты с весом падающих частей не более 10 *кн* (1 *Т*), а также когда нет паровоздушной установки и нерентабельно ее строить ввиду небольшого числа устанавливаемых ковочных молотов. В большинстве случаев пневматические молоты используют дляковки резцов и для ремонтных целей в промышленности и сельском хозяйстве. Они бывают простого и двойного действия.

§ 23. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МОЛОТЫ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ

Пневматическими молотами простого действия (рис. 61) называются молоты, у которых переменное давление имеет место

только сверху поршня рабочего цилиндра. Они бывают как одноцилиндровые (рис. 61, а), так и двухцилиндровые (рис. 61, б).

Одноцилиндровый пневматический молот простого действия работает по следующему принципу. В цилиндре имеется два поршня: верхний — приводится в возвратно-поступательное движение от кривошипного механизма, а нижний — представляет собой одно целое с бабой. При движении верхнего поршня вверх под ним создается разрежение. Вследствие разности давлений, действующих сверху и снизу на нижний поршень (атмосферное снизу и разрежение сверху), баба поднимается. При обратном

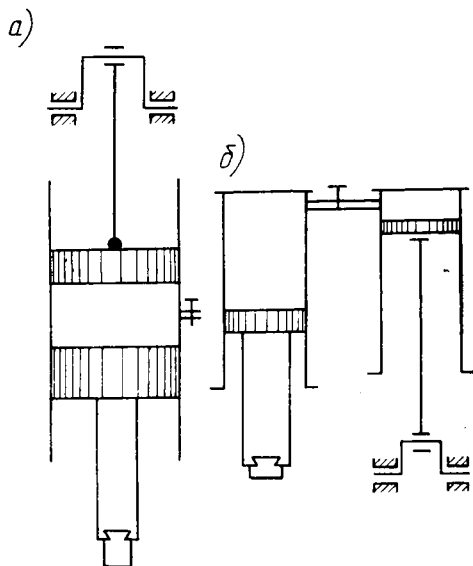


Рис. 61. Схема одноцилиндрового (а) и двухцилиндрового (б) пневматических молотов простого действия

движении верхнего поршня воздух, находящийся под ним, сжимается, вследствие чего баба падает, совершая работу. Для регулирования энергии удара установлен кран, приоткрывая который, можно получить различную степень разрежения и сжатия воздуха в цилиндре, а следовательно, и различную высоту подъема бабы. Баба, падая с большей или меньшей высоты, запасает различную кинетическую энергию к моменту удара.

Если цилиндр пережать по линии расположения крана и полученные две части соединить воздухопроводом, в середине которого установлен

кран, то получим упрощенную схему молота простого действия с двумя цилиндрами (рис. 61, б).

Характерным типом двухцилиндровых молотов простого действия является молот «Иэклей» (рис. 62). Молоты «Иэклей» строили весом падающих частей от 300 до 6750 н (30—675 кг) с числом ударов в минуту соответственно от 210 до 115. Высота над уровнем пола — 1500—2800 мм и мощность электродвигателей — от 2,9 до 36,8 квт (4—50 л. с.). От электродвигателя движение передается на вал 5, от которого через кривошипный механизм — на поршень компрессора 4. В пространстве над поршнем компрессора создается разрежение или сжатие воздуха. Управляя органами распределения, в рабочем цилиндре можно создавать периодическое сжатие воздуха или разрежение, вследствие чего поршень 2 поднимается или опускается. В молоте

данной системы поршнем является сама баба, имеющая прямоугольное сечение. Сделано это для того, чтобы воспрепятствовать повороту бабы в «цилиндре», также имеющем прямоугольное сечение, и чтобы можно было подтягивать рабочий «цилиндр», создавая необходимую плотность. Никаких специально уплотняющих устройств молот не имеет.

Между двумя половинами рабочего «цилиндра» проложены тонкие стальные полосы, которые постепенно по мере износа плоскостей скольжения бабы (поршня) вынимают, и цилиндр подтягивается. Две половины «цилиндра» стягивают связями 1.

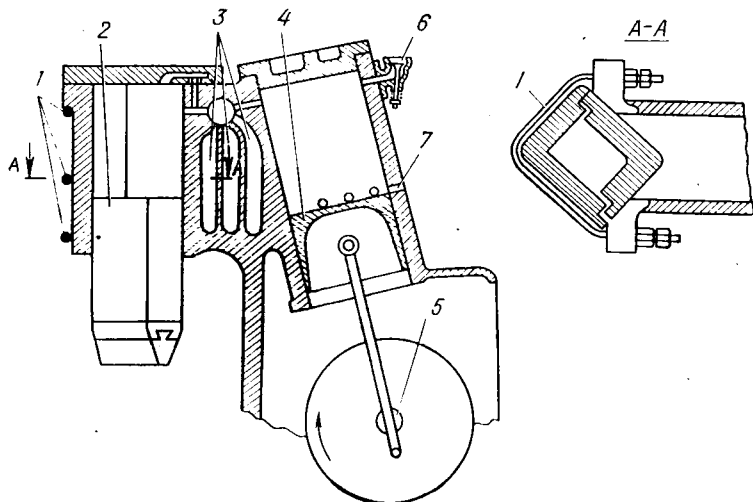


Рис. 62. Схема двухцилиндрового молота простого действия («Иэк-лей»)

Работой молота простого действия «Иэклей» управляют посредством распределительного устройства, представляющего собой кран (рис. 63), поворачивающийся вокруг своей оси при нажатии на педаль или повороте рукоятки.

Для «держания бабы на весу» необходимо создать в рабочем цилиндре разрежение и поддерживать его до конца цикла. Для этого распределительный кран поворачивают в такое положение, при котором обводной канал 8 будет перекрыт, а канал 6 совпадет с каналом 4 (см. рис. 63 и 64, а).

В результате во время разрежения в цилиндре компрессора воздух выходит из рабочего цилиндра, поднимая кожаный клапан 7. Обратному движению воздуха в рабочий цилиндр этот клапан препятствует. Таким образом происходит подъем бабы до тех пор, пока она не перекроет канал 4, после этого баба остается в поднятом положении.

Сжатый в компрессоре воздух частично заполняет камеры 11 (см. рис. 63 или рис. 62, позиция 3) и частично уходит в атмосфе-

ру через клапан 6 (см. рис. 62). Свежий воздух поступает в цилиндр компрессора через имеющиеся в нем отверстия 7 (см. рис. 62) в момент нижнего положения поршня компрессора.

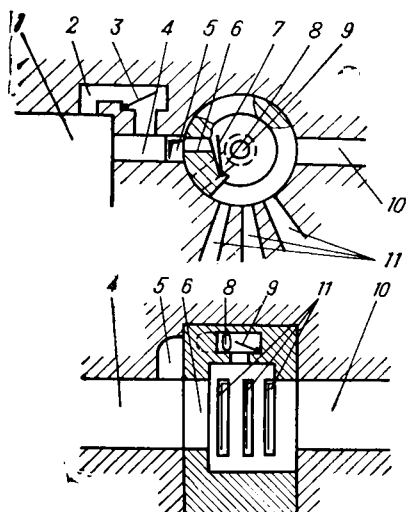


Рис. 63. Схема воздухораспределителя у молотов «Иэклей»

в рабочем цилиндре и количество поступающего в него воздуха соответственно возрастает, увеличивается ход бабы и энергия удара.

Для совершения автоматических ударов необходимо повернуть кран против движения часовой стрелки, причем каналы 4 и 10 (рис. 64, б) будут сообщаться беспрепятственно. При поднятой бабе и перекрытом ею канале 4 воздух, открывая вначале одно-сторонний клапан 3 (см. рис. 63), входит через канал 2 в пространство рабочего цилиндра 1 над бабой. Когда баба немного опустится и откроет канал 4, воздух в рабочий цилиндр 1 будет поступать непосредственно из этого канала. Таким образом, баба, следуя за движением поршня компрессора, производит автоматические удары. По мере поворота крана против часовой стрелки постепенно перекрываются камеры 11, в результате чего разрежение

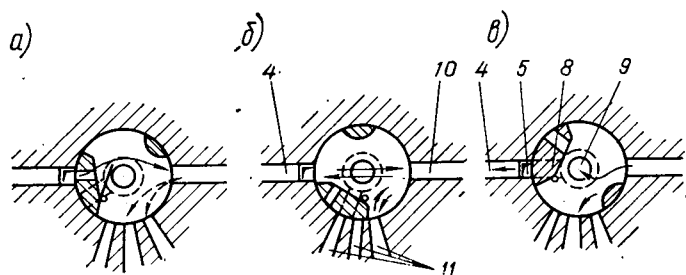


Рис. 64. Положение крана при рабочем цикле у молотов «Иэклей»:

а — держание на весу; б — автоматические управляемые удары; в — прижим

Для осуществления прижима кран поворачивают по часовой стрелке так, чтобы каналы 5 и 8 (см. рис. 63 и 64, в) совпали, а канал 4 был перекрыт краном. Воздух поступает из цилиндра компрессора через клапан 9, каналы 8 и 5 и канал 4 в рабочий цилиндр. Обратное движение воздуха невозможно, так как это-

му препятствует клапан 9. Следовательно, воздух только нагнетается в рабочий цилиндр, производя прижим бабы. При переводе рукоятки управления с положения «держание на весу» на положение «прижим» произойдет единичный удар с последующим прижимом.

§ 24. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ МОЛОТЫ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

В настоящее время наибольшее распространение получили пневматические молоты двойного действия. У таких молотов баба движется за счет переменного давления воздуха в рабочем

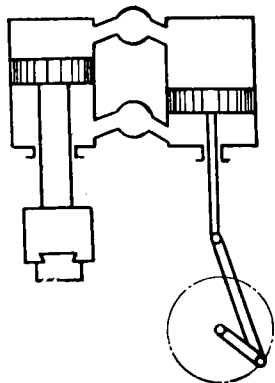


Рис. 65. Принципиальная схема пневматического молота двойного действия

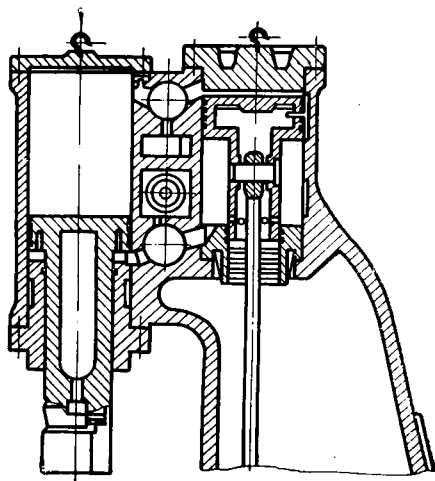


Рис. 66. Схема пневматического молота двойного действия

цилиндре как сверху, так и снизу поршня. Для этого рабочий цилиндр с компрессорным соединяется каналами как в верхней, так и в нижней части (рис. 65). Каждая часть управляется специальным воздушораспределительным устройством. Эти молоты строят весом падающих частей от 500 н (50 кг) и более. В СССР изготовляют молоты весом падающих частей от 0,75—10 кн (75 до 1000 кг) по ГОСТ 712—52 (рис. 66).

Пустотелая кованая баба молота в верхней части имеет грибовидный поршень, соприкасающийся со стенками цилиндра через поршневые кольца. Кроме колец, на поршне имеются выточки лабиринтного уплотнения (рис. 67, а). Для предотвращения удара поршня в верхнюю крышку при подъеме бабы и для увеличения энергии удара молота в пространстве между крышкой

и поршнем создается воздушная подушка (буфер) с момента, когда поршень перекроет впускной верхний канал. Направляющей для бабы служит букса (рис. 67, б). На бабе сняты лыски (см. рис. 67, а).

В верхней части дифференциального поршня компрессора (см. рис. 66) между поршневыми кольцами находится щель. В нижней части этого поршня имеются радиальные сверления по всей окружности. Внизу и вверху цилиндра компрессора расположено по два ряда сверлений, изолированных от внешней атмосферы крышками с выточками, образующими обводные каналы (на рис. 66 обводные каналы изображены в виде выточек в

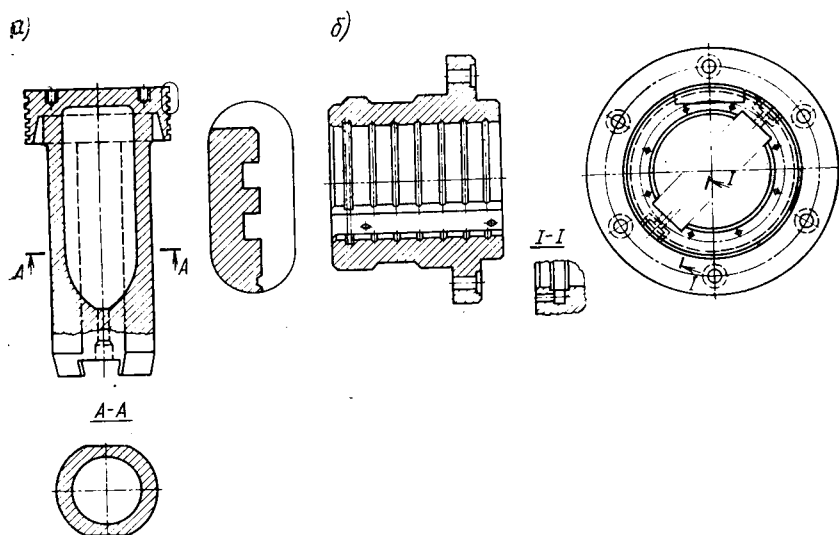


Рис. 67. Баба и букса пневматического молота двойного действия

стенке цилиндра). В течение одного двойного (туда и обратно) хода поршня компрессора обе полости его цилиндра дважды при верхнем и нижнем положении поршня будут сообщаться через эти сверления с внешней атмосферой:

1) при верхнем положении поршня компрессора (см. рис. 66) верхняя полость его цилиндра сообщается с атмосферой через щель в поршне и обводной канал в цилиндре, нижняя полость — через радиальные сверления, расположенные по окружности поршня;

2) когда щель в поршне совпадет с верхним рядом сверлений (на рис. 66 верхней кромкой) нижнего обводного канала (при подъеме поршня от крайнего нижнего положения и в процессе опускания при подходе к нижнему положению), нижняя полость компрессорного цилиндра сообщается с атмосферой; когда эта щель при крайнем нижнем положении поршня компрессора сов-

падает с нижним рядом сверлений этого обводного канала (нижней кромкой по рис. 66), с атмосферой соединится верхняя полость цилиндра.

Воздухораспределительное устройство (рис. 68) состоит из трех кранов: верхнего 1, нижнего 4 и среднего 3. Они удерживаются в крановых коробках при помощи шайб, притянутых болтами к корпусу молота. От коробки верхнего крана вниз идет

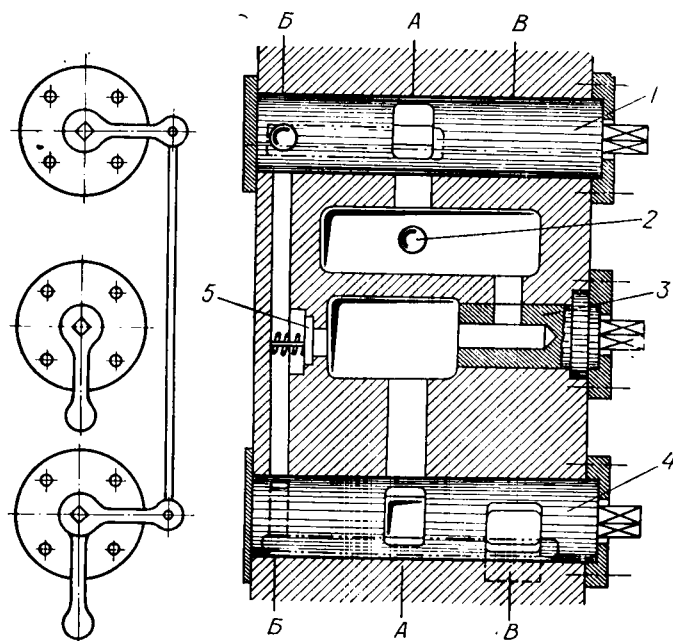


Рис. 68. Схема воздухораспределительного устройства пневматического молота двойного действия. Линией положенной проекции показаны каналы, расположенные вдоль кранов со стороны рабочего цилиндра и сообщаемые с ним

канал, выведенный в полость, соединенную каналом 2 с атмосферой.

В расположенной над нижним краном промежуточной полости имеется клапан 5 одностороннего действия. Эта полость посредством среднего крана 3 может быть соединена через верхнюю полость с внешней атмосферой. Рассмотрим работу молота по циклам.

1. Держание бабы на весу. Для совершения данного цикла рукоятку располагают вертикально вниз. При этом краны (см. рис. 68) поворачиваются в такое положение, при котором верхние части рабочего и компрессорного цилиндра соединены с атмосферой (А — А на рис. 69, а), а воздух из нижней части

компрессора через нижний кран поступает в промежуточную полость и, открывая клапан одностороннего действия, проходит по вертикальному каналу к нижнему крану, а через него — вниз

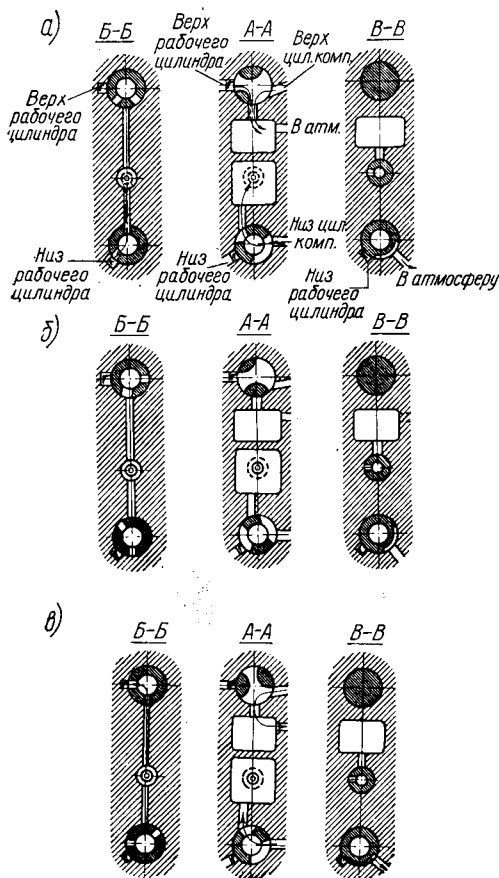


Рис. 69. Положение кранов при выполнении рабочего цикла пневматического молота двойного действия:

а — держание на весу; *б* — автоматические управляемые удары; *в* — прижим

промежуточной полостью. Рукоятка при этом поворачивается на больший или меньший угол против движения часовой стрелки от вертикального вниз положения, соответствующего «держанию на весу».

3. Прижим и единичный удар. Для прижима рукоятку из вертикального положения «держание на весу» постепенно поворачивают по часовой стрелке таким образом, чтобы верх компрессора был соединен краном с атмосферой (рис. 69, *в*,

рабочего цилиндра (*А — А* и *Б — Б* на рис. 69, *а*). Воздух из-под поршня рабочего цилиндра в обратном направлении выйти не может, так как этому воспрепятствует клапан одностороннего действия. Таким образом, под поршнем рабочего цилиндра поддерживается определенное давление и этим осуществляется подъем бабы и удержание ее в верхнем положении.

2. Автоматические удары регулируемой энергии. Для совершения этого цикла рукоятку поворачивают против движения часовой стрелки. При этом краны устанавливают так, чтобы верхняя часть компрессора оказывалась соединенной с верхней частью рабочего цилиндра, а нижняя часть рабочего цилиндра — с нижней частью компрессорного цилиндра (рис. 69, *б*, *А — А*).

Энергию удара регулируют степенью открывания каналов, соединяющих верхний кран с атмосферой, а нижний — с про-

А—А). Воздух из нижней части компрессора через нижний кран проходит в промежуточную полость и через односторонний клапан — в вертикальный канал и оттуда направляется через верхний кран в верхнюю полость рабочего цилиндра (Б—Б). Из нижней части рабочего цилиндра воздух через нижний кран выходит в атмосферу (В—В). Если из положения «держание на весу» кран резко повернуть в положение «прижим», то произойдет единственный удар.

Средний кран служит для перевода компрессора на холостой ход и плавного опускания бабы путем сообщения промежуточной полости (а следовательно, и низа компрессора) с внешней атмосферой при цикле «держание на весу». При этом компрессор начнет работать вхолостую, а баба вследствие неизбежных утечек воздуха из-под поршня рабочего цилиндра постепенно опустится.

При работе пневматических молотов нельзя регулировать число ударов, однако можно производить единичные удары, быстро переводя рукоятку из положения «держание на весу» в положение «прижим».

Если построить график, отложив по оси абсцисс угол α поворота кривошипа, приводящего в движение поршень компрессора, а по оси ординат — ход поршня компрессора и бабы, то получится изображение, соответствующее рис. 70. Из графика видно (сплошные линии), что поршень рабочего цилиндра (баба) при первом подъеме будет отставать от движения поршня компрессора. При последующих подъемах вследствие отскока после совершения удара баба начнет движение вверх без указанного отставания и может опережать движение поршня компрессора, что зависит от степени упругости удара. При падении баба всегда опережает движение поршня компрессора, и удар состоится раньше, чем поршень компрессора займет крайнее верхнее положение.

Для работы пневматического молота важно соблюдать наиболее выгоднейшее число оборотов кривошипа, соответствующее такому, при котором молот работал бы в резонанс. Только в этом случае энергия удара будет наибольшей.

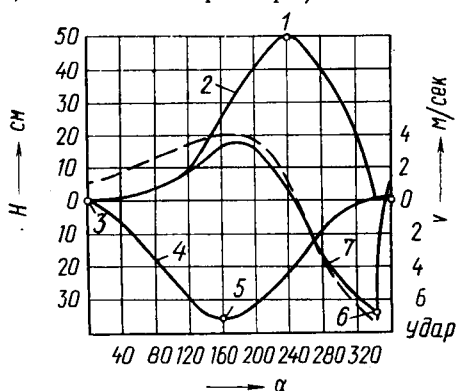


Рис. 70. График пути и скорости бабы и поршня компрессора в зависимости от угла поворота кривошипа (сплошные линии — при первом подъеме, штриховые — при последующих ходах):

1 — верхнее положение бабы; 2 — ход поршня бабы; 3 — верхнее положение поршня компрессора; 4 — ход поршня компрессора; 5 — нижнее положение поршня компрессора; 6 — удар; 7 — скорость бабы

Методы расчета пневматического молота предложены Я. Н. Марковичем, Е. П. Унксовым и П. А. Дунаевым. Только Е. П. Унксов и П. А. Дунаев предложили метод определения резонансного числа оборотов вала.

Резонансное число ходов молота определяется из уравнения:

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1,41 p_0 \alpha_6 (1 + \alpha_6) F_6^2}{2 R \alpha_K F_K \Phi'_H m}},$$

p_0 — атмосферное давление, равное 0,1 (1), MH/m^2 ($кг/см^2$); α_6 — отношение нижней площади поршня бабы к верхней; F_6 — верхняя площадь поршня бабы, m^2 ($см^2$); R — радиус кривошипа вала компрессора, m ($см$); α_K — отношение нижней площади поршня компрессора к верхней; F_K — верхняя площадь поршня компрессора, m^2 ($см^2$); Φ'_H — отношение начального суммарного объема воздуха в нижних полостях рабочего и компрессорного цилиндров, включая соединяющие их каналы, к объему воздуха только в нижней полости компрессорного цилиндра

$$\left(\Phi'_H = \frac{w_H}{2 R \alpha_K F_K} \right);$$

m — масса падающих частей, $кг$ ($кг \cdot сек^2/см$).

§ 25. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Как было указано ранее (см. гл. I, § 1) при деформации со скоростями 18 м/сек и более происходит интенсивное местное течение поверхностных слоев металла. Вследствие кратковременного воздействия удара тепло, выделившееся в местах сдвига при деформации металла, не успевает отводиться, отчего резко проявляется местный тепловой эффект, и сопротивление металла деформации в этих зонах падает. Этот эффект используется для штамповки тонко оребренных поковок или готовых деталей в высокоскоростных молотах, развивающих скорость к моменту удара 18 м/сек и более.

Отсюда следует, что высокоскоростные молоты предназначены для штамповки поковок с тонкими ребрами. Как правило, штамповку на них завершают за один удар. В качестве энергоносителя в высокоскоростных молотах используется энергия сжатого газа (азота). Строятся они по двум принципиальным схемам: по типу молота, у которого система, воспринимающая удар, имеет эластичную опору в виде амортизаторов, и по типу бесшаботных молотов со встречным ударом.

§ 26. ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ МОЛОТЫ С АМОРТИЗАТОРАМИ

Около 1959 г. в США появились высокоскоростные молоты с амортизаторами, получившие название «Динапак». Схема устройства этих молотов показана на рис. 71. Цельная рама 3 с нижней массивной частью (шаботом) имеет консоли 4, опирающиеся через надутые воздухом из цеховой пневматической сети толстостенные резиновые амортизаторы 5 на закрепленную на фундаменте опорную станину 7, одновременно служащую для направления рамы. В нижней части рамы имеются гидравлические подъемные цилиндры 6 поршневого типа. В них используется масло при давлении 11—20 Мн/м² (110—200 кг/см²), поступающее от ротационных насосов (см. § 54). В верхней части рамы находится цилиндр с плунжером 1, жестко соединенным с бабой 2 молота. В крышке цилиндра (рис. 72) в пазу прямоугольного сечения запрессовано кольцо 4 из невулканизированной резины.

Рабочий цикл молота состоит из следующих этапов. Вначале, при нижнем положении бабы, при помощи клапана управления через трубопроводы 1 и 3 (рис. 72) заполняют цилиндр азотом,

находящимся под давлением (из наполненных азотом баллонов). После этого включают подъемные гидравлические цилиндры 6 (см. рис. 71, б), которыми баба поднимается до упора плунжера в резиновое уплотнительное кольцо (см. рис. 71, в). Вслед за этим клапан управления переключается и выпускает газ через трубопровод 1 из полости 2 (см. рис. 72), а подъемные цилиндры 6 переключаются на опускание толкающих бабу штоков. Плунжер давлением p газа на кольцевую площадь $\pi/4(D^2 - d^2)$ фланца оказывается прижатым к уплотнительному кольцу, и таким образом система подвижных частей удерживается в верхнем положении (рис. 71, а).

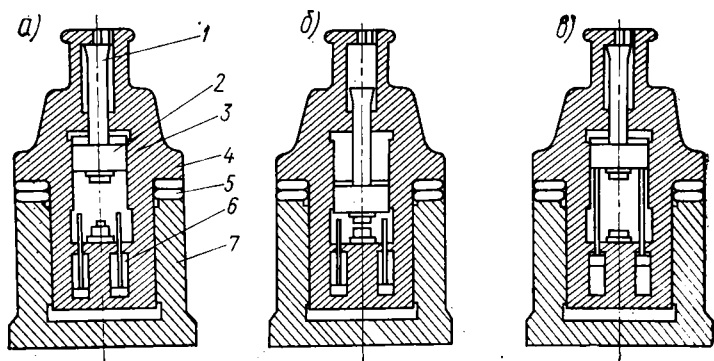


Рис. 71. Схема устройства высокоскоростного молота «Дина-пак»:

1 — рабочий плунжер; 2 — баба; 3 — рама; 4 — консоли; 5 — амортизаторы; 6 — подъемные цилиндры; 7 — опорная станция

Для совершения удара нажимают кнопку пульта управления; срабатывает клапан управления на впуск газа в полость 2 (см. рис. 72). Вследствие этого усилие от давления газа сверху плунжера $\left(F = \frac{\pi D^2}{4} \right)$ оказывается больше, чем снизу на кольцевую площадь $\pi/4(D^2 - d^2)$, отчего подвижные части с дополнительным ускорением движутся вниз, приобретая к моменту удара скорость 18 м/сек и более, в зависимости от давления используемого газа. После удара включаются в работу подъемные гидравлические цилиндры, баба поднимается и плунжер прижимается к уплотнительному кольцу, газ из пространства 2 над плунжером выпускается клапаном управления и молот готов для совершения удара, как было описано ранее. Как видно, трубопровод 3 (см. рис. 72) не управляется и во время работы все время соединен непосредственно с баллонами сжатого газа. Расход газа за один удар равен объему полости 2 с соответствующим ка-

Характеристика отечественных скоростных молотов (ЭНИКМАШ)

Наименование параметра	Модель			
	М 7344	М 3348	М 3525	М 7354
Энергия удара, <i>кдж (тм)</i>	25 (2,5)	63 (6,3)	160 (16)	250 (25)
Ход, <i>мм</i>	275	315	450	500
Наибольшая скорость удара, <i>м/сек</i>	18	20	20	20
Размер стола, <i>мм</i>	380×400	400×500	450×530	565×565
Размер лицевой площади бабы, <i>мм</i>	315×330	∅360	340×490	450×565
Наименьшая высота штампа, <i>мм</i>	335	375	530	655
Продолжительность цикла, <i>сек</i>	5	6	9	9
Наибольшее давление азота, <i>Мн/м² (кг/см²)</i>	6 (60)	11 (110)	11 (110)	11 (110)
Усилие выталкивателя <i>Мн (тс)</i> :	11 (110)	20 (200)	20 (200)	20 (200)
Давление масла, <i>Мн/м² (кг/см²)</i>				
верхнего		0,12 (12)	—	0,25 (25)
нижнего	0,12 (12)	0,2(20)	0,32 (32)	0,4 (40)
Ход выталкивателя, <i>мм</i> :				
верхнего	—	30÷130	—	200
нижнего	120	120	150	200
Мощность электродвигателей, <i>квт</i>	30	80	115	110
Высота над уровнем пола, <i>мм</i>	2720	3840	3640	4650
Габариты в плане, <i>мм</i>	3620× ×3880	3425× ×3865	3550×6100	5000×8000
Вес установки, <i>кн (т)</i>	48 (4,8)	135(13,5)	270 (27)	450 (45)

налом 1 до клапана управления. Кроме того энергия затрачивается на приведение в действие ротационных насосов (см. § 54).

Высокоскоростные молоты строятся с нижними выталкивателями, действующими от специальных гидравлических цилиндров. В большинстве конструкций предусматривают также и верхние выталкиватели. Подача масла в гидравлические цилиндры производится по трубопроводам телескопического типа.

Рассматриваемые машины в зависимости от их размера имеют сравнительно небольшое номинальное число ходов (1÷12 в минуту). Время цикла составляет от 5 до 60 *сек* у крупных машин. Однако в связи с тем, что штамповка производится за один удар, производительность работы на них достаточно высокая.

Подбор этих машин производится по требуемой энергии на полную деформацию заготовки. Поэтому основным параметром высокоскоростных машин является энергия удара. Подобные машины в настоящее время строят разные фирмы, в том числе и отечественные (табл. 5). В последних (конструкции ЭНИКМАШ) система, воспринимающая удар, опирается на

амортизаторы нижней частью подвижной рамы (рис. 73). В процессе движения бабы вниз, предшествующего моменту удара, под действием давления газа в цилиндре молота амортизаторы

разгружаются на величину $p \frac{\pi D^2}{4} - R$ (R — сила трения в уплотнении плунжера) и, следовательно, рама соответственно перемещается навстречу падающей бабе. Другими словами, и в данной системе скоростного молота имеет место, в некоторой степени, встречный удар.

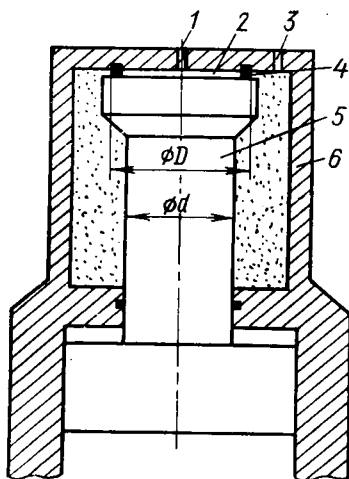


Рис. 72. Схема системы цилиндра высокоскоростного молота «Динапак»:

1 — канал управляемого выпуска и выпуска газа; 2 — пространство над плунжером; 3 — канал, соединяющий рабочий цилиндр с газовыми баллонами; 4 — резиновое кольцо уплотнения; 5 — рабочий плунжер; 6 — рабочий цилиндр

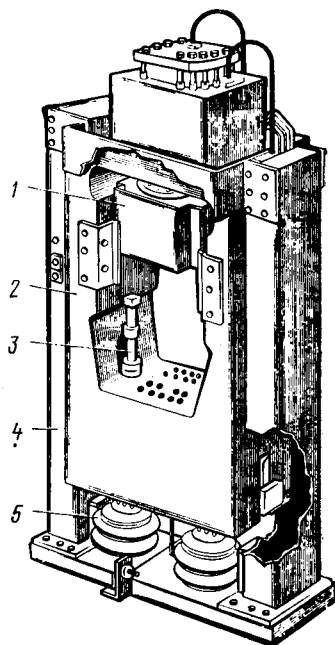


Рис. 73. Схема устройства высокоскоростного молота:

1 — баба; 2 — рама; 3 — подъемные плунжеры; 4 — опорная станина; 5 — амортизаторы

Отметим, что энергия, передаваемая на амортизаторы по системе «Динапак», будет, при равных прочих условиях, несколько меньше, чем по системе, показанной на рис. 73, так как часть энергии в первом случае расходуется на упругую деформацию (растяжение) рамы.

§ 27. ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ МОЛОТЫ СО ВСТРЕЧНЫМ УДАРОМ

В 1962 г. в США появились высокоскоростные молоты со встречным ударом, названные «Клиринг. Гермес». Эти машины работают также на сжатом азоте и гидравлике. У молота имеются две бабы 6 и 7 в виде массивных плит (рис. 74, а). Баба 6 имеет уравнивающие цилиндры (на рисунке не показаны). В верхней бабе имеются с двух сторон рабочие цилиндры 4 с двумя поршнями 2 и 5. Поршень 5 имеет полый шток, связанный с нижней бабой 7. В полый шток входит по телескопической

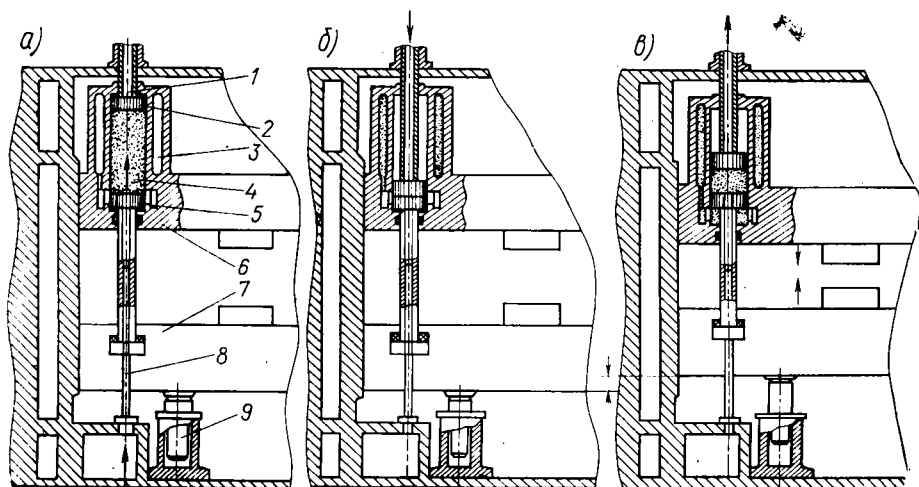


Рис. 74. Схема скоростного молота со встречным ударом:

1 — телескопический трубопровод гидравлической системы; 2 — плавающий поршень; 3 — камеры для газа; 4 — рабочий цилиндр; 5 — поршень с полым штоком; 6 — верхняя баба; 7 — нижняя баба; 8 — телескопический трубопровод подачи газа; 9 — гидравлические опоры

системе газопровод 8. Поршень 2 плавающего типа связан с трубой 1, имеющей вблизи места закрепления с поршнем боковые сверления. Труба 1 телескопически входит в трубу гидравлической системы и может перемещаться вдоль оси внутри последней. При нижнем положении баба 7 опирается в гидравлические опоры 9. Цилиндр 4 в нижней части соединен с камерой 3.

Работает молот по следующей схеме. Перед пуском его в работу, когда бабы 6 и 7 занимают нижнее положение (штампы сомкнуты), трубопровод 1 соединяют со сливом гидравлической системы, а в цилиндр 4 по трубопроводу 8 подают азот под давлением из газовых баллонов. Давлением азота плавающий поршень 2 перемещается вверх и, воздействуя на верхнюю крышку цилиндра совместно с уравнивающими цилиндрами, поднимает бабу 6. Ход последней ограничивает шток поршня 5, свя-

занный с нижней бабой; таким образом баба 6 удерживается в верхнем положении.

Для совершения удара требуется провести ряд переключений. Отключают подачу азота по трубе 8, а по трубе 1 подают масло давлением 14 Мн/м^2 (140 атм) на плавающий поршень 2. Последний, опускаясь, перегоняет азот в камеры 3, сжимая его до давления $10,5 \text{ Мн}$ (105 атм) (см. рис. 74, б). После этого подается порция масла под давлением в цилиндры гидравлических опор 9, а масло над плавающим поршнем переключают на слив. При этом плунжеры амортизатора гидравлических опор приподнимают нижнюю бабу (рис. 64, в) на величину h , обеспечивающую посредством полого штока передвижение поршня 5 и отключение верхней кромкой этого поршня пространства над ним от камеры 3. Одновременно с этим освобождается доступ азота из камеры 3 под поршень 5.

В процессе передвижения поршня 5 часть азота из камеры 3 успевает проскочить под плавающий поршень 2 и, расширяясь, приподнимет плавающий поршень, вытесняя на слив имеющееся над ним масло. Из камеры 3 азот, действуя снизу на рабочий поршень 5 поднимает последний и, вместе с ним нижнюю бабу 7. Одновременно азот действует на бабу 6 под рабочим поршнем, отчего последняя ускоренно падает. Получается встречный удар со скоростью около 19 м/сек . Встречное движение баб завершается примерно за $0,016 \text{ сек}$.

В момент удара конечные выключатели переключают клапан управления на подачу азота через трубопровод 8 в цилиндр 4. При этом верхняя баба 6 давлением азота на плавающий поршень, действующий на верхнюю крышку цилиндра 4, и под действием уравнивающих цилиндров поднимается до своего крайнего положения, а нижняя опускается на еще выдвинутые плунжеры опор. Конечный выключатель переключает клапан управления, и масло выпускается из цилиндров гидравлических опор, отчего нижняя баба 7 опускается дополнительно до своего крайнего нижнего положения. Вследствие этого рабочий поршень 5 откроет верхней кромкой свободный доступ азота из цилиндра 4 в полость 3, и в них установится начальное давление, соответствующее свежему впускаемому азоту. Одновременно масло под давлением впускается через трубопровод 1 в пространство над плавающим поршнем 2. Последний опускается, сжимая находящийся под ним азот, и вытесняет его в камеры 3. Далее процесс управления молотом повторяется. Весь цикл занимает $10-17 \text{ сек}$.

§ 28. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционные молоты по способу подъема бабы делятся на молоты с ремнем и с доской. Падение бабы у этих молотов происходит только под действием собственного веса. Таким образом, энергия удара зависит от веса падающих частей и высоты их падения.

Фрикционные молоты предназначены для штамповочных работ. Принцип работы молотов с ремнем при подъеме основан на трении между вращающимися шкивами и прижимаемым к ним ремнем, к которому прикреплена баба. В настоящее время эти молоты устарели и как производственное оборудование в цехах не устанавливаются. Однако они еще применяются в кустарном производстве.

Наибольшее распространение в СССР в настоящее время получили фрикционные молоты с доской (рис. 75). Их преимущество перед паровоздушными молотами состоит в том, что они просты по устройству, дешевы, и не требуют подводки трубопроводов.

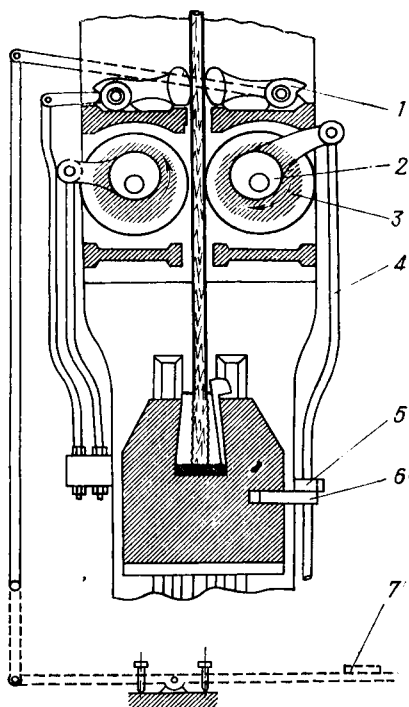


Рис. 75. Схема фрикционного молота с доской

§ 29. ФРИКЦИОННЫЕ МОЛОТЫ С ДОСКОЙ

Так как фрикционные молоты с доской применяют только для штамповки, то стойки, как и у паровых штамповочных молотов, устанавливают непосредственно на шаботах. Шабот изготовляют весом, равным двадцатикратному весу бабы.

К недостаткам этих молотов следует отнести тихходность и невозможность регулировать в процессе работы энергию удара*, вследствие этого не следует производить штамповку в многоручьевых штампах с боковыми заготовительными ручьями. При работе с такими ручьями на стойки молота передаются усилия, вызывающие расстройство направляющих, а иногда и их разрушение. Кроме того, стойкость досок при этом резко снижается.

Бабу фрикционного молота делают стальной, кованой или литой. Доски прикрепляют к бабе при помощи клиньев и стальных рифленых плиток (рис. 76). Под торец доски укладывают резиновую прокладку, предохраняющую доску от раскалывания в момент удара.

Доску поднимают при помощи роликов 3, вращающихся в разные стороны (см. рис. 75). В современных молотах ролики приводятся во вращение от индивидуального электродвигателя. Электродвигатель устанавливают в верхней части — головке молота. Направление вращения роликов создается посредством зубчатой передачи (рис. 77). В некоторых случаях — у молотов свыше 0,02 Мн (2 Т) — ставят два электродвигателя отдельно для каждого ролика.

Нажимные ролики фрикционных молотов изготовляют из сталистого чугуна; отливают их пустотелыми. Для предохранения от попадания масла из подшипников скольжения** на рабочую поверхность роликов (что уменьшит коэффициент трения между доской и роликами) на концах последних делают выступы в виде гармоник (капельники — рис. 78, б). При роликовых подшипниках необходимость в таком устройстве отпадает (см. рис. 77).

Для сближения и раздвижения роликов их цапфы помещают во втулках 2 (см. рис. 75), наружная поверхность которых эксцентрична по отношению к внутренним отверстиям для цапф роликов. Втулки расположены в головке молота, причем у переднего ролика они соединены рычагами с тягой управления 4. При повороте передних втулок перемещается ось переднего ролика 3. Втулки заднего ролика во время работы молота остаются неподвижными, а следовательно, задний ролик в процессе нажима играет пассивную роль. Он перемещается только при регулировании зажима доски в зависимости от ее толщины. Доску зажимают так, чтобы она не изгибалась.

Для держания бабы на весу в этих молотах имеются тормозные колодки 1. Задняя колодка так же, как и задний ролик, во время работы не управляются и ее положение устанавливается

* Если процесс падения бабы притормаживать, т. е. нажимать на педаль не полностью, то доски сильно изнашиваются.

** В настоящее время вместо подшипников скольжения устанавливают роликовые подшипники.

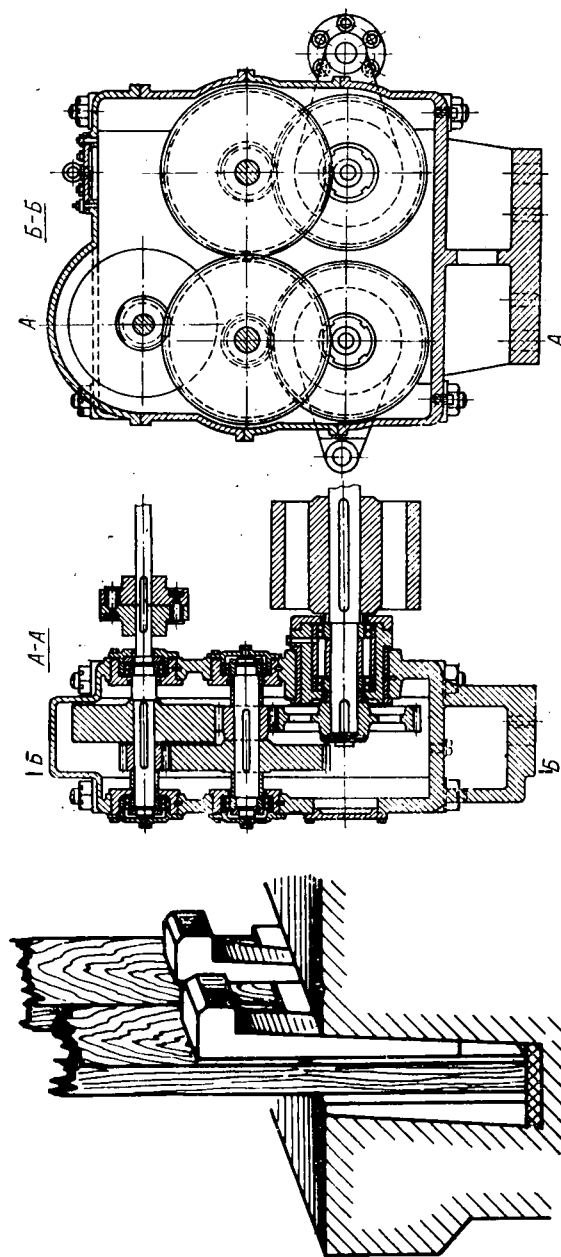


Рис. 76. Схема закрепления
доски в бабе

Рис. 77. Схема привода фрикционного молота с доской

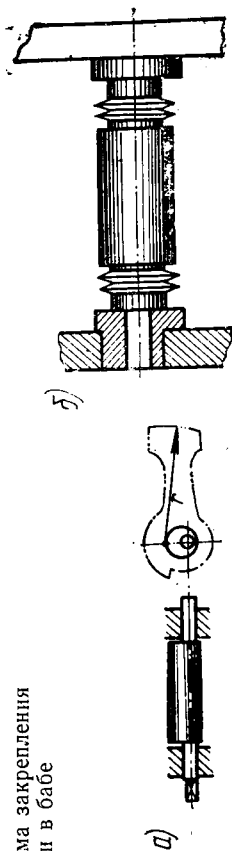


Рис. 78. Валик тормозной колодки (а) и ролик (б) фрикционного молота

при помощи регулирующего устройства (тяги с гайками) в зависимости от толщины доски.

Тормозные колодки посажены на валики. Последние имеют эксцентрично расположенные цапфы (рис. 78, а). Валик передней колодки 1 (см. рис. 75) посредством рычага и тяги соединяется с педалью 7. При нажатой педали тормозная колодка отодвинута и доска может свободно проходить между колодками в обе стороны (вверх и вниз).

Доски для фрикционных молотов изготавливают из бука или белого клена. Они должны быть воздушносухими (15—18% влажности). Более влажные доски, высыхая, коробятся; пересушенные — быстрее изнашиваются. Доски не должны иметь сучков и других дефектов; толщина их принята в пределах 30—40 мм.

В зависимости от размера молота подбирают доски соответствующей ширины. Например, для молота 15 кН (1,5 Т) требуется доска шириной 400 мм; ее приходится составлять из нескольких досок, в противном случае она коробится и при зажатии между роликами или тормозом трескается. Ширина каждой из составных досок равна 115—200 мм. Доски между собой не соединяют, а крепят только к бабе.

Хорошая стойкость доски равна 50—60 рабочим часам. Чем больше молот, тем стойкость доски меньше. Стойкость зависит от правильности установки доски и наладки молота. При недостаточной тщательной наладке средняя стойкость доски иногда составляет только около 20 рабочих часов. Поэтому, исходя из потребности производства, на складе должен быть запас досок, но не более чем на трое-четверо суток, иначе они не будут удовлетворять техническим требованиям (слишком сухие трескаются, очень влажные коробятся). Доски следует хранить на ровных стеллажах в определенном порядке.

В процессе работы доски не только ломаются, но в основном изнашиваются роликами. Последнее происходит в местах наибольшего проскальзывания (на участке разгона H_1 , см. далее рис. 80). Иногда, например, когда близок конец смены и нежелательно останавливать молот, изношенные доски не заменяют, а проглаживают раскаленной стальной полосой, поджигая доску для выравнивания ее толщины.

Доски, бывшие в употреблении, лучше всего перестрогать на меньшую допустимую толщину и хранить отдельно от новых.

Чтобы доска сильно не изнашивалась от действия роликов, нужно допускать их удельную нагрузку на доску не больше определенной допустимой величины. Максимальная подъемная сила P

$$P = 2N\mu = 2N_{\text{уд}}b\mu, \quad (151)$$

где μ — коэффициент трения между доской и роликом (для

бука по чугуно $\mu=0,4^*$); N — нормальная сила прижима роликов к доске, $Mн$ ($\kappa\Gamma$); $N_{уд}$ — удельная нагрузка, приходящаяся на погонную ширину доски, равная $N/b=0,06-0,1$ $Mн/м$ ($60-100$ $\kappa\Gamma/см$); b — ширина доски, $м(см)$.

В формулу (151) коэффициент 2 введен потому, что подъемная сила трения действует с двух сторон доски. Чем больше молот, тем выше $N_{уд}$.

В настоящее время для молотов весом падающих частей больше 0,02 $Mн$ (2 T) устанавливают две пары роликов, расположенных одна над другой. Вследствие этого нажимное усилие распределяется на большую площадь, а следовательно, удельная нагрузка на доску понижается. Четырехроликовые молоты строят весом падающих частей до 0,045 $Mн$ (4,5 T). Оптимальную подъемную силу, действующую на доски, определяют по формуле

$$P = (2 - 2,5) G, \quad (152)$$

где G — вес падающих частей молота $Mн$ ($\kappa\Gamma$), отсюда

$$(2 \div 2,5) G = 2N\mu$$

или

$$N = \frac{(2 \div 2,5)}{2} \cdot \frac{G}{\mu} = (1 \div 1,25) \frac{G}{\mu}.$$

При $\mu=0,4$, $N = (2,5-3) G$.

Чтобы сменить вышедшие из строя доски, необходимо выключить ролики путем поднятия тяги управления, опустить бабу слабым нажатием на педаль, выбить клинья и вывести доски кверху, включив ролики, т. е. опустив тягу управления.

Техника безопасности требует, чтобы сверху молота была установлена сетка (например, из полосовой стали) во избежание падения выведенных кверху досок. Достаточно, чтобы высота сетки была равна половине длины доски. На смену досок требуется затратить 10—15 *мин* и более, в зависимости от их количества.

При зачистке или смене штампа под бабу необходимо устанавливать подставки (два деревянных бруска) и следить за правильностью их установки. Для этой же цели служат механические приспособления в виде разного рода задвижек или собачек. У педали делается предохранитель в виде откидной собачки.

* Коэффициент трения изменяется с изменением скорости проскальзывания. Однако при изменении скорости проскальзывания от 2,5 *м/сек* почти до 0, что относится к данному случаю, коэффициент трения (μ) изменяется лишь на 5%. При выборе величины μ делается ошибка, большая чем 5%. Поэтому можно принимать $\mu = \text{const}$.

При падении баба отодвигает своим скосом планку (рис. 79) вправо так, что тяга 3 попадает в прорезь планки 5. Опускаясь в эту прорезь, тяга 4 (см. рис. 75) своим весом поворачивает передние эксцентриковые втулки 2 так, что ролик 3 придвигается к заднему ролику, зажимает доску и трением увлекает ее вверх. При этом тормозные колодки доской откидываются вверх, пропуская последнюю, поскольку центр радиуса рабочей поверхности колодки (см. рис. 78, а) расположен выше оси ее вращения. Тяга, проваливающаяся в прорезь планки, должна иметь определенный вес, необходимый для прижатия ролика к доске с достаточной силой.

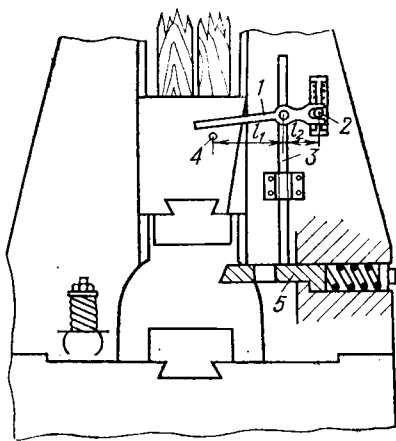


Рис. 79. Схема устройства автоматического управления фрикционного молота с доской

Вначале при подъеме происходит разгон бабы на пути H_1 (рис. 80, а). Далее баба движется со скоростью, равной окружной скорости роликов, до тех пор, пока штырь 6 (см. рис. 75 или 4 на рис. 79) не встретит выступающую часть выключающего рычага 5 (или 1 на рис. 79) и не поднимет его левый конец. При этом рычаг 1 (см. рис. 79) повернется в закреплённом на стойке шарнире 2 и потянет за собой тягу 3. Втулки 2 (см. рис. 75) переднего ролика повернутся на некоторый угол, отчего ролик 3 отодвинется от доски. С этого момента баба будет двигаться вверх по инерции. Когда накоп-

ленная энергия при движении вверх израсходуется, баба под действием собственного веса начнет двигаться вниз. Если педаль не нажата, то колодки 1 при обратном движении доски зажмут и остановят ее в верхнем положении.

Если необходимо совершать удары, то штамповщик должен нажать на педаль, при этом повернется ось тормозной колодки 1, которая отойдет от доски. Освобожденная доска с бабой под действием земного притяжения начнет падать. На некотором пути падения бабы тяга 4 остается в поднятом положении (тяга уперта своим концом в выдвинутую пружиной планку 5, см. рис. 79), и ролик остается отодвинутым от доски.

В известный момент баба своим скосом отодвинет планку 5, и конец тяги 3 провалится в ее прорезь, при этом доска окажется зажатой между роликами. Ролики начнут увлекать доску вверх.

При работе на фрикционном молоте с доской нет возможности регулировать энергию удара в процессе работы. Однако заранее можно установить подъем бабы на заданную высоту, закрепив ось 2 рычага 1 в Т-образном пазу на станине так, чтобы штырь 4 начал поднимать рычаг 1 раньше или позднее.

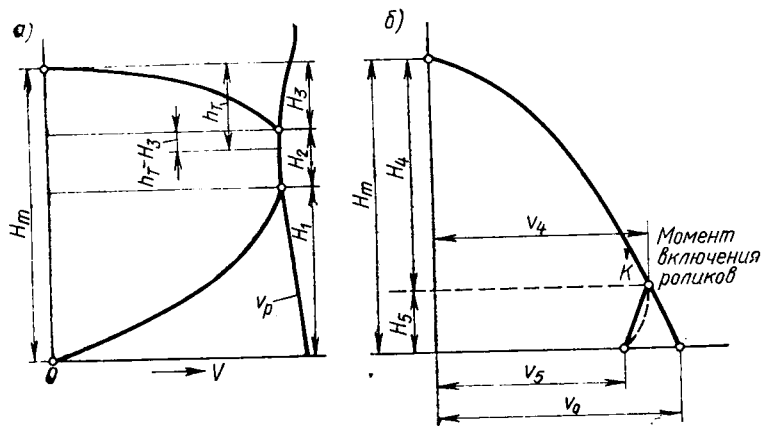


Рис. 80. График изменения скорости бабы (доски):
а — при подъеме бабы; б — при падении бабы

§ 31. РАБОТА МОЛОТА

Подъем. Изменение скорости движения бабы в процессе подъема изображено на рис. 80, а. По оси абсцисс отложена окружная скорость ролика, скорость движения бабы, а по оси ординат — ход бабы. Первый участок хода H_1 характеризует разгон бабы. Окружная скорость ролика v_p в процессе разгона падает; скорость бабы возрастет от нуля до окружной скорости роликов. На участке H_2 баба движется со скоростью, равной окружной скорости роликов. После отключения роликов на участке H_3 баба движется вверх по инерции за счет запасенной энергии, и, по мере расхода запасенной энергии на подъем и преодоление всех сопротивлений, скорость движения ее падает от окружной скорости роликов до нуля.

В зависимости от того, с какой силой прижаты ролики к доске, при проскальзывании возникнут силы трения различной величины, а следовательно, и период разгона H_1 будет различным. Чем больше сила нажатия, тем меньше проскальзывание, быстрее разгон, и меньше общее время на подъем, а следовательно, быстрееходнее молот. При использовании отскока бабы после удара период разгона уменьшится, как и перепад числа оборотов роликов.

Силу нажатия роликов необходимо рассчитывать так, чтобы, с одной стороны, период разгона был возможно меньшим, а с другой — давление на доску не превышало бы допустимой величины для данного материала доски.

Падение. При падении бабы скорость ее возрастает (рис. 80, б) от нуля до v_0 по закону равномерно ускоренного движения. Если в точке К произойдет автоматическое включение ролика, то свободное падение бабы прекратится, и начнется период торможения. Сила трения между роликами и доской направлена вверх, отчего скорость падения бабы уменьшается к моменту удара до v_5 .

Отрицательное действие предварения включения роликов заключается не только в понижении скорости удара, но и в том, что двигатель в момент включения роликов получает наибольшую нагрузку, а доска от трения сильно нагревается и изнашивается. Поэтому следует стремиться отрегулировать момент включения роликов так, чтобы использовался упругий отскок бабы после удара (подхват во время отскока).

Для этого тяга 3 (см. рис. 79) должна начинать проваливаться в прорезь планки 5 в тот момент, когда баба еще не соприкоснулась с поковкой примерно на 100—200 мм. Пока тяга 3 будет совершать свой путь опускания, баба успеет совершить деформацию поковки, и начнется ее отскок.

По окончании работы на молоте баба должна быть обязательно опущена во избежание несчастного случая от неожиданного нажатия на педаль, не поставленную на предохранитель. Чтобы включить электродвигатель, избегая чрезмерной его перегрузки (разгон под нагрузкой), необходимо отключить ролики (поднять тягу 3). Для этой цели имеется специальная откидная рукоятка, при помощи которой поднимают тягу 3. После этого можно пустить в ход электродвигатель и, когда он приобретет нормальное число оборотов, следует опустить тягу 3, включив ролики в работу. Начнется подъем бабы, а при ненажатой педалью она остановится в верхнем положении.

Для совершения непрерывных автоматических ходов (ударов) следует нажать на педаль, и, пока она нажата, удары автоматически будут следовать один за другим.

§ 32. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ФРИКЦИОННОГО МОЛОТА С ДОСКОЙ

При анализе определяют: время подъема и падения бабы, влияние предварительного включения роликов, число ударов молота, расход энергии, энергию удара молота и к. п. д. молота. Введем следующие обозначения:

G — вес падающих частей, Mn (кг); m — масса падающих частей (кг) $[(кг \cdot сек^2)/м]$; n_p — число оборотов ролика, об/мин;

v_p — окружная скорость роликов, м/сек; H_m — максимальный ход бабы, м; R — сила трения в направляющих бабы, Мн (кГ); P — активная сила трения роликов о доску, поднимающая бабу, Мн (кГ); r_p — радиус ролика, м; $t_1, t_2, t_3, \dots$ — время прохождения участков пути H_1, H_2, H_3 и т. д., сек.

Подъем бабы. Рассмотрим период разгона бабы на участке H_1 (см. рис. 80, а). На этом участке активной силе P_1 препятствуют силы $G+R$. В результате действия всех сил на участке H_1 накапливается кинетическая энергия:

$$\frac{mv_1^2}{2} = (P_1 - G - R)H_1. \quad (153)$$

Принимая во внимание перепад числа оборотов роликов, окружная скорость роликов в конце периода разгона бабы *

$$v_p = \frac{\pi r_p n_p (1-s)}{30}. \quad (154)$$

Так как к концу хода на данном участке $v_1 = v_p$, то по уравнению (153), получим

$$v_p = \sqrt{\frac{(P_1 - G - R)H_1 2}{m}}, \quad (155)$$

следовательно, скорость на пути изменяется по параболическому закону.

Из уравнений (155) и (154) найдем величину хода H_1 :

$$H_1 = \frac{\pi^2 r_p^2 n_p^2 (1-s)^2 G}{30^2 (P_1 - G - R) 2g}. \quad (156)$$

Средняя скорость по времени на участке H_1 (от нуля до v_p) будет равна: $v_{ср1} = 1/2 v_p$. Подставляя значение v_p из уравнения (154):

$$v_{ср1} = \frac{1}{2} \frac{\pi r_p n_p (1-s)}{30} = \frac{\pi r_p n_p (1-s)}{60},$$

и отсюда время прохождения бабой участка H_1 :

$$t_1 = \frac{H_1}{v_{ср1}} = \frac{\pi r_p n_p (1-s) G}{30g (P_1 - G - R)}. \quad (157)$$

* В процессе разгона перепад числа оборотов происходит до значения $n_p(1-s)$, где s — скольжение электродвигателя. При синхронном числе оборотов электродвигателя $v_p \approx 2 \div 2,5$ м/сек. В случае скольжения электродвигателя $s=0,15$, окружная скорость получается $v_p \approx 1,7-2,1$ м/сек. Используя отскок бабы, скольжение электродвигателя можно принять в среднем $s \approx 0,15$, при неблагоприятном случае (без использования отскока) $s \approx 0,2$.

Сила трения R доски о тормозную колодку в направляющих бабы составляет $5 \div 6\%$ от веса падающих частей.

Определим величину хода на третьем участке H_3 . В момент выключения роликов скорость доски равна окружной скорости роликов. Накопленная кинетическая энергия подвижных частей молота расходуется при прохождении участка хода H_3 на подъем и преодоление сил сопротивления. Следовательно, работа всех сил на данном участке равна запасу кинетической энергии.

К силам сопротивления следует отнести вес бабы, трение в направляющих и, кроме того, силы, действующие на штырь (вес G_t тяги 3, см. рис. 79), вес $G_{вр}$ выключающего рычага 1 и силу, требуемую для поворота втулок 2 (см. рис. 75) с их рычагами в процессе подъема бабы на участке H_3 . Силами инерции тяги 3 и выключающего рычага 1 (см. рис. 79) можно пренебречь, поскольку эти силы в 3,5—5,0 раз меньше веса этих деталей.

С достаточной точностью для практических расчетов сила $P_{шт}$, воздействующая на штырь 4 (см. рис. 79), может быть принята

$$P_{шт} = \frac{(G_t + G_{вр})l_2}{l_1 + l_2} 1,1,$$

где коэффициент 1,1 учитывает силу, необходимую для поворота втулок 2 (см. рис. 75) и их рычагов, отсюда

$$\left(G + R + \frac{(G_t + G_{вр})l_2}{l_1 + l_2} 1,1 \right) H_3 = \frac{mv_p^2}{2}. \quad (158)$$

$$H_3 = \frac{G\pi^2 n_p^2 r_p^2 (1-s)^2}{g30^2 \left(G + R + \frac{(G_t + G_{вр})l_2}{l_1 + l_2} \right)}, \quad (159)$$

$$v_{ср3} = \frac{\pi n_p r_p (1-s)}{2 \cdot 30},$$

а время прохождения участка H_3

$$t_3 = \frac{H_3}{v_{ср3}} = \frac{G\pi n_p r_p (1-s)}{30g \left[G + R + \frac{(G_t + G_{вр})l_2}{l_1 + l_2} \right]}. \quad (160)$$

Рассмотрим участок H_2 :

$$H_2 = H_m - (H_1 + H_3). \quad (161)$$

Скорость бабы на этом участке постоянна и равна окружной скорости роликов, соответствующей моменту окончания периода

разгона бабы:

$$v_2 = v_p = \frac{\pi n_p r_p (1-s)}{30}.$$

Время движения бабы на участке H_2 :

$$t_2 = \frac{H_2}{v_p} = \frac{(H_m - H_1 - H_3) 30}{\pi n_p r_p (1-s)}. \quad (162)$$

Полное время, затраченное на подъем бабы:

$$T_1 = t_1 + t_2 + t_3. \quad (163)$$

Падение бабы без предварения включения роликов. Напишем баланс работы на участке H_m

$$(G - R) H_m = \frac{mv_0^2}{2}, \quad (164)$$

отсюда

$$v_0 = \sqrt{\frac{(G - R) H_m 2g}{G}} \quad (165)$$

тогда

$$v_{cp} = \frac{v_0}{2}$$

и

$$t_{H_m} = \frac{H_m}{v_{cp}} = \frac{2H_m}{\sqrt{\frac{(G - R) H_m 2g}{G}}}. \quad (166)$$

Время, затраченное на подъем и падение бабы без предварения включения роликов,

$$T = T_1 + t_{H_m}, \quad (167)$$

а отсюда число ударов в минуту

$$n = \frac{60}{T}. \quad (168)$$

Обычно молот развивает около 45 ударов в минуту.

Падение бабы с предварением включения роликов. В некоторых случаях при штамповке предварение включения роликов неизбежно в результате разницы в высоте поковки при первом и последнем ударах. Если наладить автоматическое устройство на включение роликов с использованием отскока при первом ударе, то в некоторых случаях произойдет предварительное включение роликов при последнем ударе. Весь ход H_m при падении в этом случае (см. рис. 80, б) разбивается на участок H_4 свободного падения и участок H_5 падения с подтормаживанием вследствие предварения включения роликов. К концу участка H_4 скорость

по уравнению (165)

$$v_4 = \sqrt{\frac{2g(G-R)H_4}{G}}. \quad (169)$$

При средней скорости на участке H_4 , равной $v_{ср4}=v_4/2$, время прохождения этого участка

$$t_4 = \frac{2H_4\sqrt{G}}{\sqrt{2g(G-R)H_4}}. \quad (170)$$

Скорость v_5 к концу хода на участке H_5 определится из уравнения работы на участках H_4 и H_5 :

$$\frac{Gv_4}{2g} + (G-R-P_5)H_5 = \frac{Gv_5}{2g}, \quad (171)$$

откуда

$$v_5 = \sqrt{v_4^2 + \frac{(G-R-P_5)H_5 2g}{G}}. \quad (172)$$

$P_5 > G$ и, следовательно, $v_5 < v_4$. На участке пути H_5 средняя скорость и время прохождения составят:

$$v_{ср5} = \frac{v_5 + v_4}{2} \quad \text{и} \quad t_5 = \frac{2H_5}{v_4 + v_5}. \quad (173)$$

Полное время падения с предварением включения роликов $T_2 = T_4 + t_5$. Полное время подъема и падения с учетом предварения включения $T' = T_1 + T_2$, а число ударов $n' = 60/T'$. Энергия удара молота

$$A = \frac{mv_5^2}{2} = (G-R)H_4 + (G-R-P_5)H_5. \quad (174)$$

Если нет предварения включения роликов, то $H_5 = 0$, а $H_4 = H_m$.

Определение коэффициента полезного действия фрикционно-го молота с доской. Обозначим через L_1 работу, переданную доске за один ход подъем — падение:

$$L_1 = P_1H_1 + P_2H_2 + P_3H_3, \quad (175)$$

где, согласно уравнению (151), $P_1 = 2bN_{уд\mu} = 2N\mu$.

Подъемное усилие P_2 , действующее на участке H_2 установившегося движения,

$$P_2 = G + R. \quad (176)$$

На участках H_3 и H_4 подъемная сила $P = 0$ (ролики отключены). На участке H_5 предварения включения роликов подъем-

ную силу P_5 можно принять соответствующей уравнению (151), т. е. равной P_1 :

$$P_5 = P_1. \quad (177)$$

Так как на первом участке происходит проскальзывание, то путь, сделанный роликами, будет больше пути, пройденного доской, и, следовательно, работа, поглощенная роликами, определится из формулы

$$L'_1 = P_1 r_p \varphi_1, \quad (178)$$

где φ_1 — угол поворота ролика в радианах за время t_1 при среднем числе оборотов

$$\frac{n_p + n_p(1-s)}{2} = \frac{n_p(2-s)}{2} = n_p(1-s/2);$$

r_p — радиус ролика, м (см);

$$\varphi_1 = \frac{\pi n_p(2-s)}{30 \cdot 2} t_1 = \frac{\pi n_p(1-s/2)}{30} t_1. \quad (179)$$

Подставив выражение для φ_1 из уравнения (179) в уравнение (178), получим

$$L'_1 = P_1 \frac{\pi n_p(2-s) r_p}{30 \cdot 2} t_1 = P_1 \frac{\pi n_p(1-s/2) r_p}{30} t_1. \quad (180)$$

Аналогично на участке H_2 и H_5 энергия, поглощенная роликами,

$$L'_2 = P_2 \frac{\pi n_p r_p(1-s)}{30} t_2, \quad (181)$$

$$L'_5 = P_5 \frac{\pi n_p r_p(1-s'/2)}{30} t_5. \quad (182)$$

Работа, поглощенная роликами за время одного хода,

$$L_2 = L'_1 + L'_2 + L'_5 = \frac{\pi n_p r_p}{30} \times \\ \times [P_1(1-s/2)t_1 + P_2(1-s)t_2 + P_5(1-s'/2)t_5], \quad (183)$$

где s' — скольжение электродвигателя в момент удара; его можно принимать равным 0,25.

Коэффициент полезного действия фрикционной передачи можно найти из уравнения $\eta_f = L_1/L_2$. Кроме того, при вращении роликов затрачивается некоторая работа на преодоление сил трения в цапфах роликов (шипях). На каждый ролик действуют силы нажатия N и $P_1/2$; $P_2/2$ и т. д. в зависимости от того, какой участок хода рассматривается. Переноса силы N и $P/2$ в центр вращения ролика, получим равнодействующую на участке H_1

$$R_1 = \sqrt{(P_1/2)^2 + N^2}. \quad (184)$$

Подъем рычага I (см. рис. 79) до выключения роликов начинается на конечном участке хода H_2 бабы (см. рис. 80). Весь путь подъема рычага обозначим через h_T . Тогда на части $h_T - H_3$ участка H_2 будет действовать сила воздействия на штырь 4 (см. рис. 79) со стороны рычага I в момент начала его подъема и выключения роликов. Поэтому участок H_2 по подъемной силе разбивается на два участка. Первый — $H_2 - (h_T - H_3)$, на котором действует подъемная сила P_2 ; при этом равнодействующая

$$R'_2 = \sqrt{(P_2/2)^2 + N^2},$$

и второй участок, равный $h_T - H_3$, где вначале подъемная сила

$$P_2 + \frac{(G_T + G_{BP})l_2}{l_1 + l_2} \cdot 1,2,$$

здесь коэффициент 1,2 вместо 1,1 учитывает преодоление сил инерции в момент начала подъема рычага I . Затем по мере отхода ролика эта сила и сила N падают до нуля. Отсюда на втором участке $(h_T - H_3)$ равнодействующая в среднем

$$R''_2 = \sqrt{\left[\frac{P_2}{2 \cdot 2} + \frac{(G_T + G_{BP})l_2}{(l_1 + l_2)2} \cdot 1,2 \right]^2 + (N/2)^2}.$$

Однако в связи с тем, что участок $h_T - H_3$ весьма мал, для практических расчетов можно принимать, что на участке H_2

$$R_2 = \sqrt{(P_2/2)^2 + N^2}, \quad (185)$$

а на участке H_5

$$R_5 = \sqrt{(P_5/2)^2 + N^2}. \quad (186)$$

Сила R_1 будет прижимать цапфу ролика к эксцентриковой втулке, вследствие чего в цапфах возникнет сила трения, равная $R_1\mu_{\Pi}$, которая дает момент трения в цапфах на первом участке хода бабы $M_{\text{тр}} = R_1\mu_{\Pi}r_{\Pi}$, где r_{Π} — радиус цапф роликов, m ; работа трения в цапфах двух роликов на этом участке

$$L_{\text{тр}1} = 2\varphi_1 M_{\text{тр}} = R_1\mu_{\Pi}r_{\Pi} \frac{\pi n_p(2-s)}{30} t_1, \quad (187)$$

так как угол φ_1 поворота ролика определяется из уравнения (179). На втором и пятом участках аналогично:

$$L_{\text{тр}2} = R_2\mu_{\Pi}r_{\Pi} \frac{\pi n_p(1-s)}{15} t_2; \quad (188)$$

$$L_{\text{тр}5} = R_5\mu_{\Pi}r_{\Pi} \frac{\pi n_p(1-s'/2)}{15} t_5. \quad (189)$$

Полная работа трения с учетом двух роликов

$$L_{\text{тр}} = \mu_{\text{ц}} r_{\text{ц}} \frac{\pi n_{\text{р}}}{15} \left[R_1 t_1 \frac{2-s}{2} + R_2 t_2 (1-s) + R_5 t_5 (1-s'/2) \right]. \quad (190)$$

Полную работу, поглощенную роликами с учетом трения в цапфах, находят по формуле

$$L = \frac{\pi n_{\text{р}} r}{30} [P_1 (1-s/2) t_1 + P_2 (1-s) t_2 + P_5 t_5 (1-s'/2)] + \\ + \mu_{\text{ц}} r_{\text{ц}} \frac{\pi n_{\text{р}}}{15} [R_1 t_1 (1-s/2) + R_2 t_2 (1-s) + R_5 t_5 (1-s'/2)]. \quad (191)$$

С учетом к. п. д. передачи $\eta_{\text{м}}$ от двигателя к роликам (редуктора) вся работа, затраченная на приведение в действие молота, $L' = L / \eta_{\text{м}}$. Эффективный коэффициент полезного действия молота есть отношение полезной работы ко всей работе, полученной от электродвигателя:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{A}{L'} = \frac{A \eta_{\text{м}}}{L}. \quad (192)$$

Если обозначить через η_{Σ} суммарный к. п. д. котла, турбогенератора, трансформаторов и линии передачи, то экономический к. п. д. молота

$$\eta_{\text{эж}} = \eta_{\text{э}} \eta_{\Sigma} \eta_{\text{д}}, \quad (193)$$

где $\eta_{\text{д}}$ — к. п. д. электродвигателя.

Эффективная мощность молота

$$N_{\text{э}} = \frac{A n}{60}, \text{ дж} \left(\frac{A n}{60 \cdot 75}, \text{ л. с.} \right), \quad (194)$$

где n — число ударов молота в минуту. Поскольку $n = 60/T$, то

$$N_{\text{э}} = \frac{A}{T}, \text{ дж} \left(\frac{A}{75 \cdot T}, \text{ л. с.} \right).$$

Средняя мощность на валу электродвигателя для работы молота:

$$N_{\text{ср}} = \frac{L}{\eta_{\text{м}} T}, \text{ дж} \left(\frac{L}{\eta_{\text{м}} T 75}, \text{ л. с.} \right). \quad (195)$$

Определение веса тяги автоматического устройства управления работой молота. В период разгона бабы на ролик со стороны доски действует сила нажима N и сила трения $P_1/2$ (рис. 81). Окружное усилие Q на шестерне, приводящей во вращение ролик, направлено под углом зацепления φ к касательной начальной окружности шестерни. Вследствие этого крутящий момент

$M_{кр}$ на валу ролика

$$M'_{кр} = QR_{ок} \cos \varphi,$$

где $R_{ок}$ — радиус начальной окружности шестерни, m (см).

Усилие Q передается на опоры ролика. Ввиду того, что $\cos \varphi$ близок к единице, можно с достаточной для практических целей точностью считать, что это усилие алгебраически складывается с силой N .

Перенесем силу $P_1/2$ на ось ролика. Получим момент вращения $P_1/2 \cdot r_p$, преодолеваемый электродвигателем, и силу $P_1/2$, проходящую через ось ролика. Таким образом, на опоры обеих

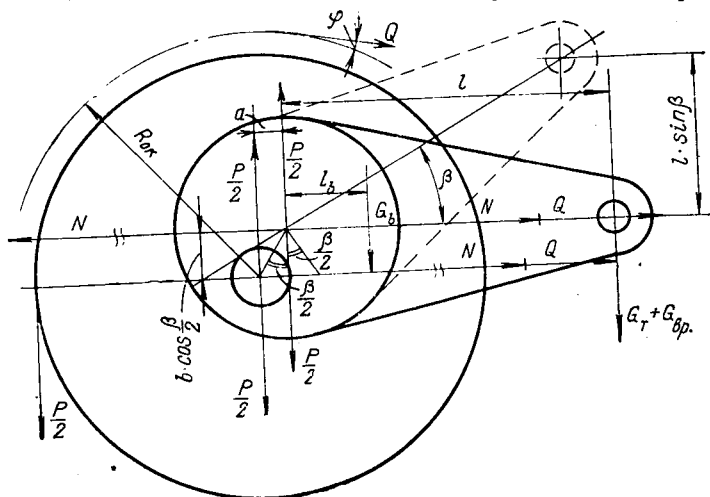


Рис. 81. Схема сил, действующих на систему ролик — эксцентриковая втулка

цапф ролика будет действовать сила $\sqrt{(P_1/2)^2 + (N+Q)^2}$, вызывающая момент трения $M_{тр}$

$$M_{тр} = r_{цц} \mu_{ц} \sqrt{(P_1/2)^2 + (N+Q)^2}, \quad (196)$$

здесь $r_{ц}$ — радиус цапфы, m (см); $\mu_{ц}$ — коэффициент трения в цапфе.

Крутящий момент на валу ролика $M_{кр}$ с учетом трения в его цапфах

$$M_{кр} = (P_1/2)r_p + r_{цц} \mu_{ц} \sqrt{(P_1/2)^2 + (N+Q)^2}. \quad (197)$$

В современных фрикционных молотах цапфы роликов устанавливают на шарикоподшипниках, коэффициент трения которых не превышает 0,002. Поэтому второй член правой части выражения (197) практически не влияет на величину крутящего

момента. Тогда выражение (197) можно переписать:

$$M_{кр} = (P_1/2)r_p. \quad (198)$$

Естественно, что $M_{кр}$ должен быть равен $M'_{кр}$, откуда

$$QR_{ок} \cos \varphi = (P_1/2)r_p$$

или

$$Q = \frac{P_1 r_p}{2R_{ок} \cos \varphi}. \quad (199)$$

Перенесем силы $P_1/2$ и $N+Q$ с оси ролика на ось эксцентриковой втулки, получим (см. рис. 81) моменты вращения $P_1/2 \cdot a$ и $(Q+N)b$ и силы $P_1/2$ и $Q+N$, проходящие через ось эксцентриковой втулки. На опоры эксцентриковых втулок действует еще вес G_T тяги, вес G_B самих втулок с рычагами и вес выключающего рычага $G_{вр}$.

Следовательно, силы, действующие на эксцентриковые втулки ролика, будут вертикально направленные $P_1/2 + G_T + G_B + G_{вр}$ и горизонтально направленные $Q+N$. Равнодействующая этих сил прижимает эксцентриковую втулку к опоре и вызывает в ней момент трения $M_{тр}$

$$M_{тр} = r_B \mu_B \sqrt{(P_1/2 + G_B + G_T + G_{вр})^2 + (N+Q)^2},$$

где r_B — внешний радиус эксцентриковой втулки, $m(см)$; μ_B — коэффициент трения в опорах втулки, $\mu_B = 0,08$.

Ввиду малой величины $G_T + G_B + G_{вр}$ относительно $(P_1/2)$ не превосходит величины $0,05 P_1/2$, для упрощения можно написать

$$M_{тр} = r_B \mu_B \sqrt{(P_1/2)^2 + (Q+N)^2}. \quad (200)$$

В процессе включения роликов на первой половине хода поворота $\beta/2$ рычага l и эксцентриковой втулки ролик еще не касается доски, и поэтому он передвигается вхолостую, без нагрузок N и $P/2$. На второй половине поворота $\beta/2$ эксцентриковой втулки ролик постепенно входит в соприкосновение с доской. Величина N возрастает от нуля до N или в среднем составляет $N/2$, а величина $P_1/2$ возрастает от нуля до $P_1/2$ или в среднем составляет $P_1/(2 \cdot 2)$. Согласно уравнению (199) Q также будет изменяться от нуля до величины

$$\frac{P_1 r_p}{2R_{ок} \cos \varphi} \text{ и в среднем составит}$$

$$\frac{Q}{2} = \frac{P_1 r_p}{2 \cdot 2R_{ок} \cos \varphi}. \quad (201)$$

Плечо у сил $N+Q$ при эксцентриситете, равном b , изменяется от b до $b \cos \beta/2$ и в среднем составляет

$$\frac{b + b \cos \frac{\beta}{2}}{2}.$$

Ввиду того, что $\cos \beta/2 \approx 1$, можно принять среднее плечо

$$\frac{b + b \cos \frac{\beta}{2}}{2} \approx b.$$

У силы $P_1/2$ плечо изменяется от нуля до $a = b \sin \beta/2$ или в среднем за время собственно включения роликов

$$\frac{a}{2} = \frac{b \sin \beta/2}{2}.$$

При повороте эксцентриковой втулки на угол β (в градусах) тяга 3 вместе с выключающим рычагом 1 (см. рис. 79) опустится на величину $l \sin \beta$ и совершит работу $(G_{вр} + G_T) \times l \sin \beta$ (см. рис. 81).

Баланс работы за период включения роликов

$$\begin{aligned} (G_{вр} + G_T) l \sin \beta = & \frac{P_1 a}{2 \cdot 2 \cdot 2} \frac{\pi(\beta/2)}{180} + \frac{Q + N}{2} b \frac{\pi(\beta/2)}{180} + \\ & + r_{в\mu_{в}} \frac{\pi\beta/2 \sqrt{(P_1/2)^2 + (N + Q)^2}}{180 \cdot 2} - \\ & - \mu_{ц} r_{ц} \frac{\pi\beta/2 \sqrt{(P_1/2)^2 + (N + Q)^2}}{180 \cdot 2} - G_{в} l_{в} \sin \beta. \end{aligned} \quad (202)$$

Решая уравнение (202) относительно G_T , найдем

$$\begin{aligned} G_T = & \frac{\pi\beta[P_1 a/4 + (N + Q)b + (r_{в\mu_{в}} - \mu_{ц} r_{ц}) \sqrt{P_1^2/4 + (N + Q)^2}]}{720 l \sin \beta} - \\ & - \frac{G_{в} l_{в}}{l} - G_{вр}. \end{aligned} \quad (203)$$

Приняв обычное значение $\beta = 30^\circ$ и пренебрегая величиной $\mu_{ц} r_{ц}$ (ошибка менее 3%), получим упрощенную формулу:

$$\begin{aligned} G_T = & \frac{0,262[P_1 a/4 + (N + Q)b - r_{в\mu_{в}} \sqrt{P_1^2/4 + (N + Q)^2}]}{l} - \\ & - \frac{G_{в} l_{в}}{l} - G_{вр} \end{aligned} \quad (204)$$

Все силы при расчетах по формулам (203) и (204) принимаются в меганьютонах (килограмм-силах), а линейные размеры в метрах (сантиметрах).

Чтобы молот работал нормально, вес тяги должен быть не меньше величины, рассчитанной по (203) и (204). Фрикционные молоты с доской лучше всего использовать для одноручевой штамповки и для правки поковок после термической обработки.

§ 33. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Молоты с механическим приводом предназначены для выполнения протяжки заготовок небольших поперечных сечений. У современных молотов с механическим приводом в системе привода всегда имеется эластичное тело — буфер, резиновый или в виде пружины и рессоры (рис. 82 и 83). Назначение бу-

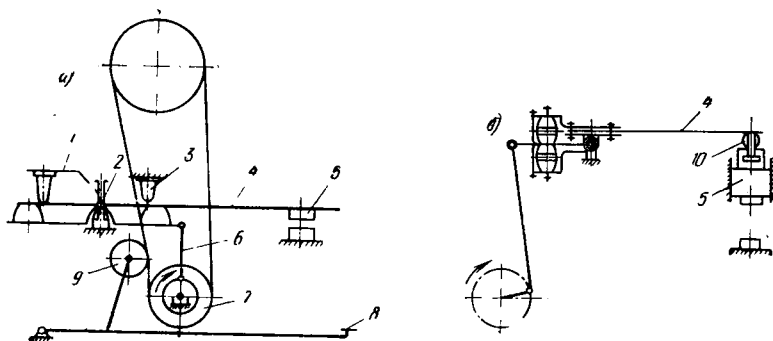


Рис. 82. Схема рычажного молота:
а — без направляющих; б — с направляющими

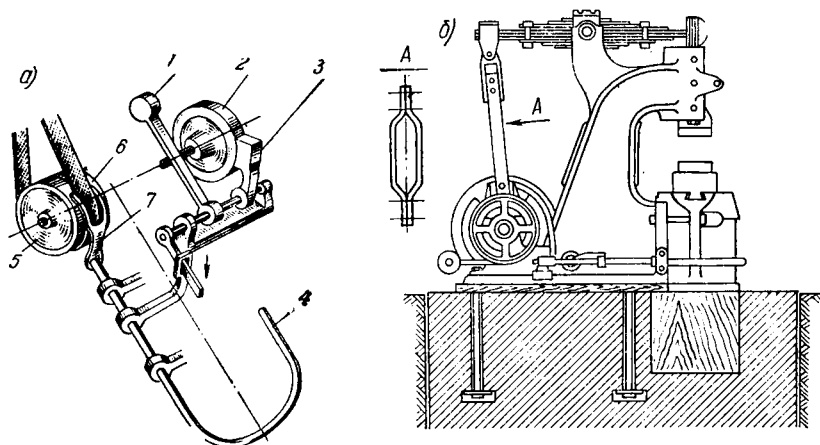


Рис. 83. Схема рессорного молота:
а — схема управления; б — схема молота

фера — аккумулировать механическую энергию в процессе обратного хода (подъема) и передавать ее падающим частям молота в процессе их движения вниз, таким образом ускоряя падение.

Механизм привода у этих машин, как правило, шатунно-кривошипный, число ходов составляет от 400 до 120 в минуту в зависимости от типа молота и веса падающих частей от 70 до 2500 н (7—250 кГ). Молоты с механическим приводом применяют в кустарном производстве тонких металлических изделий (косы, лезвия ножей и т. п.) и в ремонтных мастерских. Широкого распространения в СССР они не получили.

§ 34. РЫЧАЖНЫЕ МОЛОТЫ С РЕЗИНОВЫМИ БУФЕРАМИ

Рычажные молоты (см. рис. 82) обычно имеют деревянное молотовище 4. На кривошипном валу насажен шкив 7, приводный ремень которого при нажатии на педаль 8 натягивается роликом 9. Шатун 6 связывает кривошип с передним плечом трехплечего рычага 1. На каждом плече расположен резиновый буфер. Рычаг 1 имеет общую с молотовищем ось вращения 2. Молотовище при установке зажимают между буферами рычага, снабженными регулировочными винтами с контргайками. На станине над молотовищем имеется отбойный буфер 3.

К молотовищу бабу 5 или жестко прикрепляют при помощи болтов (рис. 82, а), или притягивают коротким ремнем (рис. 82, б), причем между бабой и молотовищем устанавливают резиновый буфер 10. При быстром подъеме шатуна 6 в процессе вращения кривошипа буферами рычага 1 молотовище поворачивается вокруг оси 2 и отбрасывается на отбойный буфер 3. Чем с большей скоростью совершается бросок, тем больше сожмется отбойный буфер 3 и большую энергию передаст молотовищу при падении бабы. В процессе опускания шатуна крайний нижний буфер рычага 1 воздействует на конец молотовища в сторону падения бабы. Под совместным действием этого и отбойного буферов молотовище получит добавочное ускорение в процессе падения бабы.

Молоты с жестко закрепленной на молотовище бабой не имеют направляющих (см. рис. 82, а). В процессе перемещения бабы лицевые поверхности бойков оказываются непараллельными, что необходимо учитывать. Вес падающих частей у таких молотов, не имеющих направляющих, составляет от 70 до 900 н (7 до 90 кГ), а число ходов — соответственно от 435 до 225 в минуту.

Молоты с подвешенной на ремне к молотовищу бабой имеют для нее направляющие, и, таким образом, в процессе движения бабы лицевые поверхности бойков остаются все время параллельными. Вес падающих частей у рычажных молотов, имею-

щих направляющие, от 230 до 2250 н (23—225 кг) при числе ходов от 350 до 125 в минуту.

При свободной педали 8 нажимной ролик 9 не воздействует на ремень привода, и последний свободно проходит под шкивом 7 кривошипного (эксцентрикового) вала. Кривошипный вал при этом остается в покое, а молотовище находится примерно в горизонтальном положении (баба находится в положении несколько выше половины хода), обеспечивая соответственный просвет между бойками.

При нажатии на педаль 8 в зависимости от пути ее передвижения нажимной ролик 9 сильнее или слабее натягивает приводной ремень, в большей или меньшей мере проскальзывающий по шкиву 7 эксцентрикового вала, отчего как число ходов, так и размах молотовища (ход бабы) соответственно изменяются. Следовательно, энергия удара у этих молотов изменяется при одновременном изменении числа ударов. При эксплуатации рычажных молотов необходимо тщательно следить за состоянием и правильным положением резиновых буферов и по мере износа переставлять их или заменять.

§ 35. РЕССОРНЫЕ МОЛОТЫ

У рессорных молотов на кривошипном валу (см. рис. 83) имеются расположенные рядом холостой 5 и рабочий 6 шкивы. При помощи отводки 7, действующей от педали 4, ремень привода передвигается с холостого на рабочий шкив, и молот включается в работу. На кривошипном валу находится также маховик 2, к ободу которого прижимается под действием контргруза 1 тормозная колодка 3. При нажатии на педаль преодолевается действие контргруза 1, тормозная колодка 3 отодвигается от обода маховика и торможение прекращается.

Шатун, связывающий кривошип с рессорой, состоит из двух изогнутых пластин, пружинящих при работе. Другой конец рессоры вставлен в набитую тавотом полость в головке бабы, передвигающейся в направляющих. Когда кривошип тянет шатун вниз, пластины шатуна несколько выпрямляются, а рессора изгибается выпуклой стороной вверх. Когда шатун начнет движение вверх, баба по инерции продолжит подъем, рессора изогнется в обратную сторону, причем пластины шатуна спружинят, раздаваясь в стороны. Вследствие этого баба при падении получит от рессоры дополнительное ускорение.

Неполное нажатие на педаль приводит соответственно к частичному передвижению отводкой приводного ремня с холостого на рабочий шкив. Вследствие этого происходит большее или меньшее проскальзывание ремня по рабочему шкиву. В соответствии с величиной проскальзывания ремня по рабочему шкиву кривошипный вал совершает то или иное число оборотов; при

этом изгиб рессоры и пластин шатуна изменяется, а баба развивает различную энергию удара. Следовательно, у рессорных молотов энергию удара регулируют, как и у рычажных, изменяя число оборотов кривошипа.

Эффективный к. п. д. рессорного молота сравнительно высокий: $\eta_{\text{э}} \approx 50\%$. Экономический к. п. д. (по использованию энергии топлива, вносимого в топку парового котла электростанции) — около 8—10%. Теория расчета пружинно-рессорных молотов представлена в работах Е. П. Унксова, П. А. Дунаева и А. И. Зимина. В СССР рессорные молоты описанного типа строят весом падающих частей от 300 до 150 н (30—150 кг) (табл. 6).

Характеристика рессорных молотов

Таблица 6

Параметры рессорного молота	Вес падающих частей n (кг)			
	300 (30)	600 (60)	1000 (100)	1500 (150)
Ход бабы, мм	150	220	280	300
Число полных ходов в минуту . .	300	225	175	150
Длина направляющих, мм	250	400	500	725
Длина бойка, мм	125	180	200	225
Мощность,				
л. с.	1,5	3	6	8
квт	1,1	2,2	4,4	5,8
Максимальная сторона квадрата проковываемой заготовки, мм . . .	40	60	100	120
Оптимальная сторона квадрата проковываемой заготовки, мм . . .	27	40	65	80

§ 36. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Винтовые presses изготавливаются с фрикционным и гидравлическим приводом. Фрикционные винтовые presses делятся на две группы: с верхним подвижным штампом и с нижним подвижным штампом.

Фрикционные presses осуществляют деформацию металла за счет энергии, запасенной их подвижными частями, в основном энергии вращательного движения маховика. Энергия за ход пресса полностью расходуется в процессе деформации металла. Для продолжения деформации необходимо произвести повторный ход. В зависимости от величины пути, на котором расходуется накопленная энергия (а путь зависит от сопротивления металла деформированию), разовьется большее или меньшее усилие. Чем выше сопротивление поковки, тем больше развиваемое прессом усилие и тем на меньшем пути расходуется накопленная подвижными частями энергия. При жестком «холодном» ударе (удар штампа по штампу) возникает особенно большое усилие, что может вызвать аварию пресса. Для предупреждения

аварии пресс снабжают предохранительным устройством (рис. 84) в виде срезающихся стержней 2, соединяющих маховик 1 с винтом 3.

Следует отметить, что конструкция с двумя предохранительными шпильками (см. рис. 84) менее удачна, чем с одной шпилькой, так как вследствие неизбежной неточности в изготовлении всей системы предохранителя одна шпилька будет нагружена больше другой и поэтому срежется первой, а затем уже срежется вторая. Та-

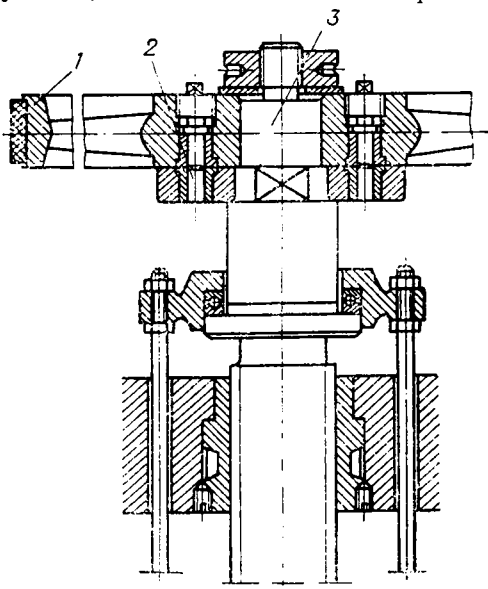


Рис. 84. Схема предохранительного устройства

ким образом, по существу шпильки работают не синхронно, а попеременно, отчего срезаются при нагрузках меньших, чем та, на которую рассчитан пресс.

Размер фрикционного винтового пресса определяется допускаемым усилием на систему винт — гайка в меганьютонах (тонно-силах), на которое рассчитана прочность его деталей. Это усилие называется номинальным усилием пресса.

Фрикционные винтовые прессы строятся для горячих и холодных работ. Прессы, предназначенные для холодных работ, например для листовой штамповки в упор, рассчитывают на удар штампа по штампу. Поэтому они не нуждаются в установке предохранительных устройств. При таком ударе детали пресса должны испытывать лишь упругую деформацию. В частности, станина пресса, предназначенного для холодных работ, должна упруго деформироваться в большей степени по сравнению со станией пресса, предназначенного для горячих работ, и путь, на котором расходуется накопленная энергия, за счет растяжения станины должен быть таким, чтобы развиваемое усилие при ударе по холодному металлу не превышало допустимого. Другими словами, стойки у прессов, предназначенных для холодных работ, должны быть более эластичными. Отсюда следует, что прессы, предназначенные для горячих работ, непригодны (будут часто срезаться предохранительные шпильки) для использования при холодных работах, например чеканки. Прессы, предназначенные для холодных работ, при использовании их для горячих работ будут давать поковки менее точных размеров (большие допуски).

Винтовые прессы с гидравлическим приводом строят по двум схемам:

1) гидравлический привод используется только для подъема и при рабочем ходе для накопления кинетической энергии вращательного движения (в основном массы маховика); рабочий ход таких прессов принципиально тождественен с фрикционными винтовыми прессами;

2) винтовой пресс совершает работу деформации обрабатываемого металла вначале как гидравлический, а затем, когда гидравлического усилия недостаточно для преодоления сопротивления поковки, вступает в действие запасенная кинетическая энергия вращательного движения подвижных масс. Эта система разработана проф. А. И. Зиминим, она принципиально отличается по характеру рабочего хода от предыдущей. Такие машины получили название «гидравлические пресс-молоты».

§ 37. ДВУХДИСКОВЫЕ ФРИКЦИОННЫЕ ВИНТОВЫЕ ПРЕССЫ С ВЕРХНИМ ПОДВИЖНЫМ ШТАМПОМ

Двухдисковый пресс с верхним подвижным штампом представляет собой замкнутую раму (рис. 85). Ползун 6 пресса

соединен с концом винта 4, который может свободно вращаться в имеющемся в ползуне 6 подпятнике. Винт 4 проходит через гайку 5, неподвижно закрепленную в станине. Вращение винту передается с помощью фрикционной передачи, состоящей из маховика 3, укрепленного на верхнем конце винта, и двух дисков. Диски вращаются на общем валу и могут попеременно входить в соприкосновение с ободом маховика путем перемещения вала с дисками вдоль его оси. При соприкосновении с одним диском маховик будет вращаться в одну сторону, при соприкосновении с другим диском — в обратную.

В небольших прессах вал с дисками перемещается с помощью рукоятки 8 (см. рис. 85) системой рычагов и тяг, а в

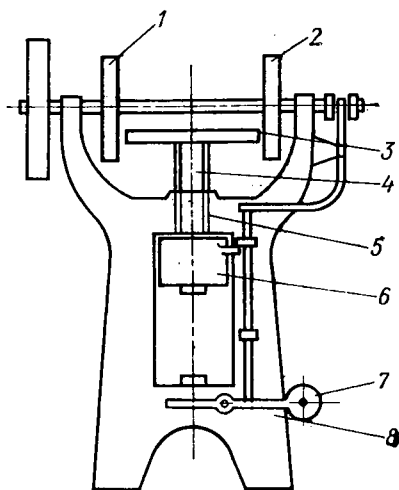


Рис. 85. Схема двухдискового фрикционного винтового пресса

крупных — с помощью сервопривода. По последней системе золотник управления перемещается от рукоятки (в современных прессах — от кнопки) и переключается на выпуск воздуха (или жидкости) в соответствующие полости цилиндра или на выпуск из них. Шток поршня цилиндра воздействует на рычаг, непосредственно перемещающий вал с дисками. Для удержания ползуна 6 в верхнем положении в крупных прессах предусматривают тормоз (рис. 86), так как резьба винта не самотормозящая. У малых прессов вместо тормоза подъемный диск удерживает ползун в верхнем положении. Более совершенной является конструкция пресса с тормозом.

Чтобы произвести рабочий ход, необходимо нажать на рукоятку или пусковую кнопку, тогда один из дисков (обычно левый по фронту) войдет в соприкосновение с маховиком. Диск по месту соприкосновения с маховиком имеет некоторую окружную скорость, а окружная скорость обода маховика в момент включения равна нулю. Постепенно маховик начинает приобретать окружную скорость и, опускаясь вместе с входящим в гайку 5 винтом 4 (см. рис. 85), соприкасается с частями диска, все более удаленными от оси вращения. Вследствие этого по мере опускания окружная скорость маховика возрастает.

В начале хода подвижных частей вниз окружная скорость маховика, постепенно возрастая, остается до некоторого момента меньше окружной скорости диска по месту их соприкосновения. Вследствие этого обод маховика проскальзывает по диску

(рис. 87, а). В некоторый момент при достаточной силе нажатия диска на обод маховика скорость последнего сравнивается со скоростью диска и при дальнейшем опускании будет следовать за ней. Перед ударом диск автоматически отодвигается от обода маховика (выступ на ползуне 6, воздействуя на нижний кулачок, закрепленный на тяге, передвинет тягу вниз). В дальнейшем маховик движется с некоторым ускорением, обусловленным разностью между весом системы подвижных частей и силами сопротивления их движению. При соприкосновении штампа с заготовкой накопленная энергия подвижных частей пресса расходуется на деформацию. От силы прижима диска к маховику зависит величина хода, на котором происходит проскальзывание между диском и маховиком.

У небольших прессов при ходе винта вниз диск нажимает на маховик посредством рычажной системы от рукоятки 8 (см. рис. 85). После удара под действием контргруза 7 к ободу маховика прижимается подъемный диск. В момент включения подъемный диск соприкасается с маховиком частями, наиболее удаленными от оси вращения и поэтому обладающими максимальной окружной скоростью $v_{\text{д макс}}$ (рис. 87, б), а окружная скорость обода маховика вследствие отскока (упругой отдачи растянутой станины и т. п.) будет нарастать и подхватываться подъемным диском (штриховая линия на рис. 87, б). Все же в момент подъема наблюдается проскальзывание между ободом маховика и диском, а следовательно, и связанная с этим потеря энергии.

Чем быстрее нарастает окружная скорость маховика (что зависит от скорости отскока и силы нажатия диска), тем больше сокращается время, затрачиваемое на подъем, а потери на трение при проскальзывании уменьшаются. Поэтому необходимо выбирать оптимальную силу прижима диска к маховику.

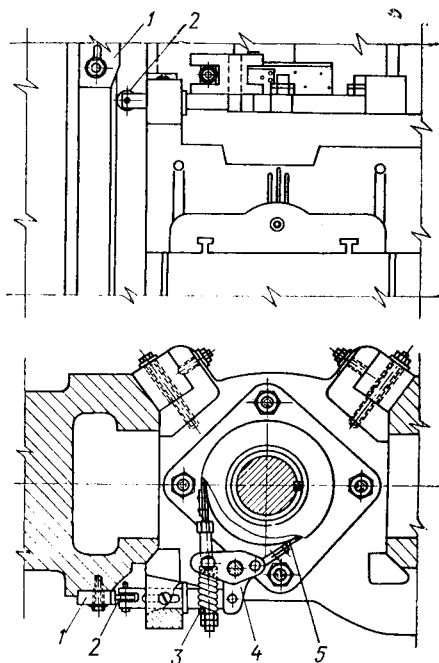


Рис. 86. Схема тормоза у фрикционно-винтового пресса:

1 — копир; 2 — ролик; 3 — пружина; 4 — трехплечий рычаг; 5 — тормозная лента

При анализе работы фрикционных винтовых прессов исследователи рассматривали только случай подъема подвижных частей с момента покоя. При этом разгон подвижных частей двухдискового пресса происходит в невыгодных условиях, когда маховик имеет нулевую окружную скорость, а диск по месту соприкосновения с маховиком — максимальную окружную скорость (см. рис. 87, б, линия 2); получаются большие потери на проскальзывание (заштрихованная площадь на рис. 87, б). Эффективный к. п. д. двухдискового пресса при таком подъеме и последующем ударе составляет около 9%. Подъем подвижных частей с момента покоя у прессов происходит только в начале

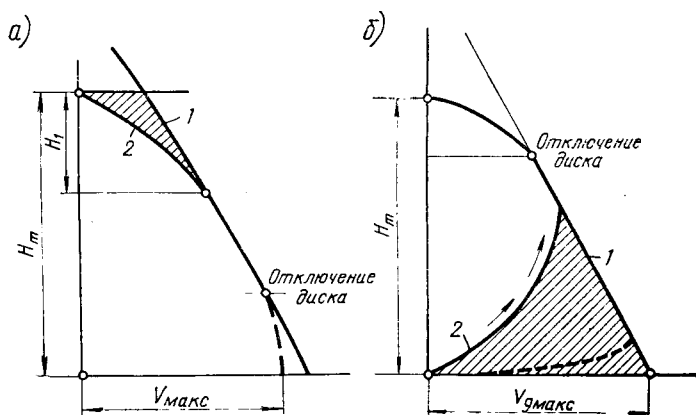


Рис. 87. График изменения окружной скорости обода маховика:

а — при движении ползуна вниз; б — при подъеме ползуна; 1 — изменение окружной скорости диска; 2 — изменение окружной скорости обода маховика

смены и после обеденного перерыва (когда на прессе прекращают работу, ползун обязательно следует опустить до соприкосновения штампов). В остальные периоды работы подъем подвижных частей пресса происходит вслед за ударом, упругое последствие за которым помогает разгону маховика при подъеме (штриховая кривая на рис. 87, б). Потери на проскальзывание получаются значительно меньшими, чем в случае подъема от состояния покоя, и эффективный к. п. д. двухдискового пресса в действительности составляет не 9%, а 12—18%, в зависимости от величины энергии, возвращенной вследствие упругой отдачи после удара.

Число ходов, развиваемое прессом, сравнительно невелико и в зависимости от его размера изменяется примерно от 25 до 10 ударов в минуту (табл. 7).

Таблица 7

Характеристика винтовых двухдисковых фрикционных прессов

Основные параметры	Номинальное усилие пресса, Мн(тс)						
	0,4 (40)	0,63 (63)	1,0 (100)	1,6 (160)	2,5 (250)	4,0 (400)	6,3 (630)
Энергия удара: кгм*	125	250	500	1000	2000	4000	8000
дж	1250	2500	5000	10 000	20 000	40 000	80 000
Число ударов в минуту	25	22	19	17	15	13	11
Ход ползуна (наибольший), мм	240	270	310	360	420	500	600
Расстояние между направляющими в свету, мм	310	350	400	460	580	670	740
Размер ползуна поперек фронта, мм	320	350	390	440	500	570	660
Размер стола поперек фронта, мм	410	450	500	560	650	750	880
Размер стола вдоль фронта, мм	360	400	450	510	580	670	790
Расстояние между столом и ползуном при крайнем нижнем его положении, мм	170	190	220	260	300	360	430
Ориентировочная потребляемая мощность электродвигателя: л. с.	2	3	4—6	5—7	8—10	15—18	25—30
квт	1,5	2,2	2,9—4,4	3,7—5,2	5,9—7,35	11—13,3	13,4—22

* В СССР строят прессы с повышенным на 55% числом ходов и одновременно с пониженной энергией удара, вследствие меньшего хода ползуна.

§ 38. ТРЕХДИСКОВЫЙ ФРИКЦИОННЫЙ ВИНТОВЫЙ ПРЕСС С ВЕРХНИМ ПОДВИЖНЫМ ШТАМПОМ

Основываясь на результатах исследования подъема подвижных частей двухдискового пресса с момента покоя, показывающего низкий к. п. д. (9%), с целью повышения к. п. д. была предложена ошибочная конструкция трехдискового фрикционного винтового пресса (рис. 88). В этой конструкции диск для подъема заменен двумя дисками меньшего размера. Зубчатая передача между ними обеспечивает их одинаковые окружные скорости у краев. После удара к ободу маховика придвигаются оба подъемных диска.

В начальный момент подъема нижний диск соприкасается с ободом маховика по месту, незначительно удаленному от оси вращения и поэтому обладающему небольшой окружной скоростью. Предполагалось, что проскальзывание между маховиком и диском вследствие этого уменьшается. По мере поднятия маховика увеличивается его окружная скорость, соответственно

увеличивается и окружная скорость диска (рис. 89). В конце подъема с помощью специального пальца на ползуне, задевающего кулачок, закрепленный на тяге управления, происходит автоматическое отключение диска от маховика. Коэффициент полезного действия за первый двойной (прямой и обратный) ход пресса при подъеме от состояния покоя выше 9%.

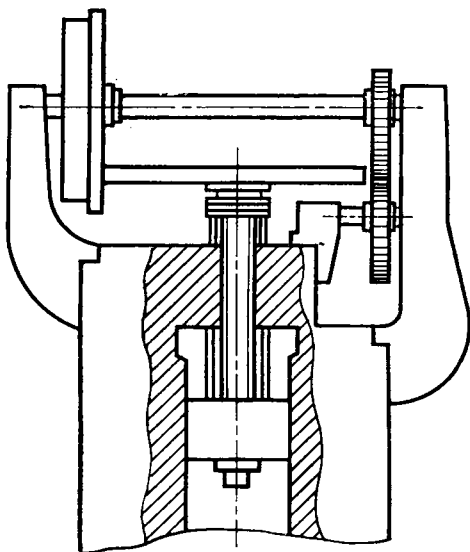


Рис. 88. Схема трехдискового фрикционного винтового пресса

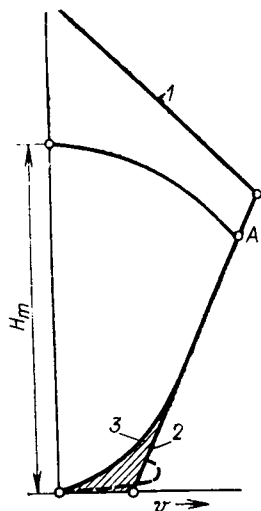


Рис. 89. График изменения окружной скорости маховика при подъеме ползуна трехдискового фрикционного винтового пресса:
1 — изменение окружной скорости верхнего подъемного диска; 2 — то же, у нижнего подъемного диска; 3 — изменение окружной скорости обода маховика; A — место отключения подъемного диска

Такой пресс конструктивно несовершенен и никакого преимущества по сравнению с двухдисковым не имеет. Наоборот, при подъеме нижний диск тормозит обод маховика, получающего скорость вследствие отскока (штриховая кривая на рис. 89). Следовательно, подъем у трехдискового пресса осуществляется в течение более продолжительного времени, тем более, что число оборотов подъемного нижнего диска вследствие передаточного числа от верхнего диска меньше, чем у подъемного диска пресса с одним подъемным диском, а число ходов и к. п. д.

меньше, чем у двухдискового. По этой причине в СССР отказались от выпуска трехдисковых прессов и изготавливают прессы двухдисковые в соответствии с ГОСТ 713—49. В кузницах СССР применяются трехдисковые прессы усилием 6 Мн (600 тс). Предназначены они для штамповки, в основном для высадки.

§ 39. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ДВУХДИСКОВОГО ФРИКЦИОННОГО ВИНТОВОГО ПРЕССА

Теорию расчета фрикционного винтового пресса в СССР впервые разработал проф. А. И. Зимин. С точки зрения наладки и эксплуатации винтовых фрикционных прессов представляет интерес определение расчетом сил прижима диска к ободу маховика при подъеме ползуна, а также момента отключения диска от маховика при подъеме*.

Рабочий ход. В момент прижатия диска к ободу маховика между ними происходит проскальзывание, причем относительная скорость проскальзывания в этот момент направлена горизонтально, поскольку маховик еще не получил вертикального перемещения. Когда в

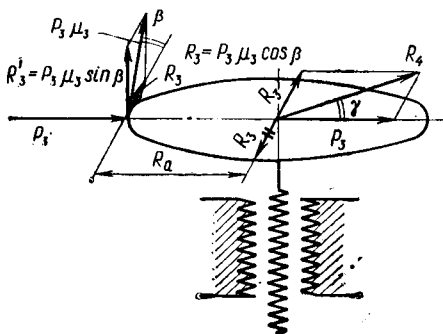


Рис. 90. Схема сил, действующих на маховик

процессе разгона окружная скорость маховика у обода сравняется с окружной скоростью диска, проскальзывание будет только в вертикальном направлении вследствие опускания подвижных частей пресса. Следовательно, по мере разгона маховика относительная скорость проскальзывания между ободом маховика и диском постепенно меняет свое направление от горизонтального до вертикального. Так как сила трения всегда направлена в противоположную сторону относительно проскальзывания, а последняя меняет свое направление, то и сила трения соответственно изменяет свое направление. Активная составляющая силы трения, разгоняющая маховик, т. е. горизонтальная составляющая $R_3 = P_3 \mu_z \cos \beta$ (рис. 90), может быть принята на участке разгона равной среднему ее значению между начальным ($\beta = 0^\circ$) и конечным ($\beta = 90^\circ$)

$$R_3 = \frac{P_3 \mu_z}{2}, \quad (205)$$

* Приводимые ниже расчеты несколько отличаются по расчетной схеме от предложенной проф. А. И. Зиминим.

где P_3 — сила прижима диска к маховику, н (кГ); μ_3 — коэффициент трения между диском и ободом маховика.

Аналогично вертикальную составляющую силы трения ($R_3' = = P_3 \mu_3 \sin \beta$), препятствующую опусканию подвижных частей пресса, можно принять за этот период равной также среднему ее значению при $\beta = 0^\circ$ и $\beta = 90^\circ$:

$$R_3' = \frac{P_3 \mu_3}{2}. \quad (206)$$

Сила R_3 , перенесенная на ось винта, геометрически складываясь с усилием P_3 прижима диска, дает равнодействующую R_4 , расположенную в горизонтальной плоскости и прижимающую винт к гайке:

$$R_4 = \sqrt{P_3^2 + R_3'^2} = P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2}.$$

Составим баланс работ сил, действующих в период разгона маховика пресса, когда происходит проскальзывание между ободом маховика и диском (участок H_1 на рис. 87, а).

1. Работа активной силы трения R_3 будет $L_1 = R_3 S$, где S — длина пути обода маховика по диску, равная

$$S = 2\pi \frac{H_1}{h} R_a,$$

здесь S — ход ползуна на участке проскальзывания обода маховика по диску, см (м); h — шаг нарезки винта, см (м); R_a — радиус обода маховика, см (м).

Тогда

$$L_1 = R_3 2\pi \frac{H_1}{h} R_a = P_3 \frac{\mu_3 2\pi H_1}{2h} R_a = P_3 a_1 H_1, \quad (207)$$

где

$$a_1 = \mu_3 \frac{\pi}{h} R_a. \quad (208)$$

2. Вес G системы подвижных частей на пути H_1 совершит работу в направлении движения:

$$L_2 = G H_1, \quad (209)$$

при этом $G = G_m + G_v + G_p$; соответственно вес маховика, винта и ползуна.

К силам сопротивления относится вертикальная сила трения на ободе маховика (см. рис. 90) R_3' , которая препятствует опусканию маховика.

3. В результате действия веса G системы и вертикально направленной силы R_3' на соответствующем пути получим работу

трения винта при скольжении его по полке гайки:

$$L_3 = (G - R'_3) \mu_4 2\pi \frac{H_1}{h} r_0, \quad (210)$$

здесь μ_4 — коэффициент трения винта по гайке, $\mu_4 \approx 0,1 - 0,08$; r_0 — средний радиус винтовой нарезки, см (м).

Обозначим

$$\mu_4 \frac{2\pi}{h} r_0 = a_2, \quad (211)$$

получим

$$L_3 = (G - R'_3) H_1 a_2,$$

или

$$L_3 = \left(G - \frac{P_3 \mu_3}{2} \right) H_1 a_2. \quad (212)$$

4. Силу трения в направляющих принимают равной 5% от веса подвижных частей. Таким образом, работа трения в направляющих составляет

$$L_4 = 0,05 G H_1. \quad (213)$$

В современных прессах хомут устанавливают на шарикоподшипнике (см. рис. 84). Тогда величину работы трения в хомуте при расчетах можно не принимать во внимание, так как коэффициент трения $\mu_6 < 0,002$. Ввиду малой величины работы трения в пяте (рис. 91) при расчетах можно пренебречь ее значением.

5. Работа вертикальной силы трения R'_3

$$L_5 = R'_3 H_1 = \frac{P_3 \mu_3}{2} H_1. \quad (214)$$

Работа трения боковой поверхности винта в гайке происходит от силы прижима винта к гайке в горизонтальном направлении и от опрокидывающего момента*.

Для определения силы прижима винта к гайке перенесем силу R_4 в верхнюю часть гайки винта. Получим в этой части гайки силу R_4 и момент $R_4 l_{\text{ср}}$ (рис. 92). Этот момент уравновешивается моментом защемления $P''l$ винта в гайке, а сила R_4 уравнове-

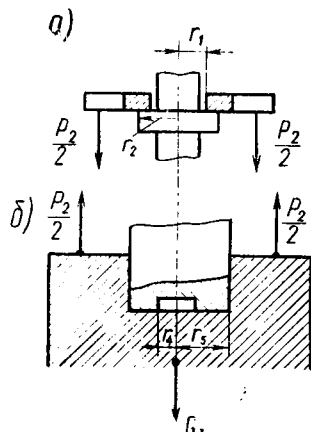


Рис. 91. Схема сил, действующих:

а — на хомут; б — на пяту винта фрикционного пресса

* Вследствие малого числа оборотов винта эффект от гироскопического момента практически равен нулю.

шивается равной ей по величине реакцией гайки на винт. Из условия равенства моментов

$$R_4 l_{\text{ср}} = P'' l,$$

где $l_{\text{ср}}$ — среднее расстояние маховика от гайки в процессе опускания на участке H_1 , м (см); * l — высота гайки, м (см).

Находим

$$P'' = \frac{R_4 l_{\text{ср}}}{l},$$

или

$$P'' = \frac{P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2}}{l} l_{\text{ср}} \quad (215)$$

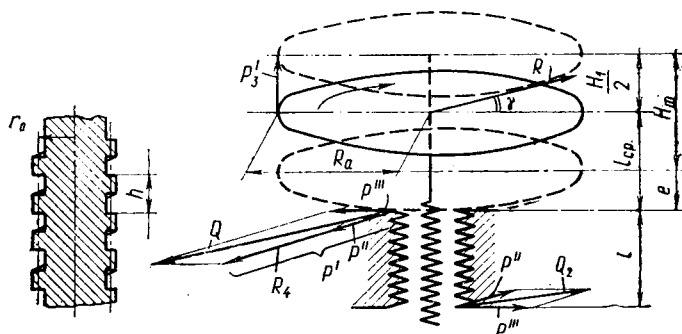


Рис. 92. Схема возникающего момента защемления винта в гайке при опускании ползуна

Кроме того, в верхней части гайки в направлении силы P'' на винт действует еще и реакция силы R_4 , отсюда

$$P' = R_4 + P'' = P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2} + P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2} \frac{l_{\text{ср}}}{l},$$

или

$$P' = P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2} \left(1 + \frac{l_{\text{ср}}}{l}\right). \quad (216)$$

Опрокидывающий момент от вертикальной силы R_3' на плече R_a уравнивается моментом защемления в гайке (см. рис. 92):

$$R_3' R_a = P''' l$$

* Величиной $l_{\text{ср}}$ предварительно задаются. Если после определения H_1 (246) окажется, что $l_{\text{ср}}$ будет значительно отличаться от предварительно заданной и это существенно отразится на результате расчета H_1 , то повторяют расчет, задавшись новым значением $l_{\text{ср}}$.

или

$$\frac{P_3 \mu_3}{2} R_a = P''' l;$$

отсюда

$$P''' = P_3 \mu_3 \frac{R_a}{2l}. \quad (217)$$

Силы P' и P''' расположены под углом γ , при этом

$$\cos \gamma = \frac{P_3}{P_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2}}. \quad (218)$$

Равнодействующая сил P' и P''' в верхней части гайки

$$Q_1 = \sqrt{(P')^2 + (P''')^2 + 2P'P''' \cos \gamma}$$

или, после подстановки (215) — (218) и преобразования,

$$Q_1 = P_3 \sqrt{\left[1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2\right] \left(1 + \frac{l_{cp}}{l}\right)^2 + \left(\mu_3 \frac{R_a}{2l}\right)^2 + \left(1 + \frac{l_{cp}}{l}\right) \mu_3 \frac{R_a}{l}}. \quad (219)$$

Обозначив корень при P_3 через b , получим

$$Q_1 = P_3 b; \quad (220)$$

$$b = \sqrt{\left[1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2\right] \left(1 + \frac{l_{cp}}{l}\right)^2 + \left(\mu_3 \frac{R_a}{2l}\right)^2 + \left(1 + \frac{l_{cp}}{l}\right) \mu_3 \frac{R_a}{l}}. \quad (221)$$

6. Работа трения винта о боковую поверхность верхней части гайки (от силы Q_1 прижима винта, см. рис. 92)

$$L_6 = P_3 b \mu_4 r_0 2\pi \frac{H_1}{h} \quad (222)$$

или, обозначив

$$b \mu_4 r_0 \frac{2\pi}{h} = a_3, \quad (223)$$

получим

$$L_6 = P_3 H_1 a_3. \quad (224)$$

В нижней части гайки равнодействующая Q_2 сил P'' и P'''

$$Q_2 = \sqrt{\frac{P_3^2 \left[1 + \left(\frac{\mu_3}{2} \right)^2 \right] l_{cp}^2}{l^2} + P_3^2 \mu_3^2 \left(\frac{R_a}{2l} \right)^2 + \frac{2P_3^2 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2} \right)^2} l_{cp}}{l^2 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2} \right)^2}} \frac{\mu_3}{2} R_a}$$

или

$$Q_2 = P_3 b_1, \quad (225)$$

где

$$b_1 = \sqrt{\left[1 + \left(\frac{\mu_3}{2} \right)^2 \right] \frac{l_{cp}^2}{l^2} + \left(\mu_3 \frac{R_a}{2l} \right)^2 + \frac{l_{cp} \mu_3 R_a}{l^2}}. \quad (226)$$

7. Работа трения винта в нижней части гайки от прижима силой Q_2

$$L_7 = P_3 b_1 \mu_4 r_0 2\pi \frac{H_1}{h}, \quad (227)$$

или

$$L_7 = P_3 H_1 a_k, \quad (228)$$

где

$$a_k = b_1 \mu_4 r_0 \frac{2\pi}{h}. \quad (229)$$

8. Кинетическая энергия подвижных частей пресса будет:

$$L_3 = J \frac{\omega^2}{2} + \frac{mv^2}{2}, \quad (230)$$

где J — момент инерции вращающихся масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ($\text{кг} \cdot \text{см} \times \text{сек}^2$); ω — угловая скорость маховика в момент, когда его окружная скорость достигнет окружной скорости диска, $\text{рад}/\text{сек}$; m — массадвигающихся частей пресса, (кг) [$(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}$]; v — поступательная скорость маховика в момент, когда его окружная скорость достигнет окружной скорости диска, $\text{м}/\text{сек}$ ($\text{см}/\text{сек}$)

$$J = \frac{1}{2} M_1 (R_a^2 - R_i^2) + \frac{zM_2 R_i^2}{3} + \frac{1}{2} m_2 r_0^2, \quad (231)$$

здесь M_1 — масса обода маховика, $\text{кг}[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; M_2 — масса одной спицы, $\text{кг}[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; m_2 — масса винта, $\text{кг}[(\text{кг} \cdot \text{сек}^2)/\text{см}]$; z — число спиц; R_a — наружный радиус обода маховика, $\text{м}(\text{см})$; R_i — внутренний радиус обода маховика, $\text{м}(\text{см})$.

Выразим угловую скорость маховика через его окружную скорость: $v_a = \omega R_a$, где v_a — окружная скорость обода маховика, м/сек (см/сек); отсюда

$$\omega = \frac{v_a}{R_a}. \quad (232)$$

Скорость опускания подвижных частей

$$v = \frac{\omega}{2\pi} h = \frac{v_a h}{R_a 2\pi}. \quad (233)$$

Таким образом, получена связь между поступательной скоростью маховика и его окружной скоростью. Тогда

$$L_3 = J \frac{v_a^2}{2R_a^2} + \frac{m v_a^2 h^2}{2R_a^2 4\pi^2} = \frac{v_a^2}{2R_a^2} \left(J + \frac{m h^2}{4\pi^2} \right). \quad (234)$$

Определим баланс работы:

$$L_1 + L_2 - L_3 - L_4 - L_5 - L_6 - L_7 = L_3,$$

раскрывая значения входящих в формулу составляющих в соответствии с (207), (209), (212), (213), (214), (224), (228) и (230), получим

$$\begin{aligned} P_3 H_1 a_1 + G H_1 - 0,05 G H_1 - \left(G - P_3 \frac{\mu_3}{2} \right) H_1 a_2 - \\ - P_3 H_1 \frac{\mu_3}{2} - P_3 H_1 a_3 - P_3 H_1 a_4 = L_3. \end{aligned} \quad (235)$$

Преобразуем уравнение (235);

$$L_3 = P_3 H_1 \left(a_1 + \frac{\mu_3}{2} a_2 - \frac{\mu_3}{2} - a_3 - a_4 \right) + G H_1 (0,95 - a_2). \quad (236)$$

Обозначим

$$c_1 = a_1 - \frac{\mu_3}{2} (1 - a_2) - a_3 - a_4. \quad (237)$$

После преобразования уравнения баланса работы получим

$$\frac{v_a^2}{2R_a^2} \left(J + \frac{m h^2}{4\pi^2} \right) = P_3 H_1 c_1 + G H_1 (0,95 - a_2), \quad (238)$$

или

$$P_3 = \frac{v_a^2}{2R_a^2 c_1 H_1} \left(J + \frac{m h^2}{4\pi^2} \right) - \frac{G (0,95 - a_2)}{c_1}. \quad (239)$$

Перепишем уравнение (238) в следующем виде:

$$v_a^2 = H_1 \frac{[P_3 c_1 + G(0,95 - a_2)] 2R_2^2}{J + \frac{mh^2}{4\pi^2}}, \quad (240)$$

Уравнение (240) представляет собой семейство парабол. В зависимости от величины P_3 получим ту или иную параболу.

Окружная скорость v_d дисков изменяется по прямой (рис. 93):

$$v_d = \frac{\pi n_d (l_1 + H)}{30}, \quad (241)$$

где n_d — число оборотов диска в минуту *.

Из семейства парабол необходимо выбрать такую, при которой окружная скорость маховика в момент отключения диска была бы максимальной, т. е. равной окружной скорости диска по месту соприкосновения его с ободом маховика.

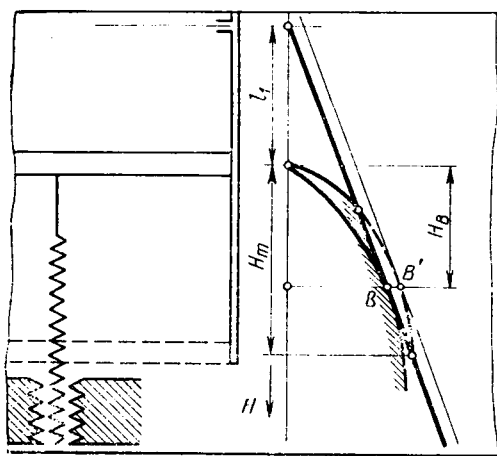


Рис. 93. Изменение окружной скорости обода маховика в зависимости от хода ползуна

Уравнение (240) действительно на участке пути, где обод маховика проскальзывает по диску, т. е. когда окружная скорость маховика меньше окружной скорости диска. С момента достижения ободом окружной скорости диска изменение окружной скорости обода маховика будет подчиняться уже иному закону. Естественно, что окружная скорость обо-

да маховика не может превышать окружной скорости диска в месте их соприкосновения, так как в этом случае диск затормозил бы движение маховика и привел бы его в соответствие со своей окружной скоростью. С другой стороны, если бы по каким-либо причинам обод маховика отстал от окружной скорости диска, то опять вступил бы в действие закон, выраженный уравне-

* При движении вниз подвижных частей пресса n_d изменяется незначительно и его можно принять за постоянную величину.

нием (240), и, если с этого момента в соответствии с (240) нарастание скорости обода маховика будет больше, чем нарастание окружной скорости диска, то маховик опять разгонится и достигнет окружной скорости диска; если же нарастание будет меньшим, то в дальнейшем обод маховика уже не сможет достичь скорости диска.

Чтобы определить, до какого положения опустится маховик при вращении, не отставая по ободу от окружной скорости диска, необходимо выяснить, с какого момента нарастание окружной скорости обода маховика при проскальзывании будет меньше, чем нарастание окружной скорости диска.

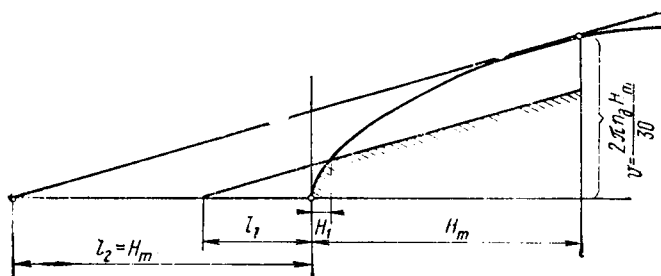


Рис. 94. Графическое построение, определяющее условия, обеспечивающие максимальную окружную скорость обода маховика в момент отключения диска при опускании ползуна

Для выяснения этого достаточно провести прямую, параллельную прямой нарастания скорости диска и касательную к пунктирному продолжению заданной параболы. На рис. 93 эта прямая касается заданной параболы в точке B' . До этой точки крутизна параболы больше крутизны прямой и, следовательно, нарастание окружной скорости маховика больше нарастания скорости диска. Наоборот, за точкой B' нарастание скорости у маховика меньше. Следовательно, отрезок H_b соответствует такому ходу маховика вниз, в конце которого обод маховика будет иметь окружную скорость, равную окружной скорости диска. При ходе, большем H_b , окружная скорость маховика (за точкой B) меньше, чем соответствующая скорость диска. Таким образом, изменение окружной скорости обода маховика будет следовать по кривой, отмеченной штриховкой на рис. 93.

Для соблюдения равенства окружной скорости обода маховика с окружной скоростью диска в момент отключения последнего необходимо, чтобы на графике прямая, параллельная прямой изменения скорости диска, в точке, имеющей абсциссу, равную H_m , была бы касательной к соответствующей параболе из семейства, выражаемого уравнением (240).

Как известно, для парабол подобного вида подкасательная равна $2x$. В нашем случае подкасательная будет равна $2H_m$. Отсюда для нахождения искомой параболы необходимо (рис. 94) отложить по абсциссе влево от начала координат отрезок, равный величине хода H_m и через конец отрезка провести прямую, параллельную прямой изменения окружной скорости диска до пересечения с ординатой, имеющей абсциссу, равную H_m от начала координат. Отсеченный отрезок на этой ординате будет выражать скорость

$$v_a = \frac{2\pi n_d H_m}{30}. \quad (242)$$

Подставляя это значение скорости в уравнение (239) и заменив в нем величину H_1 на H_m , найдем соответствующее значение P_3 :

$$P_3 = \frac{4\pi^2 n_d^2 H_m^2}{30^2 R_a^2 c_1 H_m} \left(J + \frac{mh^2}{4\pi^2} \right) - \frac{G(0,95 - a_2)}{c_1},$$

или

$$P_3 = \left[\frac{2\pi^2 n_d^2 H_m^2}{30^2 R_a^2} \left(J + \frac{mh^2}{4\pi^2} \right) - G(0,95 - a_2) \right] : c_1. \quad (243)$$

Раскрыв значение c_1 , получим

$$P_3 = \left[\frac{2\pi^2 n_d^2 H_m^2}{30^2 R_a^2} \left(J + \frac{mh^2}{4\pi^2} \right) - G(0,95 - a_2) \right] : \left[a_1 - \frac{\mu_3}{2}(1 - a_2) - a_3 - a_4 \right]. \quad (244)$$

Определив величину P_3 , можно найти путь H_1 разгона маховика. Для этого следует совместно решить уравнения (241) и (240), приняв в уравнении (241) $H = H_1$, получим

$$H_1 \frac{[P_3 c_1 + G(0,95 - a_2)] 2R_a^2}{J + \frac{mh^2}{4\pi^2}} = \frac{\pi^2 n_d^2 (l_1 + H_1)^2}{30^2}. \quad (245)$$

Решая уравнение (245) относительно H_1 , получим

$$H_1^2 - H_1 \left\{ \frac{[P_3 c_1 + G(0,95 - a_2)] R_a^2 \cdot 2 \cdot 60^2}{(4J\pi^2 + mh^2)n_d^2} - 2l_1 \right\} + l_1^2 = 0,$$

откуда

$$H_1 = \frac{[P_3 c_1 + G(0,95 - a_2)] R_a^2 60^2}{(4J\pi^2 + mh^2)n_d^2} - l_1 - \sqrt{\left\{ \frac{[P_3 c_1 + G(0,95 - a_2)] R_a^2 60^2}{(4J\pi^2 + mh^2)n_d^2} - l_1^2 \right\}^2 - l_1^2}. \quad (246)$$

На участке H_1^* средняя окружная скорость обода маховика

$$v_{\text{ср1}} = \frac{\pi n_d (l_1 + H_1)}{60}. \quad (247)$$

Средняя поступательная скорость ползуна на участке H_1 по формуле (233)

$$v_{\text{ср1}} = \frac{v_{\text{ср1}} h}{2\pi R_a} = \frac{n_d (l_1 + H_1) h}{120 R_a}. \quad (248)$$

Время прохождения участка H_1

$$t_1 = \frac{H_1}{v_{\text{ср1}}} = \frac{H_1 120 R_a}{n_d (l_1 + H_1) h}. \quad (249)$$

На участке $H_m - H_1$ (см. рис. 94) окружная скорость обода маховика изменяется, согласно уравнению (241), от

$$\frac{\pi n_d (l_1 + H_1)}{30} \text{ до } \frac{\pi n_d (l_1 + H_m)}{30}.$$

В среднем она составляет

$$v_{\text{ср2}} = \frac{\pi n_d (2l_1 + H_1 + H_m)}{60}. \quad (250)$$

Средняя поступательная скорость ползуна на этом участке

$$v_{\text{ср2}} = \frac{h n_d (2l_1 + H_1 + H_m)}{120 R_a}. \quad (251)$$

Время прохождения участка $(H_m - H_1)$

$$t_2 = \frac{(H_m - H_1) 120 R_a}{h n_d (2l_1 + H_1 + H_m)}. \quad (252)$$

* В формуле (246) перед корнем принят знак минус, так как требуется определить меньшее из двух значений H_1 , соответствующее первому пересечению параболы с прямой.

Обратный ход. Обратный ход осуществляется правым диском. Окружная скорость маховика при подъеме в случае, когда система маховик — ползун в начальный момент находилась в покое, нарастает быстрее или медленнее (рис. 95) в зависимости от силы нажатия P_3' диска.

Чем больше сила нажатия P_3' диска, тем на меньшем пути наблюдается проскальзывание. Окружная скорость обода маховика нарастает по параболическому закону до момента, когда окружные скорости маховика и диска в месте их контакта сравняются. После этого диск приведет окружную скорость обода маховика в соответствие со своей окружной скоростью в месте

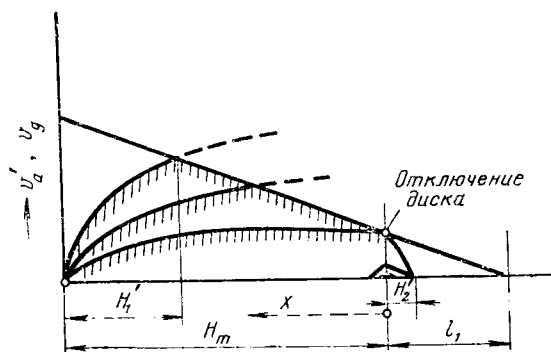


Рис. 95. Схема изменения окружной скорости обода маховика при подъеме

их общего контакта, и до момента отключения диска окружная скорость обода маховика будет изменяться в соответствии со скоростью диска по закону прямой линии согласно уравнению

$$v_d = \frac{\pi n'_d (l_1 + x)}{30}. \quad (253)$$

Для каждого значения P_3' свое значение H_1' (см. рис. 95), причем текущая координата x находится в пределах $0 \leq x \leq (H_m - H_1')$.

При расчете принимают равенство окружных скоростей маховика и диска в момент отключения последнего. При наличии тормоза соблюдение этого условия обеспечивает одинаковую высоту подъема ползуна как при первом (без отскока), так и последующих (с отскоком) подъемах, поскольку после отключения диска запас кинетической энергии у подвижных частей одинаковый. Момент отключения диска регулируется соответствующей установкой выключающих кулачков на тяге управления прессом (см. рис. 85).

Подъемный диск у прессов, имеющих тормоз, должен отключаться раньше, чем подвижные части поднимутся на величину H_m (см. рис. 87, б). После отключения диска подвижные части за счет накопленной энергии пройдут еще некоторый путь и будут остановлены тормозом на высоте, обеспечивающей ход H_m . У прессов, не имеющих тормоза, диск должен отключаться в момент достижения H_m . Тогда подвижные части продвинутся еще на некоторый путь H_2' и, израсходовав накопленную энергию, остановятся (см. рис. 95) и сразу начнут опускаться под действием собственного веса (винт не самотормозящий).

В процессе самопроизвольного опускания подвижные части пройдут в обратном направлении положение, соответствующее ходу H_m , при котором ползун автоматически опять включит диск на подъем. Диск затормозит на некотором пути опускающуюся систему и начнет ее разгонять вверх. Как только при ходе вверх будет пройдено положение H_m , диск автоматически отключится и т. д. После нескольких таких колебаний около положения H_m система подвижных частей остановится на высоте H_m .

Таким образом, у прессов без тормоза расстояние l_1 от вала дисков до маховика при подъеме маховика на H_m должно быть больше, чем у прессов с тормозом. Методика расчета при подъеме подвижных частей аналогична предыдущей. Полагая, что окружная скорость обода маховика достигает окружной скорости диска в момент отключения последнего, определим минимальную силу прижима подъемного диска.

1. Активная сила трения на обода маховика $R_3'' = P_3' \mu_3 \cos \beta$. При изменении β от 0 до 90° в среднем активная сила

$$R_3'' = \frac{P_3' \mu_3 \cos 0^\circ + P_3' \mu_3 \cos 90^\circ}{2}.$$

Работа активной силы трения R_3'' на обода маховика *

$$L_1' = R_3'' R_a 2\pi \frac{H_m}{h} = P_3' \frac{\mu_3}{2} R_a 2\pi \frac{H_m}{h} = P_3' a_1', \quad (254)$$

где

$$a_1' = H_m \mu_3 R_a \frac{\pi}{h}. \quad (255)$$

2. Работа подъема веса подвижных частей пресса:

$$L_2' = G H_m, \quad (256)$$

* Рассматривается случай отключения диска в момент, когда система поднялась на величину H_m и в это время окружные скорости обода маховика и диска сравнялись (см. рис. 95), что требует наименьшей силы прижима P_3' подъемного диска.

3. Работа трения в нарезке винта от веса подвижных частей и вертикальной силы R''' в среднем при изменении β от 0 до 90°

составляющей $R_3''' = \frac{P_3' \mu_3}{2}$:

$$L_3^{\text{в}} = (G + R_3''') \mu_4 r_0 2\pi \frac{H_m}{h} = \left(G + P_3' \frac{\mu_3}{2} \right) \mu_4 r_0 2\pi \frac{H_m}{h},$$

или

$$L_3' = \left(G + P_3' \frac{\mu_3}{2} \right) a_2', \quad (257)$$

где

$$a_2' = \mu_4 r_0 2\pi \frac{H_m}{h}. \quad (258)$$

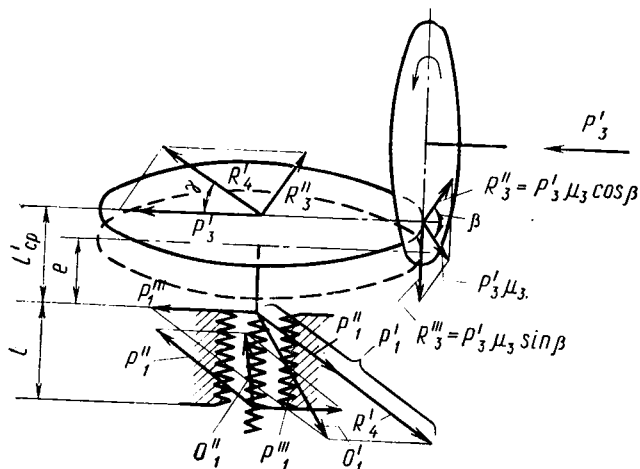


Рис. 96. Схема сил, действующих на винт со стороны гайки при подъеме маховика

Работой сил трения в направляющих, хомуте тяг и пяте винта пренебрегаем.

4. Работа трения на ободу маховика от вертикальной силы R_3'''

$$L_4' = R_3''' H_m = P_3' \frac{\mu_3}{2} H_m. \quad (259)$$

5. Работу трения винта о гайку вследствие момента защем-

ления (рис. 96) определим следующим методом:

$$R'_4 = \sqrt{(P'_3)^2 + (R''_3)^2} = \sqrt{(P'_3)^2 + \left(P'_3 \frac{\mu_3}{2}\right)^2} = \\ = P'_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2};$$

$$P'_1'' = R'_4 \frac{l'_{cp}}{l} = P'_3 \sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2} \frac{l'_{cp}}{l};$$

$$P'_1''' = R_3''' \frac{R_a}{l} = P'_3 \frac{\mu_3}{2} \frac{R_a}{l};$$

$$P_1 = P_1 + R_4 = P_3 \sqrt{1 + \frac{\mu_3^2}{4}} \left(1 + \frac{l'_{cp}}{l}\right);$$

$$Q'_1 = \sqrt{(P'_1)^2 + (P'_1''')^2 + 2P'_1 P'_1''' \cos(180 - \gamma)}.$$

В данном случае ($H'_1 = H_m$) величина $l'_{cp} = e + H_m/2$ (см. рис. 96). Принимая во внимание, что $\cos(180^\circ - \gamma) = -\cos \gamma = -\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu_3}{2}\right)^2}}$, после преобразования выведенного урав-

нения получим

$$Q'_1 = \frac{P'_3}{l} \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4}\right) (l'_{cp} + l)^2 + \frac{\mu_3^2 R_a^2}{4} - \mu_3 R_a (l'_{cp} + l)}.$$

Для верхней части гайки работа трения

$$L'_5 = P'_3 \frac{\mu_4 r_0 2\pi H_m}{lh} \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4}\right) (l'_{cp} + l)^2 + \frac{\mu_3^2 R_a^2}{4} - \mu_3 R_a (l'_{cp} + l)} \quad \dots \rightarrow \\ \leftarrow \dots + \mu_3 \frac{R_a^2}{4} - \mu_3 R_a (l'_{cp} + l) \quad (260)$$

или, обозначив

$$\frac{\mu_4 r_0 H_m 2\pi}{lh} \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4}\right) (l'_{cp} + l)^2 + \frac{\mu_3^2 R_a^2}{4} - \mu_3 R_a (l'_{cp} + l)} = a_3, \quad (261)$$

$$L_5 = P_3 a_3. \quad (262)$$

То же для нижней части гайки:

$$Q'_2 = \sqrt{(P'_1'')^2 + (P'_1''')^2 - 2P'_1'' P'_1''' \cos \gamma},$$

откуда

$$L'_6 = P'_3 \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4}\right) (l'_{cp})^2 + \mu_3^2 \frac{R_a^2}{4} - l'_{cp} R_a \mu_3} \times \\ \times \frac{\mu_4 r_0 H_m 2\pi}{lh} \quad (263)$$

или

$$L'_6 = P'_3 a'_4, \quad (264)$$

где

$$a'_4 = \frac{\mu_4 r_0 H_m 2\pi}{lh} \times \\ \times \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4}\right) (l'_{cp})^2 + \mu_3^2 \frac{R_a^2}{4} - \mu_3 R_a l'_{cp}}. \quad (265)$$

Кинетическая энергия, запасенная подвижными частями прессы к моменту отключения подъемного диска,

$$L'_3 = J \frac{(\omega')^2}{2} + \frac{m(v')^2}{2},$$

где

$$\omega = \frac{2\pi n'_d l_1}{60 R_a} = \frac{\pi n'_d l_1}{30 R_a}.$$

Окружная скорость диска v'_d и обода маховика v'_a в момент отключения диска равны, т. е.

$$v'_d = v'_a = \frac{2\pi n_d l_1}{60} = \frac{\pi n_d l_1}{30}.$$

Поступательная скорость маховика вверх в момент отключения диска

$$v' = \frac{\pi n'_d l_1 h}{30 \cdot 2\pi R_a} = \frac{n'_d l_1 h}{60 R_a}, \quad (266)$$

отсюда

$$L'_3 = J \left(\frac{\pi n'_d l_1}{30 R_a} \right)^2 \frac{1}{2} + \frac{m}{2} \left(\frac{n'_d l_1 h}{60 R_a} \right)^2. \quad (267)$$

К моменту отключения подъемного диска число его оборотов падает примерно до $n'_d = 0,85 n_d$. Баланс работы запишем в следующем виде:

$$L'_1 - L_2 - L'_3 - L_4 - L'_5 - L'_6 - L'_3 = 0, \quad (268)$$

отсюда

$$P_3 a'_1 - G H_m - \left(G + P'_3 \frac{\mu_3}{2} \right) a'_2 - \\ - P'_3 \frac{\mu_3}{2} H_m - P'_3 a'_3 - P'_3 a'_4 - L'_3 = 0$$

или

$$P_3 \left(a'_1 + \frac{\mu_3}{2} a'_2 - \frac{\mu_3}{2} H_m - a'_3 - a'_4 \right) = L'_3 + G (H_m + a'_2),$$

откуда

$$P'_3 = \frac{L'_3 + G (H_m + a'_2)}{a'_1 - \frac{\mu_3}{2} a'_2 - \frac{\mu_3}{2} H_m - a'_3 - a'_4}. \quad (269)$$

Раскрывая значение входящих членов, получим

$$P'_3 = \frac{\frac{J}{2} \left(\frac{\pi n'_d l_1}{30 R_a} \right)^2 + \frac{m}{2} \left(\frac{n'_d l_1 h}{60 R_a} \right)^2 + G H_m \left(1 + \mu_4 r_0 \frac{2\pi}{h} \right)}{\mu_3 H_m \left(R_a \frac{\pi}{h} - \mu_4 r_0 \frac{\pi}{h} - \frac{1}{2} \right) - \frac{\mu_4 r_0 H_m 2\pi}{l h} \left[\sqrt{\left(1 + \right.} \right.} \\ \left. \left. \dots \rightarrow \frac{\mu_3^2}{4} \right) (l + l'_{cp})^2 + \frac{\mu_3^2}{4} R_a^2 - \mu_3 R_a (l + l'_{cp}) + \right. \\ \left. \dots \rightarrow \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4} \right) (l'_{cp})^2 + \frac{\mu_3^2}{4} R_a^2 - \mu_3 R_a l'_{cp}} \right]}. \quad (270)$$

Ввиду малого значения члена $-\mu_4 r_0 \frac{\pi}{h} - \frac{1}{2}$ в знаменателе (ошибка менее 0,5%) можно принять

$$P'_3 = \frac{\frac{\pi^2 (n_d)^2 l_1^2}{30^2 R_a^2} \left(J + \frac{m h^2}{4 \pi^2} \right) + G H_m \left(1 + \mu_4 r_0 \frac{2 \pi}{h} \right)}{\mu_3 H_m R_a \frac{\pi}{h} - \frac{\mu_4 r_0 H_m 2 \pi}{l h} \left[\sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4} \right)} \times \right. \\ \left. \times (l + l'_{cp})^2 + \frac{\mu_3^2}{4} R_a^2 - \mu_3 R_a (l + l'_{cp}) + \right. \\ \left. + \sqrt{\left(1 + \frac{\mu_3^2}{4} \right)} (l'_{cp})^2 + \frac{\mu_3^2}{4} R_a^2 - \mu_3 R_a l'_{cp} \right]} \dots \rightarrow$$

Средняя поступательная скорость ползуна на участке H_m при подъеме

$$v'_{cp} = \frac{v'}{2} = \frac{n'_d l_1 h}{120 R_a}, \quad (272)$$

время подъема

$$t' = \frac{H_m}{v'_{cp}} = \frac{H_m 120 R_a}{n'_d l_1 h}. \quad (273)$$

После отключения диска система продвинется еще на путь H'_2 за счет запасенной энергии L'_3 , преодолевая трение в гайке от веса системы и трение в направляющих. Следовательно,

$$L'_3 = H'_2 G + G \mu_4 r_0 2 \pi \frac{H'_2}{h} + 0,05 G H'_2,$$

откуда

$$H'_2 = \frac{L_3}{G \left(1,05 + \frac{\mu_4 r_0 2 \pi}{h} \right)}. \quad (274)$$

Средняя скорость v''_{cp} ползуна при прохождении этого участка определится по формуле (272) так же, как v'_{cp} ,

$$v''_{cp} = \frac{n_d l_1 h}{120 R_a},$$

а время, затрачиваемое на прохождение этого участка,

$$t'' = \frac{H'_2 120 R_a}{n'_d l_1 h} \quad (275)$$

Общее время на ход вниз и вверх

$$T = t_1 + t_2 + t' + t''; \quad (276)$$

число ходов в минуту

$$n = \frac{60}{T}. \quad (277)$$

Число ходов при повторных ударах может быть больше получаемого по формуле (277) из-за большей скорости при подъеме вследствие отскока, величина которого зависит от сопротивления поковки.

Величина P_3' , рассчитанная по формуле (271), является минимальной, обеспечивающей подъем подвижных частей пресса. Однако при силе P_3' прижима подъемного диска средняя скорость подъема (272) может оказаться недостаточной, как и число ударов, развиваемое прессом. Для повышения числа ударов (увеличения средней скорости v_{cp}' подъема ползуна) допустимо увеличение силы P_3' прижима, но не более чем на 40% силы, получаемой по формуле (271).

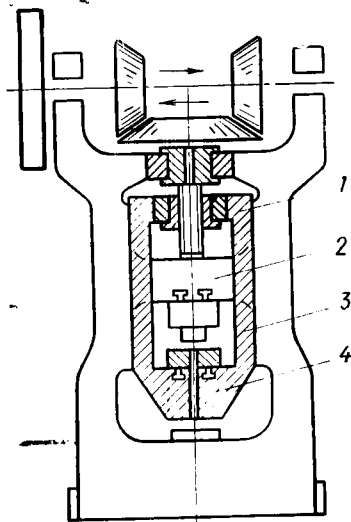


Рис. 97. Схема фрикционного винтового пресса с нижним подвижным штампом

§ 40. ФРИКЦИОННЫЙ ВИНТОВОЙ ПРЕСС С НИЖНИМ ПОДВИЖНЫМ ШТАМПОМ

Пресс (рис. 97) имеет верхний ползун 1 с гайкой и нижний ползун 4 с нижним штампом. При помощи накладок с фасадной и тыльной стороны ползуны соединены в единую раму 3 (на рис. 97 заштрихована). Рабочий ход такого пресса совершается при соприкосновении левого конусного диска с коническим ободом маховика. Трением по ободу маховик разгоняется, а связанный с ним винт навинчивает на себя гайку, поднимая раму и нижний ползун, со штампом. В некоторый момент диск автоматически выводится из соприкосновения с маховиком. В дальней-

шем подвижные части движутся за счет накопленной ими энергии.

В прессах данной конструкции винт с маховиком не перемещается в вертикальном направлении, поэтому фрикционную передачу осуществляют конические диски меньшего диаметра, чем у прессов с верхним подвижным штампом.

Для опускания рамы приводят в соприкосновение с ободом маховика другой диск. Ход вниз используют для выталкивания поковки из штампа посредством установленного снизу штыря-выталкивателя. Для уравнивания подвижной рамы с нижним бойком на тыльной стороне пресса имеется противовес (контргруз).

Фрикционные винтовые прессы с нижним подвижным штампом по сравнению с фрикционными прессами с верхним подвижным штампом отличаются меньшим габаритом вследствие меньшего диаметра дисков. Недостатками прессов этого вида являются: наличие выступающего противовеса (контргруза), малый к. п. д. (около 7%) и в ряде случаев неудобства при работе вследствие подвижности нижнего бойка. Рассмотренные прессы используются в основном для высадки головок болтов и подобных поковок.

§ 41. ВИНТОВЫЕ ПРЕССЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ (ИЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ) ПРИВОДОМ, РАБОТАЮЩИЕ ТОЛЬКО ЗА СЧЕТ НАКОПЛЕНИЯ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В связи с большими габаритами и несовершенством фрикционного привода были предложены и осуществлены винтовые прессы с гидравлическим (или пневматическим) приводом. Рабочий ход у этих прессов принципиально не отличается от рабочего хода у фрикционных винтовых прессов — работа деформации обрабатываемого материала осуществляется за счет запаса кинетической энергии подвижными частями пресса и в основном запаса кинетической энергии вращательного движения маховика. В настоящее время такие прессы выпускаются в ЧССР, ГДР, Польше, Франции, ФРГ, Бельгии, Англии, Японии и Италии. Из этого следует, что винтовые прессы этого типа получили достаточное распространение. Они строятся по различным конструктивным схемам (рис. 98), но по принципу действия однозначны. Различие состоит лишь в расположении гидравлических (рис. 98, а, б и г) и пневматических (рис. 98, в) цилиндров, расположении маховых масс и вращении винта (рис. 98, а, б и г) или гайки с маховиком (рис. 98, в).

Наибольший интерес представляет схема, показанная на рис. 98, г, по которой строят винтовые прессы в ЧССР (серия LVH). Маховик расположен в нижней части пресса под уровнем пола, что создает большую устойчивость пресса. Подвижная

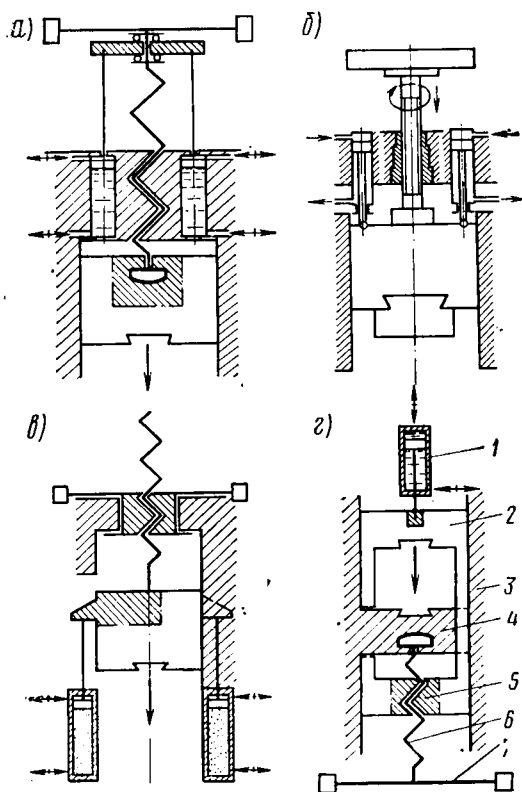


Рис. 98. Схема винтового пресса с гидравлическим приводом:

а — с верхним расположением гидроцилиндров, воздействующих на подвижные части пресса через хомут; *б* — с верхними гидроцилиндрами, воздействующими непосредственно на ползун; *в* — с нижним расположением гидроцилиндров, воздействующих непосредственно на ползун с жестко закрепленным в нем винтом, приводящим во вращение гайку с маховиком; *г* — с нижним (под уровнем пола) расположением маховика; 1 — гидроцилиндр; 2 — подвижная рама (с верхним штампом); 3 — станина пресса; 4 — поперечина, соединяющая стойку с пятой винта и нижним штампом; 5 — гайка, жестко закрепленная в нижней части рамы 2; 6 — винт; 7 — маховик

рама 2, на которую действует шток гидравлического (вода или масло) цилиндра 1 имеет большую базу направления в станине 3 коробчатого типа, отчего эти прессы позволяют получать достаточно точные поковки. Управляется двухклапанной коробкой только верхняя полость цилиндра 1, нижняя его полость находится все время под напором жидкости из аккумулятора. Жидкость используется давлением 20—25 Мн/м² (200—250 ат).

Пуск пресса — кнопочный электрогидравлический. При нажатии кнопки пуска электромагнит переключает двухклапанную коробку на впуск напорной жидкости в пространство над поршнем гидравлического цилиндра. Величину хода можно изменять при помощи имеющейся системы программного управления. В нижней части подвижной рамы имеется гайка 5, в которую проходит винт 6. На шлицах последнего посажен маховик 7, зафиксированный от сползания при помощи фланца. Винт имеет пята в поперечине — столе 4 пресса, закрепленном клиньями в стойках станины 3. На столе устанавливаются нижний неподвижный штамп. Число ходов пресса составляет 25—16 в минуту, в зависимости от размера пресса (табл. 8).

Таблица 8

Характеристика винтовых прессов серии LVH (ЧССР)

Номинальное усилие, МН (тс)	Кинетическая энергия маховика, Дж (кГм)	Максимальная величина хода ползуна, мм	Наибольшее число полных ходов в минуту	Скорость ползуна в момент удара, м/сек
10 (1000)	100 000 (10 000)	400	25	1
16 (1600)	200 000 (20 000)	450	22	1
25 (2500)	350 000 (35 000)	500	20	1
40 (4000)	700 000 (70 000)	630	16	1

При передвижении рамы вниз гидравлическим цилиндром гайка 5 приводит во вращательное движение силовой винт 6 с маховиком 7, накапливающих к моменту удара кинетическую энергию вращательного движения $J\omega^2/2$. Обратный ход (подъем рамы) производится путем выпуска жидкости на слив из верхней части цилиндра. Автоматически при подходе к верхнему положению включается торможение рамы (винта) и остановка ее в верхнем положении вследствие уравнивания подъемной силы гидравлического цилиндра силами сопротивления. Для извлечения поковки из штампа пресс снабжен выталкивателем.

В СССР проф. А. И. Зиминым предложена конструкция гидровинтового пресса с двумя гидравлическими цилиндрами двустороннего действия, воздействующих на систему подвижных частей через хомут и шарикоподшипники (см. рис. 98, а), однако такие прессы не были построены.

При штамповке силовой график характеризуется двумя ярко выраженными стадиями — сравнительно небольшим усилием на большей части рабочего хода и резким возрастанием усилия в конце процесса штамповки (рис. 99). В гидровинтовом пресс-молоте первая стадия деформирования заготовки при почти постоянном усилии покрывается энергией давления жидкости, как и у гидравлических прессов, а на последнем этапе, когда усилия от давления жидкости не хватает для преодоления сопротивления обрабатываемого материала, вступает в работу запасенная энергия вращательного движения.

Схема гидровинтового пресс-молота состоит в следующем (рис. 100). Цилиндр 3, имеющий на внешней поверхности цилиндрическую не самотормозную силовую винтовую нарезку, разделен поршнем 5 на две полости: 4 и 6. Канал 1 в штоке поршня соединен с полостью 6, а канал 2 — с полостью 4. Цилиндр имеет пята в ползуне 7.

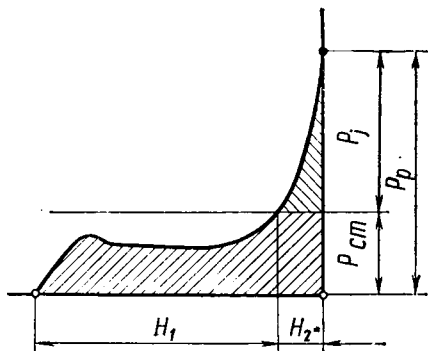


Рис. 99. Силовой график при штамповке

Перед работой ползун и связанный с ним цилиндр находятся в нижнем положении (штампы сомкнуты). Для подъема подвижных частей жидкость под давлением 20 Мн/м^2 (200 ат) подается через канал 2 в полость 4. Из полости 6, управляемой двухклапанной распределительной коробкой, жидкость выпускают через канал 1 на слив. Действием жидкости высокого давления на верхнюю кольцевую площадь полости 4 цилиндр перемещается вверх и поднимает за собой ползун. При подходе подвижных частей к верхнему положению на желаемом уровне выход жидкости из полости 6 закрывают, поэтому система останавливается и удерживается в верхнем положении. Для движения вниз и совершения удара в рабочую полость 6 впускают жидкость высокого давления, и винтовая нарезка цилиндра прижимается к нижней полке (рис. 100, б) и начинает скользить по ней, создавая вращательное движение цилиндру, одновременно получающему поступательное движение вниз.

* Конструкция гидровинтовых пресс-молотов, строящихся в СССР, разработана заслуженным деятелем науки и техники РСФСР, докт. техн. наук, проф. А. И. Зиминим.

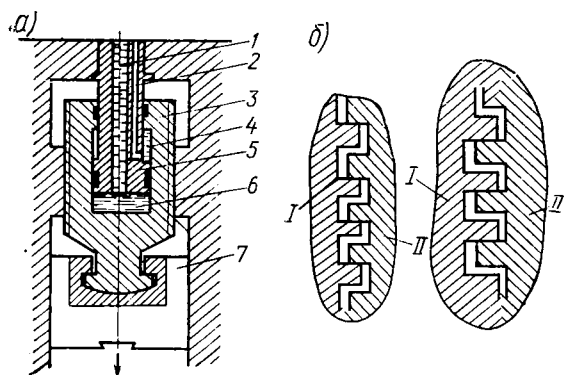


Рис. 100. Схема гидровинтового пресс-молота:

1 — канал для подачи и выпуска жидкости в полость 6 гидроцилиндра; 2 — канал для подачи жидкости в полость 4 гидроцилиндра; 3 — гидроцилиндр с внешней винтовой нарезкой; 4 — верхняя полость гидроцилиндра; 5 — поршень с уплотнением; 6 — нижняя полость цилиндра; 7 — ползун пресса; а — общая схема пресс-молота; б — контакт полок нарезки винта II по полкам нарезки гайки I

Происходит быстрый разгон подвижных частей пресс-молота, и к моменту соприкосновения верхнего штампа с заготовкой поступательная скорость подвижных частей достигает 1—1,5 м/сек.

Накопленная к этому моменту кинетическая энергия поступательного движения ($mv^2/2$) имеет небольшую величину ввиду относительно небольшой массы m и скорости v . Деформация происходит за счет энергии жидкости высокого

давления, непрерывно поступающей в рабочий цилиндр, т. е. работа пресса происходит так же, как в обычном гидравлическом

Размерный ряд

Показатели	Номинальное			
	1 (100)	1,6 (160)	2,5 (250)	4 (400)
Кинетическая энергия к началу деформации, дж (кГм)	1600 (160)	3200 (320)	6300 (630)	12 500 (1250)
Полная энергия, дж (кГм)	5000 (500)	10 000 (1000)	20 000 (2000)	40 000 (4000)
Величина полного хода, мм	220	250	280	320
Число ходов в минуту: повышенных	40	35	31	28
нормальных	19	17	15	13
Скорость ползуна к началу деформирования, м/сек	—	—	—	1—1,5
Закрытая высота, мм	240	280	340	400
Размеры стола, мм: вдоль фронта	420	560	710	900
поперек фронта	560	710	900	1120
Усилие выталкивания, Мн(тс)	0,1 (10)	0,14 (14)	0,2 (20)	0,28 (28)
Ход выталкивателя, мм	70	75	80	90

прессе при усилии, составляющем не более $0,7-0,8 P_{ст}^*$ на большей части рабочего хода на участке H_1 (см. рис. 99). Когда усилие в конце хода H_1 достигает величины $P_{ст}$, поступательное движение ползуна затухнет, но так как цилиндр имеет запас кинетической энергии вращательного движения $J\omega^2/2$ и продолжает вращение, то винтовая нарезка на внешней стороне цилиндра отойдет от нижней полки гайки и прижмется к ее верхней полке (см. рис. 100, б). Проскальзывая по верхней полке за счет накопленной энергии $J\omega^2/2$, цилиндр ввинчивается в гайку и начнет опять передвигать ползун вниз. С этого момента деформация обрабатываемого металла совершается на пути H_2 (см. рис. 99) за счет энергии жидкости, поступающей в цилиндр, и накопленной энергии вращательного движения.

По мере расходования кинетической энергии вращательного движения скорость деформирования постепенно падает. Когда запасенная кинетическая энергия в процессе хода H_2 израсходуется, система подвижных частей пресс-молота остановится. Однако за счет упругой деформации системы самого пресса (при рабочем ходе станина упруго растягивается, ползун упруго

* $P_{ст}$ соответствует статическому усилию гидропресса, когда давление жидкости на соответствующую площадь цилиндра уравновешивается сопротивлением деформируемого металла и пресс останавливается (см. гл. IX).

гидровинтовых пресс-молотов

Т а б л и ц а 9

усилие, Мн (тс)						
6,3 (630)	10 (1000)	16 (1600)	25 (2500)	40 (4000)	33 (3300)	100 (10 000)
25 000 (2500)	50 000 (5000)	100 000 (10 000)	180 000 (18 000)	320 000 (32 000)	550 000 (55 000)	1 000 000 (100 000)
80 000 (8000)	160 000 (16 000)	320 000 (32 000)	550 000 (55 000)	1 000 000 (100 000)	1 800 000 (180 000)	3 200 000 (320 000)
360	400	450	480	500	530	560
25 11	22 10	20 9	18 8	16 7	14 6	12 5
—	—	—	—	—	—	—
480	560	670	800	950	1120	1350
1120 1250	1250 1400	1400 1600	1600 1900	1900 2250	2250 2500	2500 2650
0,38 (38)	0,5 (50)	0,67 (67)	0,9 (90)	1,12 (112)	1,5 (150)	2 (200)
100	110	120	140	160	180	200

сжимается и т. п.) подвижные части получают импульс в обратную сторону (энергия отскока). В этот момент цилиндр, переключенный на обратный ход, должен подхватить ползун, используя энергию отскока. Чем больше возникающее рабочее усилие P_p , зависящее от сопротивления поковки, тем больше упругая деформация деталей прессы и в соответствии с этим большая энергия отскока, в результате чего подъем подвижных частей прессы завершится быстрее. Как видно из рис. 99, наибольшая часть работы деформации обрабатываемого металла осуществляется за счет энергии жидкости, поступающей в рабочий цилиндр.

Работа, осуществляемая за счет накопленной кинетической энергии вращательного движения, сравнительно небольшая (составляет не более $1/3$ от полной работы деформации), но вследствие малого пути, на котором она расходуется, развивается весьма большое усилие ($P_p - P_{ст}$), значительно превосходящее усилие, развиваемое гидравликой ($P_{ст}$).

В пресс-молотах предусмотрены нижние выталкиватели. В СССР разработан размерный ряд гидровинтовых пресс-молотов (табл. 9).

§ 43. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидравлические прессы относятся к той группе машин-орудий, которые деформируют поковку не ударом, а постепенным продвижением деформирующего инструмента. Скорость подвижных частей гидравлических прессов нарастает в процессе рабочего хода, и в этот период непрерывно подводится энергия, для чего используется вода или масло под высоким давлением. Чтобы система и трубопроводы не ржавели, воду подмыливают (на 1 т воды расходуют 0,7—1 кг зеленого мыла или два-три куска хозяйственного, а также 2—3% эмульсола* и разные смеси, основанные на щелочи). Теория работы гидравлического пресса основана на законе движения жидкости (закон Бернулли).

У гидравлического пресса (рис. 101) имеется рабочий 15 и ретурный (подъемный) 1 цилиндры. Ретурные цилиндры располагают в верхней (см. рис. 101) или нижней (см. рис. 124) частях пресса. В последнем случае число их кратно двум. По числу рабочих цилиндров гидравлические прессы могут быть одно-, двух-, трех- и многоцилиндровыми.

В цилиндрах гидравлического пресса применяют обычно не поршни, а плунжеры**. Поэтому каждый цилиндр работает только в одном направлении.

Необходимая плотность в местах прилегания плунжера к цилиндру достигается с помощью кожаных, резиновых или пластмассовых (нейлоновых и др.) манжет V- или U-образного поперечного сечения. Могут применяться разрезные кольца манжетного типа из вулканизированной хлопчатобумажной ткани (срок службы — 4÷6 месяцев). В старых установках для уп-

* Состав эмульсола: 85% машинного масла, 12,5% олеиновой кислоты, 2,5% едкого 40%-ного натра или 83% машинного масла, 15,5% исидола безводного, 1,5% раствора 40%-ной каустической соды.

** В гидравлических прессах не следует применять поршни по той причине, что при давлении жидкости (20 Мн/м^2) (200 ат) и более нельзя использовать поршневые кольца, а уплотнением служат манжеты или специальные набивки. При работе поршень изнашивает цилиндр, главным образом в средней части его высоты. Набивку или манжеты можно устанавливать только тогда, когда поршень находится вблизи выхода из цилиндра, т. е. в наименее изношенной его части. Когда при работе пресса уплотнение перейдет на изношенные участки цилиндра, то не будет обеспечивать необходимую герметичность. Поршни, если и применяют для гидравлических прессов, то только во вспомогательных, обслуживающих пресс устройствах, редко работающих и поэтому мало изнашивающихся, а также для прессов, работающих на масле от ротационных насосов (см. гл. IX, § 54).

лотнения применялась специальная набивка (пенька, проваренная в говяжьем сале, срок службы — $1,5 \div 3$ месяца; хлопчатобумажная ткань круглого сечения с внутренним резиновым шнуром, срок службы — $1,5 \div 2$ месяца и др.).

Гидравлические прессы бывают как вертикальные, так и горизонтальные, а по характеру привода их разделяют на прессы

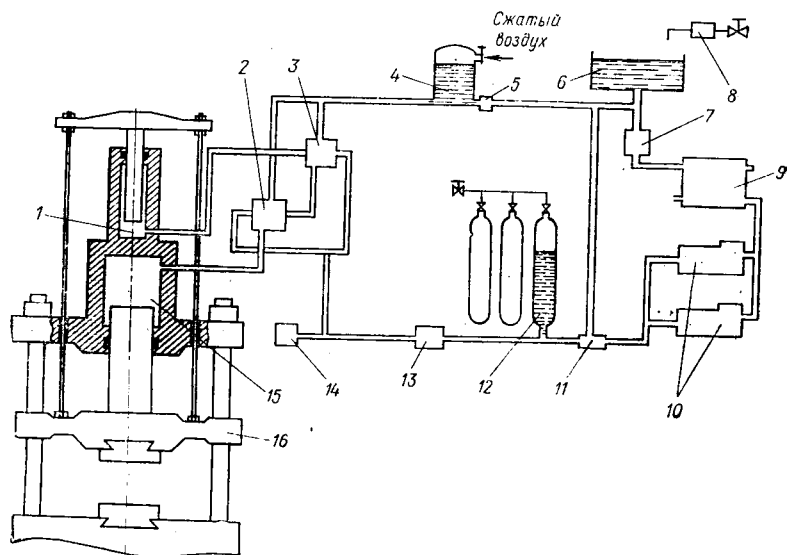


Рис. 101. Принципиальная схема установки гидравлического прессы с насосно-аккумуляторным приводом

с насосно-аккумуляторным приводом, с непосредственным приводом от насоса и с мультипликаторным приводом. Последние рассмотрены в гл. X.

§ 44. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ

Гидравлическая установка с насосно-аккумуляторным приводом состоит из четырех основных участков (см. рис. 101):

1) сети низкого давления, питающей насосы и пресс на определенных этапах его рабочего цикла (4, 5, 6, 7, 9);

2) насосной установки 10;

3) сети высокого давления с аккумулятором и водораспределительными устройствами управления прессом (11, 12, 13, 14, 3 и 2);

4) собственно пресса (1, 15, 16).

Рабочий цикл вертикального гидравлического пресса состоит из следующих этапов: обратного (подъем) хода; держания системы подвижных частей пресса на весу (стоп); опускания траверсы до соприкосновения бойка с заготовкой, так называемый холостой ход или ход предварительного наполнения рабочих цилиндров; рабочего хода (прессование).

Для совершения обратного хода (подъема) подвижной траверсы рабочие цилиндры соединяют с сетью низкого давления, а ретурные — с сетью высокого давления (аккумулятором 12). При этом жидкость высокого давления, воздействуя на ретурные плунжеры, передвигает траверсу, вытесняя жидкость из рабочих цилиндров в сеть низкого давления.

Держание подвижных частей пресса на весу осуществляется путем запираания жидкости в ретурных цилиндрах и соединения рабочих цилиндров с сетью низкого давления. Общая сила, действующая вниз*, уравнивается в основном усилием**, развиваемым на ретурных плунжерах от воздействия на них жидкости, запертой в ретурных цилиндрах. Давление, устанавливающееся при этом в ретурных цилиндрах, достигает нескольких меганьютонов на 1 м^2 (нескольких десятков атмосфер).

Для опускания траверсы (холостого хода) рабочие 15 и ретурные 1 цилиндры при помощи водораспределительных устройств 3 и 2 соединяются с сетью низкого давления. Подвижная траверса (поперечина) 16 под действием собственного веса и разности усилий от давления на рабочие 15 и ретурные 1 плунжеры начинает двигаться вниз до момента соприкосновения верхнего бойка с заготовкой (слитком). При этом движении в рабочий цилиндр 15 будет поступать вода из сети низкого давления 4, а вода из ретурных цилиндров будет вытесняться в эту же сеть низкого давления. Рабочий цилиндр предварительно наполняют для того, чтобы не расходовать дорогостоящую воду высокого давления.

При холостом ходе во избежание разрыва водяной струи*** поступающей в рабочий цилиндр, следует применять воду низкого давления, не ниже $0,2 \text{ Мн/м}^2$ (2 ат), причем наполнение надо производить через специальный дополнительный клапан 2,

* Вес системы подвижных частей и усилие на рабочие плунжеры от давления жидкости из сети низкого давления.

** Силы трения в уплотнениях и направляющих сравнительно малы.

*** Разрыв струи наступает в тех случаях, когда вода не успевает поступать в должном количестве в рабочий цилиндр пресса и заполнять объем цилиндра, освобождающийся за движущимся плунжером, вследствие чего в рабочем цилиндре создается разрежение, которое может вызвать подсос в рабочий цилиндр воздуха из атмосферы через сальниковые уплотнения. Этот воздух, занимая верхнее положение в рабочем цилиндре, сжимается при рабочем ходе водой высокого давления и вследствие способности расширяться нарушает в дальнейшем нормальное управление прессом. Поэтому следует предупреждать разрежение в рабочих цилиндрах.

имеющий большое сечение для прохода воды, т. е. оказывающий малое сопротивление ее движению.

Для совершения рабочего хода рабочие цилиндры соединяются с сетью высокого давления — $20\text{--}32 \text{ Мн/м}^2$ ($200\text{--}320 \text{ ати}$) * — или, другими словами, с аккумулятором 12, а ретурные — остаются соединенными с сетью низкого давления, куда и вытесняется жидкость из ретурных цилиндров.

Из сказанного следует, что в гидропрессовой установке имеется замкнутая гидравлическая система, по которой вода принудительно циркулирует из бака 6 к насосам 10, оттуда — в сеть высокого давления к аккумулятору 12, затем в цилиндры 1 и 15, из них в резервуары 4 низкого давления, а далее опять в сливной бак 6 через клапан 5 предельного давления.

По развиваемому усилию прессы бывают одноступенчатые и многоступенчатые. На рис. 102, а изображена схема трехступенчатого одноцилиндрового прессы. Первая ступень усилия прессы получается при подаче воды высокого давления в полость I цилиндра, а вода низкого давления — в полость II. Вторая ступень усилия: вода высокого давления подается в полость II, а низкого давления — в полость I. Вследствие разницы площадей a и кольцевой b ($a < b$) усилие второй ступени отличается от усилия первой ступени. Третья ступень усилия, развиваемого прессом, достигается путем впуска воды высокого давления в обе полости цилиндра. От использования трех ступеней усилия одноцилиндрового прессы на производстве отказываются, так как трудно обеспечить должное уплотнение между полостями I и II цилиндра вследствие его износа.

При работе трехцилиндрового прессы (рис. 102, б) в результате впуска воды высокого давления в цилиндр I, а воды низкого давления в цилиндры II и III получается первая ступень усилия прессы. Если воду высокого давления впускать в цилиндры II и III, а цилиндр I соединить с сетью низкого давления, то — вторая ступень усилия прессы. Если одновременно все три цилиндра будут заполняться водой высокого давления, то пресс сможет развить усилие, соответствующее третьей ступени.

Таким образом, при различных ступенях усилия прессы работают либо I, либо два крайних — II и III, либо все три рабочих цилиндра. Аналогично осуществляются ступени усилия в многоцилиндровых прессах.

Использованием ступеней усилия прессы достигается экономия воды высокого давления, так как в этом случае в процессе рабочего хода часть цилиндров будет заполняться водой низкого давления.

* Для крупных прессов с насосно-аккумуляторным приводом применяют в ряде случаев более высокое давление, в том числе до $100\text{--}120 \text{ Мн/м}^2$ ($1000\text{--}1200 \text{ ати}$) от гидравлических мультипликаторов.

Ступени усилия у мощных гидравлических прессов иногда получают за счет повышения давления жидкости гидравлическим мультипликатором. Мультипликатор состоит из двух цилиндров разных диаметров. Для управления цилиндром большего диаметра имеется отдельная распределительная коробка

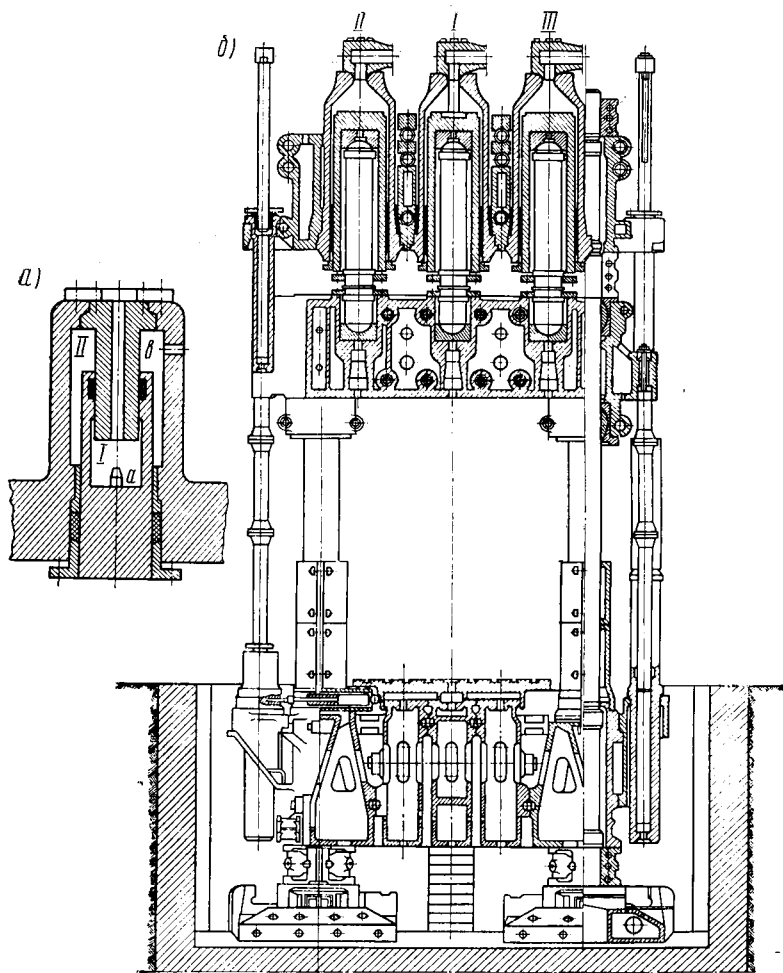


Рис. 102. Схема одноцилиндрового трехступенчатого (а) и трехцилиндрового пресса (б)

с клапанами для слива и подачи воды из аккумулятора. Плунжер управляемого цилиндра большего диаметра переходит в плунжер меньшего диаметра, входящий в другой цилиндр. Отношение площади поперечного сечения большего к площади мень-

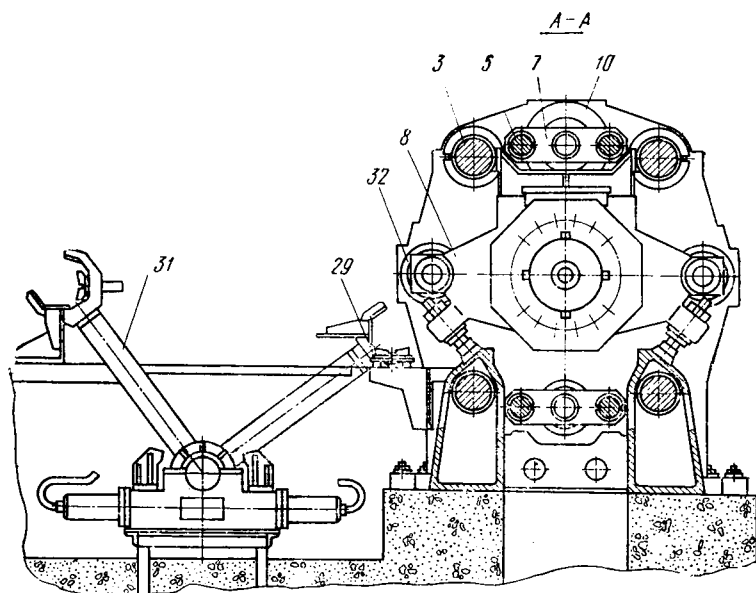
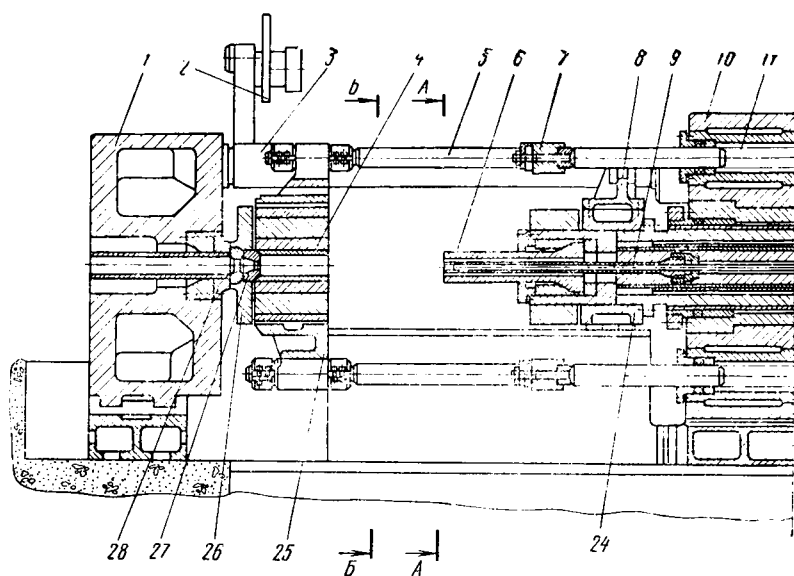
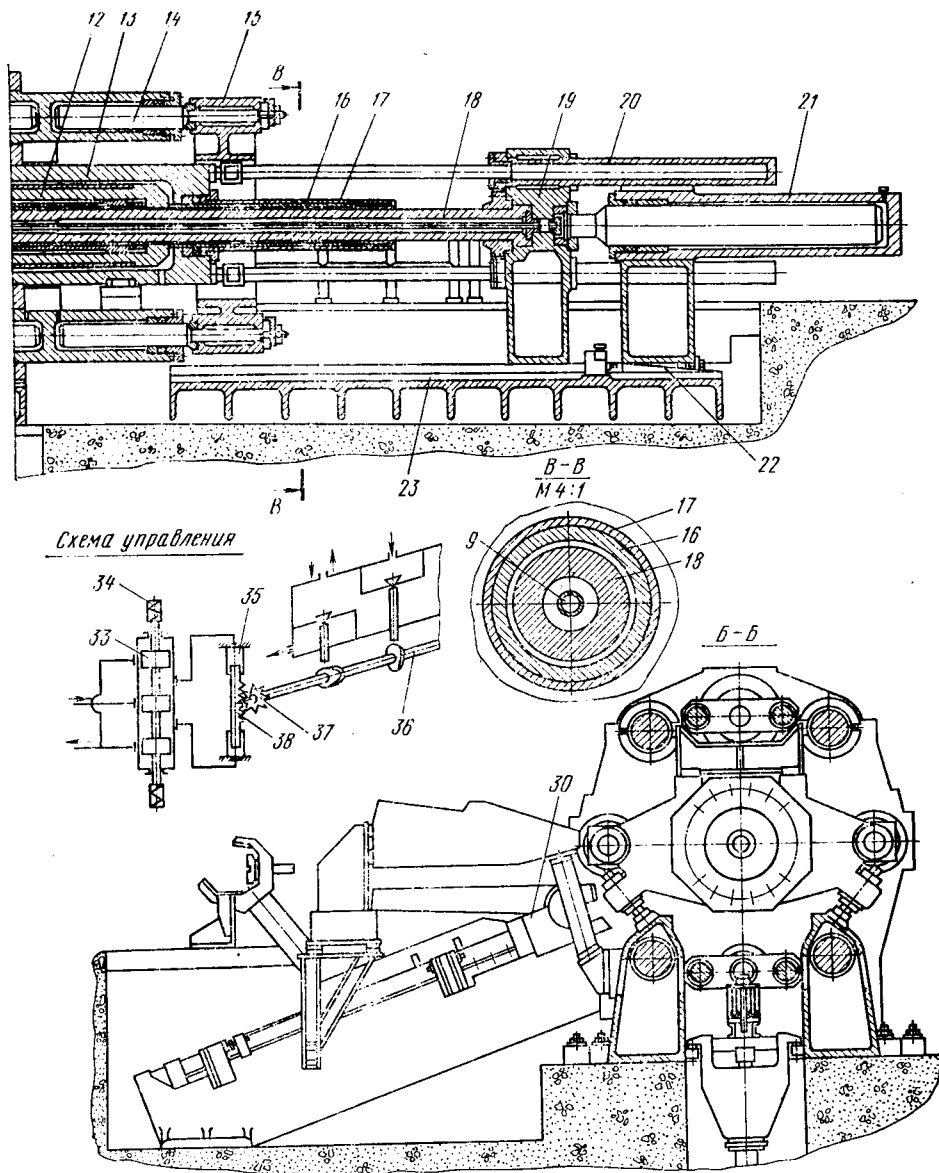


Рис. 103. Трубно-профильный горизонтальный пресс усилием 3150 тс модели распределительной



П8145 Коломенского завода тяжелого станкостроения и схема сервопривода клапанной коробки

шего плунжера называется коэффициентом мультипликации. В соответствии с коэффициентом мультипликации в цилиндре меньшего диаметра получают повышение давления жидкости против аккумулятора давления.

Цилиндр меньшего диаметра мультипликатора соединен с рабочими цилиндрами пресса и через клапан одностороннего действия с аккумулятором. При работе пресса на аккумуляторном давлении получается одна ступень усилия. Когда этого усилия не хватает, включают в работу гидравлический мультипликатор, нагнетающий воду повышенного (пропорционально коэффициенту мультипликации) давления в рабочие цилиндры, развивающие соответственно повышенную ступень усилия. При трех рабочих цилиндрах могут устанавливаться два гидравлических мультипликатора: один — для двух крайних и другой — для среднего рабочего цилиндра. Отсюда можно получать у такого пресса шесть ступеней усилия: три — от аккумулятора и три от мультипликатора.

Прессы с насосно-аккумуляторным приводом являются в настоящее время наиболее распространенной группой гидравлических прессов. К ним относятся современные вертикальные колонного типа ковочные прессы, штамповочные — для производства фасонных поковок, прошивные — для производства полых поковок типа снарядных корпусов, протяжные (горизонтальные) — для протяжки полых поковок через кольца, бортовочные — для фланцевания и отбортовки в горячем состоянии толстолистового материала, рамные — для гибки длинных изделий из толстолистового материала в горячем состоянии, гибочные — для гибки толстолистового материала (брони) в горячем состоянии, листоштамповочные простого и двойного действия для штамповки листового материала: горизонтальные — для прессования труб, прутков и профилей, в том числе переменного сечения. Прутково-трубные прессы усилием $7,5 \div 300 \text{ Мн}$ ($750 \div 30\,000 \text{ тс}$) строят трех- или четырехколонного типа. Только малые трубо-профильные прессы усилием 6 Мн (600 тс) и в ряде случаев $7,5 \text{ Мн}$ (750 тс) изготовляют рамного типа в вертикальном исполнении. Выпрессованный продукт в этом случае выходит через стол пресса в подвальное помещение.

Современный горизонтальный трубо-профильный пресс (рис. 103) имеет переднюю 1 и заднюю 10 неподвижные траверсы, связанные между собой четырьмя колоннами 3. В задней траверсе 10 смонтированы рабочие 11 и ретурные 14 цилиндры для передвижения траверсы 25 с контейнером 4, главный рабочий цилиндр 13 и возвратные цилиндры 32 (см. рис. 103, разрез А—А и Б—Б) связаны с подвижной прессующей траверсой 24 через консоли 8.

На прессующей траверсе 24 закреплен пуансон 6 с внутренним каналом, внутри которого проходит прошивная игла 9, закрепленная в конце полого штока 18, проходящего по телеско-

пической системе через трубный отросток 16 плунжера 12. В канале полого штока 18 проложена водоподающая труба для охлаждения прошивной иглы 9. Охлаждающая вода от иглы 9 отводится по каналу полого штока 18 с внешней стороны водоподающей трубы. Вся телескопическая система перекрыта кожухом 17.

Шток 18 закреплен в подвижной траверсе 19 прошивного устройства, приводимого в движение рабочим цилиндром 21 и двумя закрепленными в подвижной траверсе 19 возвратными цилиндрами 20, штоки неподвижных плунжеров которых закреплены с внешней стороны в днища рабочего цилиндра 13. Подвижная траверса 19 прошивной системы и траверса 15 отвода контейнера 4 в процессе движения направляются плитой 23, причем их соосность с главным прессующим приводом выверяется клиньями 22, как и опорная неподвижная траверса рабочего цилиндра 21 прошивной системы перед ее закреплением на фундаментальной плите 23.

Пресс снабжен дисковой пилой 2 трения для отрезки пресс-остатка от трубы (профиля). Диск пилы приводится во вращение от электродвигателя мощностью 17 кВт и имеет окружную скорость 49 м/сек. Дисковая пила при помощи гидравлических цилиндров, работающих на масле, может подниматься или опускаться для совершения операции отрезки пресс-остатка.

Неподвижная траверса 1 воспринимает все усилие прессования и жестко закрепляется к фундаменту. Связанная с ней колоннами неподвижная траверса 10 закрепляется на фундаментальной плите нежестко и имеет возможность перемещаться вдоль оси вследствие упругой деформации колонн в момент нагружения пресса, а так же благодаря тепловому расширению при колебании температуры пресса (в основном длинных колонн).

Перед неподвижной траверсой 1 расположена инструментальная двухпозиционная плита 26 для размещения в ней двух попеременно работающих матриц 27 (вторая матрица на чертеже не видна). Между инструментальной плитой 27 и неподвижной траверсой 1 располагается выдвижная опорная плита 28 в виде клина, выдвигаемого в бок.

Пресс имеет общую длину 32,24 м, ширину (включая обслуживающие устройства) — 18,54 м и высоту над уровнем пола — 6,48 м. Все управление прессом сосредоточено на пульте управления. С противоположной стороны имеется дублирующий (дополнительный) пульт управления. Переключение каналов управления соответствующими цилиндрами пресса осуществляется при помощи электромагнитов, действующих от команды с пульта или конечных включателей. Электромагниты 34 (см. рис. 103) управляют золотником 33 сервопривода, работающего от масляной системы (масло индустриальное 20), давлением 5 Мн/м² (50 кг/см²). Золотник 33 переключает на подачу масла и его

слив из цилиндров 35, передвигающих зубчатую рейку 38, сопряженную с зубчаткой 37, насаженной на кулачковый валик 36. Кулачки заданного профиля воздействуют на толкатели соответствующих клапанов (см. § 51), обеспечивая требуемое сочетание их открывания и закрывания.

Рабочий цикл горизонтального прессы при прессовании труб состоит из следующих этапов:

1) выданный из печи слиток скатывается по желобу на промежуточный стол; при скатывании слиток может обволакиваться стекло-порошком или стекло-тканью;

2) перенос слитка с промежуточного стола на лоток 29 (см. рис. 103) осуществляется при помощи передатчика 31, приводимого в действие гидроцилиндрами, работающими на масле; на этот лоток перед слитком пневматическим устройством устанавливается пресс-шайба;

3) передвижение лотка (призм) податчиком слитков 30 по наклонному столу на уровень контейнера 4 с совмещением оси слитка с осью контейнера; после следующего этапа (заталкивания) податчик слитков 30 отводится в исходное положение;

4) заталкивание слитка с пресс-шайбой в контейнер 4 пуансоном 6 холостым ходом плунжера 12 главного цилиндра 13, соединяемого с наполнительным резервуаром низкого давления $1,2\text{—}1,4 \text{ Мн/м}^2$ ($12\text{—}14 \text{ кг/см}^2$); вода из ретурных цилиндров, связанных с кронштейнами 8, выпускается на слив. Контейнер можно подогревать индукционным электроподогревателем до 500°C с автоматическим отключением тока при достижении заданной температуры контейнера;

5) специальным гидравлическим устройством перед контейнером устанавливается ограничитель хода подвижной траверсы 24, определяющий высоту пресс-остатка; в конечный момент траверса через этот ограничитель впирается в систему контейнера, что и ограничивает ход траверсы;

6) производится прошивка слитка иглой 9; при этом цилиндр 21 сообщается с водой высокого давления 32 Мн/м^2 (320 кг/см^2), а вода из возвратных цилиндров 20 выпускается на слив. Скорость прошивки можно регулировать от 2 до 150 мм/сек ;

7) прессование: в главный цилиндр 13 подается вода высокого давления, а вода из возвратных цилиндров 32, соединенных с консолями 8, выпускается на слив. Пуансоном 6, воздействующим через пресс-шайбу, прессуемый металл вытесняется через зазор между очком матрицы 27 и иглой 9, вошедшей с соответствующим зазором в очко матрицы 27. При помощи регулятора скорости (дросселированием воды, поступающей в цилиндр 13), можно изменять скорость прессования от 2 до 150 мм/сек . При подходе к крайне переднему, а также и заднему положению траверса воздействует на специальный дроссель, отчего движение траверсы 24 постепенно замедляется;

8) после прессования прошивная 19 и прессующая 24 траверсы переключаются на обратный ход, при котором рабочие цилиндры 13 и 21 сообщаются со сливным трубопроводом, а возвратные цилиндры 32 и 20 с трубопроводом высокого давления. Конечными выключателями клапаны распределительных устройств устанавливаются в положении «Стоп», и траверсы останавливаются в крайнем заднем положении; ограничитель хода траверсы 24 выводится из рабочего положения;

9) контейнер отводится на величину, достаточную для прохода пилы горячей резки. Пила подводится гидравлическими цилиндрами в рабочее положение и отрезает пресс-остаток, причем на нем остается небольшой отросток трубы, после этого пила отводится в исходное положение;

10) контейнер холостым ходом подводится к матрице [рабочие 11 и ретурные 14 цилиндры соединяются с водой низкого давления, $1,2\text{--}1,4 \text{ Мн/м}^2$ ($12\text{--}14 \text{ кг/см}^2$)], при этом оставшийся отросток трубы на пресс-остатке выталкивает конец отрезанной трубы из очка матрицы;

11) контейнер опять отводится от матрицы (рабочие цилиндры 11, плунжеры которых связаны с тягами 5 через траверсу 7, переключаются на слив, возвратные 14 — заполняются напорной водой); холостым ходом прессующей траверсы (низкое давление в ее рабочем цилиндре 13 и возвратных цилиндрах 32) пуансон 6 выталкивает пресс-шайбу с пресс-остатком на тележку (на рис. 103 не показано), перемещающую их в зону ножниц, установленных сбоку пресса. Ножницы отделяют пресс-шайбу от пресс-остатка. При отделении пресс-шайба падает в лоток податчика, которым в нужный момент передается на лоток 29 (призмы) податчика слитков 30;

12) после выталкивания пресс-шайбы с пресс-остатком прессующая траверса отводится обратно в заднее положение, при этом рабочий цилиндр 13 переводится на слив, а ретурные — соединяются с напорной водой из аккумулятора;

13) холостым ходом подвижной траверсы 19 выдвигается игла для охлаждения и смазки; при холостом ходе рабочий 21 и ретурные 20 цилиндры прошивного устройства соединяются с водой низкого давления;

14) для смены матрицы 27 вначале отводят опорную клиновую плиту 28, затем передвигают инструментальную плиту, устанавливая соосно с контейнером 4 другую матрицу, закрепленную вместе с матрицедержателем во второй позиции инструментальной плиты; эти системы работают на масле. Далее контейнер холостым ходом прижимается к матрице;

15) охлажденная и смазанная игла 9 отводится в исходное заднее положение, при этом вода высокого давления из аккумулятора подается в возвратные цилиндры 20, а из рабочего цилиндра выпускается на слив.

После этого пресс подготовлен для дальнейшей работы по заданному циклу.

§ 45. СЕТЬ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Сеть низкого давления бывает двух типов: с естественным напором и с искусственным давлением.

Чтобы создать давление воды в сети с естественным напором, устанавливают наполнительный бак на высоту 15 м. Баки с водой размещают возможно ближе к насосам, чтобы сопротивление движению воды по трубопроводу было меньше, и вода под напором успевала поступать к насосам в необходимом количестве, иначе будут частично засасываться водяные пары, и производительность насосов соответственно снизится.

В сети с искусственным давлением вместо открытого бака устанавливают герметически закрытые резервуары, в которых на поверхность воды воздействует воздух, сжатый до 0,6—1,2 Мн/м² (6—12 атм) (позиция 4 на рис. 101).

В сети с искусственным давлением можно установить несколько баков (резервуаров), поставив их вблизи каждого пресса. Уровень жидкости в этих резервуарах саморегулируется: если от прессы жидкость в большом количестве поступает в ближайший резервуар, то уровень в нем поднимается, отчего расположенный над жидкостью воздух сжимается до давления, более высокого, чем в соседнем резервуаре. Естественно, что жидкость, поступающая от прессы, пойдет в направлении наименьшего сопротивления не в этот, а в соседний резервуар, и т. п.

В сети с искусственным давлением трубопровод можно устанавливать меньшего сечения, чем в сети с естественным напором.

В настоящее время применяют смешанную систему сети низкого давления. Для питания насосов используют бак 6 (см. рис. 101) с естественным напором. Этот бак является одновременно отстойным и сливным из системы 4 низкого давления с искусственным давлением. Данная система предназначена для обслуживания прессов. Излишняя жидкость из резервуара 4 через перепускной клапан 5 предельного давления сливается в бак 6.

В сети низкого давления устанавливают фильтр 7, задерживающий различные предметы, попадающие в трубопровод (обрывки уплотнений, обломки клапанных пружин, частицы, отколовшиеся от клапанов, ржавчина и т. д.), и холодильник 9 со своим циркуляционным насосом для охлаждающей воды. Рабочая вода нагревается при преодолении сопротивлений в трубопроводе и особенно в клапанной системе. При интенсивной работе без применения охлаждения вода может нагреться до 70° С

и более. Воду необходимо охлаждать, так как при повышенной температуре она вымывает смазку в сальниках и нагревает трубопроводы, расстраивая вследствие теплового расширения уплотнения в их соединениях.

Из-за неизбежных утечек приходится периодически добавлять в систему свежую воду из заводского водопровода. Если для этой цели используется промышленная вода, то она, до попадания в гидравлическую систему пресса, должна быть очищена в специальном фильтре 8.

§ 46. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА

Обычно в установках гидравлического пресса применяют плунжерные насосы с приводом от кривошипного механизма. При малых мощностях до 51,5 кВт (70 л. с.) строят насосы в основном вертикального типа (рис. 104, а), а при больших (свы-

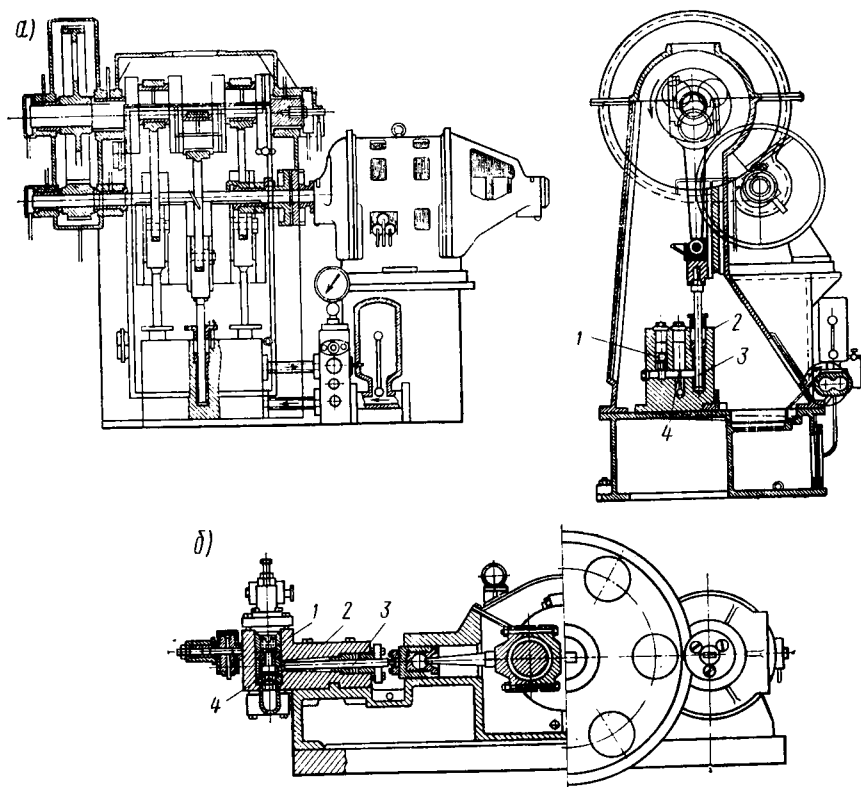


Рис. 104. Схемы вертикального насоса с кривошипным приводом (а) и горизонтального насоса с кривошипным приводом (б)

ше 51,5 кВт) — горизонтальные (рис. 104, б). Вообще вертикальные насосы строят мощностью до 110 кВт (150 л. с.), а горизонтальные — до 1100 кВт (1500 л. с.) *. Насос имеет несколько цилиндров 2 со скалками 3 (плунжерами). Каждый цилиндр снабжен минимум двумя клапанами — впускным 4 и выпускным 1. В больших насосах у каждого цилиндра ставят по несколько впускных и выпускных клапанов, потому что один клапан большого сечения быстро выходит из строя и его трудно притирать.

Недостатком многоклапанных насосов является то, что они требуют тщательного ухода, так как при выходе из строя одного из клапанов вода подается насосом не в полном количестве, а выяснить, какой из клапанов пропускает, затруднительно.

Производительность насоса определяют в литрах в минуту. Теоретическую подачу q_T жидкости одним цилиндром насоса находят из уравнения

$$q_T = fSn_0, \quad (278)$$

где f — площадь плунжера, дм^2 ; S — ход плунжера, дм , равный $S=2r$ (здесь r — радиус кривошипа), дм ; n_0 — число ходов плунжера в минуту.

В начале хода нагнетания, когда поднятый перед этим для пропуска жидкости впускной клапан не успел еще опуститься, из цилиндра через этот клапан жидкость будет вытесняться обратно в сеть низкого давления. Чем быстрее ходит насос, тем больше (относительно и абсолютно) указанные утечки. Кроме того, впускные и выпускные клапаны, изнашиваясь, начинают пропускать жидкость. Через выпускной клапан жидкость просачивается из сети высокого давления обратно в цилиндр насоса в период всего хода его наполнения, а через впускной — из цилиндра в сеть низкого давления в период всего хода нагнетания.

Небольшие утечки могут происходить через уплотнение у скалок насоса при недостаточно хорошем их состоянии. Кроме того, при нагнетании жидкость сжимается, а цилиндр упруго раздувается. Из всего сказанного следует, что действительная подача q_d от одного цилиндра насоса будет меньше подачи, выраженной уравнением (278), и составит

$$q_d = q_T \eta_\omega, \quad (279)$$

где η_ω — объемный коэффициент полезного действия насоса, учитывающий утечки и сжатие жидкости в системе насоса; у насоса, находящегося в хорошем состоянии $\eta_\omega \approx 0,95$. У быстроходных насосов $\eta_\omega \approx 0,85$.

* Самый мощный насос — 4750 кВт (6450 л. с.) — имеет подачу 5000 л/мин/мин при давлении 35 Мн/м² (350 кг/см²). Группы таких насосов установлены у советских, самых мощных в мире прессов [750 Мн (75000 тс)].

В практике бывают случаи, когда вследствие плохого состояния клапанов насоса утечка воды через них составляет значительное количество, от чего объемный к. п. д. насоса может резко упасть, что, конечно, недопустимо.

Если у насоса несколько z цилиндров с одинаковыми скалками, то действительная подача Q_d соответственно увеличивается:

$$Q_d = q_d z = z q_T \eta_{\omega}. \quad (280)$$

В системе высокого давления имеются физические потери воды в виде утечек через различные неплотности, в том числе и неплотности в клапанной системе управления прессами (утечки из сети высокого давления в сеть низкого давления). Поэтому сумма объемов воды, расходуемых в среднем в минуту отдельными прессами Q_{Π} с учетом утечек должна быть равна действительной подаче воды насосами:

$$\frac{\Sigma Q_{\Pi}}{\eta_{\omega\Pi}\eta_{\omegaВ}} = Q_d, \quad (281)$$

а теоретическая подача насоса в минуту:

$$Q_T = \frac{\Sigma Q_{\Pi}}{\eta_{\omega}\eta_{\omega\Pi}\eta_{\omegaВ}}, \quad (282)$$

где $\eta_{\omegaВ}$ — объемный к. п. д. сети высокого давления (см. § 47, гл. IX); $\eta_{\omega\Pi}$ — объемный к. п. д. пресса; $\eta_{\omega\Pi} \geq 0,98^*$.

Так как плунжерные насосы высокого давления имеют кривошипно-шатунный привод, то вода от одного цилиндра подается с перерывами (рис. 105, а). Мгновенная теоретическая подача жидкости q_m от одного цилиндра насоса:

$$q_m = v f, \quad (283)$$

где v — мгновенная скорость движения плунжера насоса, $dm/сек$,

$$\begin{aligned} v &= r \frac{\pi n_0}{30} \left(\sin \alpha - \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) = \\ &= r \omega \left(\sin \alpha - \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right)^{**}, \end{aligned}$$

где r — радиус кривошипа, dm ; n_0 — число оборотов кривошипного вала в минуту, или, что то же, число ходов плунжера насоса в минуту; α — угол поворота кривошипа от крайнего заднего

* Объемный к. п. д. $\eta_{\omega\Pi}$ пресса учитывает, кроме физических потерь в цилиндрах (утечек), также сжатие жидкости низкого давления, заполняющей цилиндры к моменту впуска жидкости высокого давления, и упругую деформацию (раздутие) цилиндров под действием высокого давления.

** Вывод этого уравнения приведен в § 63, гл. XI, см. (420).

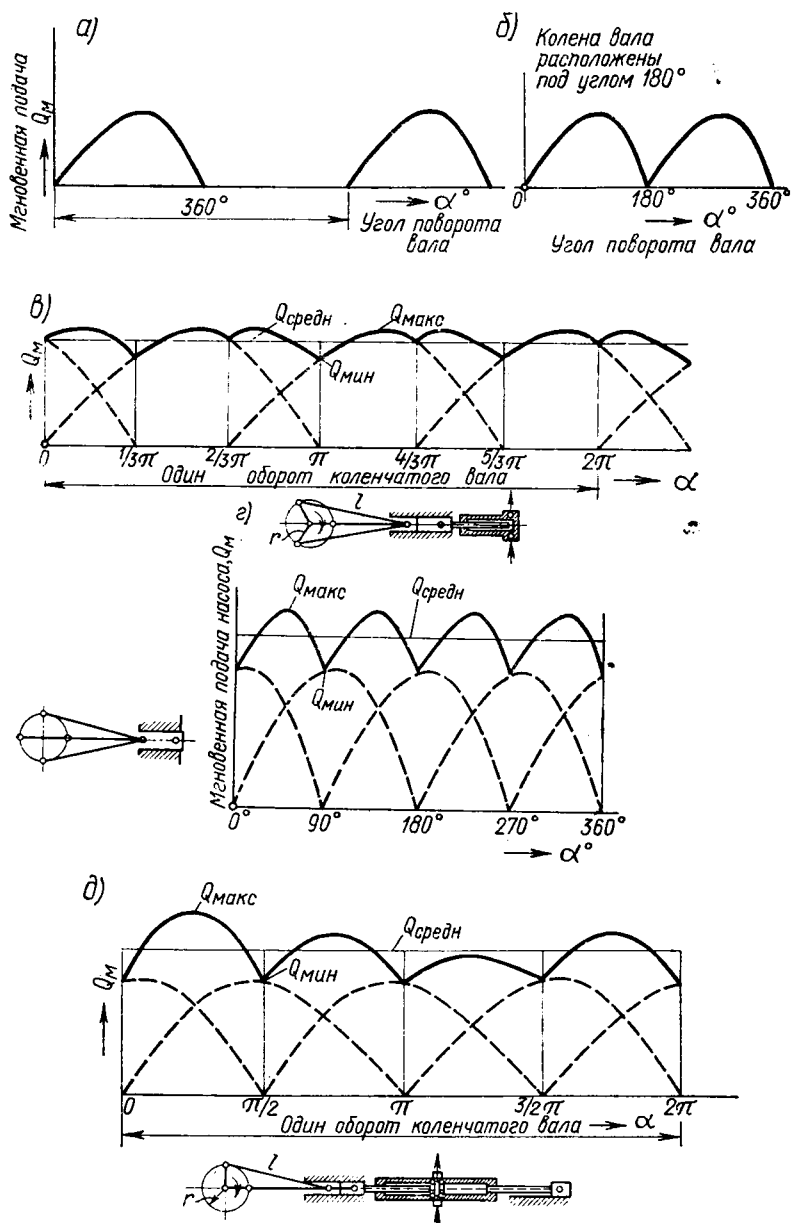


Рис. 105. Графики мгновенной подачи насосов с кривошипным приводом: а — одноцилиндровым; б — двухцилиндровым; в — трехцилиндровым; г — четырехцилиндровым; д — четырехцилиндровым двойного действия

его положения; λ — отношение длины радиуса r кривошипа к длине l шатуна, $\lambda=r/l$; ω — угловая скорость кривошипа, равная $\pi n_0/30$.

При углах поворота кривошипа свыше 180° $\sin \alpha$ имеет отрицательное значение. Следовательно, скорость v получится также отрицательной, что показывает, что происходит не нагнетание, а наполнение цилиндра (обратный ход).

Для получения непрерывного нагнетания воды строят насосы с несколькими цилиндрами. В случае двухцилиндрового насоса колена вала расположены под углом 180° , и происходит нагнетание во время наполнения одного цилиндра из другого (рис. 105, б). Ввиду того, что подача воды из цилиндра при каждом ходе возрастает от нуля до максимума и снова падает до нуля, конечный нулевой момент подачи из одного цилиндра совпадает с начальным нулевым моментом подачи из другого, вследствие чего количество воды, поступающей от насоса в сеть высокого давления, колеблется от нуля до максимума.

Чтобы получить более равномерную подачу воды, применяют трехцилиндровый насос, имеющий трехколенчатый вал, колена которого расположены под углом 120° . Так как рабочие периоды различных цилиндров перекрывают частично друг друга, то вода подается непрерывно и более равномерно (рис. 105, в).

Как видно из графика, показанного на рис. 105, в, у трехцилиндрового насоса максимальная мгновенная подача $Q_{\max}$ соответствует максимальной мгновенной подаче $q_{\max}$ одного цилиндра, которая бывает обычно при $\alpha \approx 100 \div 105^\circ$ от крайне заданного положения любого данного колена*. Согласно уравнениям (283) и (420) при $\lambda=0,2$ и $\alpha=101^\circ$

$$Q_{\max} = q_{\max} \approx 0,019 f \omega r. \quad (284)$$

$$\alpha = 101^\circ$$

Минимальная мгновенная подача $Q_{\min}$ насоса происходит при повороте любого колена на угол, соответствующий $1/3 \pi$, или при $\alpha=60^\circ$ (рис. 105, в).

$$Q_{\min} = q_{\min} \approx 0,78 f r \omega, \quad (285)$$

$$\alpha = 60^\circ$$

отсюда колебание в подаче жидкости у трехплунжерного насоса

$$\frac{(Q_{\max} - Q_{\min}) 100}{Q_{\max}} = 23\%.$$

* При бесконечной ($l \approx \infty$) длине шатуна $\lambda=r/l=0$ и изменение скорости v будет подчиняться закону синусоиды с максимумом при $\alpha=90^\circ$. В реальных конструкциях насосов $\lambda \approx 0,2$; максимальная поступательная скорость плунжера насоса при $\alpha > 90^\circ$, что нетрудно определить, приравняв к нулю первую производную уравнения (420) и решив задачу на максимум.

Среднее значение мгновенной подачи $Q_{\text{ср}} = 0,95 f r \omega$.

У насоса с четырьмя цилиндрами колена вала расположены под углом 90° . Колебания в подаче жидкости (рис. 105, з) больше (около 33%), чем у трехцилиндрового насоса. Поэтому чаще насосы строят с числом цилиндров, кратным трем. Имеются четырехцилиндровые насосы двойного действия. В них цилиндры располагают последовательно (рис. 105, д). Вал имеет два колена, сдвинутых один по отношению к другому на 90° . При таком расположении цилиндров для подачи воды используют полный оборот кривошипа. Горизонтальные насосы двойного действия строят с подачей 500 л/мин воды и более. Колебания подачи у таких насосов составляют около 37% (см. рис. 105, д).

Цилиндры насоса для давления 10 Мн/см² (100 атм) изготовляют из литой стали, для более высокого давления — из кованой. Плунжеры насосов также делают стальными. Они должны иметь цилиндрическую форму для правильного прилегания буksы и сальника. Клапаны насосов имеют конусообразную форму, главным образом с углом к горизонту 45° . Быстронесущиеся частицы ржавчины и другие посторонние тела вызывают эрозию поверхности клапанов. Фильтрование и подмыливание воды уменьшают этот вид износа. Для повышения производительности насоса в некоторых случаях можно увеличить площадь скалок и число оборотов коленчатого вала. Однако число оборотов n_0 при этом не должно превышать определенной критической величины, определяемой формулой

$$n_0 \leq \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{P f_{\text{к}}}{m r f (1 + \lambda)}}, \quad (286)$$

где P — нагрузка на опоре клапана (пружина и вес клапана в рабочей жидкости), н (кг); $f_{\text{к}}$ — рабочая площадь впускного клапана по внутренней кромке опорной поверхности седла, м² (см²); m — масса клапана кг, (кг·сек²/см); r — радиус кривошипа, м (см); f — площадь скалки, м² (см²); λ — отношение размера радиуса r кривошипа к размеру длины l шатуна, т. е. $\lambda = r/l$.

Если n_0 будет превышать указанное значение, то клапаны начнут стучать, что приведет к быстрому износу их опорных поясков.

Из уравнения (286) следует, что увеличение числа оборотов с одновременным повышением производительности насоса возможно за счет уменьшения веса клапана. Этого можно достичь в основном путем уменьшения веса направляющей его части (перьев или направляющей части стакана). Толщина δ тарелки клапана должна быть

$$\delta \geq 0,43 d_{\text{к}} \sqrt{\frac{\rho}{[\sigma]}}, \quad (287)$$

здесь d_k — диаметр клапана по внутренней кромке опорной поверхности, m (см); p — рабочее давление насоса, Mn/m^2 ($кГ/см^2$); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение изгиба материала клапана, Mn/m^2 ($кГ/см^2$).

При установке насосов предусматривают на случай ремонта их запас, составляющий 25% по сравнению с расчетным количеством.

Мощность двигателя для насоса в ваттах (или лошадиных силах)

$$N = \frac{Q_d p \cdot 1,15}{60 \cdot B \eta_\omega \eta_m}, \quad (288)$$

где Q_d — действующая средняя подача насоса, $m^3/мин$ ($л/мин$); B — переводной коэффициент, равный при вычислении в ваттах 1, при вычислении в лошадиных силах 7,5; 1,15 — коэффициент, учитывающий превышение мгновенной подачи над средней на значительной части хода насоса (см. рис. 104)* и наличие гидравлических ударов в сети высокого давления; η_ω — объемный к. п. д. насоса, равный $0,9 \div 0,95$; η_m — механический к. п. д. насоса, равный $0,8 \div 0,85$; p — давление жидкости, n/m^2 ($кГ/см^2$).

§ 47. СЕТЬ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В сеть высокого давления входит ряд вспомогательных устройств, в том числе аккумулятор 12 (см. рис. 101), системы 11 и 13 управления аккумулятором, компенсаторы 14 гидравлических ударов и водораспределительные устройства 3 управления прессом. Аккумуляторы служат для запаса энергии в виде воды высокого давления, а также для регулирования давления в сети. Имеется четыре типовые схемы сети высокого давления.

С х е м а I. По наиболее простой схеме (рис. 106, а) сети высокого давления каждый пресс имеет индивидуальный аккумулятор 2 и насосную установку. Сеть такого типа требует больших капитальных затрат, поэтому она экономически не совершенна. Трубопровод в этой схеме короткий, в ней мало клапанов, и поэтому объемный к. п. д. сети высокого давления достигает $\eta_{\omega в} = 0,90—0,95$.

С х е м а II (рис. 106, б). К одному магистральному трубопроводу высокого давления присоединяют несколько прессов. Прессы располагают обычно в два ряда вдоль цеха. Отдельные прессы и аккумуляторы могут быть отключены от сети посредством вентилей. Если применяют грузовые аккумуляторы, что устарело, то в работе находится только один из них, а другой является запасным.

* Это превышение у трехплунжерного насоса меньше, чем у четырехплунжерного двойного действия (см. рис. 104), поэтому для четырехплунжерного насоса вместо 1,15 следует принять 1,20.

Магистраль высокого давления по данной схеме иногда имеет протяженность более сотни метров. Вследствие этого увеличивается количество соединений трубопровода, а поэтому возрастают и утечки, и $\eta_{\text{ов}}$ равен 0,8—0,85. При этом учитывают по-

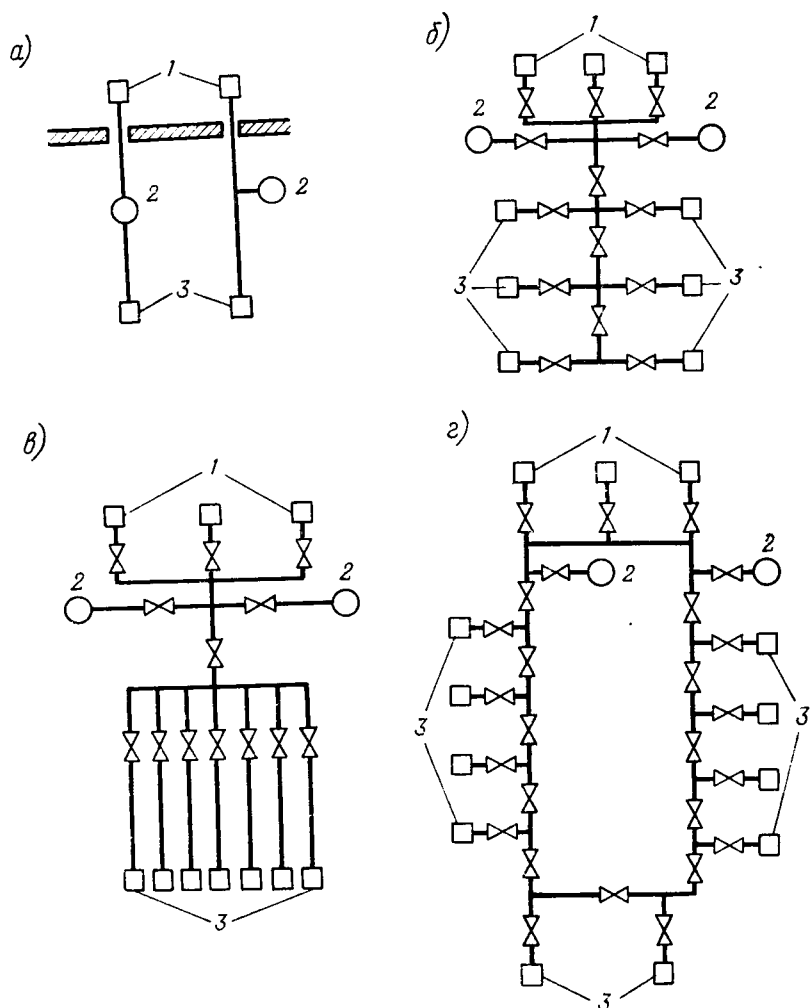


Рис. 106. Типовые схемы сети высокого давления:
1 — насосы; 2 — аккумуляторы; 3 — прессы

тери воды скрытые и явные. Скрытые потери связаны с утечкой воды из сети высокого давления в сеть низкого давления через клапаны. Этот вид утечки трудно обнаружить из-за того, что работает ряд прессов. К недостаткам следует отнести также и

то, что в случае аварии трубопровода (его разрыв в одном месте) выходит из строя вся группа прессов, расположенных за местом аварии. Кроме того, во время работы только одного пресса, наиболее удаленного от насосной станции, вся магистраль должна находиться под высоким давлением.

Схема III (рис. 106, в). Каждый пресс имеет самостоятельный трубопровод, проложенный вдоль цеха от общего коллектора. Данная система является весьма дорогой, так как требует много труб высокого давления. Объемный к. п. д. сети не превышает 0,8.

Схема IV. Наиболее совершенной является схема кольцевого типа (рис. 106, г). Прессы располагают по обе стороны цеха и подключают к одному кольцевому магистральному трубопроводу. В такой системе количество гидравлических потерь (потери давления) минимально, потому что вода подходит с двух сторон и с меньшей скоростью. При аварии одного участка его выключают, а остальная система продолжает работать. Так как протяженность магистрали большая, то и утечки значительны. Они в основном заключаются в утечке воды в систему низкого давления. При расчете баланса воды необходимо учесть утечки, составляющие 20 %, т. е. $\eta_{\text{ов}} \approx 0,8$.

Применение прессовой установки, работающей от аккумулятора, выгодно для случаев, когда по технологическому процессу требуются большие скорость и величина рабочего хода пресса.

§ 48. ГРУЗОВЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ

Грузовые аккумуляторы бывают двух типов: с неподвижным цилиндром и подвижным плунжером (рис. 107, а) и с подвижным цилиндром и неподвижным плунжером (рис. 107, б). Подвижные части аккумулятора находятся под действием грузов, выполненных в виде чугунных секторов, укладываемых на плите, подвешенной к траверсе (см. рис. 107, а и б) или насыпных (рис. 107, в и г). В последнем случае на подвешенной к траверсе плите устраивают кольцевой стальной кожух, заполняемый рудой или камнями. При полном опорожнении аккумулятора подвижная плита с грузами ложится на деревянные опоры, расположенные на фундаментной плите. Вес груза

$$G = fp1,1, \quad (289)$$

где f — площадь плунжера, $\text{см}^2 (\text{м}^2)$; p — требуемое давление воды, $\text{н/м}^2 (\text{кг/см}^2)$; 1,1 — коэффициент, учитывающий трение в сальнике и трение направляющих для груза.

Во избежание выбрасывания плунжера (или цилиндра, если он подвижен) вследствие переполнения аккумулятора водой предусматривают следующие предохранительные устройства II (см. рис. 101):

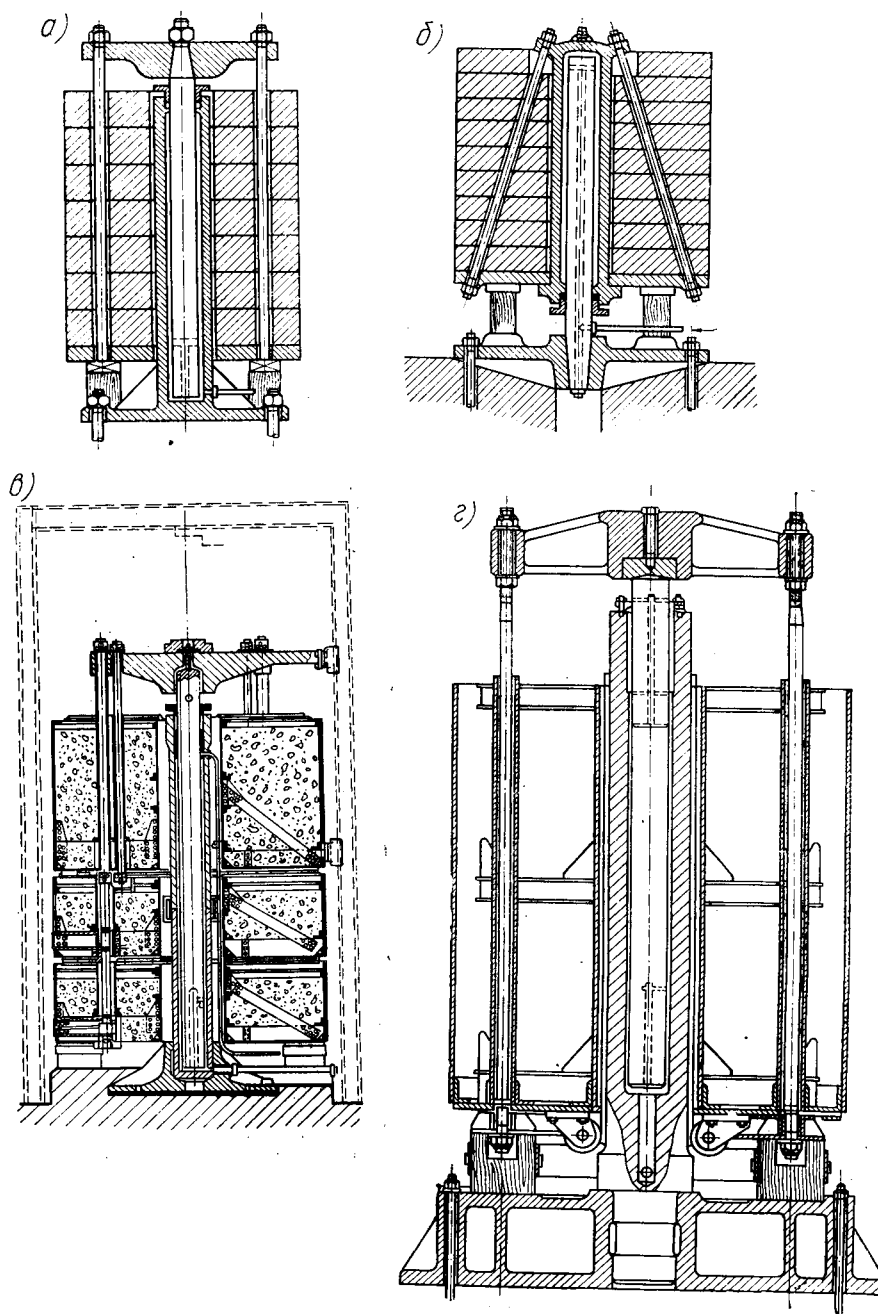


Рис. 107. Схемы грузовых аккумуляторов:

а — с подвижным плунжером; б — с подвижным цилиндром; в — с насыпным грузом и внешним направлением; г — с насыпным грузом и направлением по цилиндру

1) осевой и поперечный каналы в плунжере (см. рис. 107); если плунжер или цилиндр будут вытеснены водой настолько, что поперечные каналы пройдут сальник (уплотнение) и выйдут из цилиндра, то через них будет вытесняться вода из цилиндра аккумулятора в атмосферу, что, с одной стороны, будет служить сигналом для выключения насосов, а с другой, при известных условиях (когда подача воды от насосов меньше, чем вытекающая в атмосферу из отверстий поперечных каналов), — может

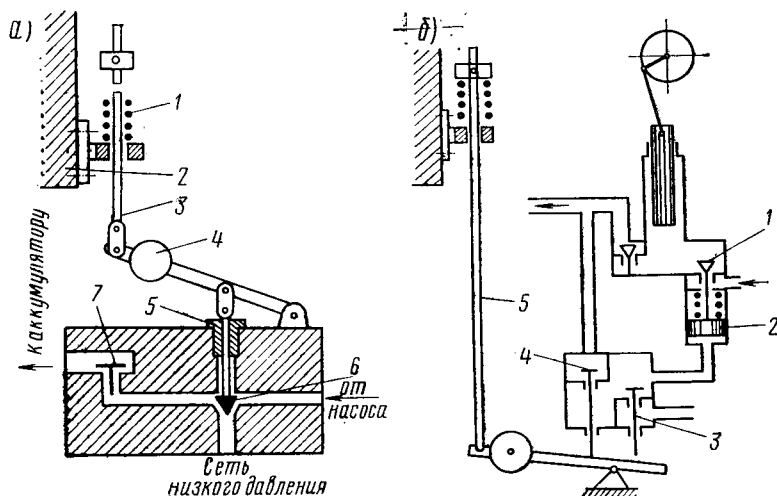


Рис. 108. Схема предохранителя от переполнения грузового аккумулятора (охлаждения насосов):

а — перепуском воды от насосов в сеть низкого давления; б — при помощи сервопривода у впускного клапана насоса

являться действительным предохранением плунжера от выбрасывания. Это устройство следует рассматривать лишь как аварийное, а не основное. Кроме него всегда устанавливают специальное автоматически действующее приспособление;

2) когда начнется переполнение аккумулятора водой, его грузы 2, поднимаясь, потянут за собой тягу 3 (рис. 108, а). Чтобы тяга 3 не обрывалась от резких толчков со стороны грузов аккумулятора, между упором на тяге и поводком, укрепленным на грузах, устанавливают пружину 1. Тяга 3 поднимает стержень 5, который открывает клапан 6. Вода от насосов пойдет в сеть низкого давления, причем из аккумулятора вода выйти не может, так как обратный клапан 7 не пропустит ее. Когда грузы аккумулятора опустятся вследствие расхода воды прессами, опустится под действием груза 4 также тяга 3, и клапан 6 закроется. Вода от насосов опять начнет поступать в аккумулятор;

3) другое устройство, предохраняющее от переполнения водой аккумулятора, работает посредством переключения насосов

на холостой ход (рис. 108, б). Груз аккумулятора в определенном положении поднимает тягу 5, которая закрывает клапан 3 и открывает клапан 4. Вода из сети высокого давления пойдет под поршень 2 сервопривода, открывающий и удерживающий в таком положении впускной клапан 1 насоса. Вследствие этого при ходе нагнетания вода из цилиндра насоса будет вытесняться в сеть низкого давления через открытый клапан 1, и насос начнет работать вхолостую. Когда груз аккумулятора опустится,

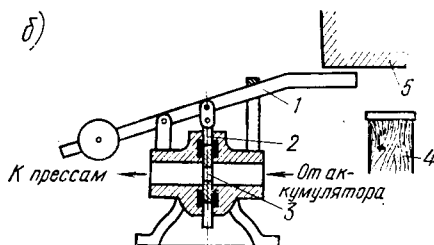
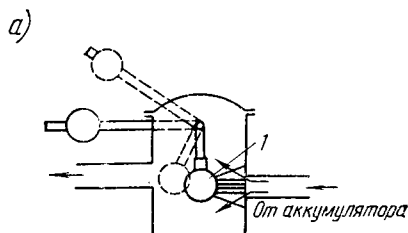


Рис. 109. Предохранители от посадки грузов с ударом на опоры:

а — при разрыве трубопровода высокого давления; б — для плавной посадки грузов аккумулятора на опоры

ся, клапан 4 закроется, а клапан 3 откроется. Тогда на поршень 2 будет действовать вода низкого давления, и под действием пружины он опустится, вследствие чего впускной клапан 1 насоса начнет работать в соответствии с его назначением.

Кроме описанных предохранительных устройств, монтируют также предохранительные устройства 13 (см. рис. 101) от полного опорожнения аккумулятора и посадки грузов с ударом на опоры. Это может произойти при большом расходе воды, в частности при аварии в трубопроводе. Такое устройство (рис. 109, а) устанавливают в трубопроводе высокого давления вблизи от аккумулятора на участке между аккумулятором и прес-

сом. При большом расходе вода устремится из аккумулятора в трубопровод. Под действием скоростного напора (перепада давления) воды шаровидный клапан 1, преодолевая действие контргруза, прикроет выход в трубопровод.

Кроме того, применяют приспособление для плавной посадки грузов на опоры (рис. 109, б). При подходе к опорам 4 грузы 5 перемещают вниз рычаг 1 и связанную с ним скалку 2, в которой имеется отверстие 3. Вследствие этого перемещения отверстие 3 для прохода воды постепенно перекрывается, грузы аккумулятора 5 затормаживаются и сравнительно плавно опускаются на опоры.

Грузовые аккумуляторы во время работы дают сильные гидравлические удары в сети, т. е. внезапно повышают давление на несколько меганьютонов на 1 м^2 (на несколько десятков атмосфер). Это объясняется тем, что при расходе воды из акку-

мулятора его грузы и масса движущейся жидкости накапливают известную кинетическую энергию. Если в этот момент резко прекратить расход воды из аккумулятора, то грузы и вода должны будут быстро остановиться, а грузы аккумулятора переменить направление движения, так как начнется наполнение аккумулятора. Следовательно, к статическому давлению грузов на воду прибавится динамическое воздействие.

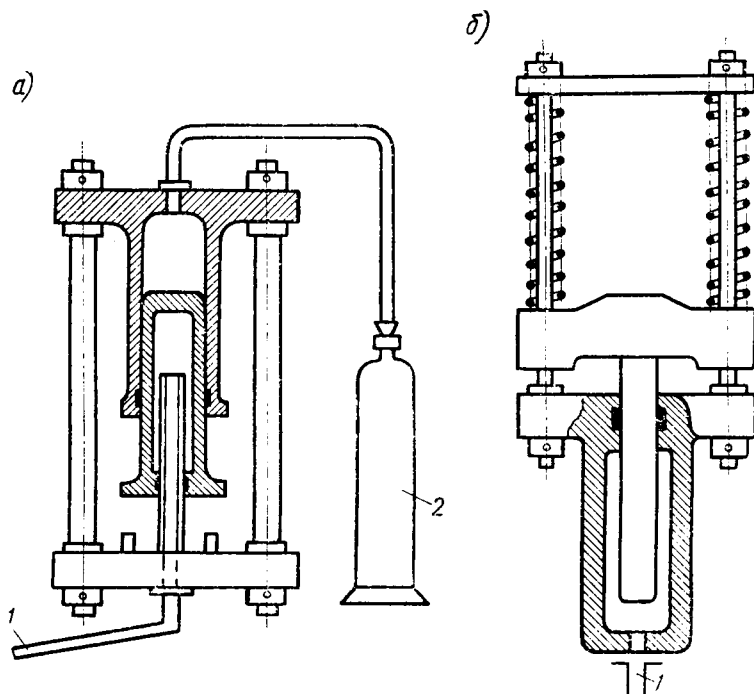


Рис. 110. Схема компенсатора гидравлических ударов:
1 — сеть высокого давления; 2 — баллон сжатого азота

Практически при повышении давления от гидравлического удара вода несколько сжимается, а трубопроводы упруго деформируются (раздуваются), вследствие чего грузы аккумулятора затормаживаются на некотором пути, расходуя на указанную упругую деформацию накопленную ими энергию. Чем больше путь, на котором произойдет затормаживание грузов, тем меньше дополнительная динамическая сила их нажатия.

Во избежание сильных гидравлических ударов, расстраивающих систему соединения трубопроводов и вызывающих иногда аварию, в сети устанавливают компенсаторы, смягчающие гидравлический удар. Компенсаторы бывают пневматические (рис. 110, а) и пружинные (рис. 110, б). При повышении давления в трубопроводе от гидравлического удара пружина или воз-

дух компенсатора сжимаются, освобождая в цилиндре некоторый объем. Тем самым удар смягчается, так как грузы аккумулятора и жидкость затормозятся на большем пути.

Два грузовых аккумулятора без специальных приспособлений нельзя устанавливать для одновременной совместной работы в сети, так как практически невозможно подобрать два аккумулятора с одинаковыми грузами и силами трения в сальнике. Для спаренной работы двух грузовых аккумуляторов используют следующий метод. Аккумуляторы заранее устанавливают на

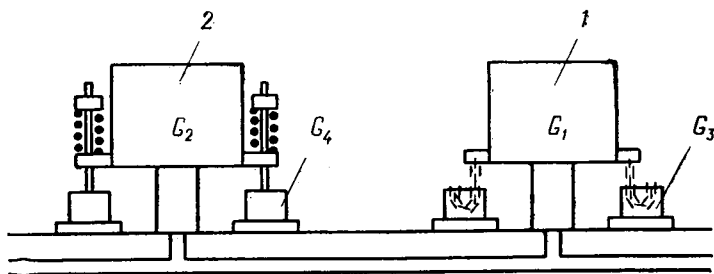


Рис. 111. Схема установки двух грузовых аккумуляторов для одновременной работы в одну сеть

разное давление. Предусматривают, что аккумулятор 1 (рис. 111) устанавливают в сети меньшее давление, чем аккумулятор 2. Вес груза аккумулятора 1 $G_1 = f_{11,1}$, а груз другого аккумулятора $G_2 = f_{21,1}$. Отсюда

$$p_1 = \frac{G_1}{f_{11,1}}, \quad p_2 = \frac{G_2}{f_{21,1}}$$

и по условию $p_1 < p_2$.

Таким образом, первым начнет наполняться аккумулятор 1. Грузы этого аккумулятора будут подниматься до тех пор, пока к основному грузу G_1 не добавится дополнительный груз G_3 , находящийся на цепи или тяге. Тогда общий вес груза аккумулятора 1 будет $G_1 + G_3 = f_{1p_3,1}$ и давление аккумулятора

$$p_3 = \frac{G_1 + G_3}{f_{11,1}}$$

причем $p_3 > p_2$. С этого момента начнется наполнение аккумулятора 2 и будет продолжаться до тех пор, пока аккумулятор полностью не наполнится, и к весу грузов G_2 не добавится вес G_4 . Тогда

$$G_2 + G_4 = f_{p_4,1} \quad \text{и} \quad p_4 = \frac{G_2 + G_4}{f_{21,1}},$$

причем $p_4 > p_3$. После этого начнется наполнение аккумулятора 1, и его подъем будет совершаться до тех пор, пока он не наполнится. Поэтому у аккумулятора 1 необходимо установить предохранительное устройство от переполнения.

Опорожнение аккумуляторов происходит в следующем порядке: сначала воду отдает аккумулятор 1, и его грузы опускаются до тех пор, пока дополнительный груз G_3 не опустится на свои опоры. Затем аккумулятор 2 опорожняется до тех пор, пока груз G_2 не опустится на опоры. Поэтому предохранительное устройство против быстрой посадки на опоры необходимо устанавливать у аккумулятора 2.

К недостаткам грузовых аккумуляторов необходимо отнести:

1) гидравлические удары в сети; чем быстрее ходит пресс, т. е. чем больше мгновенный расход воды, тем большие гидравлические удары возникают, поэтому грузовой гидравлический аккумулятор применяют для тихоходных прессов;

2) громоздкость установки;

3) необходимость специального приспособления для одновременной работы двух грузовых аккумуляторов.

§ 49. ПОРШНЕВОЙ ВОЗДУШНО-ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АККУМУЛЯТОР

Вследствие указанных ранее недостатков грузовых аккумуляторов была предложена конструкция поршневого воздушно-гидравлического аккумулятора, имеющего гидравлический цилиндр с плунжером и цилиндр, в котором сжатый воздух действует на поршень или плунжер большей площади, чем плунжер гидравлического цилиндра (рис. 112).

При использовании сжатого воздуха давлением до $0,6—0,7 \text{ Мн/м}^2$ (6—7 ат) его подводят от общецеховой пневматической сети. При применении давления более $0,7 \text{ Мн/м}^2$ (7 ат) воздух подводят из специальных воздушных баллонов. В баллоны воздух накачивается компрессором высокого давления, но малой мощности.

Площадь гидравлического плунжера меньше площади воздушного поршня (плунжера) в K раз, т. е.

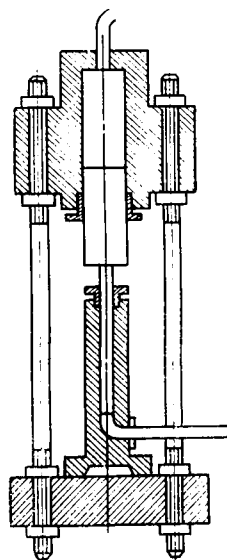


Рис. 112. Схема воздушного поршневого аккумулятора

$$K = \frac{F}{f}, \quad (290)$$

где F — площадь поршня (плунжера) воздушного цилиндра; f — площадь гидравлического плунжера.

Отношение (290) называется коэффициентом мультипликации. Этот коэффициент обычно равен 10.

При опускании плунжера (поршня) воздух расширяется.

Пусть W_a — рабочий объем аккумулятора, т. е. объем жидкости, вытесняемой скалкой при переходе ее из крайнего верхнего в крайнее нижнее положение; W_b — объем воздушных баллонов и воздухопровода при крайнем верхнем (допустимом) положении плунжера. Объем воздушных баллонов подбирают с таким расчетом, чтобы колебание давления воздуха, а следовательно, и воды, при опускании плунжера не превышало 10—20%. Обозначим: p_1 — давление воздуха над поршнем при его крайнем верхнем положении; p_2 — давление воздуха, когда поршень занимает крайнее нижнее положение. Определим объем воздушной части аккумулятора.

При расширении объем воздуха увеличивается на величину

$$SF = \frac{W_a F}{f} = W_a K,$$

где S — полный ход плунжера

$$Sf = W_a, \text{ следовательно, } p_1 W_b^n = p_2 (W_b + W_a K)^n, \quad (291)$$

здесь n — показатель политропы при расширении воздуха.

С другой стороны,

$$p_2 = (1 - m)p_1, \quad (292)$$

где m — величина допустимого колебания давления (0,1—0,2).

Подставив значение p_2 из уравнения (292) в уравнение (291), получим

$$p_1 W_b^n = p_1 (1 - m) (W_b + W_a K)^n.$$

Решая это уравнение относительно W_b , найдем воздушный объем

$$W_b = \frac{W_a K \sqrt[n]{1 - m}}{1 - \sqrt[n]{1 - m}}. \quad (293)$$

При $n = 1$ *; $m = 0,1$, $K = 10$ имеем $W_b = 90 W_a$.

Поршневый воздушно-гидравлический аккумулятор более громоздок, чем грузовой. В поршневых аккумуляторах гидрав-

* В связи с тем, что объем воздушных резервуаров значителен, а расширение воздуха происходит сравнительно медленно и на малую величину, можно считать, что процесс протекает при постоянной температуре, т. е. изотермически.

лические удары меньше, чем в грузовых, вследствие меньшего движущего груза, но пренебрегать ими нельзя. По указанным причинам поршневый воздушно-гидравлический аккумулятор не нашел распространения в кузнечном производстве.

§ 50. БЕСПОРШНЕВОЙ ВОЗДУШНО-ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ АККУМУЛЯТОР

В отличие от поршневых воздушных аккумуляторов, у беспоршневых давление воздуха передается непосредственно на поверхность верхнего уровня жидкости (рис. 113, *а* и *в*). В данном случае сжатый воздух должен иметь такое же давление, как и требуемое давление жидкости. Воздух накачивают в замкнутый объем специальных баллонов. Компрессор имеет малую мощность, поскольку в единицу времени не требуется большой подачи воздуха. Накачивают баллоны в начале эксплуатации в течение нескольких дней, а в процессе работы приходится лишь периодически подкачивать его из-за неизбежных утечек.

Определение соотношения объемов воздушных резервуаров и гидравлического цилиндра беспоршневого аккумулятора. Давление воздуха вследствие расширения при работе аккумулятора не должно падать больше чем на 10—15%. При работе аккумуляторов расширение воздуха протекает по уравнению

$$p_1 W_b^n = p_2 (W_b + W_a)^n; \quad (294)$$

$$p_2 = (1 - m) p_1, \quad (295)$$

где p_1 и p_2 — соответственно начальное и конечное (после расширения) давление воздуха; W_b — объем воздуха, находящегося в баллонах; W_a — рабочий объем гидравлического цилиндра аккумулятора; m — допускаемое колебание давления воздуха в долях, $m=0,1—0,15$; n — показатель политропы.

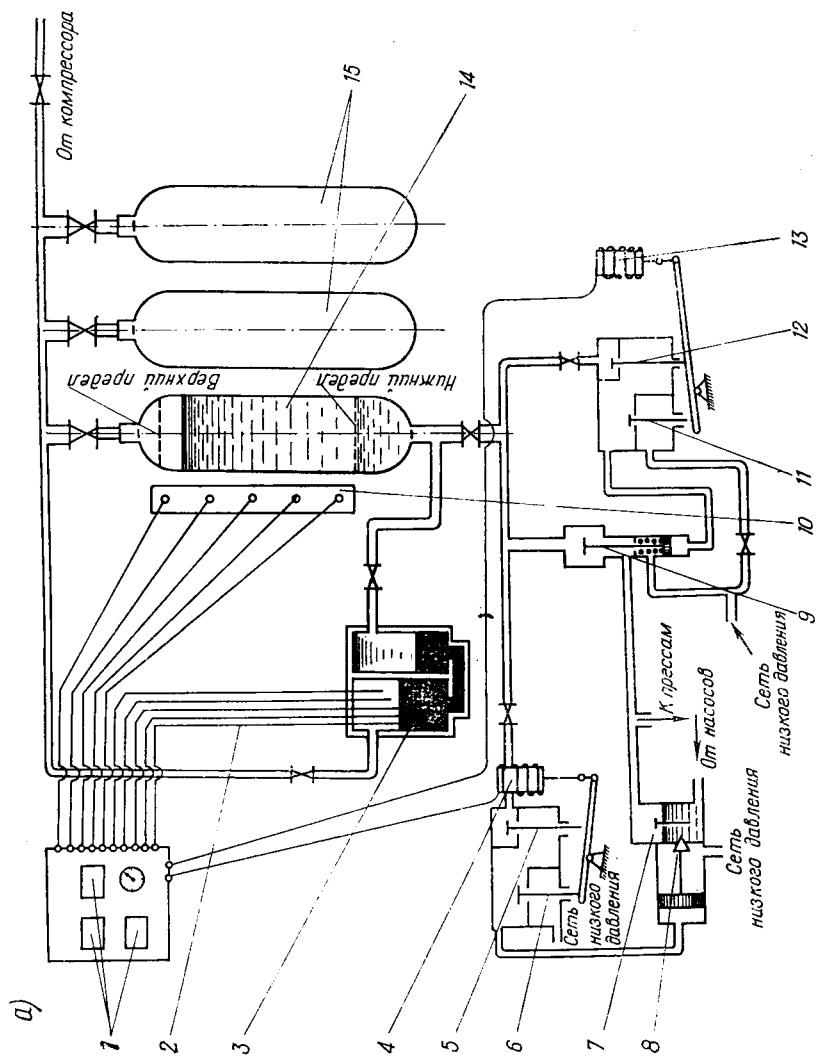
Подставляя в равенство (294) вместо p_2 его выражение из равенства (295), получим

$$W_b \sqrt[n]{p_1} = \sqrt[n]{p_1} \sqrt[n]{1 - m} (W_b + W_a),$$

отсюда

$$W_b = \frac{W_a \sqrt[n]{1 - m}}{1 - \sqrt[n]{1 - m}}. \quad (296)$$

Таким образом, объем воздушных баллонов при $n=1,0$ и $m=0,1$ равен $W_b=9W_a$. При реальных расчетах следует принимать $n \approx 1,3$. Если допустимое колебание давления больше, то соответственно объем воздушных баллонов будет меньше. Например, при $m=0,15$ $W_b=5,7W_a$. В практике обычно $W_b = (6 \div 10) W_a$.



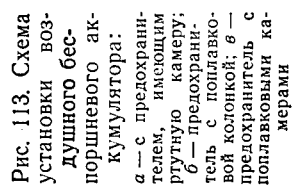


Рис. 113. Схема установки воздушного беспоршневого аккумулятора:

а — предохранитель, имеющий ртутную камеру; *б* — предохранитель с поплавковой колонкой; *в* — предохранитель с поплавковыми камерами

Если не поставить фильтра для очистки от масляных паров воздуха, поступающего от компрессора, то в воздушных баллонах может образоваться со временем взрывчатая смесь. Периодически следует проверять воздух в баллонах на содержание масляных паров.

Известно несколько типовых устройств управления воздушно-гидравлическим беспоршневым аккумулятором.

На схеме рис. 113, *а* контрольная коробка 3 имеет две сообщающиеся полости с ртутью, из которых одна соединяется с гидравлическим цилиндром 14 аккумулятора, а другая — с воздушными резервуарами 15. В одной полости ртуть находится под давлением воздуха и столба воды, а в другой — только под давлением воздуха. За счет водяного столба в сообщающихся сосудах создается разность давлений.

При наполнении аккумулятора водой уровень ртути в первой полости понижается, а во второй — повышается, отчего постепенно включаются контрольные контакты 2, соединенные с реле 1. При включении контактов на шкале 10 зажигаются лампы, показывающие уровень воды в аккумуляторе. Реле 1 управляют электромагнитами 4 и 13. Когда вода в гидравлическом резервуаре дойдет до верхнего предельного уровня, в коробке 3 включится соответствующий контакт, и на шкале 10 зажжется верхняя сигнальная лампа. Кроме того, подается звуковой сигнал, а магнит 4 переключит клапаны так, что клапан 6 откроется, а клапан 5 закроется.

Вода из сети низкого давления через клапан 6 будет действовать на поршень клапана 8 охлостителя. Вследствие этого вода, поступающая от насосов, откроет клапан 8 и потечет в сеть низкого давления, т. е. насосы начнут работать вхолостую. В это время электромагнит 13 держит клапан 11 закрытым, а клапан 12 — открытым. Вода из аккумулятора, пройдя через клапан 12, действует на поршень обратного клапана 9, отчего последний удерживается в поднятом положении, и проход для воды от аккумулятора к прессу открыт. Как только уровень воды в гидравлическом резервуаре 14 опустится ниже верхнего предела, верхний контакт в ртутной коробке выключится, что вызовет обратное переключение клапанов 5 и 6 с помощью электромагнита 4, при этом клапан 6 закроется, клапан 5 откроется. Вода из аккумулятора, пройдя через клапан 5, закроет клапан 8, вследствие чего насосы опять начнут нагнетать жидкость в сеть высокого давления через обратный клапан 7.

Если уровень воды в аккумуляторе опустится до нижнего предела, то разорвется цепь наиболее длинного контакта 2, что вызовет через соответствующее реле переключение электромагнита 13; клапан 12 закроется, а клапан 11 откроется. Вода из сети низкого давления через клапан 11 будет действовать на поршень клапана 9, который под действием пружины закроется,

и выход воды из аккумулятора прекратится. Клапан 7 работает, как обратный, пропуская воду от насосов к прессам (табл. 10).

Таблица 10

Работа клапанов предохранительной системы аккумулятора

Уровни воды	Клапаны	
	открыты	закрыты
Верхний	6, 8, 12, 9	5, 11, 7
Нормальный	5, 12, 9, (7)*	6, 8, 11
Нижний	5, 11, (7)	6, 8, 12, 9

* В скобках указано самопроизвольное открывание клапана.

Вместо контрольной коробки 3 (см. рис. 113, а) можно устанавливать колонку 3 (см. рис. 113, б) с поплавком 2. Параллельно с изменением уровня жидкости в гидравлическом цилиндре аккумулятора будет изменяться ее уровень в колонке. Поплавок верхним концом упирается в пружину, чем достигается уменьшение хода поплавка, который из-за сопротивления пружины переместится на меньший путь, чем передвинется уровень жидкости. По мере подъема поплавков включает (а при опускании выключает) электроконтакты 1. В остальном схема и работа системы аналогичны рассмотренной.

Имеется и другой тип поплавковой системы (рис. 113, в). В вертикальной трубе 1 вмонтированы поплавковые камеры. В каждой из них расположено коромысло, на одном конце которого находится поплавок 2, а на другом — постоянный подковообразный магнит 4. При подъеме уровня жидкости в гидравлическом цилиндре аккумулятора в соответствующей камере всплывает поплавок. При этом с другой стороны коромысла приближается полюс магнита к язычку 3 ртутного контакта, заключенного в специальной коробке, частично расположенной между полюсами постоянного магнита 4. Язычок притягивается к придвинутому полюсу магнита и включает ртутный контакт, выполняющий те же функции, что и контакты рассмотренных ранее систем.

Чтобы клапанная система управления аккумулятора успевала осуществлять соответствующие переключения, уровень жидкости в гидравлическом цилиндре при максимальном расходе должен перемещаться не быстрее 25 см/сек. Исходя из этого, подбирают диаметр гидравлического цилиндра аккумулятора.

Беспоршневые воздушно-гидравлические аккумуляторы имеют следующие преимущества:

1) отсутствие подвижных частей, а следовательно, и уплотнений, сводит механические потери к нулю;

2) гидравлические удары происходят только вследствие торможения движущихся масс воды и потому эффект гидравлического удара во много раз меньше, чем у других типов аккумуляторов, следовательно, беспоршневой аккумулятор можно применять для быстроходных прессов; при этом следует все же использовать компенсаторы гидравлических ударов;

3) для координации работы нескольких аккумуляторов в одной сети не требуется дополнительных устройств. Увеличение

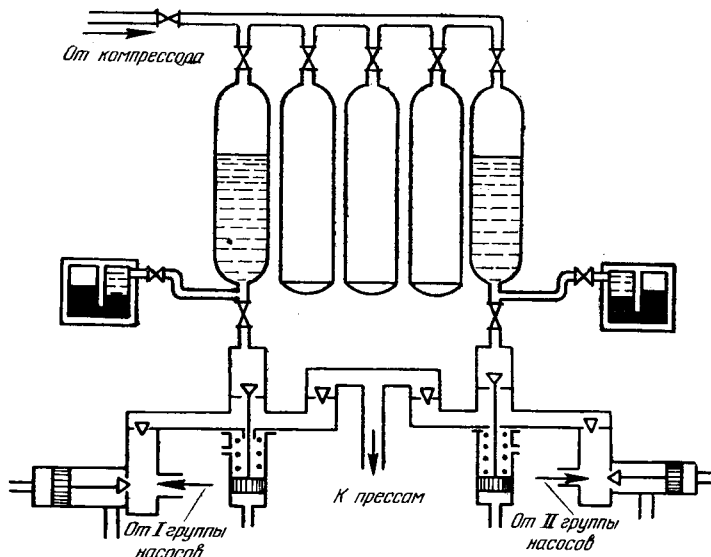


Рис. 114. Схема включения в сеть двух беспоршневых воздушных аккумуляторов

гидравлического объема достигается включением в сеть водяных и воздушных резервуаров с соответствующей системой предохранения от переполнения и опорожнения гидравлического цилиндра каждого аккумулятора. Каждый аккумулятор должен питаться от самостоятельной группы насосов (рис. 114), иначе возможно проскакивание воздуха из баллонов в магистраль вследствие неодинакового сопротивления движению воды из разных аккумуляторов и большего опорожнения какого-либо из них. По той же причине возможно переполнение одного из аккумуляторов. Воздушные баллоны можно объединить в общую систему.

Беспоршневые воздушно-гидравлические аккумуляторы строят емкостью до 8000 л в одном цилиндре.

Определение необходимого объема аккумуляторов. При индивидуальном насосно-аккумуляторном приводе и работе вертикального пресса по определенному ритму (массовое и крупно-

серийное производство, например прошивка снарядных корпусов) требуемая емкость W_a аккумулятора с учетом неизбежных утечек в сети и некоторого запаса составляет около 1,4 от расхода жидкости за один цикл:

$$W_a = 1,4(h_{cp}F_p + h'_{cp}F_0), \quad (297)$$

где h_{cp} и h'_{cp} — соответственно средние величины рабочих и обратных ходов, ∂m ; F_p и F_0 — соответственно сумма площадей рабочих и сумма площадей ретурных плунжеров, ∂m^2 .

Во избежание частых переключений насосов на холостой ход * вследствие нарушения ритма и переполнения аккумулятора не следует допускать, чтобы объем аккумулятора в данном случае был меньше $\frac{3}{4}$ минутной подачи насосов. Принимая во внимание уравнение (281), имеем

$$W_a \geq 0,75Q_d = 0,75 \frac{Q_{\Pi}}{\eta_{\omega B} \eta_{\omega \Pi}}, \quad (298)$$

$$Q_{\Pi} = n_{cp}(h_{cp}F_p + h'_{cp}F_0), \quad (299)$$

где n_{cp} — среднее число циклов, совершаемое прессом в минуту.

Отсюда следует, что емкость аккумулятора при индивидуальном насосно-аккумуляторном приводе должна соответствовать большему значению из полученных по уравнениям (297) и (298).

Если установленные вертикальные прессы работают от одной сети по разному режиму, то для расчета центральной аккумуляторной установки необходимо воспользоваться теорией вероятности. Определяют вероятное время τ_m^k одновременной совместной работы k прессов (двух, трех и т. д.) в течение одной смены из общего числа m установленных прессов:

$$\tau_m^k = z C_m^k q^k (1 - q)^{(m-k)}, \quad (300)$$

где z — количество минут в смене; C_m^k — число сочетаний из общего числа прессов по числу k одновременно действующих прессов; q — среднее относительное время действия одного пресса:

$$q = \frac{\sum t + \sum t'}{\sum T}, \quad (301)$$

* Частые переключения насосов на холостой ход вызывают ускоренный износ клапанов, переводящих насос на холостой ход, и нестабильную нагрузку электродвигателя насоса.

здесь Σt и $\Sigma t'$ — соответственно суммы средних времен рабочих и обратных ходов прессов, *мин*; ΣT — суммарная продолжительность рабочего цикла всех прессов, *мин*.

Для каждого отдельного пресса

$$T = t + t' + t'' + t''' + t_k, \quad (302)$$

где t'' и t''' — время холостого хода и время держания на весу (стоп) за один цикл пресса, *мин*; t_k — время на переключение клапанов, *мин*.

На основании этих данных, допуская некоторый, не имеющий существенного значения для производственной деятельности цеха перебой в работе прессов, можно определить практически вероятное количество k одновременной совместной работы прессов. Например, если в течение смены вероятное время $\tau_m^{(k+1)}$ одновременной работы $k+1$ прессов из их общего количества m не превышает долей минуты, а вероятное время одновременной работы k прессов составляет около 2 *мин*, то для расчета следует принять одновременную работу k прессов, если перебой, соответствующий суммарному вероятному времени одновременной работы $\tau_m^k + \tau_m^{(k+1)} + \dots$ до τ_m^m минут, не превзойдет 3÷4 *мин* в смену, что существенно не повлияет на работу цеха. Тогда коэффициент одновременности составит $\eta_0 = k/m$. У вертикальных прессов жидкость в наибольшем количестве расходуется за рабочий ход. Этот расход при коэффициенте одновременности η_0 может составить $\Sigma (h_{cp} F_p) \eta_0$. Среднее время рабочего хода у прессов составляет $\Sigma t/m$. За указанное время рабочего хода, одновременно совершаемого k прессами, остальные presses $(m-k)$ будут совершать обратный ход, или держание на весу, холостой ход и переключение клапанов. Расход напорной жидкости у этих $m-k$ прессов будет происходить только при совершении обратного хода. Обратный ход совершает только часть из $(m-k)$ прессов, пропорциональная затрачиваемому времени на выполнение указанных этапов, т. е. пропорциональная

$$\frac{\Sigma t'}{\Sigma (t' + t'' + t''' + t_k)}$$

Расход напорной жидкости на совершение обратных ходов за период вероятного одновременного совершения рабочих ходов k прессами составит

$$(m-k) \frac{\Sigma (h'_{cp} F_0)}{m} \cdot \frac{\Sigma t'}{\Sigma (t' + t'' + t''' + t_k)}$$

или

$$(1 - \eta_0) \sum (h'_{cp} F_0) \cdot \frac{\sum t'}{\sum (t' + t'' + t''' + t_k)}.$$

За время $\Sigma t/m$ насосы подадут $Q_d \Sigma t/m$ литров. Отсюда минимальный объем аккумулятора должен соответствовать количеству жидкости, которое должно поступить из него к прессам, с учетом объемного коэффициента полезного действия прессов и сети высокого давления:

$$W_a = \frac{\sum (h_{cp} F_p) \eta_0 + (1 - \eta_0) \sum (h'_{cp} F_0) \frac{\sum t'}{\sum (t' + t'' + t''' + t_k)}}{\eta_{оп} \eta_{ов}} - Q_d \frac{\sum t}{m}. \quad (303)$$

На основании (281) и (299) можно написать

$$Q_d \frac{\sum t}{m} = \frac{\sum [n_{cp} (h_{cp} F_p + h'_{cp} F_0)] \cdot \frac{\sum t}{m}}{\eta_{оп} \eta_{ов}}.$$

Для горизонтальных трубно-прутковых прессов минимальный объем аккумулятора определится иначе. Обозначим: h, F_p, t — суммарный рабочий ход за цикл, площадь рабочего плунжера и время рабочего хода прессующей системы; h', F_0, t' — суммарный обратный ход за цикл, суммарная площадь возвратных плунжеров и время обратных ходов за цикл прессующей системы; $h_{рп}, F_{рп}, t_{рп}$ — суммарный рабочий ход за цикл, площадь рабочего плунжера и время рабочего хода прошивной системы; $h_{оп}, F_{оп}, t_{оп}$ — суммарный обратный ход за цикл, площадь возвратных плунжеров и время обратного хода прошивной системы за цикл; $h_{рк}, F_{рк}, t_{рк}$ — ход прижима контейнера, площадь рабочих плунжеров прижима и время хода прижима контейнера; $h_{ок}, F_{ок}, t_{ок}$ — ход отвода контейнера, площадь возвратных плунжеров прижимной системы и время отвода контейнера; t'', t''', t_k — соответственно время холостых ходов, время пауз и время переключения клапанов; $T_1 = t' + t_{рп} + t_{оп} + t_{рк} + t_{ок} + t'' + t''' + t_k$ — время на совершение всех этапов рабочего цикла, кроме рабочих ходов прессующей системы.

Расход жидкости по этапам за один рабочий цикл: за рабочий ход прессующей системы: $A = hF_p$; при обратных ходах прессующей системы: $-B = h'F_0$; при рабочем ходе прошивной системы: $B = h_{rp}F_{rp}$; при обратном ходе прошивной системы: $G = h_{op}F_{op}$; при ходе прижима контейнера: $E = h_{pk}F_{pk}$; при отводе контейнера: $Z = h_{ok}F_{ok}$.

В соответствии с методикой, принятой при определении требуемого объема аккумулятора для обслуживания вертикальных прессов, в случае горизонтальных прессов требуемый минимальный объем аккумулятора

$$W_a = \frac{\Sigma(A) \eta_0 + \frac{1 + \eta_0}{\Sigma T_1} [\Sigma(Bt') + \Sigma(Bt_{rp}) + \Sigma(Gt_{op}) + \dots + \Sigma(Et_{pk}) + \Sigma(Zt_{ok})] - \frac{\Sigma t}{m} \Sigma[n_{cp}(A + B + B + G + E + Z)],}{\eta_{оп} \eta_{ов}}, \quad (304)$$

где n_{cp} — среднее число циклов в минуту у соответствующего пресса.

При расчетах время принимается в минутах, площади в квадратных дециметрах; путь в дециметрах; тогда минимально требуемый объем аккумулятора — в литрах.

§ 51. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

У гидравлических прессов бывают крановые, клапанные и золотниковые распределительные устройства.

Крановые и золотниковые устройства. Крановое и золотниковое распределения служат для управления вспомогательными гидравлическими устройствами пресса. В теле крана имеются каналы, расположенные под углом друг к другу. При повороте крана каналы соединяют сеть низкого или высокого давления с рабочим или ретурным цилиндром. Диаметр отверстий не более 12 мм; больший диаметр делать нельзя, потому что вода высокого давления прижимает кран к одной стороне стенки коробки и вследствие трения кран трудно поворачивать. Поэтому крановые распределительные коробки не пригодны для непосредственного управления прессом в случае, если требуется большой расход воды. Золотники применяют только уравновешенного

типа и используют преимущественно для управления сервоприборами и при работе на масле.

Клапанные коробки. Рабочие и ретурные цилиндры имеют самостоятельное управление двумя клапанами — высокого и низкого давления.

Клапанная коробка, имеющая клапаны в виде шариков, изображена на рис. 115 (показана $\frac{1}{2}$ коробки; оборванная часть для

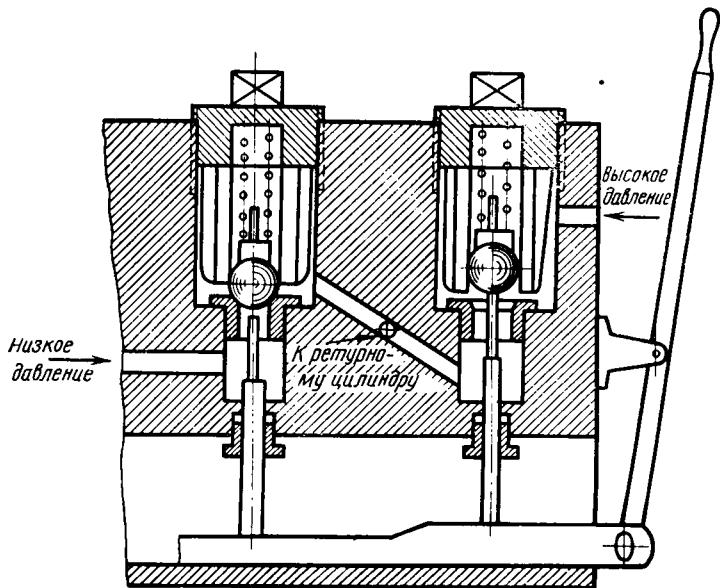


Рис. 115. Клапанная распределительная коробка с шариковыми клапанами

управления рабочим цилиндром имеет такие же два клапана). Клапаны, их втулки с седлами и толкатели изготовляют из нержавеющей стали или твердой бронзы.

На рис. 116 показаны клапанная коробка с клапанами в виде тарелок (тарельчатые клапаны). Ширина опорной кольцевой поверхности седла клапана составляет около $1 \div 1,5$ мм. При большей ширине опорного пояска притирка клапана затруднена, и он пропускает воду. Удельная нагрузка на опорном пояске клапана под действием воды высокого давления (высокое давление всегда подается сверху клапана) должна составлять более 80 Мн/м^2 (800 кг/см^2), но не выше 150 Мн/м^2 (1500 кг/см^2). При таком давлении седло и клапан по месту соприкосновения упруго деформируются и плотно прилегают друг к другу, обеспечивая герметичность посадки. Диаметр отверстия для прохода воды в седле таких клапанов делают не более 18 мм. При

большем диаметре подъем клапанов затруднен вследствие одностороннего действия воды высокого давления.

Клапанная коробка (см. рис. 116) имеет четыре клапана: два — для высокого давления и два (большого размера) — для низкого давления. Она представляет собой цельнокованый стальной параллелепипед с соответствующими вертикальными

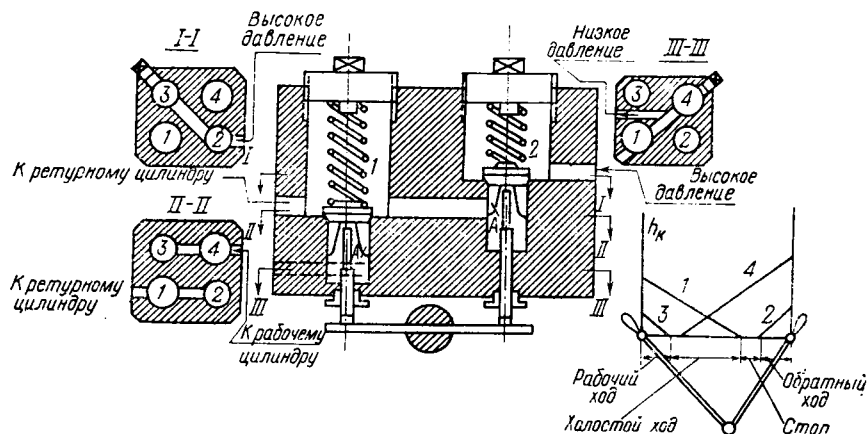


Рис. 116. Клапанная распределительная коробка (масштаб сечений I, II и III уменьшен в 3 раза)

и горизонтальными сверлениями. Клапаны 1 (низкого давления) и 2 (высокого давления) управляют ретурными цилиндрами, соответствующие клапаны 4 и 3 — рабочим цилиндром. Положение клапанов распределительной коробки в зависимости от этапа рабочего цикла пресса указано в табл. 11.

Клапаны передвигаются от рукоятки длиной 750—1000 мм, перемещающей рейку со ступеньками (см. рис. 115) или поворачивающей валик, на котором находится коромысло (см. рис. 116) или распределительные кулачки, воздействующие на толкатели соответствующих клапанов. Соотношение плеч коромысла и рукоятки примерно 1:25. Усилие на рукоятке обычно составляет около 80 н (8 кг) и не должно превышать 120 н (12 кг), иначе машинист быстро утомляется. У крупных быстроходных прессов подъем клапанов распределительной коробки осуществляется при помощи пневматического или гидравлического вспомогательного устройства (сервопривода). Контактную поверхность клапана с седлом обычно выполняют под углом 45°.

Высота h_k поднятия клапана над седлом не должна быть более 0,25—0,3 диаметра клапана во избежание сильных ударов при посадке клапанов и быстрого износа (смятия) контактного пояса на клапане и его седле. Расположение клапанов и длину толкателей подбирают таким образом, чтобы при передвижении

Работа распределительной коробки

Этапы цикла	Клапаны	
	открыты	закрыты
Обратный ход	2, 4	1, 3
Стоп	4	1, 2, 3
Холостой ход	1, 4	2, 3
Рабочий ход	1, 3	2, 4

рукоятки была обеспечена необходимая последовательность открывания и закрывания соответствующих клапанов.

Если развернуть дугу размаха рукоятки по оси абсцисс, а по оси ординат отложить высоту подъема клапанов над их седлами, то получим так называемый график открывания клапанов (рис. 116). Этот график показывает, какие клапаны подняты в различных положениях рукоятки управления. Как правило, для осуществления обратного хода рукоятку управления устанавливают в крайнее положение «на себя». По мере передвижения рукоятки «от себя» (вперед) клапан 2 для впуска воды высокого давления в ретурные цилиндры постепенно прикрывается, отчего скорость подъема подвижной траверсы прессы уменьшается.

При определенном положении рукоятки клапан 2 сядет на свое седло, но клапан 1 для выпуска воды из ретурного цилиндра еще не должен быть открытым для гарантии условий, при которых невозможно перетекание воды из сети высокого давления в сеть низкого давления. Только после посадки впускного клапана 2 ретурного цилиндра и дальнейшего перемещения рукоятки вперед на некоторый путь откроется выпускной клапан 1 ретурных цилиндров.

Таким образом, установкой рукоятки в определенное положение обеспечивают удержание закрытыми впускного и выпускного клапанов ретурных цилиндров. Вода в цилиндрах оказывается запертой, вследствие чего подвижные части удерживаются на весу (стоп). При дальнейшем передвижении рукоятки вперед будет осуществляться холостой, а затем и рабочий ход. Когда принудительно открыт только клапан 1 и верхний инструмент еще не уперся в заготовку, то будет происходить холостой ход, так как клапан 4 самопроизвольно откроется как клапан одностороннего действия из-за разности давления под ним и над ним.

Усы А (см. рис. 116) служат для направления клапанов. Такие направляющие уменьшают живое сечение для прохода воды. Поэтому в современных конструкциях направление клапанов осуществляется верхней их частью, чтобы направляющие не уменьшали живого сечения (рис. 117). Высота направления клапана должна быть равной 1÷1,5 его диаметра. Надклапанное

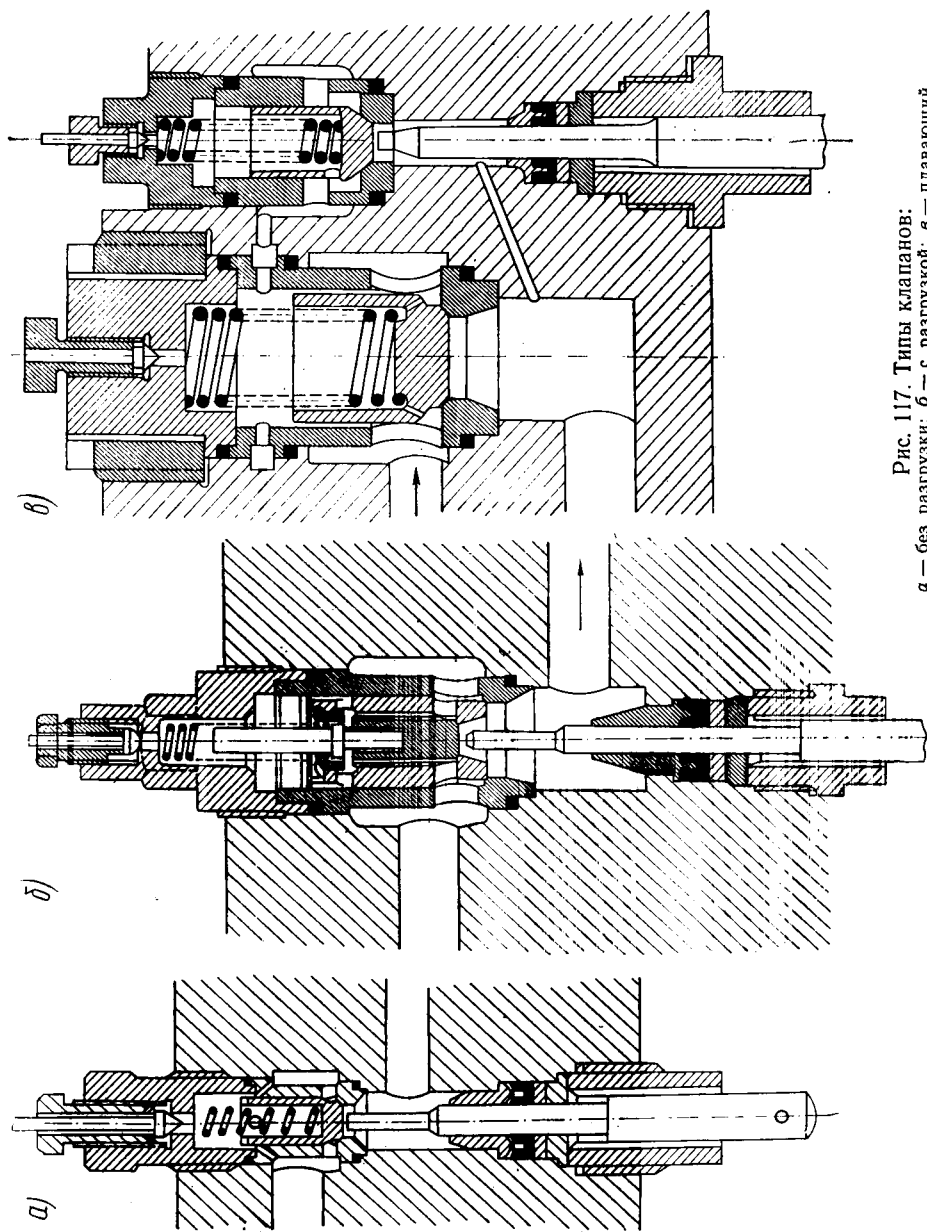


Рис. 117. Типы клапанов:
 а — без разгрузки; б — с разгрузкой; в — плавающий

пространство снабжают воздухопускным клапаном. Диаметр проходного сечения клапана (по рис. 117, а) не должен превышать 20 мм. В противном случае для его поднятия потребуется значительная сила, преодолевающая силу от давления напорной жидкости сверху на клапан.

Чтобы облегчить подъем клапана большого диаметра (до 60 мм), в теле клапана устраивают так называемый разгрузочный клапан диаметром 10—20 мм (рис. 117, б), открывающийся толкателем в первую очередь, вследствие чего давление сверху и снизу основного клапана выравнивается до начала его подъема при дальнейшем передвижении толкателя (диаметр толкателя непосредственно под клапаном 8—12 мм и 15—20 мм — в направляющей втулке).

Применяются также уравнивающие холостые стержни, на верхний торец которых постоянно действует вода высокого давления. Усилие уравнивающего стержня воздействует на противоположное толкателю клапана плечо коромысла, частично уравнивая (необходимо обеспечить напряжение на контактной поверхности клапана и седла) усилие на плече коромысла толкателя клапана.

В случае необходимости применения клапанов большего чем 60 мм диаметра*, используют два последовательно действующих разгрузочных клапана или плавающие клапаны (рис. 117, в). В последнем случае при открывании клапана принудительного подъема вода из пространства сверху плавающего клапана переходит в пространство под ним. При этом давление воды над клапаном снизится, и через зазор между направляющей его частью и втулкой седла вода начнет перетекать с большой скоростью из магистрали в пространство над клапаном. Вследствие этого и под действием давления напорной воды на свободную кольцевую площадь снизу плавающего клапана последний автоматически поднимется и будет удерживаться в этом положении до тех пор, пока не прекратится поток жидкости или пока клапан принудительного подъема будет открыт. Как только клапан закроется, давление над плавающим клапаном и под ним сравняется, и он опустится на седло под действием пружины и своего веса. Уплотнением между сопрягающимися неподвижными деталями клапанной коробки (пробки, крышки, седла и т. п.) служат кольца из монолитной фибры.

§ 52. НАПОЛНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Если живое сечение у клапана, соединяющего рабочий цилиндр с сетью низкого давления, недостаточно для прохода не-

* Скорость жидкости в живом сечении у клапана высокого давления можно принимать до 30 м/сек, у клапана низкого давления — $4 \div 7$ м/сек. Живое сечение у клапана низкого давления $\approx 0,75 f$ трубопровода.

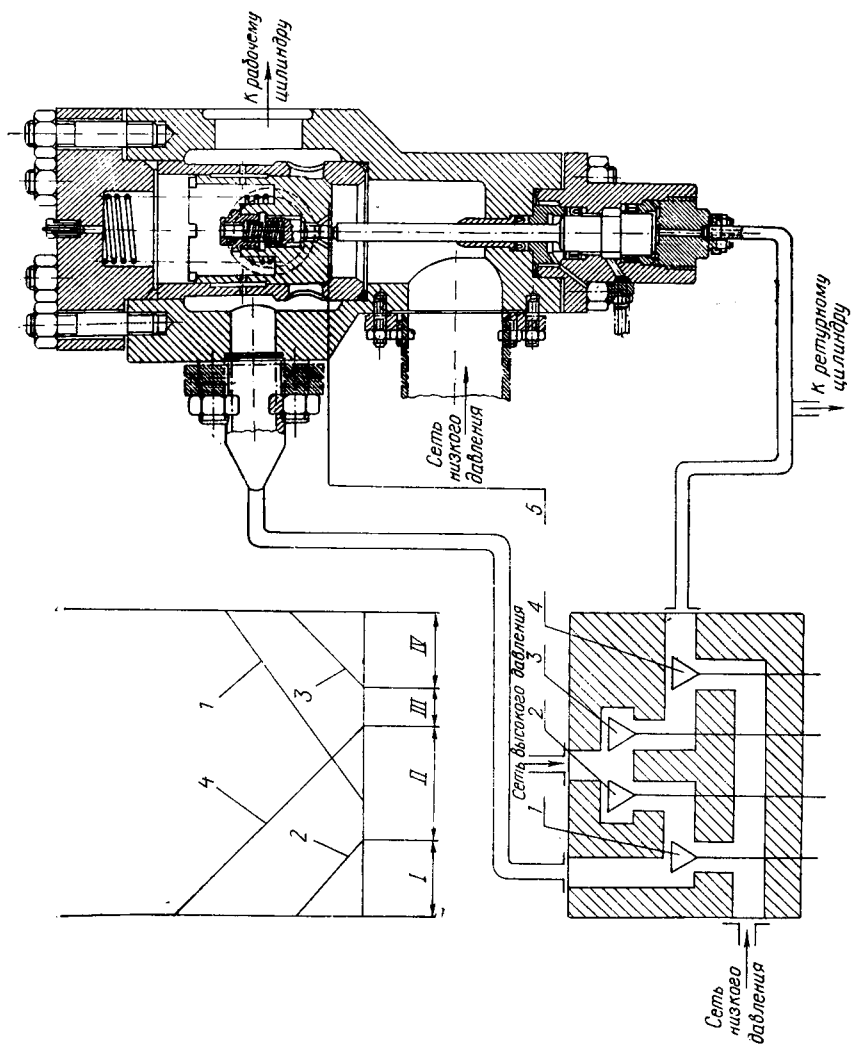


Рис. 118. Схема наполнительного клапана первого типа:
 I — рабочий ход; II — холостой ход; III — стоп; IV — обратный ход

обходимого количества воды, то она при холостом ходе не будет успевать заполнять рабочий цилиндр вслед за опускающимся плунжером. Это вызовет разрежение в рабочем цилиндре пресса, в результате чего возможен засос атмосферного воздуха через уплотнение. Во избежание этого у рабочих цилиндров прессов устанавливают специальные клапаны, называемые клапанами экономического наполнения, или наполнительными. Они бывают двух типов:

1) наполнительные клапаны, через которые поступает вода только низкого давления (рис. 118);

2) клапаны, через которые поступает вода как высокого, так и низкого давления. Эти клапаны управляются при помощи гидравлической системы.

При положении «стоп» (см. рис. 118) вода в ретурном цилиндре запирается, и, следовательно, клапаны 2, 3 и 4 должны быть закрытыми. Под действием веса подвижных частей пресса и воздействия воды низкого давления на рабочие плунжеры в ретурном цилиндре устанавливается давление более высокое, чем в сети низкого давления. Следовательно, давлением воды на поршень сервоприбора наполнительный клапан 5 будет удерживаться открытым.

Во время холостого хода пресса ретурный и рабочий цилиндры сообщаются с сетью низкого давления, причем из ретурного цилиндра вода вытесняется. Поэтому давление воды в ретурном цилиндре более высокое, а в рабочем цилиндре — ниже, чем в сети низкого давления. Вследствие этого наполнительный клапан 5 будет открытым, и через него вода низкого давления сможет поступать в рабочий цилиндр в большем количестве, чем через клапан 1. При этом клапаны 4 и 1 открыты, а клапаны 2 и 3 — закрыты.

Таким образом, вода низкого давления поступает в рабочий цилиндр через клапаны 1 и 5 и вытесняется из ретурного цилиндра в сеть низкого давления через клапан 4. Когда рукоятка установлена в положение, при котором открыт только клапан 4, а клапаны 1, 2 и 3 закрыты, то наполнительный клапан 5 будет работать, как обычный клапан одностороннего действия.

Во время рабочего хода в рабочий цилиндр через клапан 2 поступает вода высокого давления, а из ретурного — через клапан 4 вода вытесняется в сеть низкого давления. Усилением пружины клапан 5 закрывается и под действием воды высокого давления (сверху) удерживается в этом положении. У таких наполнительных клапанов в случае переключения на рабочий ход в момент, когда инструмент подвижной траверсы еще не соприкоснулся с обрабатываемым металлом, некоторое количество воды высокого давления успеет проскочить в сеть низкого давления через еще не успевший закрыться клапан 5.

При обратном ходе рабочий цилиндр соединен с сетью низкого давления. Клапаны 4 и 2 закрыты, а клапаны 1 и 3 открыты.

Вода высокого давления поступает через клапан 3 в ретурный цилиндр и действует на поршень клапана 5, открывая его для пропуска воды из рабочего цилиндра в сеть низкого давления параллельно с клапаном 1.

Положение клапанов при выполнении рабочего цикла в случае применения наполнительного клапана по типу, приведенному на рис. 118, указано в табл. 12.

Таблица 12

Регулировка клапанов распределительной коробки

Этап рабочего цикла	Положение клапанов	
	открыты	закрыты
Обратный ход	3, 1, 5	4, 2
Стоп	1, 5	3, 4, 2
Холостой ход	4, 1, 5	3, 2
Рабочий ход	2, 4	1, 3, 5

Скорость рабочего хода регулируется степенью открывания клапана 2 высокого давления. Скорость холостого хода изменяется путем большего или меньшего подъема клапана 4 низкого давления ретурного цилиндра (тормозится выход воды из ретурных цилиндров), а скорость обратного хода — степенью открывания клапана 3 высокого давления ретурного цилиндра.

На рис. 119 изображен наполнительный клапан, через который в рабочий цилиндр подается вода высокого и низкого давления. При открывании клапана 2 на поршень 8 наполнительного клапана действует вода высокого давления. Вследствие того, что площадь поршня 8 больше площади клапана 6, последний передвинется и закроет отверстие в детали 5. Этим рабочий цилиндр отключается от сети высокого давления.

Площадь детали 5, на которую справа действует вода сети высокого давления, меньше площади поршня 8. Поэтому после того как клапан 6 упрется в свое седло в детали 5, вся система (поршень 8, клапан 6 с деталью 5) передвинется вправо. В результате произойдет открывание клапана 7, представляющего собой одно целое с деталью 5. При открывании клапана 7 сеть низкого давления соединится с рабочим цилиндром, что бывает при холостом и обратном ходе и держании траверсы на весу (положение «стоп»).

Если на поршень 8 действует вода низкого давления (клапан 1 открыт), то деталь 5 с клапанами 7 и 6 передвинется влево под действием воды высокого давления на деталь 5. Клапан 7 закроется, и этим рабочий цилиндр будет отключен от сети низкого давления. Затем, сжимая пружину, откроется клапан 6.

При исправно работающем наполнительном клапане вначале слышен стук закрывания клапана 7, а затем характерный шум воды высокого давления, движущейся по трубам в рабочий цилиндр. Следовательно, данный тип наполнительного клапана избавлен от неизбежных утечек. Только если пружина сломается, то сначала может открыться клапан 6 и вода высокого давления устремится в сеть низкого давления, а затем уже закроется клапан 7.

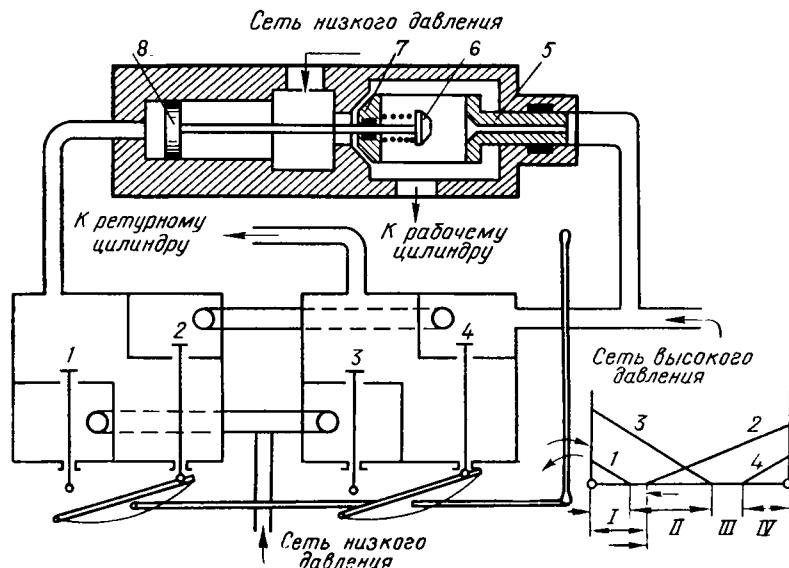


Рис. 119. Схема наполнительного клапана второго типа, не имеющего регулировки скорости рабочего хода:

I — рабочий ход; *II* — холостой ход; *III* — стоп; *IV* — обратный ход

Положение клапанов при выполнении рабочего цикла пресса с наполнительным клапаном данного типа указано в табл. 13.

Таблица 13

Последовательность открывания клапанов

Этапы цикла	Клапаны	
	открыты	закрыты
Обратный ход	4; 2; (7)	3; 1; (6)
Держание на весу «стоп»	(7); 2	1; 3; 4; (6)
Холостой ход пресса	(7); 2; 3	(6); 4; 1
Рабочий ход пресса	1; 3; (6)	2; 4; (7)

Примечание. В скобках указано самопроизвольное открывание клапана.

Высота поднятия клапанов над седлом в зависимости от положения рукоятки показана на рис. 119. В данном случае в зависимости от того, «от себя» или «на себя» была передвинута рукоятка управления в положение, при котором открыт только один клапан 3, будет происходить холостой или рабочий ход. Если рукоятка была передвинута «от себя», то перед этим она прошла участок, когда был открыт, кроме клапана 3, клапан 2, и на поршень действовала вода высокого давления, отчего наполнительный клапан 7 был открыт. Когда клапан 2 закрылся в процессе дальнейшего передвижения рукоятки, то вода под поршнем оказалась запертой, и поэтому клапан 7 как был до этого, так и останется открытым. Следовательно, продолжается холостой ход. Если рукоятка была передвинута в направлении «на себя», то перед этим был открыт, кроме клапана 3, клапан 1, и происходил рабочий ход. Если клапан 1 после перемещения рукоятки сел на седло, то от этого у наполнительного клапана ничего не изменилось, и значит рабочий ход продолжается.

Скорость рабочего хода при данном наполнительном клапане (см. рис. 119) изменить невозможно, поскольку степень открытия клапана 6 для впуска воды высокого давления в рабочий цилиндр не регулируется. Для регулирования скорости рабочего хода можно установить управляемый дроссельный клапан на трубопроводе, подводящем воду высокого давления к клапану 6. Скорость холостого хода регулируется клапаном 3 низкого давления ретурного цилиндра. Чем больше открыт клапан 3, тем меньше сопротивление для выхода воды из ретурного цилиндра и тем быстрее движение подвижных частей пресса. Скорость обратного хода регулируется клапаном 4 высокого давления ретурного цилиндра.

Примерно на этом же принципе построен наполнительный клапан (рис. 120), позволяющий регулировать скорость рабочего хода. Через трубопровод 4 на кольцевую площадь 5 непрерывно направо действует вода высокого давления. Если открыт клапан 15, соединяющий правую часть наполнительного клапана с трубопроводом 16 низкого давления, то высокое давление (из трубопровода 4), воздействующее на кольцевую площадь 5, устанавливает систему клапанов 2 и 3 в положение, указанное на рис. 120, при котором рабочий цилиндр 9 соединен с трубопроводом 1 низкого давления. Клапан 3 пружиной 6 прижат к седлу. Если закрыть клапан 15 и открыть клапан 14, то с правой стороны наполнительного клапана из трубопровода 13 будет действовать высокое давление. Вследствие этого вся подвижная система клапана начнет передвигаться влево, преодолевая действие высокого давления на кольцевую площадь 5.

В процессе передвижения всей подвижной системы наполнительного устройства клапан 2 войдет в кольцо и закроет проход воды из трубопровода 1 низкого давления в рабочий цилиндр (или обратно). После этого заплечик 8 клапана 3 упрется в сле-

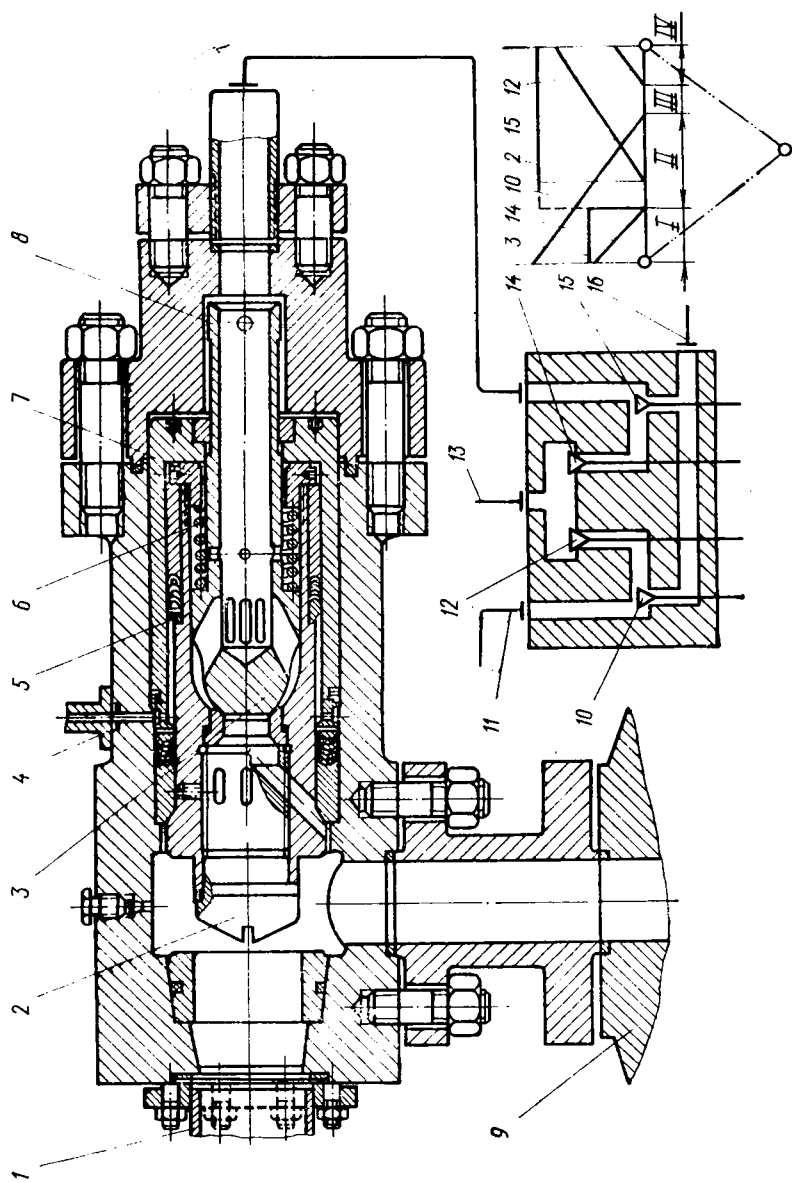


Рис. 120. Наполнительный клапан второго типа с регулировкой скорости рабочего хода
 I — рабочий ход; II — холостой ход; III — стоп; IV — обратный ход

циальное кольцо. Однако деталь, связанная с клапаном 2, будет продолжать двигаться, сжимая пружину 6 воздействием на площадь 7 воды высокого давления, поступающей из трубы 13 через пространство, в котором расположена пружина 6, отчего клапан 3, задержанный заплечиком 8, откроется, и вода высокого давления из трубопровода 13 сможет поступать в рабочий цилиндр. В зависимости от высоты подъема клапана 14 будет развиваться большая или меньшая скорость рабочего хода. Трубопроводом 11 распределительная коробка соединяется с ретурными цилиндрами пресса, управляемыми клапанами 10 и 12. Скорость холостого хода регулируется степенью открывания клапана 10 низкого давления ретурного цилиндра, а скорость обратного хода — величиной открывания клапана 12 высокого давления. Порядок открывания клапанов распределительной коробки и наполнительного клапана ясен из рис. 120.

§ 53. АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ

Анализ рабочего хода. Для величин, характеризующих гидропрессовую установку, введем следующие обозначения:

F_p, F_0 — соответственно площади рабочего и ретурного (обратного хода) плунжеров, $m^2 (cm^2)$; p_p, p_0 — давления воды соответственно на площади рабочего и ретурного плунжеров, $n/m^2 (кг/см^2)$; v — скорость подвижных частей, $m/сек (см/сек)$; j — ускорение подвижных частей, $m/сек^2 (см/сек^2)$; t — время, $сек$; D_p и D_0 — диаметры соответственно рабочего и ретурного плунжеров, $m (см)$.

На подвижные части пресса во время рабочего хода действуют следующие силы:

P_p — усилие от давления воды на рабочий плунжер, $n (кг)$; P_0 — усилие от давления воды на ретурный плунжер, $n (кг)$; P — сопротивление поковки (усилие на бойке пресса), $n (кг)$; R_p — сила трения в уплотнении рабочего цилиндра, $n (кг)$; R_0 — сила трения в уплотнении ретурного цилиндра, $n (кг)$; R — сила трения в направляющих колоннах, $n (кг)$; G — вес подвижных частей пресса, $n (кг)$.

Для этой системы составим уравнение Д'Аламбера:

$$P_p + G - P_0 - R_p - R - P - mj = 0, \quad (305)$$

где m — масса подвижных частей $кг [кг \cdot сек^2 / см]$;

$$P_p = \frac{p_p \pi D_p^2}{4}; \quad (306)$$

$$P_0 = \frac{\rho_0 \pi D_0^2}{4}. \quad (307)$$

При манжетном уплотнении манжета прижимается к плунжеру давлением воды. Поверхность манжеты, на которую действует давление p_p воды в рабочем цилиндре, будет $\pi D_p b_p$ (рис. 121), а сила, с которой манжета прижимается к плунжеру, составит $p_p \pi D_p b_p$. Общая сила трения в манжете плунжера рабочего цилиндра

$$R_p = \pi D_p b_p p_p \mu_p,$$

где μ_p — коэффициент трения манжеты о рабочий плунжер.

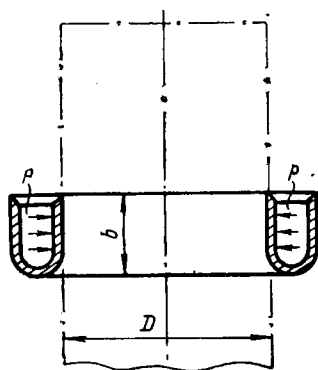


Рис. 121. Схема давления воды на манжет

Таблица 14

Коэффициент зависимости γ высоты манжет b от его диаметра D

$D, \text{мм}$	γ
50	0,16
100	0,115
150	0,08
500	0,03
1000	0,019
2000	0,012

Высота манжеты зависит от диаметра плунжера, т. е. $b_p = \gamma_p D_p$, где γ_p — коэффициент зависимости (табл. 14). После соответствующей подстановки получим

$$R_p = \pi D_p^2 \gamma_p p_p \mu_p = 4 F_p p_p \gamma_p \mu_p. \quad (308)$$

Аналогично

$$R_0 = \pi D_0 b_0 p_0 \mu_0 = \pi D_0^2 \gamma_0 p_0 \mu_0 = 4 F_0 p_0 \gamma_0 \mu_0. \quad (309)$$

При U-образных кожаных манжетах $\mu = 0,07 \div 0,10$. При кровлеобразных кожаных манжетах с углом 120° $\mu = 0,025$, с углом 90° — $\mu = 0,035$ и с углом 60° — $\mu = 0,045$. Из-за меньшего износа наиболее применимы манжеты с углом 60° . Следует отметить, что при продолжительном бездействии пресса происходит коррозия плунжера по месту контакта с кожаными манжетами. Манжеты из хлорвинила и других пластмасс не приводят к коррозии плунжера.

В случае применения в качестве уплотнения мягкой набивки (например, пеньки, проваренной в говяжьем сале) при достаточ-

ной затяжке последней в расчет принимают 0,15 высоты b набивки при $\mu=0,2$. Следует иметь в виду, что набивочное уплотнение легко перетянуть, отчего силы трения R_p и R_0 могут значительно возрасти.

Сила трения в направляющих подвижной траверсы зависит от коэффициента трения μ , эксцентриситетаковки, базы направления подвижных траверс и сопротивления P поковки. В общем случае эта зависимость может быть записана формулой

$$R = \beta\mu P. \quad (310)$$

Рассмотрим установившийся ход пресса, когда $j=0$. Подставляя полученные выражения сил в уравнении (305) при $j=0$, получим

$$P_p F_p + G - P_0 F_0 - 4F_p p_p \gamma_p \mu_p - 4F_0 p_0 \gamma_0 \mu_0 - \beta\mu P - P = 0. \quad (311)$$

Решая уравнение (311) относительно P , найдем

$$P = \frac{1}{1 + \beta\mu} [F_p p_p (1 - 4\gamma_p \mu_p) - F_0 p_0 (1 + 4\mu_0 \gamma_0) + G]. \quad (312)$$

Обозначив $F_0/F_p = \theta$, $p_0/p_p = \delta$, $G = \alpha P_p = \alpha F_p P_p$ (поскольку чем больше усилие, развиваемое на рабочем плунжере, тем больше вес подвижных частей) и подставив эти обозначения в уравнение (312), получим

$$P = \frac{1}{1 + \beta\mu} [F_p p_p (1 - 4\mu_p \gamma_p) - F_p p_p \theta \delta (1 + 4\mu_0 \gamma_0) + \alpha F_p p_p], \quad (313)$$

$$P = \frac{1}{1 + \beta\mu} F_p p_p (1 - 4\gamma_p \mu_p + \alpha - \theta \delta - 4\theta \delta \mu_0 \gamma_0) \quad (314)$$

или

$$P = p_p F_p \chi, \quad (315)$$

где χ — постоянная величина:

$$\chi = \frac{1}{1 + \beta\mu} (1 + \alpha - \theta \delta - 4\gamma_p \mu_p - 4\theta \delta \gamma_0 \mu_0). \quad (316)$$

При проектировании нового пресса усилие, развиваемое прессом, задается. Тогда по уравнению (315) можно определить площадь рабочего плунжера F_p :

$$F_p = \frac{P}{p_p \chi}, \quad (317)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_p \chi}}. \quad (318)$$

При выводе было принято, что в прессе имеется один рабочий и один ретурный цилиндр. При нескольких рабочих или ретурных цилиндрах соответственно изменяется F_p и F_0 . Так, при двух рабочих и двух ретурных цилиндрах в знаменателе формулы (317) появится двойка, соответственно и знаменатель подкоренного выражения формулы (318) увеличится вдвое.

При определении по формуле (315) развиваемого прессом усилия P у действующего пресса неизвестным является p_p , т. е. установившееся давление в рабочем цилиндре, но зато известно давление в аккумуляторе. Для определения давления, устанавливающегося в рабочем цилиндре, следует учесть потери давления при движении жидкости по трубам от аккумулятора до рабочего цилиндра пресса. Движение жидкости по трубам подчиняется уравнению Бернулли:

$$p_p + A \frac{v^2}{2g} + A \sum \xi_v = Az + A \frac{v_a^2}{2g} + p_a, \quad (319)$$

где v — скорость движения воды за рабочим плунжером, соответствующая скорости подвижных частей пресса, $м/сек$; g — ускорение земного притяжения, равное $9,81 м/сек^2$; A — переводной коэффициент; при вычислении в ньютонах на $1 м^2$ равен $10\,000$, при вычислении в килограммах на $1 см^2$ равен $0,1$; z — разность уровней воды высокого давления в рабочем цилиндре и аккумуляторе, $м$; v_a — скорость движения плунжера грузового аккумулятора, не превышающая $1 м/сек$ [$Av_a^2/2g \leq 510 н/м^2$ ($0,0051 ати$)], или скорость опускания уровня жидкости в гидравлическом цилиндре воздушного беспоршневого аккумулятора, которая не должна превышать $0,25 м/сек$.

Обычно скорость рабочего хода пресса $v \leq 20 см/сек$, или $v \leq 0,2 м/сек$. Отсюда выражение $Av^2/2g = 20 н/м^2$ ($0,0002 ати$). Так как по сравнению с p_p эта величина мала — обычно $p_p \geq 10 Мн/м^2$ ($100 ати$), то ею можно пренебречь. Величина z с течением времени изменяется и может быть как положительной, так и отрицательной, причем по абсолютной величине она мала и измеряется единицами метров, поэтому ею также можно пренебречь. Слагаемым $Av_a^2/2g$ по малости также пренебрегаем. Таким образом,

$$p_p = p_a - A \sum \xi_v, \quad (320)$$

где p_a — давление в аккумуляторе, $н/м^2$ ($ати$); $\sum \xi_v$ — сумма потерь давления при движении воды от аккумулятора до рабочего цилиндра, $м вод. ст$.

Потери давления при движении воды от аккумулятора к прессу складываются из потерь, связанных с преодолением сопротивлений на прямолинейных участках и местных сопротивлений.

Потери давления на прямолинейных участках определяют по формуле

$$\xi_l = \lambda \frac{v_B^2 l}{2gd}, \quad (321)$$

где λ — коэффициент сопротивления на прямолинейном участке трубопровода; по Ланго $\lambda = 0,02 + 0,0018/\sqrt{v_B d}$; v_B — скорость движения воды на прямолинейном участке, м/сек; l и d — соответственно длина и диаметр трубы прямолинейного участка, м.

Количество воды, поступившей в рабочий цилиндр в одну секунду, найдем из формулы

$$W_p' = vF_p$$

Количество воды, подводимой к рабочему цилиндру, с учетом объемного к. п. д. последнего

$$W_p = \frac{W_p'}{\eta_{\omega p}} = \frac{vF_p}{\eta_{\omega p}}, \quad (322)$$

где $\eta_{\omega p}$ — объемный к. п. д. рабочего цилиндра*.

Количество воды, вытекающей из аккумулятора, с учетом утечек в самой сети

$$W_a = \frac{W_p}{\eta_{\omega B}} = \frac{vF_p}{\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}, \quad (323)$$

где $\eta_{\omega B}$ — объемный к. п. д. сети высокого давления.

Таким образом, утечки в сети между аккумулятором и прессом

$$W_a - W_p = \frac{vF_p - vF_p \eta_{\omega B}}{\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}} = vF_p \frac{1 - \eta_{\omega B}}{\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}. \quad (324)$$

Следовательно, количество воды, протекающее в единицу времени по трубопроводу на пути от аккумулятора до пресса, в среднем

$$W_B = \frac{W_a + W_p}{2} = \frac{vF_p}{2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}} + \frac{vF_p}{2\eta_{\omega p}}$$

или

$$W_B = F_p v \frac{1 + \eta_{\omega B}}{2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}. \quad (325)$$

Количество воды, протекающей в единицу времени через первый участок трубопровода от аккумулятора до пресса, может

* Объемным к. п. д. учитываются утечки и сжатие жидкости в рабочем цилиндре, а также упругую деформацию последнего. ЭМ

быть выражено иначе:

$$W_{B1} = v_{B1} F_{B1} = v_{B1} \frac{\pi d_{B1}^2}{4}, \quad (326)$$

где v_{B1} , F_{B1} и d_{B1} — соответственно скорость жидкости в трубопроводе, м/сек, его площадь сечения, m^2 и диаметр, m .

Приравнивая правые части уравнений (325) и (326), получим

$$v_{B1} F_{B1} = F_p v \frac{1 + \eta_{\omega B}}{2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}. \quad (327)$$

Обозначив

$$\frac{F_{B1}}{F_p} = \frac{d_{B1}^2}{D_p^2} = \theta_{l1},$$

получим

$$d_{B1} = D_p \sqrt{\theta_{l1}}.$$

Из уравнения (327) найдем

$$v_{B1} = v \frac{1 + \eta_{\omega B}}{\theta_{l1} 2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}. \quad (328)$$

Таким образом, определена скорость движения воды на первом прямолинейном участке трубопровода от аккумулятора до пресса. Зная v_{B1} , d_{B1} и l_{B1} и подставляя их значения в формулу (321), получим потери давления на первом прямолинейном участке аккумулятора — пресс:

$$\xi_{l1} = \lambda_{B1} \frac{l_{B1} (1 + \eta_{\omega B})^2 v^2}{\sqrt{\theta_{l1}} D_p (2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2 \theta_{l1}^2 2g}$$

или

$$\xi_{l1} = \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{(2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2} \chi_{l1}, \quad (329)$$

где

$$\chi_{l1} = \lambda_{B1} \frac{l_{B1}}{\sqrt{\theta_{l1}} \theta_{l1}^2 D_p}. \quad (330)$$

Аналогично на втором прямолинейном участке потери составят

$$\xi_{l2} = \lambda_{B2} \frac{l_{B2} (1 + \eta_{\omega B})^2 v^2}{\sqrt{\theta_{l2}} D_p (2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2 \theta_{l2}^2 2g} = \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{(2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2} \chi_{l2}$$

и т. д.

Складывая потери на всех прямолинейных участках, получим

$$\sum \xi_i = \frac{v^2 (1 + \eta_{\omega B})^2}{2g (2\eta_{\omega B} \eta_{\omega B})^2} \sum \chi_i. \quad (331)$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений принимают кратными скоростному напору:

$$\xi_{\xi} = \xi \frac{v_{\xi}^2}{2g},$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления (табл. 15); v_{ξ} — скорость воды при прохождении свободного сечения местного сопротивления, м/сек.

Таблица 15

Примерные значения коэффициента местного сопротивления

Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления ξ	Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления ξ
Сужение струи при $F_2/F_1 = (d_2/d_1)^2$		Прямоугольный поворот на 90°	1
0,01	0,5	Закругленный поворот на 90°	0,3
0,1	0,46	Клапан с нижним направлением	5,2
0,4	0,33	Клапан с верхним направлением	1,2
0,6	0,25	Водораспределитель	12
0,8	0,15	(суммарный при клапанах с нижним направлением)	
Выход жидкости из трубопровода в цилиндр	1	То же, с верхним направлением	8
Запорный вентиль	2,4		

Скорость воды при прохождении первого местного сопротивления (аналогично определению скорости на прямолинейных участках)

$$v_{\xi 1} = \frac{v (1 + \eta_{\omega B})}{\theta_{\xi 1} 2\eta_{\omega p} \eta_{\omega B}}, \quad (332)$$

здесь $\theta_{\xi 1} = d_{\xi 1}^2 / D_p^2$, причем $d_{\xi 1}$ — диаметр в свету проходного сечения местного сопротивления, м.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений на первом участке

$$\xi_{\xi 1} = \xi_1 \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{4(\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2 \theta_{\xi 1}^2} = \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{4(\eta_{\omega p} \eta_{\omega B})^2} \chi_{\xi 1},$$

на втором —

$$\xi_{\xi 2} = \xi_2 \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{4(\eta_{\omega P} \eta_{\omega B})^2 \theta_{\xi 2}^2} = \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{4(\eta_{\omega P} \eta_{\omega B})^2} \chi_{\xi 2}$$

и т. д.

Таким образом, все потери давления на преодоление местных сопротивлений

$$\sum_{\xi} = \frac{v^2}{2g} \frac{(1 + \eta_{\omega B})^2}{4(\eta_{\omega P} \eta_{\omega B})^2} \sum \chi_{\xi},$$

где

$$\sum \chi_{\xi} = \frac{\xi_1}{\theta_{\xi 1}^2} + \frac{\xi_2}{\theta_{\xi 2}^2} + \dots + \frac{\xi_n}{\theta_{\xi n}^2}. \quad (333)$$

Следовательно, все потери на преодоление сопротивления на прямолинейных участках и местных сопротивлений

$$\sum_{\xi B} = \frac{v^2 (1 + \eta_{\omega B})^2}{2g 4(\eta_{\omega P} \eta_{\omega B})^2} \left(\sum \chi_l + \sum \chi_{\xi} \right), \quad (334)$$

отсюда давление в рабочем цилиндре, согласно (320), составит

$$P_p = p_a - A \frac{v^2 (1 + \eta_{\omega B})^2}{2g 4 \eta_{\omega P}^2 \eta_{\omega B}^2} \left(\sum \chi_l + \sum \chi_{\xi} \right) \quad (335)$$

или

$$p_p = p_a - c \frac{v^2}{2g}, \quad (336)$$

где

$$c = \frac{A (1 + \eta_{\omega B})^2}{4 \eta_{\omega P}^2 \eta_{\omega B}^2} \left(\sum \chi_l + \sum \chi_{\xi} \right). \quad (337)$$

A — переводной коэффициент: 10 000 н/м² на 1 м вод. ст. или 0,1 кг/см² на 1 м вод. ст. В уравнении (312)

$$P = \frac{1}{1 + \beta \mu} [p_p F_p (1 - 4\mu_p \gamma_p) - F_0 p_0 (1 + 4\mu_0 \gamma_0) + G].$$

Обозначим

$$a = \frac{1 + \beta \mu}{1 - 4\mu_p \gamma_p} \quad (338)$$

и

$$b = \frac{p_0 F_0 (1 + 4\mu_0 \gamma_0) - G}{1 - 4\mu_p \gamma_p}; \quad (339)$$

тогда получим

$$P = \frac{p_p F_p}{a} - \frac{b}{a} = \frac{p_p F_p - b}{a}, \quad (340)$$

или, решая относительно p_p , получим

$$p_p = \frac{Pa + b}{F_p}. \quad (341)$$

Приравнявая правые части выражений (336) и (341), будем иметь

$$\frac{Pa + b}{F_p} = p_a - c \frac{v^2}{2g}. \quad (342)$$

Выражение (342) связывает усилие P , развиваемое на бойке пресса и скорость v рабочего хода. Решая его относительно скорости, развиваемой прессом во время рабочего хода, найдем

$$v = \sqrt{2g \frac{p_a F_p - Pa - b}{c F_p}}. \quad (343)$$

Из (343) видно, что чем больше сопротивление, оказываемое поковкой, тем меньше скорость рабочего хода. Таким образом, в процессе рабочего хода прессы с насосно-аккумуляторным приводом имеют различную скорость, зависящую от развиваемого в каждый момент усилия на бойке.

При совершении прессом холостого хода от воды высокого давления (когда $P=0$) развиваемая скорость v будет иметь максимальное значение:

$$v_{\text{макс}} = \sqrt{2g \frac{p_a F_p - b}{c F_p}}. \quad (344)$$

Чем больше потери c [см. формулу (337)], тем меньше скорость, развиваемая прессом.

Если решить уравнение (343) относительно P и определить его значение в тот момент, когда $v=0$, т. е. когда пресс развивает статическое усилие, получим

$$Pa + b = p_a F_p$$

и

$$P_{\text{ст}} = \frac{p_a F_p - b}{a}. \quad (345)$$

Развиваемая прессом эффективная мощность

$$N_э = \frac{Pv}{B}, \quad (346)$$

где B — переводной коэффициент, равный при вычислениях в ваттах 1, при вычислении в лошадиных силах 75.

Подставляя в уравнение (346) вместо v его значение по (343), получим:

$$N_3 = \frac{\sqrt[3]{2g P \sqrt{P_a F_p - P \cdot a - b}}}{B \sqrt[3]{c F_p}}. \quad (347)$$

Выражение (346) показывает, что если $P=0$, т. е. поковка не оказывает сопротивления (верхний боек еще не уперся в поковку), а v приобретает максимальное значение по (344), то $N_3=0$. С другой стороны, при максимальном значении $P=P_{ст}$, v равняется нулю и N_3 также равно нулю. Отсюда следует, что при каких-то промежуточных значениях P величина N_3 будет иметь максимальное значение. Для определения $N_{3 \max}$ необходимо взять первую производную, приравнять ее нулю и определить то значение P , которое соответствует максимальному значению N_3 . Преобразуем уравнение (347):

$$N_3 = \frac{\sqrt[3]{2g \sqrt[3]{P^2(p_a F_p - b) - P^3 a}}}{B \sqrt[3]{c F_p}}. \quad (348)$$

Первую производную выражения (348) приравниваем нулю:

$$\frac{\sqrt[3]{2g} [2P(p_a F_p - b) - 3P^2 a]}{B \sqrt[3]{c F_p} 2 \sqrt[3]{P^2(p_a F_p - b) - P^3 a}} = 0. \quad (349)$$

Поскольку знаменатель в выражении (349) имеет конечную величину, то числитель равен нулю. Следовательно,

$$2P(p_a F_p - b) - 3P^2 a = 0$$

или

$$P^2 - \frac{2}{3} \frac{(p_a F_p - b)}{a} P = 0. \quad (350)$$

Решая уравнение (350) относительно P , найдем

$$P_{N_3 \max} = \frac{2}{3} \frac{(p_a F_p - b)}{a} = \frac{2}{3} P_{ст}. \quad (351)$$

Таким образом, максимальная мощность развивается пресом тогда, когда сопротивление поковки (или, что то же, сила, развиваемая на бойке прессы) равно $2/3 P_{ст}$.

Скорость хода пресса в момент максимальной эффективной мощности определим, подставив в (343) значение P , соответствующее формуле (351):

$$v_{Nэ макс} = \sqrt{\frac{p_a F_p - \frac{2}{3}(p_a F_p - b) - b}{2g \frac{c F_p}{c F_p}}},$$

$$v_{Nэ макс} = \sqrt{\frac{1}{3}} \sqrt{2g \frac{p_a F_p - b}{c F_p}} = 0,576 v_{макс}. \quad (352)$$

Для определения максимальной мощности необходимо в уравнение (346) подставить значения P и v из (351) и (352):

$$N_{э макс} = \frac{2(p_a F_p - b) \sqrt{2g(p_a F_p - b)}}{3Ba \sqrt{3} \sqrt{c F_p}}. \quad (353)$$

Таким образом, в процессе рабочего хода в зависимости от развиваемого усилия на бойке пресса, или (что то же) от оказываемого сопротивления

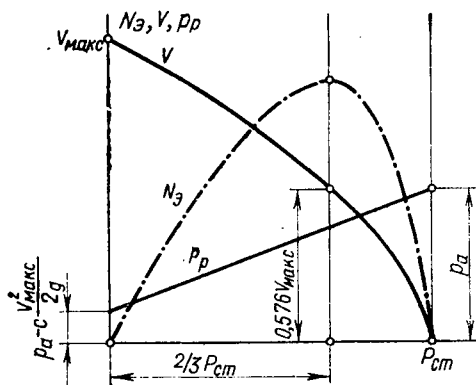


Рис. 122. График развиваемой мощности, скорости, давления в рабочем цилиндре и гидравлического к. п. д. пресса с насосно-аккумуляторным приводом в зависимости от развиваемого усилия (сопротивления поковки)

поковки, изменяются скорость подвижных частей пресса, развиваемая прессом мощность и давление в рабочем цилиндре (рис. 122).

Эффективный к. п. д. гидравлического пресса с насосно-аккумуляторным приводом, т. е. использование энергии, подведенной к электродвигателям насосной установки при рабочем ходе, в значительной мере зависит от степени использования пресса по усилию. Чем меньше развиваемое усилие P , а следовательно, и P_p , тем большими

получаются гидравлические потери (потери энергии жидкости), расходуемые на преодоление сопротивлений при ее движении в гидравлической системе — $F_p h_p (p_a - p_p)$.

Ориентировочно при $\eta_{эд} \approx 0,93$ (к. п. д. электродвигателя при почти стационарной нагрузке) $\eta_{м\eta\omega} \approx 0,82 \cdot 0,93 = 0,75$ (механический и объемный к. п. д. насоса); $\eta_{\omega\approx} 0,8$ (объемный к. п. д. сети высокого давления); $\eta_r \approx 0,55 - 0,7$ (гидравлический к. п. д.

сети высокого давления средний в процессе рабочих ходов, т. е. среднее отношение p_p/p_a); $\eta_{\text{об}} \approx 0,98$ (объемный к. п. д. пресса, учитывающий расход энергии на сжатие жидкости в цилиндре и утечки через уплотнение плунжеров); $\eta_{\text{мп}} \approx 0,85$ (механический к. п. д. пресса — работа на упругую деформацию пресса; потери на трение R_p , R_0 , R и преодоление силы на ретурных плунжерах $p_0 F_0$); отсюда ориентировочный эффективный к. п. д. гидравлического пресса с насосно-аккумуляторным приводом $\eta_{\text{э}} \approx 0,93 \cdot 0,76 \cdot 0,8 (0,55 \div 0,7) \cdot 0,98 \cdot 0,85 \approx 0,26 \div 0,33$. Учитывая, что электроэнергия, подводимая к электродвигателю насоса, составляет 21% от энергии топлива, вносимого в топку парового котла электростанции, экономический к. п. д. таких прессов составит $\eta_{\text{эк}} \approx (0,26 \div 0,33) 0,21 \approx 0,055 \div 0,07$, или иначе $5,5 \div 7\%$.

Анализ обратного хода пресса. На подвижные части пресса во время обратного хода действуют следующие силы: полезное сопротивление (вес подвешенного инструмента) P' ; вес системы подвижных частей G ; давление воды p_p' на рабочий плунжер; давление воды p_0' на ретурный плунжер; силы трения в уплотнении ретурного цилиндра R_0' ; силы трения R_p' в уплотнении рабочего цилиндра; силы трения R' в направляющих.

Приведем уравнение Д'Аламбера для этой системы:

$$P_0' - P' - P_p - R_0' - R_p' - R' - G j' / g = 0. \quad (354)$$

Силы, направленные вверх, приняты положительными.

Аналогично предыдущему, принимаем $j' = 0$, т. е. будем рассматривать установившееся движение. Сила трения в направляющих имеет незначительную величину, поэтому примем $R' = 0$.

Подставляя в (354) значения остальных сил, получим*

$$p_0' F_0 - P' - p_p' F_p - 4\mu_0 \gamma_0 p_0' F_0 - 4\mu_p \gamma_p p_p' F_p - G = 0, \quad (355)$$

откуда

$$F_0 = \frac{P' + G + p_p' F_p (1 + 4\mu_p \gamma_p)}{p_0' (1 - 4\mu_0 \gamma_0)}; \quad (356)$$

$$D_0 = 1,13 \sqrt{\frac{P' + G + p_p' F_p (1 + 4\mu_p \gamma_p)}{p_0' (1 - 4\mu_0 \gamma_0)}}. \quad (357)$$

Величина p_0' зависит от давления в аккумуляторе за вычетом потерь напора, связанных с преодолением всех сопротивлений в трубопроводе на пути от аккумулятора до ретурного цилиндра**.

* У коловых прессов P_0' составляет $7 \div 10\%$ от номинального усилия пресса.

** Эти потери напора определяются по методике, описанной применительно к сети высокого давления, см. § 53.

$$p'_0 = p_a - A \frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{в}}, \quad (358)$$

где p_a — давление жидкости в аккумуляторе, $\text{н/м}^2 (\text{ати})$; v' — скорость обратного хода при установившемся движении, м/сек ; $\frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{в}}$ — сопротивление при движении воды от аккумулятора до ретурного цилиндра, м вод. ст.

Давление в рабочем цилиндре во время обратного хода равно давлению в резервуаре, увеличенному на величину сопротивлений в трубопроводе на пути от рабочего цилиндра до резервуара, т. е.

$$p'_p = p_{\text{н}} + A \frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{н}}, \quad (359)$$

где $p_{\text{н}}$ — давление в наполнительном резервуаре, $\text{н/м}^2 (\text{кг/см}^2)$; $\frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{н}}$ — сопротивление движению воды от рабочего цилиндра до резервуара низкого давления, м вод. ст.

Подставив указанные выражения p'_0 и p'_p в уравнение (355), после преобразования получим

$$\begin{aligned} p_a F_0 (1 - 4\mu_0 \gamma_0) - A \frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{в}} F_0 (1 - 4\mu_0 \gamma_0) = \\ = P' + G + p_{\text{н}} F_p (1 + 4\mu_p \gamma_p) + A \frac{(v')^2}{2g} \sum \xi'_{\text{н}} F_p (1 + 4\mu_p \gamma_p). \end{aligned} \quad (360)$$

Обозначив

$$F_0 (1 - 4\mu_0 \gamma_0) = f \text{ и } F_p (1 + 4\mu_p \gamma_p) = h$$

и перенеся члены с v' в правую часть выражения, а остальные в левую, получим

$$p_a f - p_{\text{н}} h - G - P' = \frac{(v')^2}{2g} A \left(\sum \xi'_{\text{в}} f + \sum \xi'_{\text{н}} h \right),$$

решая это уравнение относительно v' , найдем

$$v' = \sqrt{2g \frac{p_a f - p_{\text{н}} h - G - P'}{A \left(\sum \xi'_{\text{в}} f + \sum \xi'_{\text{н}} h \right)}}. \quad (361)$$

Для увеличения скорости обратного хода* можно повышать

* У малых современных вертикальных прессов максимальная установившаяся скорость обратного хода достигает 50 см/сек , а у современных прессов усилием 10 000—15 000 тс (100—150 Мн) находится в пределах 30—20 см/сек .

давление в аккумуляторе и снижать сопротивление на пути от рабочего цилиндра к резервуару низкого давления (осуществляется применением дополнительного клапана) и от аккумулятора к ретурному цилиндру $\Sigma \xi_{\text{в}}'$. Кроме того, можно идти по линии снижения веса подвижных частей G путем применения уравновешивающих цилиндров (см. далее анализ хода предварительного наполнения). Величину p_n снижать нежелательно (см. далее).

Анализ хода предварительного наполнения. На подвижные части пресса во время хода предварительного наполнения действуют следующие силы:

- 1) вес G системы подвижных частей, n ($\kappa\Gamma$);
- 2) сила P_p'' , развиваемая от давления воды на рабочий плунжер, n ($\kappa\Gamma$);
- 3) сила P_0'' , развиваемая от давления воды на ретурный плунжер n ($\kappa\Gamma$);
- 4) силы трения R_p'' в уплотнениях рабочего цилиндра n ($\kappa\Gamma$);
- 5) силы трения R_0'' в уплотнениях ретурного цилиндра n ($\kappa\Gamma$);
- 6) силы трения R'' в направляющих n ($\kappa\Gamma$). Уравнение Д'Аламбера для этой системы имеет вид

$$G + P_p'' - P_0'' - R_p'' - R_0'' - R - G_j''/g = 0; \quad (362)$$

за положительные приняты силы, направленные вниз.

Ввиду незначительной величины принимаем $R'' = 0$.

Так как рабочие цилиндры наполняются водой из сети низкого давления, то

$$p_p'' = p_n - A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{нр}}'' + \chi_{\text{кнр}}''). \quad (363)$$

Из ретурных цилиндров вода вытесняется в сеть низкого давления, поэтому

$$p_0'' = p_n + A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{но}}'' + \chi_{\text{кно}}''). \quad (364)$$

Величины $\chi_{\text{нр}}''$ и $\chi_{\text{кнр}}''$, определяющие потери на прямолинейных участках и на преодоление местных сопротивлений в трубопроводе низкого давления от рабочего цилиндра до резервуара, вычисляют по формулам, аналогичным (331) и (333). Так же вычисляют величины $\chi_{\text{но}}''$ и $\chi_{\text{кно}}''$, определяющие потери в трубопроводе низкого давления на пути от ретурного цилиндра до резервуара, причем коэффициент θ берут равным отношению площади трубы к площади ретурного плунжера. Усилия от давления на плунжеры:

$$P_p'' = p_p'' F_p = \left[p_0 - A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{нр}}'' + \chi_{\text{кнр}}'') \right] F_p. \quad (365)$$

$$P_0'' = p_0'' F_0 = \left[p_n + A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{но}}'' + \chi_{\text{но}}'') \right] F_0. \quad (366)$$

Сила трения:

$$R_p'' = 4\mu_p \gamma_p p_p'' F_p = 4\mu_p \gamma_p F_p \left[p_n - A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{нр}}'' + \chi_{\text{нр}}'') \right], \quad (367)$$

$$R_0'' = 4\mu_0 \gamma_0 p_0 F_0 = 4\mu_0 \gamma_0 F_0 \left[p_n + A \frac{(v'')^2}{2g} \sum (\chi_{\text{но}}'' + \chi_{\text{но}}'') \right]. \quad (368)$$

Подставляя эти выражения в уравнение Д'Аламбера (362), получим

$$\begin{aligned} & \frac{G}{g} j'' + A \left\{ F_p \left[\sum (\chi_{\text{нр}}'' + \chi_{\text{нр}}'') \right] (1 - 4\mu_p \gamma_p) + \right. \\ & \left. + F_0 \left[\sum (\chi_{\text{но}}'' + \chi_{\text{но}}'') \right] (1 + 4\mu_0 \gamma_0) \right\} \frac{(v'')^2}{2g} - \\ & - p_n [F_p (1 - 4\mu_p \gamma_p) - F_0 (1 + 4\mu_0 \gamma_0)] - G = 0. \end{aligned} \quad (369)$$

В уравнении (369) величины G , F_p , F_0 , γ_p и γ_0 являются постоянными. Величины μ_p и μ_0 также можно принять за постоянные. Для выявления связи между скоростью v'' хода наполнения и давлением p_n в резервуаре обозначим

$$\frac{AF_p(1 - 4\mu_p \gamma_p)}{2g} = K, \quad (370)$$

$$\frac{AF_0(1 + 4\mu_0 \gamma_0)}{2g} = L. \quad (371)$$

$$F_p(1 - 4\mu_p \gamma_p) - F_0(1 + 4\mu_0 \gamma_0) = m, \quad (372)$$

$$\sum (\chi_{\text{нр}}'' + \chi_{\text{нр}}'') = \chi_{\text{нр}}'', \quad (373)$$

$$\sum (\chi_{\text{но}}'' + \chi_{\text{но}}'') = \chi_{\text{но}}''. \quad (374)$$

Подставляя эти значения в уравнение (369), получим

$$\frac{G}{g} j'' + (K\chi_{\text{нр}}'' + L\chi_{\text{но}}'') (v'')^2 - mp_n - G = 0. \quad (375)$$

Давление воды в рабочем и ретурном цилиндрах в начальный момент наполнения равно давлению p_n в резервуаре. Так как $F_p > F_0$, то траверса начинает двигаться вниз с известным

ускорением. По мере увеличения скорости v'' давление воды в рабочем цилиндре постепенно падает вследствие возрастания гидравлических сопротивлений, а в ретурном цилиндре по этой же причине давление, наоборот, возрастает. В некоторый момент наступит равновесие сил, ускорение j'' обратится в нуль, и скорость, достигнув предельного значения, останется постоянной. Тогда уравнение (375) примет следующий вид:

$$(K\chi''_{\text{нр}} + l\chi''_{\text{но}}) (v'')^2 - mp_{\text{н}} - G = 0. \quad (376)$$

Из (376) находим предельное (установившееся) значение v'' :

$$v''_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{mp_{\text{н}} + G}{K\chi''_{\text{нр}} + l\chi''_{\text{но}}}}. \quad (377)$$

Как видно из уравнения (377), предельная скорость $v''_{\text{пр}}$ хода предварительного наполнения* зависит от давления $p_{\text{н}}$ в резервуаре. Поэтому, стремясь поднять $p_{\text{н}}$, ставят резервуары с искусственным давлением до $1,2 \text{ Мн/м}^2$ (12 атм). Кроме того, для увеличения $v''_{\text{пр}}$ уменьшают гидравлические сопротивления $R\chi''_{\text{нр}}$ на трубопроводе рабочего цилиндра путем установки дополнительных клапанов, которые не дают больших местных сопротивлений.

Уравнение (363) показывает, что давление $p_{\text{р}}$ в рабочем цилиндре во время хода наполнения может иметь отрицательное значение в случае, если сопротивления будут так велики, что превысят $p_{\text{н}}$. Это приведет к разрыву струи, при котором возможен засос через уплотнение атмосферного воздуха в цилиндр. По этой причине нужно также стремиться к понижению сопротивления в сети, подводящей к рабочему цилиндру воду низкого давления. Как увидим далее, уменьшать сопротивление $l\chi''_{\text{но}}$ в трубопроводе низкого давления к ретурному цилиндру можно только до известного значения.

Основными силами, движущими поперечину при ходе наполнения, являются $P_{\text{р}}''$ и G . По достижении постоянной предельной скорости эти силы уравновешиваются силой P_0'' и в небольшой части — силами трения. Равновесие может наступить или когда $p_{\text{р}}'' > 0$ (разрыва струи не происходит), или при условии $p_{\text{р}}'' = 0$ (вода только успевает заполнять освобождаемый плунжером объем в цилиндре, но разрыва струи еще не наступает), или $p_{\text{р}}'' < 0$ (происходит разрыв струи и возможен засос атмосферного воздуха). Согласно уравнению (363) и на основании первого и второго случаев равновесия требуется соблюдать следую-

* У прессов усилием 0,3—0,5 Мн (300—500 тс) $v''_{\text{пр}} = 30 \div 100 \text{ см/сек}$, у прессов усилием 10—15 Мн (10 000—15 000 тс) $v''_{\text{пр}} = 12 \div 20 \text{ см/сек}$.

щие два условия:

$$p_{\text{н}} - A \frac{(v'')^2}{2g} \chi''_{\text{нр}} \geq 0; \quad (378)$$

$$p'' F_0 \geq G - R'_p - R_0. \quad (379)$$

Неравенство (378) показывает, в каких случаях необходимо устанавливать у рабочих цилиндров наполнительные клапаны для уменьшения $\chi''_{\text{нр}}$. На основании (364) можно переписать (379):

$$\left(p_{\text{н}} + A \frac{(v'')^2}{2g} \chi''_{\text{но}} \right) F_0 \geq G - R'_p - R'_0,$$

или

$$p_{\text{н}} + A \frac{(v'')^2}{2g} \chi''_{\text{но}} \geq \frac{G - R'_p - R'_0}{F_0}. \quad (380)$$

Как видно, величину $\chi''_{\text{но}}$ можно уменьшить только до известного значения, обеспечивающего соблюдение условия (380). Неравенство (380) показывает, что чем меньше вес подвижных частей, тем больше вероятность соблюдения этого неравенства и, следовательно, меньше вероятность разрыва струи. Поэтому в тяжелых прессах с большим весом подвижных частей устраивают уравновешивающие цилиндры, подходящие все время под действием напорной воды из аккумулятора. Если уравновешивающие цилиндры отсутствуют, то приходится увеличивать сопротивление выходу воды из ретурного цилиндра (т. е. увеличивать $\chi''_{\text{но}}$ путем установки диафрагм или дроссельных клапанов).

Уравновешивание производят на 60—80% веса подвижных частей. При выборе пресса с насосно-аккумуляторным приводом требуемое для осуществления рабочей операции усилие должно составлять $(0,8 \div 0,75) P_{\text{ст}}$.

§ 54. ГИДРОПРЕССОВЫЕ УСТАНОВКИ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ПРИВОДОМ ОТ НАСОСА

В тех случаях, когда от гидравлического пресса не требуется совершения большого рабочего хода и быстроходности, например при штамповке (особенно при холодной листовой штамповке), применяют безаккумуляторные установки с приводом прессы непосредственно от насосов*. При этом каждый пресс обслу-

* В Англии применяют безаккумуляторный привод непосредственно от насосов также и у ковочных прессов. Однако у насосов имеются весьма большие маховые массы, накопленная энергия которых расходуется при повышении давления жидкости в рабочем цилиндре прессы.

живается индивидуальным насосом или индивидуальной группой, например из трех насосов. В первом случае часто применяют насос с несколькими ступенями давления (обычно с тремя — по числу скалок насоса), в последнее время широко применяют ротационные, радиально- и аксиальноплунжерные масляные насосы переменной подачи. В случае обслуживания пресса группой насосов с кривошипным приводом по мере повышения давления в рабочем цилиндре пресса, или, иначе, при повышении сопротивления поковки, цилиндры отдельных насосов последовательно автоматически (при помощи сервомотора) переключаются на циркуляцию. Соответственно скорость движения подвижной траверсы пресса уменьшается. В конце хода, когда развивается усилие, близкое к максимальному, пресс питается только от одного цилиндра насоса наибольшего давления, причем скорость движения поперечины пресса будет наименьшей, поскольку у прессов с непосредственным приводом от насоса скорость определяется по количеству жидкости, подаваемой насосом в единицу времени:

$$v = \frac{Q_{\tau} \eta_{\omega} \eta_{\text{пр}} \eta_{\text{ов}} 1000}{F_{\text{р}} 60}, \quad (381)$$

отсюда теоретическую производительность насоса в литрах в минуту при заданной скорости пресса в сантиметрах в секунду находят по формуле

$$Q_{\tau} = \frac{F_{\text{р}} v 60}{\eta_{\omega} \eta_{\text{ов}} \eta_{\text{пр}} 1000}, \quad (382)$$

$F_{\text{р}}$ — суммарная площадь рабочих плунжеров пресса, см^2 ; $\eta_{\text{р}}$, $\eta_{\text{ов}}$, η_{ω} — соответственно объемные к. п. д. рабочего цилиндра пресса, сети высокого давления и насоса.

Плунжерные насосы с несколькими ступенями давления строят с таким расчетом, чтобы потребляемая насосом мощность при достижении соответствующих ступеней давления была одинаковой и имела максимальное значение. Например, у трехцилиндрового насоса с тремя ступенями давления p_1 , p_2 и p_3 (в порядке возрастания) действительная подача от первого цилиндра — Q_1 , от второго и третьего — соответственно Q_2 и Q_3 . Потребляемая мощность, согласно уравнению (288), по мере возрастания давления будет увеличиваться и при достижении первой ступени давления повысится до максимального значения

$$N_{\text{макс}} = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3) p_1 \cdot 1,15}{60 B \eta_{\omega} \eta_{\text{м}}}. \quad (383)$$

Если давление в рабочем цилиндре поднимется выше p_1 , то первый цилиндр автоматически (при помощи сервомотора) переключится на циркуляцию. К прессу будет подводиться

жидкость только от двух цилиндров с подачей $Q_2 + Q_3$, и потребляемая мощность соответственно уменьшится (рис. 123).

При дальнейшем повышении давления в рабочем цилиндре пресса мощность насоса будет возрастать и при достижении второй ступени давления p_2 примет опять максимальное значение:

$$N_{\text{макс}} = \frac{(Q_2 + Q_3)p_2 \cdot 1,15}{60B\eta_{\omega}\eta_M} = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3)p_1 \cdot 1,15}{60B\eta_{\omega}\eta_M}. \quad (384)$$

Когда давление поднимется выше p_3 , то второй цилиндр переключится на циркуляцию, при этом потребляемая мощность упадет и затем начнет возрастать по мере повышения давления до величины p_3 , при которой мощность достигнет максимального значения:

$$N_{\text{макс}} = \frac{Q_3 p_3 \cdot 1,15}{60B\eta_{\omega}\eta_M} = \frac{(Q_2 + Q_3)p_2 \cdot 1,15}{60B\eta_{\omega}\eta_M}. \quad (385)$$

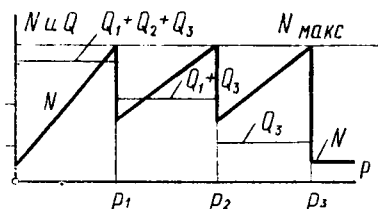


Рис. 123. Схема изменения подачи и потребляемой мощности у насосов с кривошипным приводом переменной подачи

Естественно, при выключении цилиндра из работы соответственно падает скорость хода пресса и, кроме того, движение будет происходить толчками. Это принципиальный недостаток индивидуального привода от кривошипного насоса. С целью уменьшения пульсации хода пресса при использовании кривошипных насосов можно питать пресс от трех насосов с переключением отдельных насосов на холостой ход.

Система управления гидравлическим прессом с непосредственным приводом от кривошипно-плунжерного насоса (рис. 124) принципиально отличается от системы управления гидропрессом с насосно-аккумуляторным приводом. При обратном ходе (рукоятка отодвинута в крайнее положение V — «на себя») открыты второй и четвертый клапаны. Вода из насоса через второй клапан, приоткрывая обратный клапан 5, поступает в возвратные (ретурные) цилиндры; через клапан 4 вода из рабочего цилиндра вытесняется в сеть низкого давления.

Одновременно напорная вода (от насоса) действует на поршень наполнительного клапана 7, поэтому последний оказывается открытым, и через него вода из рабочего цилиндра также будет вытесняться в сеть низкого давления. По мере пере-

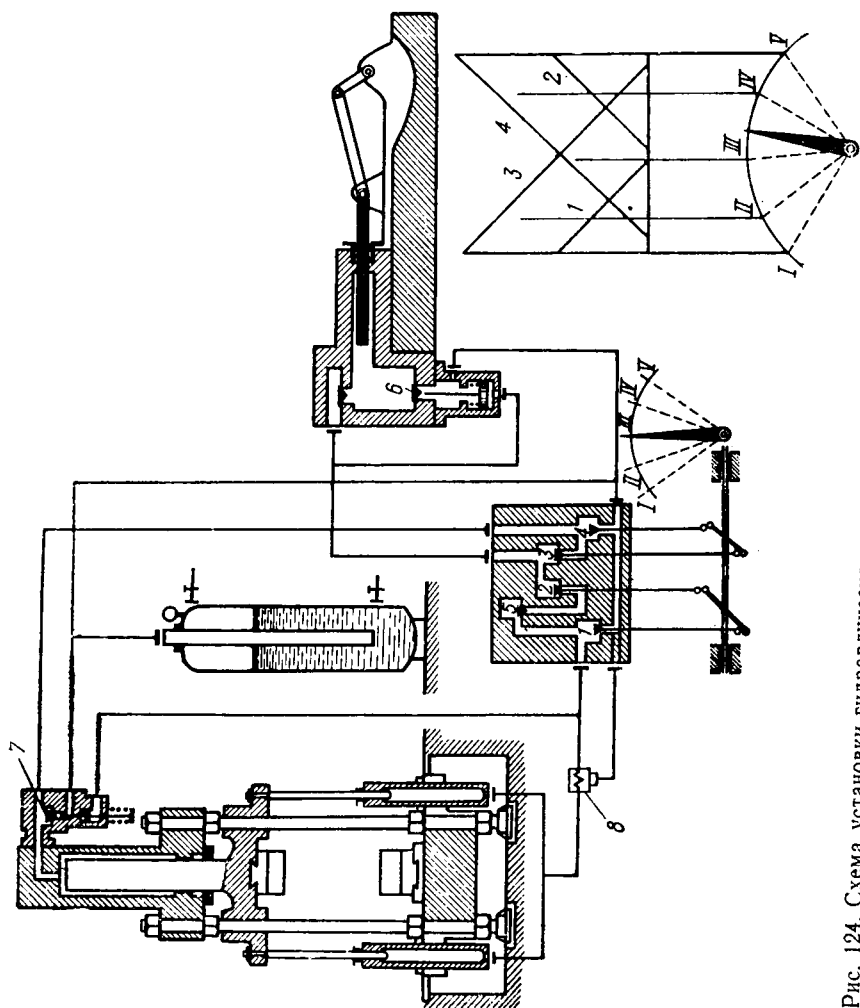


Рис. 124. Схема установки гидравлического пресса с приводом непосредственно от насоса

движения рукоятки управления «от себя» в некоторый момент начнет открываться клапан 3, и часть воды из насоса сможет проходить через него и клапан 4 на слив. Вследствие этого скорость подъема в зависимости от величины подъема клапана 3 будет уменьшаться и, наконец, наступит такой момент (положение IV), когда через приоткрытый клапан 3 и открытый клапан 4 вся вода, поступающая от насоса, сможет проходить на слив (насос начнет работать вхолостую), и подача напорной воды в возвратные цилиндры прекратится. Обратный клапан 5 установлен для того, чтобы при данном положении клапанов вода из возвратных цилиндров не могла выходить на слив через открытые клапаны 2, 3, 4. С этого момента вода в возвратных цилиндрах будет заперта и, следовательно, будет осуществляться держание на весу (стоп).

При дальнейшем передвижении рукоятки управления «от себя» клапан 2 сядет, и пока не откроется клапан 1 (положение III), вода в возвратных цилиндрах будет заперта, вследствие чего подвижные части пресса будут держаться на весу. Если рукоятка будет передвинута в положение III—II, при котором откроется клапан 1 (клапаны 4 и 3 также открыты), то вода из возвратных цилиндров сможет вытесняться на слив, а рабочий цилиндр через клапан 4 будет заполняться водой из резервуара низкого давления и дополнительно через клапан 3 — водой от насоса, причем последний вследствие небольшого давления в рабочем цилиндре будет потреблять небольшую мощность. Кроме того, наполнительный клапан 7 под действием давления воды, вытесняемой из ретурных цилиндров под поршеньком сервопривода, и даже самопроизвольно, как обычный впускной клапан, также будет пропускать воду из резервуара низкого давления в рабочий цилиндр. Таким образом будет осуществляться холостой ход пресса (ход предварительного наполнения рабочего цилиндра).

Скорость хода предварительного наполнения регулируется степенью открывания клапана 1 (количеством выпускаемой в единицу времени жидкости из возвратных цилиндров).

Если верхний боек упрется в поковку, а приоткрытый клапан 4 не успеет пропустить всю поступающую от насоса жидкость на слив, то будет осуществляться рабочий ход (см. график открывания клапанов на рис. 124) небольшого усилия и скорости. Если клапан 4 будет успевать пропускать поступающую от насоса жидкость и действующее в рабочем цилиндре давление будет не в состоянии преодолеть сопротивление поковки, то пресс остановится.

Регулировать скорость рабочего хода можно, частично перепуская поступающую от насоса жидкость на слив через клапан 4. Если клапан 4 закрыт, а клапаны 1 и 3 открыты, то все количество жидкости, подаваемое насосом, поступит в рабочий цилиндр, и рабочий ход осуществится с максимальной скоростью.

Это произойдет при крайнем переднем положении *1* «от себя» рукоятки управления.

У впускного клапана *6* насоса имеется сервопривод. При достижении максимального давления жидкости при рабочем ходе сервопривод приподнимает клапан *6*, охлаждая насос, что предохраняет гидросистему от перегрузки. В возвратных цилиндрах следует устанавливать клапан *8* предельного давления. В случае заедания клапана *1* или в процессе неправильной наладки клапанной системы клапан *1* окажется закрытым при впуске жидкости от насоса в рабочий цилиндр.

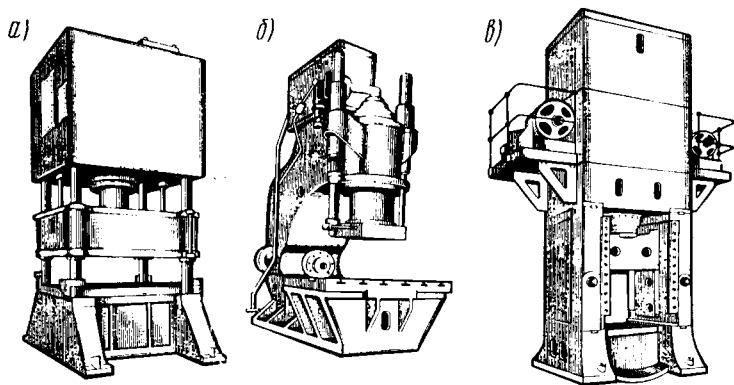


Рис. 125. Вертикальные листоштамповочные гидравлические прессы:
а — колонного типа; *б* — рамные открытого типа (одностоечные); *в* — рамные закрытого типа

Рабочей жидкостью у прессов с непосредственным приводом служит вода или масло (веретенное *З*, турбинное *Л*). Для горячей деформации металла на прессах с непосредственным приводом от насоса необходимо применять негорючую жидкость, в том числе и негорючие специальные сорта масел, так как известны случаи, когда просочившееся масло вспыхивало, и прессы горели, как факелы. Современные гидравлические прессы для листовой штамповки отличаются большой площадью стола. Изготавливают такие прессы как колонного (рис. 125, *а*), так и рамного типа с открытой С-образной (рис. 125, *б*) и закрытой станиной (рис. 125, *в*).

Станина открытого типа имеет доступ в рабочее пространство пресса, по крайней мере, с трех сторон — с фасада и с боков. Вследствие упругой деформации С-образной станины во время рабочего хода нарушается соосность верхней и нижней частей инструмента, отчего прессы такого типа строят сравнительно небольшого усилия — до 5 Мн (500 тс).

В станинах закрытого типа (рис. 125, *в*) возможен подход в рабочую зону с двух сторон — с фасада и тыла. Упругая дефор-

мация закрытой станины при нагрузке пресса существенно не нарушает соосность нижней и верхней частей штампа. Поэтому такие прессы строят усилием до 50 Мн (5000 тс) как простого,

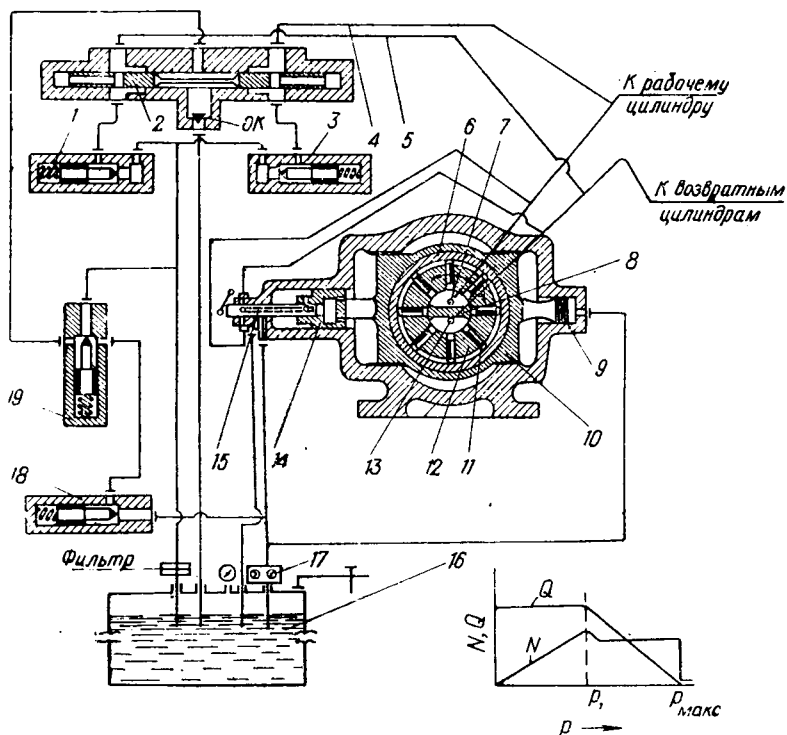


Рис. 126. Схема ротационного радиально-плунжерного насоса переменной подачи и переменного давления

так и двойного действия для глубокой вытяжки листового металла. Прессы двойного действия имеют так называемый наружный прижимной ползун, направляемый станиной, внутри которого направляется вытяжной ползун. Эти ползуны перемещаются от самостоятельно управляемых рабочих и ретурных цилиндров. Усилие прижимного ползуна составляет примерно 40% от усилия вытяжного (внутреннего ползуна). Станину закрытого типа у прессов усилием выше 5 Мн (500 тс) изготовляют составной (см. рис. 125, в), состоящей из четырех частей — стола (основания), верхней неподвижной траверсы и двух стоек, стягиваемых четырьмя стяжными болтами, как у составных станин кривошипных прессов (см. § 98).

Современные гидравлические листоштамповочные прессы работают преимущественно непосредственно от масляных ротационных насосов переменной подачи. Ротационные радиально- и

аксиально-плунжерные насосы работают только на масле. Радиальноплунжерные насосы работают по следующей схеме (рис. 126). На неподвижной оси 8 приводится во вращение барабан 12 с радиально расположенными цилиндрами, в которые вставлены плунжеры 11, упирающиеся полусферической частью в кольцо 6, свободно установленное на роликах (на схеме не показаны) в раме 10. Рама имеет два поршня 9 и 14, расположенные в цилиндрах корпуса насоса. Один из цилиндров (меньший для поршня 9) находится под постоянным давлением масла, подаваемого шестереночным насосом 17. Масло подается в другой цилиндр при помощи крана 15 с винтообразным каналом (на схеме условно показан прямолинейной штриховой линией).

В зависимости от положения крана 15 поршень 14 в этом цилиндре под действием масла, поступающего от шестереночного насоса 17, передвинет всю раму на большую или меньшую величину вправо, после чего доступ масла от шестереночного насоса 17 прекратится (винтовой канал в кране 15 перекроется), а масло от насоса 17 через клапаны 18 и 19 пойдет на слив в резервуар 16 или через золотник 2.

В одном случае (рама передвинута вправо, см. рис. 126) масло будет поступать из рабочего цилиндра пресса в радиальные цилиндры барабана 12 через канал 7 и нагнетаться плунжерами последних в канал 13, а из него — в возвратные цилиндры пресса; в другом (рама передвинута влево), — наоборот, масло будет заполнять радиальные цилиндры насоса из канала 13 и нагнетаться в канал 7, а из него — в рабочий цилиндр пресса. При симметричном расположении барабана и кольца рамы масло подаваться не будет (насос работает вхолостую).

В соответствии с большим или меньшим эксцентриситетом расположения рамы с кольцом относительно барабана изменяется ход плунжеров, а следовательно, изменяется и подача насоса. Наибольшая подача масла в рабочий или ретурные цилиндры соответствует крайнему левому или правому положению рамы. В зависимости от давления масла в цилиндрах пресса автоматически устанавливается кран 15, определяющий положение рамы 10, а следовательно, и подачу насоса.

До определенного значения давления p_1 в нагнетательной сети подача Q насоса остается постоянной (см. график на рис. 126). При повышении давления более указанного автоматически устанавливается кран 15, регулирующий положение рамы 10. По мере возрастания давления до значения p_1 потребляемая мощность достигает максимальной величины (может быть с некоторой кратковременной перегрузкой электродвигателя в момент начала регулировки). С дальнейшим повышением давления, вследствие соответственного уменьшения подачи, потребляемая мощность остается постоянной.

Можно управлять подачей насоса и непосредственно от рукоятки крана 15. При рабочем ходе масло под давлением посту-

пает от насоса в рабочий цилиндр, причем одновременно оно по трубе 4 поступает к золотнику 2 и передвигает его влево. Вследствие этого трубопровод 5, идущий к ретурному цилиндру, оказывается соединенным через обратный клапан ОК с наполнительным резервуаром 16, из которого масло поступает в канал 13 дополнительно к тому количеству, которое поступает из ретурных цилиндров при рабочем ходе пресса.

По мере повышения сопротивления поковки давление в рабочем цилиндре будет возрастать, и когда оно достигнет предельно допустимой величины, автоматически откроется предохранительный клапан 3, вследствие чего масло, поступающее от насоса, будет перепускаться через него и фильтр на слив. При обратном ходе (рама передвинута вправо) давление масла от насоса будет действовать по трубе 5 на левую часть золотника 2 и передвинет его вправо, вследствие чего трубопровод 4 и канал 7 насоса будут сообщаться с пространством обратного клапана ОК. Так как при обратном ходе количество масла, вытесняемое из рабочих цилиндров, больше количества масла, подаваемого в ретурные цилиндры, то излишек масла будет перепускаться на слив через предохранительный клапан 19. Через клапаны 19 и 18 излишек масла, подаваемого шестереночным насосом 17, будет либо поступать (при рабочем ходе) через золотник 2 по трубопроводу 5 в канал 13, либо (при обратном ходе) сливаться в резервуар 16.

При нейтральном положении рамы 10 насос работает вхолостую. Вследствие этого траверса держится на весу, так как из канала 13 масло не забирается цилиндрами насоса и не может сливаться через золотник 2 и клапан 1, поскольку давление масла в ретурных цилиндрах недостаточно, чтобы клапан 1 открылся. Клапан 1 откроется только в случае повышения давления масла в ретурных цилиндрах выше предельно допустимого, что произойдет при упоре траверсы в крайнем верхнем положении в соответствующие ограничители, устанавливаемые обычно на колоннах пресса.

Ротационные аксиальноплунжерные насосы имеют цилиндры и плунжеры, расположенные параллельно оси вала (рис. 127). Принцип действия этих насосов различного конструктивного оформления общий. Такие насосы строят с переменной или постоянной подачей жидкости.

У насосов переменной подачи на валу шарнирно (у насосов постоянной подачи — жестко) закреплена опорная плита, на которую на шарикоподшипниках (роликподшипниках) насажена рабочая плита 5. В плиту упираются плунжеры. Угол наклона опорной плиты у насосов переменной подачи изменяется автоматически в зависимости от развиваемого давления при помощи сервомотора и рычага 3. Последний перемещает поводок 4, имеющий вид кольца и находящийся на валу на шарикоподшипнике, так что при вращении вала поводок не вращается.

Кольцевыми шлицами на кольце шарикоподшипника кольцевой поводок 4 связан со шлицами скользящей шпонки 6. При перемещении рычага 3 кольцевой поводок 4 передвигает скользящую шпонку 6 вдоль оси, поворачивающей выступом вокруг оси шарнира опорную плиту, устанавливая ее под тем или иным углом к оси вала. При вращении вала в зависимости от угла наклона опорной плиты плунжеры будут иметь тот или иной ход и соответственно будет изменяться подача масла насосом. На

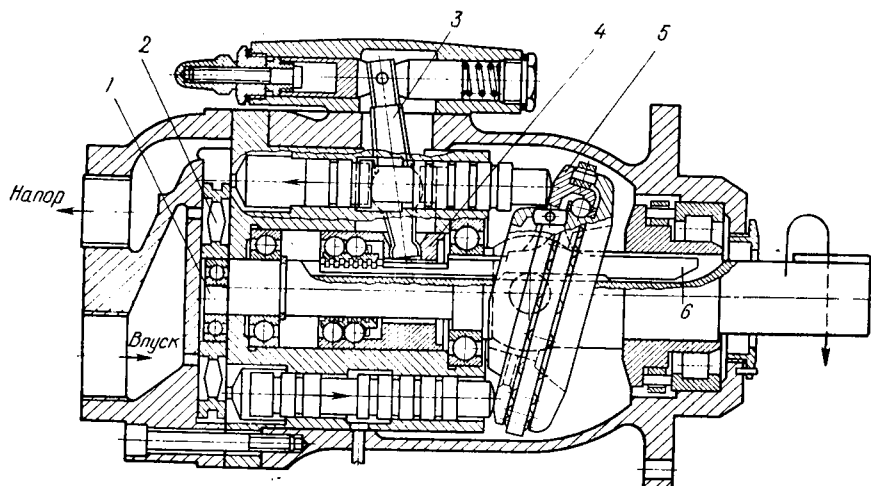


Рис. 127. Схема ротационного аксиально-плунжерного насоса переменной подачи и переменного давления

торце вала имеется кривошип 1, на шарикоподшипнике которого насажен кольцевой золотник 2, соединяющий в нужные моменты цилиндры с впускным или нагнетательным трубопроводом. Число оборотов вала насоса достигает 400—1200 в минуту при давлении масла 20 Мн/м^2 (200 кг/см^2) и подаче 1500—8000 л/мин.

Объемный к. п. д. ротационных насосов достаточно высок — 0,85 — до 0,95, а механический — 0,90 и выше. Эффективный к. п. д. гидравлического пресса с непосредственным приводом от кривошипно-плунжерного насоса определится из следующего: $\eta_{\text{эд}} = 0,9$ (к. п. д. электродвигателя при нестационарной нагрузке с колебанием от $N_{\text{хол ход}}$ до $N_{\text{макс}}$); $\eta_{\text{м}}\eta_{\omega} = 0,82 \cdot 0,85 = 0,7$ (механический и объемный к. п. д. быстроходного кривошипно-плунжерного насоса); $\eta_{\omega \text{ в}} = 0,8 \div 0,9$ (объемный к. п. д. сети высокого давления в основном вследствие перепуска через открытые клапаны 3 и 4, см. рис. 124); $\eta_{\text{г}} = 0,85 \div 0,9$ (гидравлический к. п. д. сети высокого давления вследствие гидравлических потерь); $\eta_{\text{р}} = 0,98$ (объемный к. п. д. рабочего цилинд-

ра); $\eta_{мп} = 0,85$ (механический к. п. д. пресса в связи с затратой работы на упругую деформацию пресса, на трение R_p, R_0, R и $p_0 F_0$), отсюда эффективный к. п. д. пресса с приводом от кривошипно-плунжерного насоса

$\eta_a = 0,9 \cdot 0,7(0,8 \div 0,9) \cdot (0,85 \div 0,9) 0,98 \cdot 0,85 = 0,356 \div 0,425$, а экономический к. п. д.:

$$\eta_{эк} = (0,356 \div 0,425) 0,21 = 0,07 \div 0,089, \text{ или } \eta_{эк} = 7 \div 9 \%.$$

В случае привода гидравлического пресса непосредственно от ротационных радиально или аксиально-плунжерных насосов переменной подачи $\eta_{ад} = 0,93$ (почти стационарная нагрузка);

$$\eta_m \eta_\omega = 0,9(0,85 \div 0,95) = 0,765 \div 0,855; \eta_{\omega в} = 0,95; \eta_r = 0,95; \eta_{\omega p} = 0,98; \eta_{мп} = 0,85;$$

отсюда:

$$\eta_a = 0,93(0,765 \div 0,85) 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 0,475 \div 0,53;$$

$$\eta_{эк} = (0,475 \div 0,53) 0,21 = 0,1 \div 0,11, \text{ или } \eta_{эк} = 10 \div 11 \%.$$

Безаккумуляторный привод применяют для прессов горячей и листовой штамповки, правильных и других работ, не требующих скорости рабочего хода.

Преимуществом ротационно-плунжерного насоса переменного давления и подачи, помимо более высокого к. п. д., является плавный ход пресса вследствие более равномерной подачи масла, обусловленной большим количеством плунжеров по сравнению с плунжерными насосами, имеющими кривошипный привод. Кроме того, установка насоса весьма компактна и легко управляема. По этой причине у современных прессов безаккумуляторный привод осуществляется преимущественно с ротационно-плунжерными насосами.

§ 55. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Отличие прессов этого типа от гидравлических прессов (см. гл. IX) заключается в том, что в прессах с мультипликатором генератором напорной воды является не нагнетательный насос, а специальный аппарат — мультипликатор, который может приводиться в движение паром, воздухом или электричеством. В зависимости от этого presses называются паровоздухогидравлическими или электрогидравлическими. Прессы с мультипликаторным приводом предназначены для ковочных работ.

§ 56. ПАРОВОЗДУХОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ

Схема установки парогидравлического пресса состоит из самого пресса, системы привода рабочих плунжеров посредством парового мультипликатора и системы привода ретурных плунжеров (рис. 128).

Мультипликатор имеет паровой 6 и гидравлический 7 цилиндры. Внутри парового цилиндра находится поршень со штоком, являющимся плунжером для гидравлического цилиндра — мультипликатора. Отношение давления воды в гидравлическом цилиндре мультипликатора к давлению пара в паровом цилиндре (что соответствует отношению площадей поршня и плунжера) называется коэффициентом мультипликации. Обычно этот коэффициент колеблется в пределах от 40 до 60. Мультипликатор служит только для осуществления рабочего хода. Пар используется при давлении $1 \div 1,2 \text{ Мн}$ (10—12 атм). Ретурные цилиндры работают на напорной воде от самостоятельной насосно-аккумуляторной станции или на паре (сжатом воздухе).

Ввиду того, что гидравлическая сеть, обслуживающая рабочий цилиндр, сравнительно короткая, в парогидравлических установках возможно применение более высокого давления воды, достигающего в соответствии с коэффициентом мультипликации до 40—60 Мн/м^2 (400—600 атм). Это приводит к тому, что у парогидравлических прессов диаметры рабочих цилиндров относительно меньше, чем у гидравлических прессов равного усилия с насосно-аккумуляторным приводом.

Ретурные цилиндры могут быть паровые, воздушные и гидравлические. Работа с паровыми ретурными цилиндрами невыгодна, так как длительные паузы (держания на весу и др.) при-

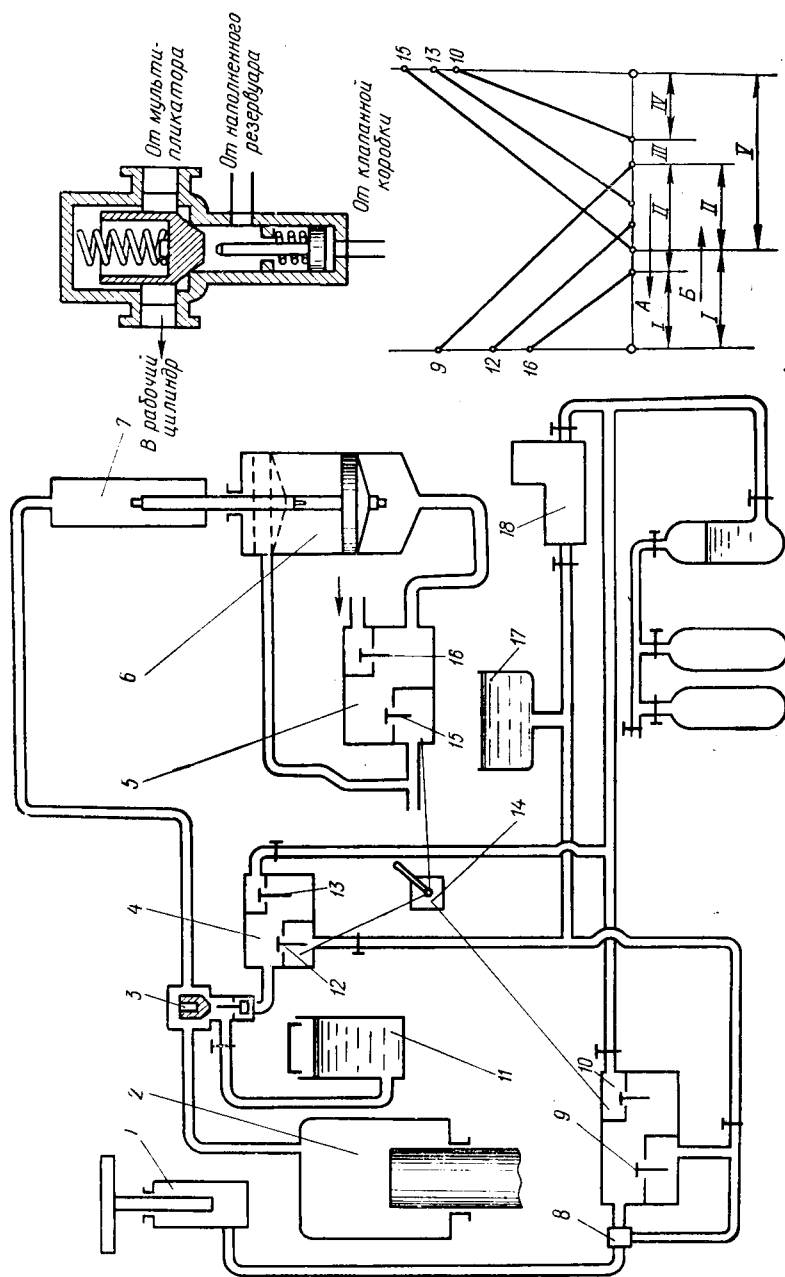


Рис. 128. Принципиальная схема установки парогидравлического прессы:

I — рабочий ход; II — держание на весу (stop); III — обратный ход; IV — наполнение мультипликатора

водят к большой конденсации пара. Это заставляет применять в мощных прессах гидравлические ретурные цилиндры, у которых расход энергии на подъем и держание траверсы на весу значительно меньше, чем у паровых. Кроме того, размер диаметра ретурных паровых цилиндров у крупных прессов был бы весьма большим. Поэтому паровой (воздушный) подъем осуществляется только у небольших прессов усилием до 10—12 Мн (1000—1200 тс). Прессы усилием от 15 до 30 Мн (1500—3000 тс) имеют преимущественно гидравлический подъем, а прессы усилием более 30 Мн (3000 тс) строят только с гидравлическим подъемом.

Существенным недостатком гидравлических ретурных цилиндров является сложность установки в связи с введением генератора воды высокого давления и аккумулятора.

Парогидравлические прессы обладают тем существенным недостатком, что мультипликатор работает по самому невыгодному циклу — без расширения пара (при использовании полной силы пресса). В обычных конструкциях при работе пресса полным усилием мультипликатор работает с полным наполнением. Теоретический индикаторный к. п. д. мультипликатора составляет 7%. Общий экономический к. п. д. парогидравлического пресса по использованию тепла топлива, внесенного в топку парового котла, равен 1,5—2% (2% при гидравлическом подъеме).

При использовании в мультипликаторе сжатого воздуха вместо пара (воздухогидравлический пресс) экономический к. п. д. повышается до 3%, поскольку отсутствуют потери, имеющие место при паровом варианте на конденсацию пара, достигающие 100%.

В связи с низким экономическим к. п. д. паровоздухогидравлических прессов и появлением более экономичных быстроходных гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом паровоздухомultiпликаторный привод для гидравлических прессов следует считать устаревшим.

Рассмотрим работу пресса с гидравлическими ретурными цилиндрами (см. рис. 128). Когда поршень парового цилиндра 6 мультипликатора находится в крайнем нижнем положении, гидравлический цилиндр 7 заполнен водой низкого давления. При подаче пара в цилиндр и движении поршня мультипликатора вверх вода вытесняется из гидравлического цилиндра 7 мультипликатора в рабочий цилиндр 2 пресса. При этом вода проходит вокруг наполнительного клапана 3, служащего для варьирования количества воды в системе «рабочий цилиндр пресса — гидравлический цилиндр мультипликатора». При совершении хода мультипликатора объем воды в этой системе постоянен, наполнительный клапан закрыт, и резервуар 11 низкого давления отключен от рабочего цилиндра 2 пресса.

Схема наполнительного клапана также показана на рис. 128. Во время рабочего хода для сохранения постоянного объема воды в системе «рабочий цилиндр — гидравлический цилиндр

мультипликатора» пространство под поршнем наполнительного клапана соединяется с сетью низкого давления, клапан под действием пружины опускается, и вода от мультипликатора может идти только в рабочий цилиндр.

Для осуществления обратного хода пресса под поршень наполнительного клапана 3, как и в ретурные цилиндры 1, подается вода высокого давления от аккумулятора. Клапан 3 поднимается, и вода из рабочего цилиндра может перетекать в наполнительный резервуар 11.

При совершении хода предварительного наполнения требуется подача воды низкого давления в систему «рабочий цилиндр — гидравлический цилиндр мультипликатора». При этом наполнительный клапан 3 принудительно открыт сервоприводом (открыт клапан 13; или после закрытия этого клапана вода под поршеньком сервопривода клапана 3 оказывается запертой, отчего последний не может опуститься на свое седло).

Если в процессе хода предварительного наполнения клапан 13 закрыт, а клапан 12 открыт, то наполнительный клапан 3 начнет работать как обычный впускной, пропуская воду из наполнительного резервуара 11 в систему «цилиндр пресса — гидравлический цилиндр мультипликатора».

Количество воды, подаваемой мультипликатором за один его ход, недостаточно для осуществления полного рабочего хода пресса. Передвижение траверсы пресса за один ход мультипликатора сравнительно невелико. Ход пресса за один ход мультипликатора называется единичным ходом. Для значительного рабочего хода, например при осадке слитка, нужно совершить несколько ходов мультипликатора и, следовательно, несколько единичных ходов пресса.

В процессе работы мультипликатора и повышения давления жидкости в гидравлической системе происходит упругая деформация (раздутие) трубопровода и цилиндров системы, а также сжатие заполняющей ее жидкости. Поэтому величина единичного хода пресса будет меньше величины, получаемой из расчета равенства объемов жидкости, вытесненной плунжером мультипликатора и поступившей в рабочий цилиндр пресса. При определении величины единичного хода пресса нужно учесть следующее:

1) увеличение объема гидравлического цилиндра мультипликатора вследствие его упругой деформации в радиальном и продольном направлениях

$$\Delta W_m = W_m \left[\left(1 + \frac{\sigma_m \rho}{E_m} \right)^2 - 1 \right], \quad (386)$$

где W_m — объем гидравлического цилиндра мультипликатора при атмосферном давлении жидкости, $m^3 (см^3)$; σ_m — напряжение в стенках цилиндра (волокон его внутренней поверхности) мультипликатора, приходящееся на единицу избыточного внутренне-

го давления жидкости $(Mн \cdot м^2)/(м^2 \cdot Mн) [(кг \cdot см^2)/(см^2 \cdot кг)]$; p — рабочее давление жидкости, $Mн/м^2 (кг/см^2)$; E_m — модуль упругости материала гидравлического цилиндра — мультипликатора, $Mн/м^2 (кг/см^2)$;

2) увеличение объема гидравлической системы «трубопровод — рабочий цилиндр пресса» вследствие их упругой деформации:

$$\Delta W_c = \pi r_b^2 l_b \left[\left(1 + \frac{\sigma_b p}{E_b} \right)^2 - 1 \right] + \pi r_{pc}^2 l_{pc} \left[\left(1 + \frac{\sigma_{pc} p}{E_{pc}} \right)^2 - 1 \right], \quad (387)$$

здесь r_b и l_b — соответственно радиус и длина трубопровода высокого давления от мультипликатора до рабочего цилиндра пресса, $м(см)$; σ_b и E_b — соответственно напряжение в стенках трубопровода высокого давления (волокон внутренней поверхности его) при внутреннем избыточном давлении, равном единице, и модуль упругости материала трубопровода, $Mн/м^2 (кг/см^2)$; σ_{pc} и E_{pc} — соответственно напряжение в стенках рабочего цилиндра пресса (волокон внутренней поверхности) при внутреннем избыточном давлении, равном 1, и модуль упругости материала рабочего цилиндра, $Mн/м^2 (кг/см^2)$; r_{pc} и l_{pc} — соответственно радиус и высота рабочего цилиндра пресса по внутренней поверхности, $м(см)$;

3) сжатие жидкости в трубопроводе, рабочем цилиндре пресса и гидравлическом цилиндре мультипликатора; величина сжатия жидкости

$$\Delta W_{ж} = 0,000044p(\pi r_b^2 l_b + \pi r_{pc}^2 l_{pc} - \pi r_p^2 l_p + W_m - fH), \quad (388)$$

где 0,000044 — коэффициент сжатия воды, $(м^3 \cdot м^2)/(м^3 \times Mн) [(см^3 \cdot см^2)/(см^3 \cdot кг)]$; r_p — радиус рабочего плунжера, $м(см)$; l_p — длина рабочего плунжера, размещенная в рабочем цилиндре, $м(см)$; f — площадь поперечного сечения плунжера мультипликатора, $м^2(см^2)$; H — ход плунжера мультипликатора, $м(см)$.

Объем жидкости, вытесняемой плунжером мультипликатора,

$$W = fH. \quad (389)$$

Итак, для обеспечения требуемого единичного хода пресса объем жидкости, вытесняемой плунжером мультипликатора, должен быть

$$W = \Delta W_m + \Delta W_c + \Delta W_{ж} + \frac{\pi D_p^2}{4} h_p, \quad (390)$$

где D_p — диаметр плунжера рабочего цилиндра, $м(см)$; h_p — единичный ход пресса, $м(см)$.

Раскрывая значение слагаемых в выражении (390), получим:

$$\begin{aligned}
 fH = & W_M \left[\left(1 + \frac{\sigma_M \rho}{E_M} \right)^2 - 1 \right] + \pi r_B^2 l_B \times \\
 & \times \left[\left(1 + \frac{\sigma_B \rho}{E_B} \right)^2 - 1 \right] + \pi r_{PC}^2 l_{PC} \times \\
 & \times \left[\left(1 + \frac{\sigma_{PC} \rho}{E_{PC}} \right)^2 - 1 \right] + 0,000044 \rho (\pi r_B^2 l_B + \pi r_{PC}^2 l_{PC} + \\
 & + W_M - fH - \pi r_P^2 l_P) + \frac{\pi D_P^2}{4} h_P.
 \end{aligned} \quad (391)$$

После преобразования получим

$$\begin{aligned}
 fH(1 + 44 \cdot 10^{-6} \rho) = & W_M \left[\left(1 + \frac{\sigma_M \rho}{E_M} \right)^2 - 1 \right] + \\
 & + \pi r_B^2 l_B \left[\left(1 + \frac{\sigma_B \rho}{E_B} \right)^2 - 1 \right] + \pi r_{PC}^2 l_{PC} \times \\
 & \times \left[\left(1 + \frac{\sigma_{PC} \rho}{E_{PC}} \right)^2 - 1 \right] + 44 \cdot 10^{-6} \rho (\pi r_B^2 l_B + \pi r_{PC}^2 l_{PC} - \\
 & - \pi r_P^2 l_P + W_M) + \frac{\pi D_P^2}{4} h_P.
 \end{aligned} \quad (392)$$

Не будет заметной погрешности, если W_M принять равным $\pi r_M^2 l_M$, где r_M — внутренний радиус, $m(см)$; l_M — высота гидравлического цилиндра мультипликатора, $m(см)$. Кроме того, ввиду крайне малой величины членов $\sigma_M \rho / E_M$; $\sigma_B \rho / E_B$; $\sigma_{PC} \rho / E_{PC}$ ими можно пренебречь, тогда

$$\begin{aligned}
 fH(1 + 44 \cdot 10^{-6} \rho) = & 44 \cdot 10^{-6} \rho \pi (r_B^2 l_B + r_{PC}^2 l_{PC} - \\
 & - r_P^2 l_P + r_M^2 l_M) + \frac{\pi D_P^2}{4} h_P.
 \end{aligned} \quad (393)$$

При заданном h_P находим объем жидкости, который необходимо вытеснить плунжером мультипликатора:

$$\begin{aligned}
 fH = & \frac{1}{1 + 44 \cdot 10^{-6} \rho} \left[44 \cdot 10^{-6} \rho \pi (r_B^2 l_B + r_{PC}^2 l_{PC} - r_P^2 l_P - \right. \\
 & \left. - r_P^2 l_P + r_M^2 l_M) + \frac{\pi D_P^2}{4} h_P \right];
 \end{aligned} \quad (394)$$

При известных fH определим величину единичного хода пресса:

$$h_p = [fH(1 + 44 \cdot 10^{-6}p) - 44 \cdot 10^{-6}p\pi(r_{\text{в}}^2 l_{\text{в}} + r_{\text{рц}}^2 l_{\text{рц}} - r_{\text{р}}^2 l_{\text{р}} + r_{\text{м}}^2 l_{\text{м}})] \frac{4}{\pi D_p^2}. \quad (395)$$

Величину напряжения $\sigma_{\text{м}}$, $\sigma_{\text{рц}}$, $\sigma_{\text{в}}$ в стенках соответствующего цилиндра или трубопровода при внутреннем избыточном давлении, равном единице, определяют по уравнению

$$\sigma = \frac{\sqrt{3} R^2}{R^2 - r^2}, \quad (396)$$

где r и R — соответственно внутренний и внешний радиусы цилиндра или трубопровода, m (см).

На рис. 128 приведена схема мультипликатора прямого действия, у которого паровой цилиндр расположен снизу, что вызывает некоторые неудобства при ремонте мультипликатора (смене поршневых колец и т. п.). На рис. 129 приведена схема мультипликатора обращенного типа с паровым цилиндром, расположенным сверху, что облегчает выполнение ремонтных работ. Например, для смены поршневых колец достаточно снять верхнюю крышку и вынуть поршень при помощи крана. Эта же операция у мультипликатора прямого действия потребует значительно большей разборки с отъемом трубопроводов.

Чтобы поршень мультипликатора не ударился о верхнюю крышку, применяют предохранительные устройства. В одном из них отверстие для выпуска воды из гидравлического цилиндра в конце хода перекрывается дроссель-тормозом (пробкой на торце плунжера мультипликатора, см. рис. 128). Кроме того, устраивают автоматические переключения паровых клапанов (см. рис. 129).

При опускании поршня мультипликатора под действием собственного веса гидравлический цилиндр заполняется водой низкого давления. Чтобы поршень мультипликатора прямого действия при опускании не выбил нижнюю крышку, на поршне имеется дроссельный стержень 1 (рис. 130). При опускании поршня стержень 1 закрывает выходной канал 4. Оставшийся под поршнем пар может выходить через канал 2. Отверстие этого канала регулируется винтом 3. Таким образом, выход пара затруднен, и под поршнем образуется паровая подушка. У мультипликатора обращенного типа поршень имеет грибовидную форму (см. рис. 129). При подходе поршня к крайнему нижнему положению его грибовидный кольцевой выступ перекрывает выход пара из под поршня; этим предотвращается удар последнего о нижнюю крышку.

Управление прессом производят посредством рычага управления 14 (см. рис. 128), с которым обычно кинематически связаны все клапанные коробки.

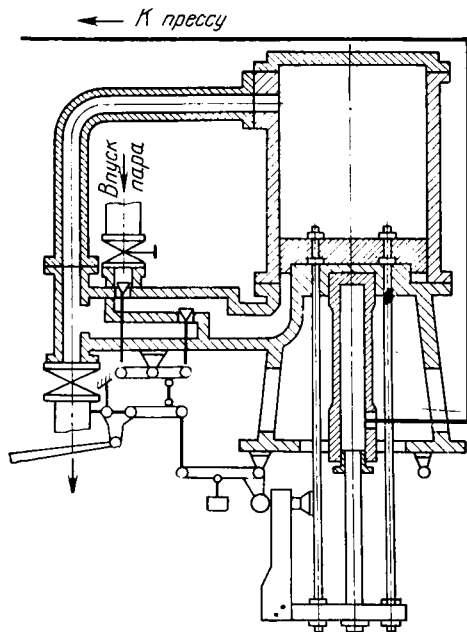


Рис. 129. Схема устройства автоматического переключения паровых клапанов мультипликатора

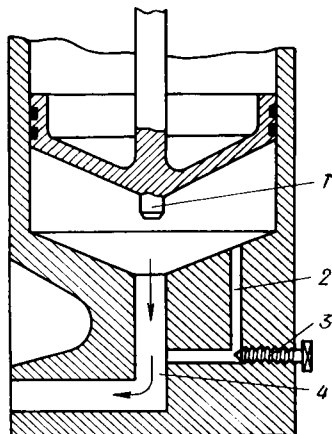


Рис. 130. Схема предохранения от ударов поршня о нижнюю крышку мультипликатора прямого действия

§ 57. РАБОЧИЙ ЦИКЛ ПАРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА

Работа парогидравлического пресса состоит из тех же циклов, что и ранее рассмотренных гидравлических прессов, но вместо полного рабочего хода пресс совершает единичные рабочие хода. Таким образом, рабочий цикл парогидравлического пресса состоит из держания траверсы на весу, хода предварительного наполнения, рабочих единичных ходов (прессования) и подъема траверсы.

Держание траверсы на весу. При держании подвижной траверсы на весу клапаны 9 и 10 (см. рис. 128) закрыты, а в коробке 4 клапан 13 открыт. Под поршнем наполнительного клапана находится вода высокого давления, и клапан 3 открыт. Паровой цилиндр 6 мультипликатора соединен с выхлопным трубопроводом (в коробке 5 клапан 15 открыт, клапан 16 закрыт). Вода в ретурном цилиндре заперта (закрыты клапаны 9 и 10).

Ход предварительного наполнения. Ретурные цилиндры сообщаются с сетью низкого давления 17 (см. рис. 128). Клапан 9

открыт, клапан 10 закрыт. Паровой цилиндр мультипликатора продолжает быть соединенным с выхлопным трубопроводом (клапан 15 открыт, клапан 16 закрыт), а пространство под поршнем наполнительного клапана может быть соединено с сетью высокого давления (клапан 13 открыт) или, если открыт клапан 12 с сетью низкого давления. В первом случае клапан 3 будет принудительно открыт; во втором — под действием собственного веса траверса начинает опускаться, вытесняя воду из ретурных цилиндров. В рабочем цилиндре давление упадет, вследствие чего создастся разность давлений в резервуаре 11 и рабочем цилиндре 2. В результате этого наполнительный клапан 3 самопроизвольно откроется (как всасывающий), и вода из резервуара 11 может поступать в рабочий цилиндр. Далее, когда верхний боек достигнет поковки, давления в рабочем цилиндре 2 и резервуаре 11 сравняются, и наполнительный клапан 3 закроется. При открытом клапане 13 наполнительный клапан 3 останется, естественно, открытым.

Рабочий ход. Ретурные цилиндры по-прежнему соединены с сетью низкого давления (клапан 9 открыт, клапан 10 закрыт). В паровой цилиндр мультипликатора поступает свежий пар (клапан 16 открыт, клапан 15 закрыт). Наполнительный клапан 3 закрыт (клапан 13 закрыт, клапан 12 открыт). Вода из гидравлического цилиндра мультипликатора поступает в рабочий цилиндр. В соответствии с количеством воды, поступившим в рабочий цилиндр, пресс совершит единичный ход определенной величины.

Подъем траверсы. Рабочий цилиндр 2 должен быть соединен с резервуаром 11, для чего клапан 13 должен быть открыт, клапан 12 закрыт; при этом наполнительный клапан 3 открыт. Паровой цилиндр 6 мультипликатора соединен с выхлопным трубопроводом (клапан 15 открыт, клапан 16 закрыт). Ретурные цилиндры 1 соединены с сетью высокого давления (клапан 10 открыт, клапан 9 закрыт). Происходит подъем траверсы. Вода из рабочего цилиндра 2 вытесняется в резервуар 11.

Положение клапанов при различных этапах цикла указано в табл. 16 и показано на графике рис. 128. При передвижении рукоятки управления «от себя» (по стрелке А на графике рис. 128) рабочий ход наступает только после открывания клапана 16. При передвижении рукоятки «на себя» с положения «рабочий ход» в положение, когда оба клапана 15 и 16 закрыты, рабочий ход может продолжаться вследствие расширения пара, запертого в цилиндре, если сопротивление на бойке пресса не уравновесило действия пара на поршень мультипликатора.

Из рис. 128 видно, что у парогидравлических прессов с гидравлическим подъемом имеются две самостоятельные гидравлические системы: одна для работы рабочими цилиндрами (сеть низкого давления с резервуаром 11 и система «гидравлический цилиндр мультипликатора — рабочий цилиндр пресса») и дру-

Работа клапанной системы

Этапы рабочего хода	Клапаны (см. рис. 128)	
	открыты	закрыты
Держание на весу	13, 15	9, 10, 12, 16
Ход предварительного наполнения	15, 13, 9 или 15, 9 или 15, 9, 12 или 12, 9	16, 10, 12, 16, 10, 12, 13, 16, 10, 13, 10, 13, 15, 16
Рабочий ход	9, 16, 12	15, 13, 10
Обратный ход	10, 15, 13	9, 16, 12

гая для работы ретурных цилиндров (сеть низкого давления с резервуаром 17, насосная установка 18 и сеть высокого давления с аккумулятором).

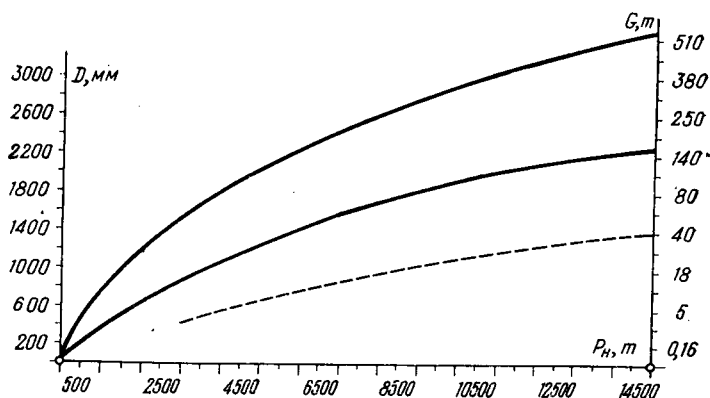


Рис. 131. График требуемого усилия прессы дляковки слитков:
D — диаметр слитка; P_n — номинальное усилие прессы, G — вес слитка

Требуемое усилие прессы для успешнойковки слитков указано на рис. 131. Как видно, один и тот же слиток целесообразно ковать под прессами, номинальные усилия которых отличаются друг от друга в 2—2,5 раза. При крайней необходимости можно ковать и большие слитки, чем показано на рис. 131, но это приведет к снижению производительности, так как обрабатывать слиток придется на малых участках. Для определения требуемого усилия прессы при осадке слитков можно пользоваться нижней сплошной кривой на графике рис. 131. Штриховая линия показывает наименьший слиток при использовании нижней сту-

пени усилия пресса. В табл. 17 приведены данные о сравнении требуемого тоннажа молота и пресса дляковки слитков.

Таблица 17

Сравнение тоннажа ковочного молота и пресса

Максималь- ный диаметр слитка, мм	Требуемое усилие пресса, 0,01 Мн (тс)	Тоннаж ко- вочного молота, 0,01 Мн (тс)	Максималь- ный диаметр слитка, мм	Требуемое усилие пресса, 0,01 Мн (тс)	Тоннаж ко- вочного молота, 0,01 Мн (тс)
150	150	0,75	1000	1500	20
200	200	1,00	1200	2000	40
250	300	2,00	1500	3000	80
300	400	3,00	1800	4000	120
400	500	4,00	1900	4500	—
500	600	5,00	2000	5000	—
600	800	7,00	2200	6000	—
800	1000	10,00	2400	10 000	—
900	1200	15,00	3400	15 000	—

§ 58. РАСХОД ПАРА (ВОЗДУХА) И ВОДЫ ПАРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРЕССОМ

Введем следующие обозначения:

W_{π} — объем парового цилиндра мультипликатора, м^3 ; n — максимальное число ходов мультипликатора в минуту; K_1 — коэффициент использования числа единичных ходов; K_2 — коэффициент использования величины единичного хода; γ_{π} — вес 1 м^3 пара при заданных параметрах, $\text{Мн/м}^3/(\text{кг/м}^3)$.

При использовании полного усилия пресса пар в паровом цилиндре работает полным давлением, т. е. без расширения. Обычное давление пара — $0,8 \div 1,4 \text{ Мн/м}^2$ ($8 \div 14 \text{ атм}$), наиболее употребительное — $1 \div 1,2 \text{ Мн/м}^2$ ($10 \div 12 \text{ атм}$).

Расход пара в кубических метрах в минуту с учетом потери на утечки, разогрев парового цилиндра мультипликатора и конденсацию от 30 до 100% *

$$W' = W_{\pi} 1,2 n 1,35 K_1 K_2. \quad (397)$$

В выражении (397) конденсация пара принята 35%, утечки — 20%. Для уменьшения конденсации целесообразно применять хорошую изоляцию паровых цилиндров и перегрев пара до 300°С . На подъем при паровых ретурных цилиндрах расходует-

* Чем больше пресс, тем больше конденсация пара во время рабочего хода.

ся около 20% пара от его расхода на рабочий ход. Таким образом, расход пара на рабочий и обратный ход

$$W = W_{\pi} n 1,62 K_1 K_2 1,2 = 2 W_{\pi} n K_1 K_2. \quad (398)$$

Обычно $K_1 = 0,25$ — для тяжелых прессов свыше 30 Мн (3000 тс) и 0,5 — для легких. $K_2 = 0,5—0,6$ — для прессов с усилием более 30 Мн (3000 тс) и 0,3—0,5 — для легких прессов с усилием менее 8 Мн (800 тс).

При гидравлическом подъеме расход пара в минуту определяют из уравнения (397) или по формуле

$$U = 1,62 \gamma_{\pi} W_{\pi} n K_1 K_2. \quad (399)$$

На подъем подвижных частей пресса при гидравлических ретурных цилиндрах и передвижение стола расходуется воды (л/мин) примерно

$$Q = W' 0,003 \cdot 1000 \quad \text{или} \quad Q = 4,9 W_{\pi} n K_1 K_2. \quad (400)$$

В табл. 18 приведены данные о мультипликаторах. При расчете паровых клапанов и паропровода можно принимать скорость пара в щели клапана: впускного — 80 м/сек насыщенного и 120 м/сек перегретого пара, выпускного — 30—40 м/сек; в трубопроводах: свежего пара — 50÷60 м/сек, выхлопного — 30÷40 м/сек.

В случае работы мультипликаторов на сжатом воздухе расход энергии уменьшается в 2 раза и более по сравнению с паровым вариантом.

§ 59. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРЕССЫ С ЭЛЕКТРОМУЛЬТИПЛИКАТОРОМ

В связи со сравнительно низким экономическим коэффициентом полезного действия прессов с паровым мультипликатором (1,5—2%) было предложено заменить мультипликатор с паровым приводом мультипликатором с приводом от электродвигателя с не меньшим числом ходов, чем у парогидравлического пресса. Первый такой мультипликатор был реечного типа (рис. 132). Однако ввиду сложности реверсивного электропривода и малой надежности в работе реечного механизма такие мультипликаторы не нашли распространения.

В последние 30 лет стали появляться конструкции мультипликаторов с приводом от кривошипного механизма (рис. 133). По этой системе насос с автоматическим выключателем, установленным на определенное давление 6—10 Мн/м² (60—100 атм) нагнетает жидкость в аккумулятор. Под этим давлением непрерывно находятся управляемые ретурные цилиндры пресса. Если через клапан I выпускать жидкость из рабочего цилиндра на слив (рукоятка в положении I—II), то ретурные цилиндры

Таблица 18

Примерная характеристика парогидравлических прессов и мультипликаторов

Усилие пресса, 0,01 Мн(тс)	Ход пресса, мм		Скорость об- ратного хода пресса, см/сек	Диаметр плун- жера муль- типликатора, мм	Диаметр пор- шня муль- типликатора, мм	Ход мульти- пликатора, мм	Объем парово- го мульти- пликатора, м ³	Число ходов в минуту (максимальное)	
	полный	единичный						шлихтовочных	единичных
200	600	90	45	110	700	750	0,29	до 120	39
300	610	90	45	125	750	825	0,364	до 120	32
400	685	100	40	120	950	1000	0,70	до 100	30
500	820	100	40	130	900	1050	0,67	60—100	28
600	800	125	40	150	900	1200	0,763	60—90	25
800	915	125	40	170	1150	1250	1,295	60—90	20—25
1000	1220	125	35	185	1250	1300	1,6	60—90	17—25
1200	1220	150	35	210	1300	1450	1,92	60—85	15—20
1500	1345	150	35	235	1400	1450	2,25	60—80	13—20
3000*	1520	200	30	295	2300	2400	10,0	50—60	8—10
6000**	2600	225	30	420	2430	2750	12,7	35—40	6—8
10 000***	3000	225	30	470	2800	3350	20,8	25	5—6
15 000****	3000	300	20	470(×2)	2800(×2)	3350(×2)	20,8(×2)	15—20	4—5

* Пресс имеет один рабочий цилиндр и три ступени усилия: 12, 20 и 30 Мн (1200, 2000 и 3000 тс) за счет трехступенчатого парогидравлического мультипликатора. Мультипликатор имеет двоясный плунжер (см. рис. 109, а). При работе только внутренней площадью (685 см²) развивается давление 40 Мн/м² (400 кг/см²); при работе только кольцевой площадью плунжера (1055 см²) получается давление 26,5 Мн/м² (265 кг/см²); при работе одновременно обеими площадями — 1,6 Мн/м² (160 кг/см²). Соответственно ступеням усилие единичный ход пресса 510, 310 и 200 мм.

** Пресс имеет три рабочих цилиндра и три ступени усилия: 25, 35 и 60 Мн (2500, 3500 и 6000 тс); соответственно величина единичного хода пресса 540, 385 и 225 мм.

*** Пресс имеет три рабочих цилиндра и три ступени усилия: 40, 60 и 100 Мн (4000, 6000 и 10 000 тс); соответственно величина единичного хода 565, 375 и 225 мм.

**** Пресс имеет три рабочих цилиндра и три ступени усилия: 60, 90 и 150 Мн (6000, 9000 и 15 000 тс); соответственно величина хода пресса от двух парогидравлических мультипликаторов 750, 570 и 300 мм.

начнут поднимать подвижные части пресса. Для остановки подвижных частей пресса в процессе их подъема следует закрыть клапан *1*. Тогда при закрытых клапанах *1* и *3* (рукоятка в положении *II—III*) выход жидкости из рабочих цилиндров прекратится. Система подвижных частей пресса остановится и под действием ретурных цилиндров будет удерживаться в поднятом положении.

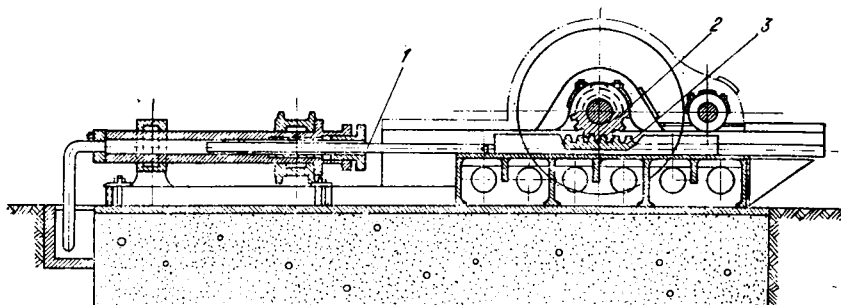


Рис. 132. Схема реечного электромультипликатора:

1 — плунжер; *2* — шестерня; *3* — рейка

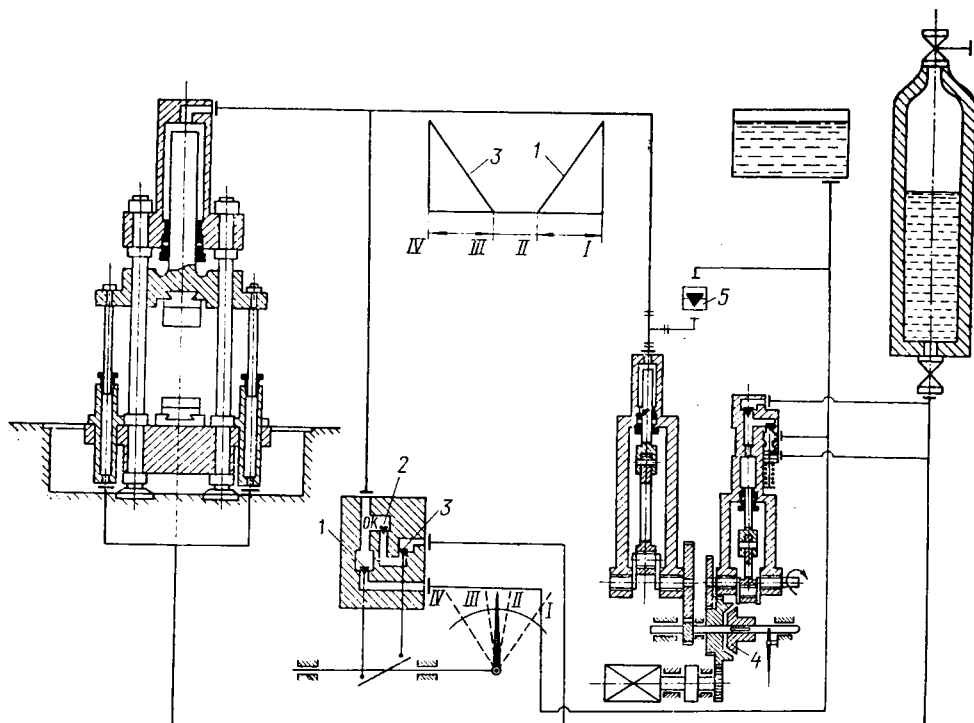


Рис. 133. Схема установки гидравлического пресса с кривошипным электромультипликатором

Если закрыть клапан 1 и открыть клапан 3 (положение рукоятки III—IV), то будет осуществляться холостой ход пресса (опускание подвижной траверсы) или рабочий ход от жидкости, поступающей из аккумулятора. После включения муфты 4 мультипликатора начнутся автоматические рабочие хода пресса без подъема его подвижных частей, т. е. последние будут с каждым ходом мультипликатора последовательно опускаться все ниже на одинаковый шаг, соответствующий единичному ходу пресса. Если при включенной муфте 4 закрыть оба клапана 1 и 3, то будут происходить автоматические хода пресса, каждый раз с подъемом его подвижных частей на величину, соответствующую единичному ходу, поскольку объем жидкости в системе «рабочий цилиндр — мультипликатор» остается постоянным. Обратный клапан 2 предотвращает выход воды из рабочего цилиндра обратно в аккумулятор через клапан 3. Для предохранения от перегрузки мультипликатора устанавливается клапан 5 предельного давления.

Эффективный к. п. д. пресса с кривошипным электромультипликатором при $\eta_{эд} \approx 0,9$ (к. п. д. электродвигателя); $\eta_{м\omega} \approx 0,82 \times (0,85 \div 0,93) = 0,7 \div 0,74$ (механический и объемный к. п. д. насоса); $\eta_{мм\omega_{м}} \approx 0,82 \cdot 0,95$ (механический и объемный к. п. д. кривошипного мультипликатора); $\eta_{\omega в} \approx 0,9$ объемный к. п. д. сети высокого давления; $\eta_{г} \approx 0,95$ гидравлический к. п. д. сети высокого давления; $\eta_{мп} \approx 0,85$ механический к. п. д. пресса; $\eta_{\omega р} \approx 0,98$ объемный к. п. д. рабочего цилиндра. $\eta_{э} = 0,9(0,7 \div 0,76) \cdot 0,82 \div 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,98 = 0,35 \div 0,38$. Экономический к. п. д. рассматриваемого гидравлического пресса примерно равен $\eta_{эк} = (0,35 \div 0,38) \cdot 0,21 = 0,07 \div 0,08$, или $\eta_{эк} = 7 \div 8\%$. Таким образом, гидравлический пресс с кривошипным мультипликатором имеет среднее значение $\eta_{эк}$ между $\eta_{эк}$ для пресса с насосно-аккумуляторным приводом и пресса с непосредственным приводом от насоса.

§ 60. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Станина, передвижной стол, выталкиватели. Гидравлические прессы усилием до 12 Мн (1200 тс) строят как со станиной рамного открытого типа (С-образной), так и рамного закрытого типа и колонные. Ковочные прессы усилием более 12 Мн (1200 тс) строят только колонного типа. Независимо от типа станины гидравлические прессы являются в силовом отношении замкнутой системой, т. е. при нагрузке силы поглощаются в самой системе пресса и не передаются на грунт. Только в момент соприкосновения верхнего инструмента с поковкой удар передается через опоры пресса на фундамент и грунт. Больших ударов следует избегать, так как они могут вызывать разрушение нижней поперечины пресса.

Для удобства работы прессы, начиная с усилия 5 Мн (500 тс), снабжают выдвижными столами (рис. 134). Передвижные столы позволяют заранее устанавливать на них различный требуемый по ходу процессаковки рабочий инструмент (бойки) и по мере надобности вводить его в рабочую зону прессы, иногда вместе со слитком, установленным для осадки. Передвижные столы у тяжелых прессов [усилием более 30 Мн (3000 тс)] бывают двусторонними, с передвижением за фасад и за тыльную сторону прессы. При наличии манипулятора*, а современные установки обязательно должны быть снабжены манипуляторами [манипуляторы строят грузоподъемностью до 1,5 Мн (150 тс), достаточно стола с односторонним выдвижением, поскольку площадка с фасадной стороны прессы занята манипулятором. Имеются прессы, оборудованные не только продольными столами, но и поперечными, служащими для перемещения инструмента в боковые стороны (см. рис. 134, б).

При наличии манипулятора у прессов, имеющих достаточный просвет для размещения передвижного стола с закрепленным на нем рабочим инструментом, передвижной стол можно устраивать поперечным, т. е. передвигающимся в боковые стороны.

Гидравлические цилиндры для передвижения стола часто изготавливаются поршневого типа. В противном случае необходимо устанавливать отдельные цилиндры для передвижения стола в одну и другую стороны (см. рис. 134, а). Усилие на плунжере (поршне) выдвижного стола составляет 1,5—3,5% (и даже 5%) от номинального усилия прессы. Ход плунжера (поршня) обычно меньше общего хода стола. Ход стола осуществляется за несколько ходов плунжера (поршня) с перецепкой его поперечины со столом при помощи пробки (стопора А, см. рис. 134). Для этого в столе (или промежуточной детали) имеется ряд промежуточных отверстий. Для фиксации правильного положения стола с инструментом в рабочей зоне прессы имеется специальный боковой гидравлический стопор-фиксатор. Направляющие стола должны быть хорошо защищены от попадания на них окалины.

Прессы снабжают также нижними гидравлическими выталкивателями, располагаемыми в основании прессы по центральной его оси или вне рабочего пространства прессы (см. рис. 134, а) для выталкивания поковки из нижнего инструмента, выдвинутого на столе прессы. Усилие выталкивателя составляет 2,5—6% от номинального усилия прессы. Сальниковое уплотнение плунжера выталкивателя должно быть обращено вниз во

* Более современные установки прессов имеют по два манипулятора: один — с фасадной, а другой — с тыльной стороны. Имеются также установки с двумя манипуляторами разной грузоподъемности: манипулятор большей грузоподъемности расположен с фасада и предназначен для управления поковкой, а манипулятор меньшей грузоподъемности расположен сбоку прессы и предназначен для подачи накладного инструмента.

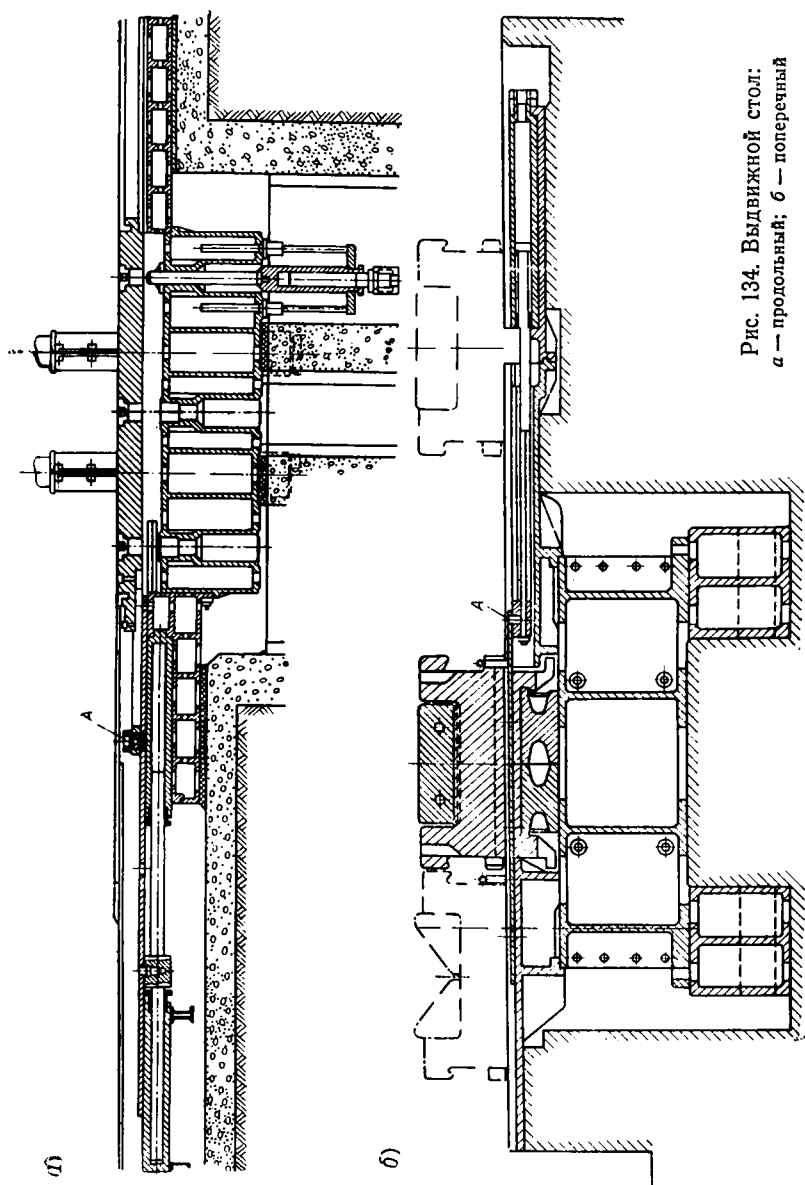


Рис. 134. Выдвижной стол:
 а — продольный; б — поперечный

избежание попадания окалины. Для этого плунжер устраивают неподвижным, закрепленным колонками в нижней неподвижной поперечине пресса, а цилиндр — подвижным (см. рис. 134, а), осуществляющим выталкивание.

У тяжелых прессов сбоку на верхней неподвижной поперечине имеются специальные гидравлические цилиндры для подвески и подъема накладного инструмента.

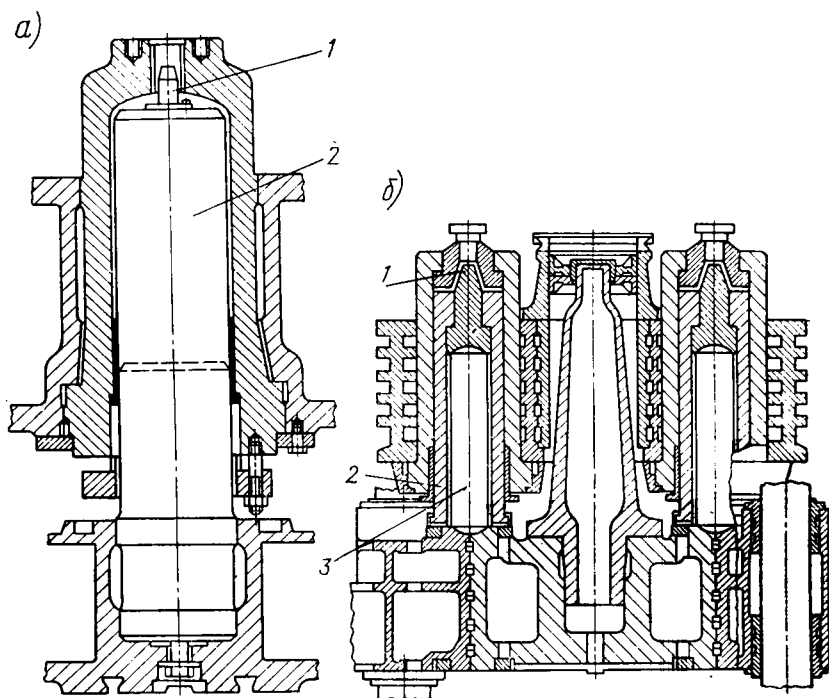


Рис. 135. Рабочие цилиндры пресса:

а — со сплошным плунжером; б — с пустотелыми плунжерами, имеющими промежуточные стержни; холостый направляющий цилиндр

Цилиндры и плунжеры. В современных гидравлических прессах применяют рабочие и ретурные цилиндры главным образом плунжерного типа, так как они имеют более надежные уплотнения, чем цилиндры поршневого типа. Цилиндры поршневого типа работают достаточно удовлетворительно только на прессах с индивидуальным приводом от масляных (ротационных) насосов. В этом случае уплотнение скользит по поверхности цилиндра, заполненного маслом, вследствие чего износ его значительно уменьшается.

В рабочий цилиндр плунжерного типа жидкость подводится, как правило, через отверстие, расположенное по оси днища. Здесь же устраивают дроссель-тормоз в виде стержня 1 на плун-

жере 2, перекрывающего отверстие в днище (рис. 135) для выхода жидкости в конце хода при подъеме подвижных частей пресса. Применение вставных днищ для цилиндров при давлении жидкости 200 Мн/м^2 (200 *ати*) и выше нельзя считать целесообразным из-за упругой деформации цилиндров и нарушения вследствие этого герметичности места соединения днища с цилиндром.

У небольших прессов, использующих давление жидкости менее 200 *ати*, цилиндры могут отливаться совместно с неподвижной поперечиной [стальное литье $\sigma_b = 5 \text{ Мн/м}^2$ ($50 \div 60 \text{ кг/см}^2$), $\delta \approx 16\%$]. Для давления жидкости 20 Мн/м^2 (200 *ати*) и выше применяют только кованные цилиндры из стали 35—45 и стали, легированной никелем (Ni 1,5%).

Кованные цилиндры вставляют в соответствующие направляющие гнезда в поперечине и закрепляют в ней при помощи фланца и болтов, иногда через накладки (см. рис. 135, а). Усилие от давления на дно цилиндра воспринимается его фланцем, рассчитываемым на смятие и на срез.

Внутренний диаметр D_b цилиндра выполняется на 10—15 мм больше диаметра плунжера. Последний направляется в цилиндре при помощи вставной бронзовой (или биметаллической) втулки (см. рис. 135, а), к торцу которой прижимается уплотнение.

Наружный диаметр D_n цилиндра определяют по формуле

$$D_n = D_b \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p \sqrt{3}}}, \quad (401)$$

где D_b — внутренний диаметр цилиндра, *м* (*см*); $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на разрыв материала цилиндра, Мн/м^2 (кг/см^2); p — давление жидкости в цилиндре, Мн/м^2 (кг/см^2).

Так как внутренний диаметр D_b цилиндра мало отличается от диаметра плунжера D_n , можно принять, что $D_b = D_n$. Но

$$\frac{\pi D_n^2}{4} p = P,$$

здесь P — усилие плунжера от давления на него жидкости, *Мн* (*кг*). Отсюда

$$D_b \approx D_n = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}}. \quad (402)$$

Обозначив $p = x[\sigma]$ и подставив выражение D_b из формулы (402) в формулу (401), найдем

$$D_n = \sqrt{\frac{4P}{\pi x[\sigma]}} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - x[\sigma] \sqrt{3}}}.$$

После преобразования и сокращения получим

$$D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} \sqrt{\frac{1}{x - x^2\sqrt{3}}}. \quad (403)$$

При каком-то значении x наружный диаметр $D_{\text{н}}$ цилиндра имеет минимальную величину, и, следовательно, при заданном внутреннем диаметре $D_{\text{в}}$ вес цилиндра окажется наименьшим. Чтобы найти это значение для x , необходимо приравнять первую производную выражения для $D_{\text{н}}$ по x к нулю:

$$\sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} \frac{-(1 - 2x\sqrt{3})}{2\sqrt{x - x^2\sqrt{3}}} = 0, \text{ или } \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} \frac{(2x\sqrt{3} - 1)}{2\sqrt{x - x^2\sqrt{3}}} = 0.$$

Дробь может быть равна нулю, если числитель равен нулю или знаменатель равен бесконечности. Знаменатель, состоящий из конечной величины, не равен бесконечности. Следовательно, числитель дроби равен нулю, т. е. $2x\sqrt{3} - 1 = 0$, откуда $x = 1/(2\sqrt{3}) = 0,29$. Таким образом, наименьший наружный диаметр $D_{\text{н}}$ и вес цилиндра получаются при

$$p = 0,29[\sigma]. \quad (404)$$

У ретурных цилиндров гидравлических прессов желательно, а в некоторых случаях обязательно (см. рис. 124), устанавливать предохранительный клапан на случай, если при жидкости, запертой в ретурных цилиндрах, в рабочие цилиндры будет поступать жидкость высокого давления вследствие неисправности или неправильной наладки распределительных клапанов. Жидкость высокого давления, воздействуя на рабочие плунжеры, вызовет повышение давления в ретурных цилиндрах до опасных пределов, способных разорвать эти цилиндры. Пружина предохранительного клапана регулируется таким образом, чтобы при повышении давления в ретурном цилиндре на 25—30% выше давления в аккумуляторе, предохранительный клапан открывался для выпуска жидкости из ретурных цилиндров на слив.

Плунжеры выполняют в основном пустотелыми (см. рис. 135, б) и только для малых прессов — сплошными (см. рис. 135, а). Рабочую поверхность плунжеров тщательно шлифуют и полируют для лучшей работы уплотнения.

Чтобы при нецентральной нагрузке пресса возникающий опрокидывающий момент не вызывал воздействия плунжеров на направляющую втулку цилиндра и на уплотнение, плунжеры у современных прессов устраивают с промежуточным стержнем 3 (см. рис. 135, б), имеющим на концах шаровые опорные поверхности. Жесткое крепление рабочих плунжеров в подвижной тра-

версе допустимо только у одноцилиндровых прессов небольшого номинального усилия (см. рис. 135, а).

Для разгрузки колонн при эксцентричных нагружениях прессы у современных тяжелых прессов устраивают холостые направляющие цилиндры поршневого типа, расположенные центрально (см. рис. 135, б). Поршни не имеют уплотнений и связаны шарнирно со специальным хвостовиком подвижной траверсы. В некоторых выполненных ранее конструкциях эти цилиндры одновременно используют как рабочие, но это не рационально и приводит к быстрому расстройству уплотнения на поршне.

У весьма мощных штамповочных гидравлических прессов, например, у прессов усилием 500—750 Мн (50 000 и 75 000 тс) для разгрузки колонн установлены автоматически управляемые цилиндры, компенсирующие эксцентричное нагружение прессы.

Колонны прессы. Колонны связывают верхнюю и нижнюю поперечины. Одновременно они служат для направления подвижной траверсы прессы и восприятия не только растягивающего усилия, но и опрокидывающего момента, возникающего при эксцентричной нагрузке прессы. Даже при центральной нагрузке они как элемент упругой рамы работают на сложное сопротивление — растяжение и изгиб.

Колонны изготавливают коваными. Сплошными их выполняют при диаметре до 800 мм. В более крупных колоннах иногда высверливают осевое отверстие диаметром 150—300 мм, а отверстия диаметром более 350 мм получают ковкой с оправкой. Пустотелые колонны иногда стягивают болтами (рис. 136). Если площадь поперечного сечения этих колонн равновелика площади поперечного сечения сплошных колонн, то пустотелые колонны имеют больший момент сопротивления, что является их преимуществом. Конструкция колонн бывает с буртами 2 (рис. 137, а), имеющими конусные посадочные сходы 1, и без буртов (рис. 137, б). В последнем случае колонны затягивают у каждой неподвижной поперечины (нижней и верхней) двумя гайками —

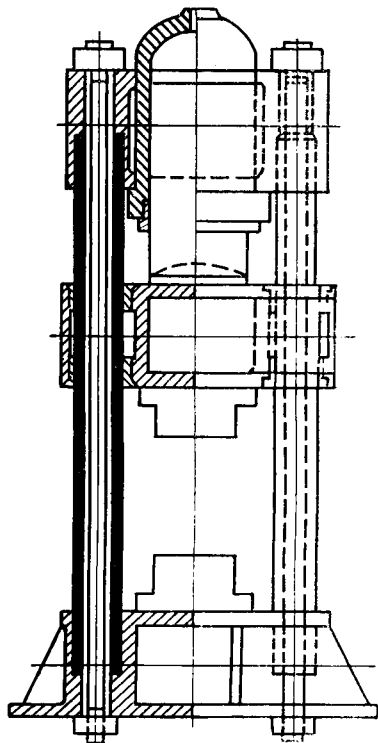


Рис. 136. Схема прессы с распорными колоннами

внутренней 2 и наружной 1. Для средних и крупных прессов применяют стальные литые гайки, разъемные по диаметральной плоскости и стянутые болтами. Посадочные гнезда в верхней и нижней поперечинах имеют диаметр на 1—2 мм больший, чем центрирующие части колонн.

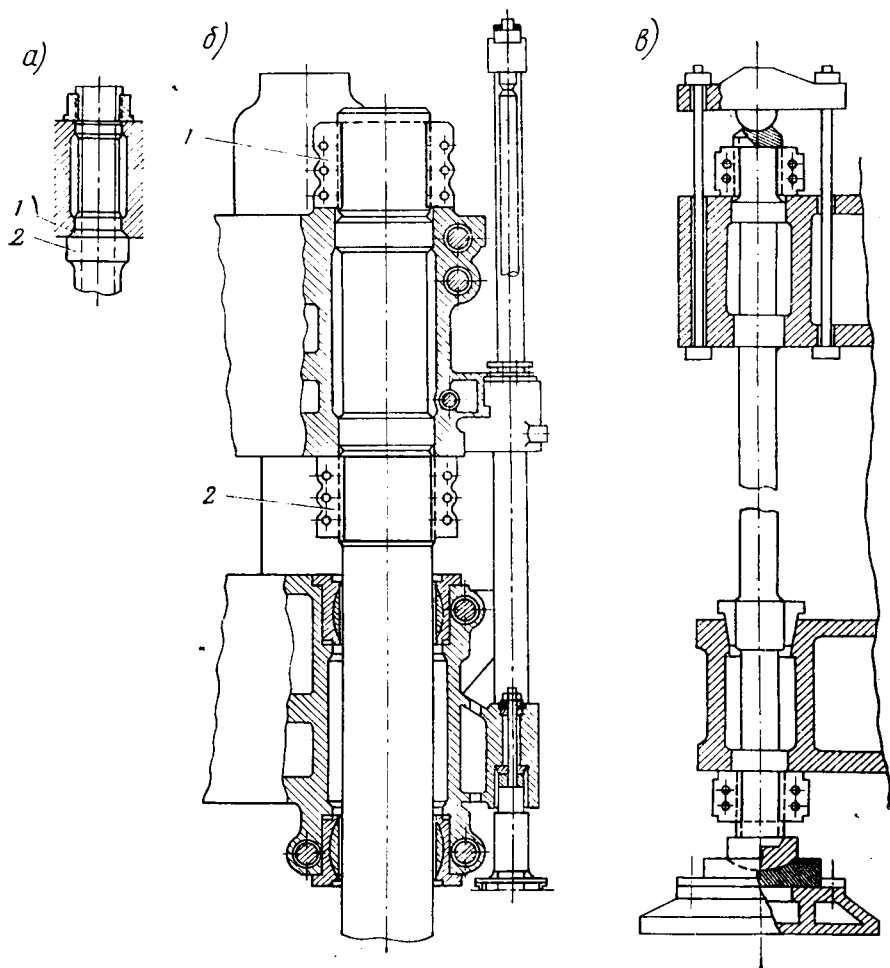


Рис. 137. Схема закрепления колонн:

а — колонны с буртом; б — колонны без бурта; в — колонны с опорой на фундамент и подвесной верхней поперечиной

Для затяжки колонн, не имеющих буртов, крайние гайки у всех колонн устанавливают на одинаковом расстоянии. Затем пресс нагружают усилием на 20—30% больше номинального и внутренние гайки затягивают до отказа.

Затяжка гаек на колоннах, имеющих бурты, требует предварительного разогрева затягиваемого участка колонн. Для этого применяют перегретый пар, пламя горелок или раскаленные прутья металла. Нагревают колонны через осевые сверления на длине затягиваемой части; на концах сплошных колонн для этого делают осевые сверления диаметром 40—60 мм на соответствующую глубину. Расстояние между опорами буртов на всех колоннах пресса должно быть выдержано с допуском $\pm 0,1$ мм.

Применение колонн без буртов может привести к перекосам неподвижных поперечин в результате неточностей, допущенных при затяжке колонн, а следовательно, и к возникновению дополнительного изгибающего их момента. Поэтому опорные гайки таких колонн следует устанавливать особенно тщательно. На контакте гайки с поперечиной удельная нагрузка допускается до 80 Мн/м^2 (800 кг/см^2).

При работе пресс всегда имеет некоторую качку, сопровождающуюся иногда срывом резьбы у нижних внутренних гаек.

В ряде конструкций прессов колонны имеют опоры через башмаки на фундаменте (рис. 137, в). При этом нижние внутренние гайки оказываются излишними; вместо них закладывают разрезные конические втулки, центрирующие колонну и предохраняющие гнездо поперечины для колонн от попадания окалины и других частиц. В последнее время стали применять верхнюю неподвижную поперечину подвешенного типа (см. рис. 137, в) с опорами на торцы колонн. Гайки колонн в этом случае затягивать не требуется. Необходимо лишь обеспечить, чтобы опорные поверхности соответствующих гаек находились в одной плоскости с допуском не более $\pm 0,1$ мм и одновременно расстояние между гайками каждой колонны было выдержано с допуском не более 0,2 мм.

Принимая во внимание возможный эксцентриситетковки (штамповки), следует принимать максимальное растягивающее усилие P , приходящееся на одну колонну, равным

$$P = \psi P_n = 1,3 \frac{P_n}{z}, \quad (405)$$

где P_n — номинальное усилие пресса, Мн (кг); z — число колонн.

При $z=4$ $P=0,325 P_n$. На эту силу следует рассчитывать упругую деформацию колонны при ее затяжке. Расчет колонн на прочность ведут на сложное сопротивление. Усилие, растягивающее колонну, находят по формуле (405). Изгибающий момент, действующий на каждую колонну

$$M_d = P_n e x, \quad (406)$$

где e — эксцентриситетковки, м (см); x — коэффициент, зависящий от положения подвижной поперечины и конструктивной схемы пресса согласно рис. 138 и табл. 19.

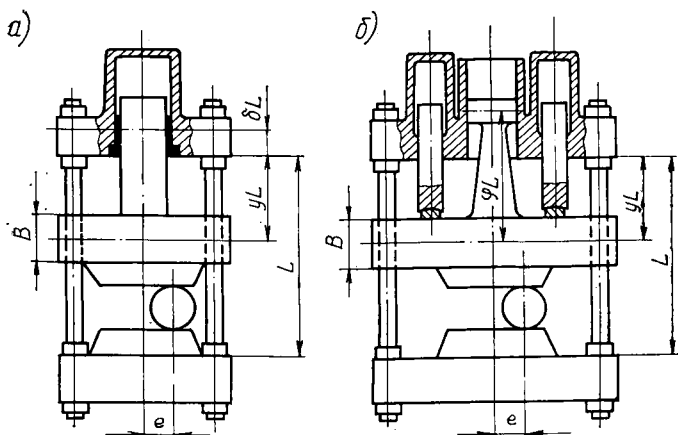


Рис. 138. Типовые схемы вертикальных гидрокпрессов:
 а — четырехколонный, одно- или трехцилиндровый пресс с центральным плунжером, жестко закрепленным в подвижной траверсе; б — четырехколонный пресс, трехцилиндровый с центральным направляющим цилиндром и боковыми шарнирно закрепленными плунжерами

Таблица 19

Коэффициент x для расчета колонн прессы

у	Для прессы типа а			Для прессы типа б			
	$\delta=0,05$	$\delta=0,15$	$\delta=0,55$	$\varphi=0,55$	$\varphi=0,6$	$\varphi=0,65$	$\varphi=0,7$
0,2	0,308	0,256	0,226	0,140	0,128	0,118	0,110
0,3	0,287	0,251	0,223	0,183	0,167	0,155	0,144
0,4	0,257	0,232	0,221	0,211	0,193	0,178	0,166
0,5	0,227	0,208	0,192	0,227	0,208	0,192	0,179
0,6	0,198	0,184	0,172	0,235	0,215	0,198	0,184

Данные табл. 19 относятся к четырехколонным прессам. Для двухколонных прессов эти данные следует увеличить вдвое. Напряжение от растягивающего усилия

$$\sigma_p = \frac{0,325 P_H}{F_K}, \quad (407)$$

где F_K — площадь поперечного сечения колонны, $см^2$ ($м^2$).

Напряжение растяжения от изгибающего момента:

$$\sigma_p' = \frac{M_H}{W}.$$

При сплошном сечении колонн, имеющих диаметр D_K ,

$$\sigma_p' = \frac{M_H}{0,1 D_K^3} \quad (408)$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_\Sigma = \frac{0,325 P_H}{F_K} + \frac{P_H e x}{0,1 D_K^3} \quad (409)$$

При кольцевом сечении колонны с осевым отверстием диаметром d_K имеем

$$\sigma_p' = \frac{M_H 32 D_K}{\pi (D_K^4 - d_K^4)} \quad (410)$$

и

$$\sigma_\Sigma = \frac{0,325 P_H}{F_K} + \frac{P_H e x 32 D_K}{\pi (D_K^4 - d_K^4)} \quad (411)$$

Допускаемое напряжение в колоннах, изготовленных из стали, содержащей 0,3—0,35 углерода и 1,5—2,0% никеля, исходя из их жесткости, $[\sigma] \approx 120—160 \text{ Мн/м}^2$ ($1200—1600 \text{ кг/см}^2$).

У весьма мощных прессов колонны получаются такого веса, что невозможно перевозить их по железным дорогам. Например, если бы колонны у штамповочного прессы усилием 500 Мн (50 000 тс) имели круглое сечение (количество колонн 6), то каждая весила бы 3,3 Мн (330 тс). Для изготовления колонны потребовался бы слиток более 4,0 Мн (400 тс), поэтому у такого прессы колонны изготовлены из трех пластин толщиной 355 мм каждая, шириной 1270 мм и в головке анкерного типа шириной 2540 мм. Длина колонны — 38,53 м.

Данные для расчета трубопроводов у гидравлических прессов. Для гидравлических прессов сечение в свету трубопроводов сети высокого давления рассчитывают, исходя из скорости движения воды на участке трубопровода от аккумулятора до распределительной коробки, равной $4 \div 10 \text{ м/сек}$, и от распределительной коробки до цилиндра прессы — $6 \div 15 \text{ м/сек}$, а в сети низкого давления — $2,5 \div 5 \text{ м/сек}$.

Трубопроводы высокого давления изготовляют стальные цельнокатаные из углеродистой стали с пределом прочности

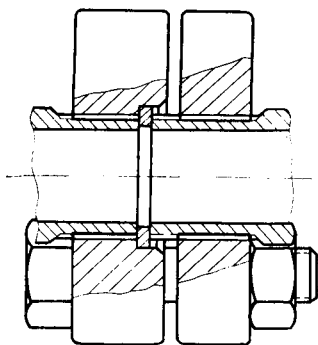


Рис. 139. Схема соединения трубопровода высокого давления

$\sigma_v = 550 \text{ Мн/м}^2$ (45—55 кг/мм^2). Трубы соединяют при помощи фланцев, навинченных на трубы. Фланцы стягивают болтами из стали 35, причем для уплотнения между трубами устанавливают кольцо из красной меди (рис. 139).

В настоящее время техника сварки достигла такого совершенства, что можно рекомендовать применение магистрального сварного трубопровода. После сварки трубопровод необходимо тщательно прочистить от застывших на внутренних стенках и швах капелек металла. В противном случае эти капельки потоком жидкости могут быть занесены в зазор между клапаном и седлом. Вследствие этого клапан нельзя будет закрыть, что приведет к порче поковки или даже к аварии пресса. Сварной трубопровод доставляет значительно меньше хлопот при эксплуатации.

§ 61. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основными деталями механизма у всех кривошипных машин являются кривошипный вал, шатун и ползун. Тип кривошипного вала (чисто кривошипный, коленчатый или эксцентриковый, рис. 140) для кинематики машины (путь ползуна, его скорость и ускорение) никакого значения не имеет, и поэтому в первую очередь рассмотрим кинематику кривошипного механизма, общую для всех кривошипных машин.

Общим для большинства кузнечных кривошипных машин является также метод определения крутящего момента, потребляемого на кривошипном (коренном) валу. Лишь некоторые виды кривошипных прессов (с чисто кривошипным валом — рис. 140, а) имеют специфику в определении потребляемого крутящего момента, которую рассмотрим отдельно.

Для эксплуатации кузнечных машин большое значение имеет выяснение условий, обеспечивающих получение наиболее высокого коэффициента полезного действия машины. Наряду с этим необходимо обеспечивать условия, приводящие к наибольшей производительности труда при работе на машине. Метод определения коэффициента полезного действия для большинства кривошипных машин общий. Поэтому прежде чем приступить к изучению отдельных типов кривошипных машин, рассмотрим общие вопросы, относящиеся к подавляющему большинству машин. В основном остановимся на одношатунных машинах, однако в ряде случаев приводимые далее положения можно использовать и при изучении многшатунных машин.

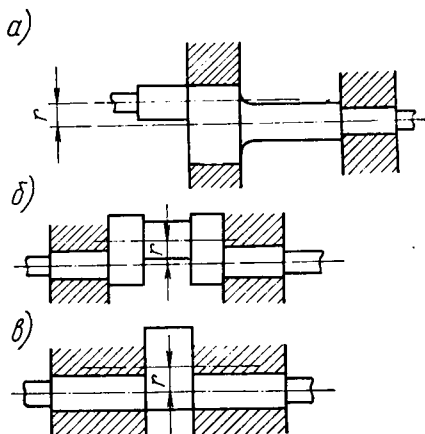


Рис. 140. Типы кривошипных валов:
а — чисто кривошипный; б — коленчатый;
в — эксцентриковый; r — радиус кривошипа

§ 62. ПУТЬ ПОЛЗУНА

Введем следующие обозначения (рис. 141): r — радиус кривошипа, *см*; α — угол поворота кривошипа от крайнего заднего его положения, *град*; l — длина шатуна, *см*. Отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна $\lambda = r/l$. Из треугольника OAd имеем $Ad = r \sin (180 - \alpha) = r \sin \alpha$.

Из треугольника $AB_x d$: $Ad = l \sin \beta$; отсюда $r \sin \alpha = l \sin \beta$ или

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha \quad \text{или} \quad \sin \beta = \lambda \sin \alpha; \quad (412)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \quad (413)$$

При крайнем заднем и переднем положениях малая головка шатуна будет занимать соответственно положения B_1 и B_2 (см. рис. 141). На пути от положения B_1 до положения B_2 малая го-

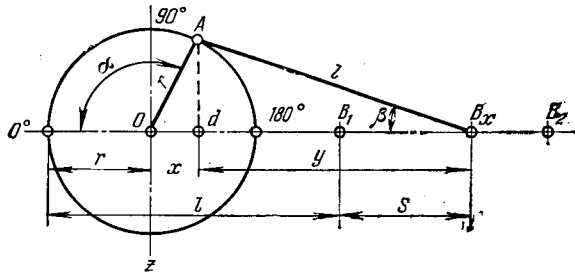


Рис. 141. Кривошипно-шатунный механизм

ловка будет занимать промежуточное текущее положение B_x . Путь, пройденный ползуном от крайнего заднего положения (точка B_1), в каждый данный момент (точка B_x) определится так: $l + S = r + x + y$, откуда $S = r + x + y - l$. Из треугольника OAd имеем $x = r \cos (180 - \alpha)$ или $x = -r \cos \alpha$.

При $\alpha < 90^\circ$ x имеет отрицательное значение (будет лежать влево от вертикальной оси OZ). При $\alpha > 90^\circ$ $\cos \alpha$ имеет отрицательное значение и, следовательно, x будет положительным (лежит вправо от вертикальной оси OZ). Из треугольника $AB_x d$ находим $y = l \cos \beta$. Поскольку из уравнения (413) $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$, то

$$S = r - r \cos \alpha + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - l,$$

или

$$S = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{l}{r} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - \frac{l}{r} \right).$$

Принимая во внимание, что $l/r=1/\lambda$, после преобразования найдем

$$S = r \left[1 - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right]. \quad (414)$$

Уравнение (414) дает точную математическую зависимость между величиной пути S ползуна и углом α поворота кривошипа.

Если разложить $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ в ряд по биному Ньютона, получим

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \alpha)^2 + \frac{1}{8} (\lambda \sin \alpha)^4 + \dots$$

Величина λ не превышает 0,3, а $\sin \alpha$ имеет наибольшее значение при $\alpha=90^\circ$. Принимая указанные максимальные значения λ и α , найдем $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - 0,045 - 0,0010 - \dots$. С достаточной для практических вычислений степенью точности можно ограничиться двумя первыми членами ряда, тогда

$$S = r \left[1 - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} \left(1 - 1 + \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha \right) \right]$$

или

$$S = r \left(1 - \cos \alpha - \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right). \quad (415)$$

Так как

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\alpha),$$

то упрощенное выражение для S можно представить иначе:

$$S = r \left[1 - \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (416)$$

§ 63. СКОРОСТЬ ПОЛЗУНА

Скорость ползуна можно определить как первую производную пути по времени. Принимая во внимание формулу (414),

$$v = \frac{d \left\{ r \left[1 - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right] \right\}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \quad (417)$$

откуда

$$v = r \left(\sin \alpha - \frac{2 \lambda \sin \alpha \cos \alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \frac{d\alpha}{dt}.$$

Поскольку $2 \sin \alpha \cos \alpha = \sin 2\alpha$, то

$$v = r \left(\sin \alpha - \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \frac{d\alpha}{dt}. \quad (418)$$

При ходе машины без нагрузки практически вал вращается равномерно с постоянным номинальным числом оборотов n_0 , тогда и угловая скорость $(d\alpha/dt)$ будет равна постоянной величине:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{\pi n_0}{30} \quad \text{и}$$

$$v = r\omega \left(\sin \alpha - \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right), \quad (419)$$

или

$$v = r \frac{\pi n_0}{30} \left(\sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right). \quad (420)$$

Ввиду близкого к единице значения $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ можно принять

$$v = \frac{\pi n_0 r}{30} (\sin \alpha - 0,5 \lambda \sin 2\alpha).$$

При рабочем ходе машины число оборотов маховика и коренного вала снижается вследствие расхода энергии. Например, при

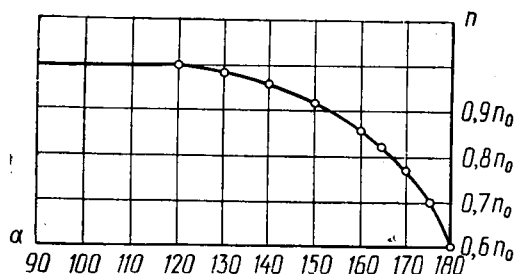


Рис. 142. График изменения числа оборотов кривошипного вала при нагрузке машины;
 $n_0 = 30$ об/мин; $r = 16,5$ см; $\lambda = 0,3$

нормальной нагрузке горизонтальноковочной машины число оборотов к концу рабочего хода падает на 40 и даже 60%, причем кривая нарастания перепада числа оборотов имеет гиперболический характер (рис. 142). Для нахождения скорости ползуна в каждый момент рабочего хода можно в формуле для v принимать число обо-

роты коренного вала, соответствующее данному углу поворота с учетом перепада. Например, если начало рабочего хода (нача-

ло деформации обрабатываемой заготовки) соответствует углу поворота коренного вала $\alpha=120^\circ$ (см. рис. 142) и к концу рабочего хода число оборотов снизится на 40% против номинального (т. е. будет составлять $0,6 n_0$), то при определении ω число оборотов вала следует принимать в соответствии с графиком, показанным на рис. 142 (при $\alpha=175^\circ n=0,7 n_0$; при $\alpha=170^\circ n=0,76 n_0$ и т. п.).

По сравнению со скоростью ползуна при холостом ходе (число оборотов постоянное и равное n_0 ; см. кривую 1 на рис. 143) скорость ползуна с учетом числа оборотов вала при нагрузке (кривая 2) в некоторые мгновения довольно значительно отличается (например, по рис. 143 при $\alpha=160^\circ$ — 15% и т. п.). Однако наибольшая разница приходится на малые абсолютные значения скорости и поэтому на средней скорости рабочего хода это почти не отражается (на рис. 143 средняя скорость уменьшилась примерно на 7%).

Из уравнения (420) следует, что скорость движения ползуна является функцией угла поворота кривошипного вала и зависит от числа оборотов последнего, от радиуса кривошипа и отношения его размера к длине шатуна ($\lambda=r/l$). Как видно на рис. 143, максимум скорости наблюдается не при $\alpha=90^\circ$, что было бы при шатуне бесконечной длины, а сдвинут вперед (на рис. 143 при $\alpha=105^\circ$).

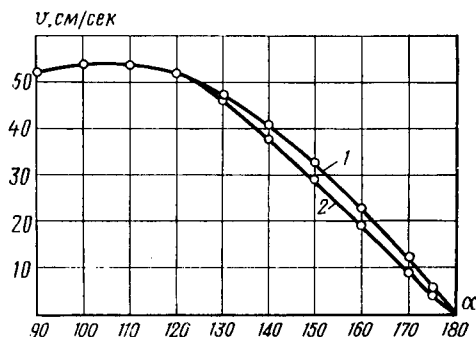


Рис. 143. График изменения скорости ползуна кривошипной машины:

1 — при постоянном значении числа оборотов;
2 — с учетом падения числа оборотов с $n_0 = 30$ об/мин до $0,6n_0 = 18$ об/мин; $r=16,5$ см; $\lambda=0,3$

§ 64. УСКОРЕНИЕ ПОЛЗУНА

Ускорение является первой производной скорости по времени. Принимая во внимание уравнение (419), имеем

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d \left[\omega r \left(\sin \alpha - \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \right]}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \quad (421)$$

откуда

$$j = \omega r \left[\cos \alpha - \frac{\lambda}{2} \times \right. \\ \left. \times \frac{2 \cos 2\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \sin 2\alpha \frac{\lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}}{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \frac{d\alpha}{dt}.$$

После приведения к общему знаменателю выражения в круглых скобках получим

$$j = \omega r \left[\cos \alpha - \frac{\lambda [2 \cos 2\alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) + \sin 2\alpha \lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha]}{2 (\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right] \frac{d\alpha}{dt}.$$

При неизменном числе оборотов $(d\alpha)/(dt) = \omega$, принимая во внимание, что $\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cos \alpha$ и $\cos 2\alpha = 1 - 2 \sin^2 \alpha$, имеем

$$j = \omega^2 r \left\{ \cos \alpha - \frac{\lambda [(1 - 2 \sin^2 \alpha) (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) + \lambda^2 \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha]}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right\}.$$

Прибавив и вычтя в числителе дроби $\cos^2 \alpha$, после преобразования получим

$$j = \omega^2 r \left[\cos \alpha - \lambda \frac{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) (1 - 2 \sin^2 \alpha) - \cos^2 \alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) + \cos^2 \alpha}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right]$$

или

$$j = \omega^2 r \left[\cos \alpha - \lambda \frac{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) (1 - 2 \sin^2 \alpha - \cos^2 \alpha) + \cos^2 \alpha}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right].$$

Принимая во внимание, что $1 - \cos^2 \alpha = \sin^2 \alpha$ и изменив знак у второго члена, найдем

$$j = \omega^2 r \left[\cos \alpha + \lambda \frac{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) \sin^2 \alpha - \cos^2 \alpha}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right]$$

или окончательно:

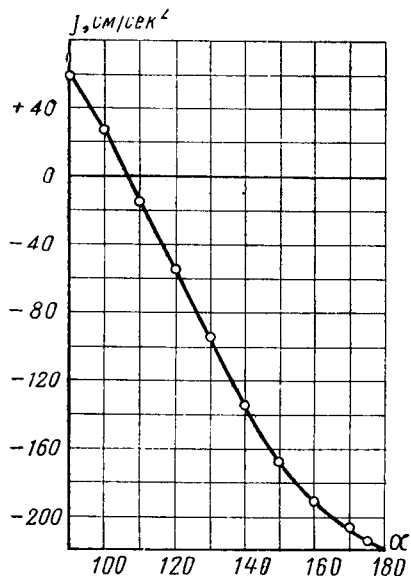
$$j = \frac{\pi^2 n_0^2}{30^2} r \left[\cos \alpha + \lambda \frac{\sin^2 \alpha (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha) - \cos^2 \alpha}{(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})^3} \right]. \quad (422)$$

Уравнение (422) действительно для определения ускорения ползуна при постоянном числе оборотов коренного вала. Графически это уравнение для частного случая представлено на рис. 144, но характер изображенной кривой имеет общее значение.

Ввиду близкого к единице значения $1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha$ и принимая во внимание, что $\sin^2 \alpha = -\cos^2 \alpha = -\cos 2\alpha$, уравнение (422) в упрощенном виде

$$j = \frac{\pi^2 n_0^2}{30^2} r (\cos \alpha - \lambda \cos 2\alpha). \quad (423)$$

Рис. 144. График изменения ускорения ползуна кривошипной машины; $n_0 = 30$ об/мин, $r = 16,5$ см; $\lambda = 0,3$



§ 65. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА КРИВОШИПНОМ ВАЛУ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КРИВОШИПНЫХ МАШИН

Согласно теории механизмов и машин, усилие, действующее по шатуну P_{AB} , вследствие моментов трения в опорах головок шатуна отклонится от направления, соответствующего его геометрической оси, и будет направлено по общей касательной к кругам трения (рис. 145) малой (шарнир B) и большой головки

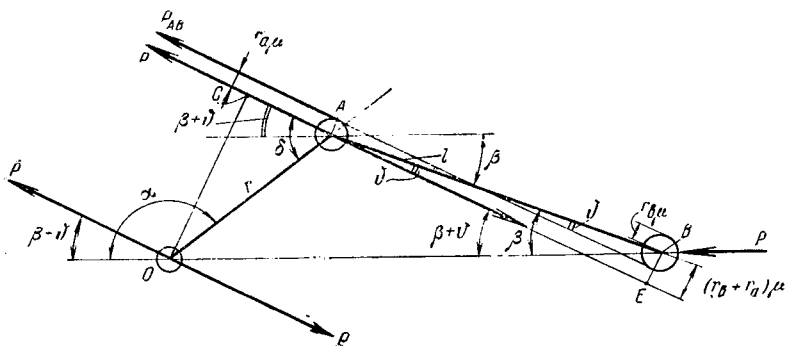


Рис. 145. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме с учетом сил трения в шарнирах

шатуна (шейка кривошипа A). Обозначим через r_o , r_a и r_b соответственно радиусы в опорах O коренного вала, в шейке кривошипа A и в опоре малой головки шатуна B и через μ — коэффициент трения в цапфах O , A и B . В малой головке шатуна радиус круга трения равен μr_b , а у большой головки шатуна — μr_a . Таким образом, усилие P_{AB} , действующее по шатуну, будет направлено под углом θ к оси шатуна AB . Сила P_{AB} , действующая по шатуну,

$$P_{AB} = \frac{P}{\cos(\beta + \theta)},$$

где P — усилие на ползуне, соответствующее сопротивлению поковки при выполнении технологической операции, приходящейся на данный шатунно-кривошипный механизм, M_n (тс).

$\cos(\beta + \theta)$ близок к единице; значение $\cos(\beta + \theta)$ будет минимальным при $\alpha = 90^\circ$.

Поэтому можно с достаточной точностью для практических целей принять

$$P_{AB} = P. \quad (424)$$

Приложим к центру головки A две противоположно направленные силы, параллельные и равные силе $P_{AB} = P$. Тогда получим пару сил $P r_{a\mu}$ и силу P , проходящую через центр шарнира A . Далее приложим к центру O опор вала также две противоположно направленные силы, параллельные и равные силе $P_{AB} = P$, по-

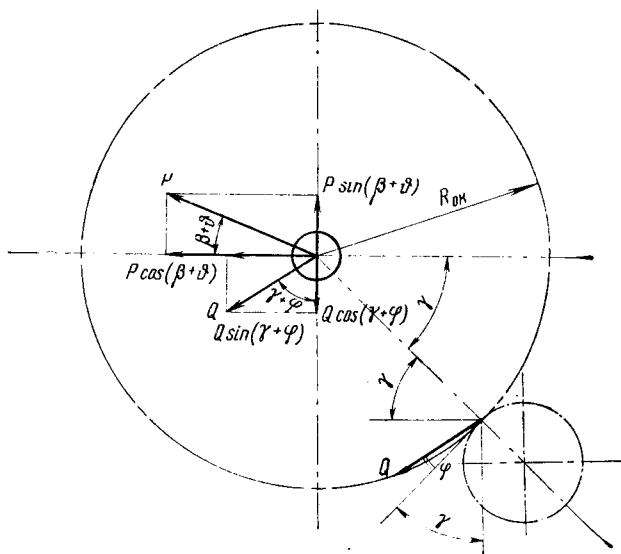


Рис. 146. Схема усилий, действующих на опоры кривошипного вала со стороны большой шестерни и шатуна

лучим пару сил P с плечом $\overline{OC}$ и силу $P_{AB}=P$. Эта сила совместно с окружающим усилием Q (рис. 146) на зубьях шестерни коренного вала прижимает цапфы вала к подшипникам. В опорах вала возникают реакции N_I и N_{II} , вследствие чего появится момент трения $N_I r_{0I} \mu + N_{II} r_{0II} \mu$, где r_{0I} и r_{0II} — радиусы опорных шеек коренного вала в опорах I и II (рис. 147). Таким образом, крутящий момент $M_{кр}$, развиваемый на коренном валу машины, должен равняться

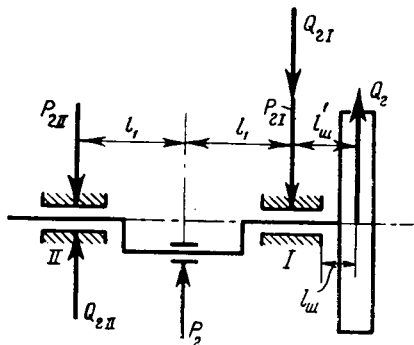


Рис. 147. Схема распределения горизонтальных составляющих реакций в опорах кривошипного вала у горизонтальных машин

$$M_{кр} = Pr_a \mu + P \overline{OC} + N_I r_{0I} \mu + N_{II} r_{0II} \mu. \quad (425)$$

Из треугольника OCA (см. рис. 145) имеем

$$\overline{OC} = r \sin \delta, \quad (426)$$

где $\sin \delta = \sin(\pi - \alpha + \beta + \vartheta) = \sin[\alpha - (\beta + \vartheta)] = \sin \alpha \cos(\beta + \vartheta) - \sin(\beta + \vartheta) \cos \alpha = \sin \alpha (\cos \beta \cos \vartheta - \sin \beta \sin \vartheta) - \cos \alpha (\sin \beta \cos \vartheta + \sin \vartheta \cos \beta)$.

Так как углы β и ϑ имеют небольшую величину, можно принять $\cos \beta = 1$ и $\cos \vartheta = 1$. Учитывая, что, согласно (412), $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, имеем $\sin \delta = \sin \alpha - \lambda \sin^2 \alpha \sin \vartheta - \lambda \sin \alpha \cos \alpha - \cos \alpha \sin \vartheta$. Поскольку $\sin \alpha \cos \alpha = 0,5 \sin 2\alpha$, получим

$$\sin \delta = \sin \alpha - 0,5 \lambda \sin 2\alpha - \lambda \sin^2 \alpha \sin \vartheta - \cos \alpha \sin \vartheta. \quad (427)$$

Из треугольника ABE (см. рис. 145) имеем

$$\sin \vartheta = \frac{r_a + r_b}{l} \mu. \quad (428)$$

Подставив в уравнение (427) вместо $\sin \vartheta$ его значение из уравнения (428), найдем

$$\sin \delta = \sin \alpha - 0,5 \lambda \sin 2\alpha - \lambda \mu \sin^2 \alpha \frac{r_a + r_b}{l} - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \cos \alpha. \quad (429)$$

Отсюда, приняв во внимание, что $r/l = \lambda$, найдем

$$\overline{OC} = r \sin \delta = r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) - \lambda^2 \mu \sin^2 \alpha (r_a - r_b) - \\ - \lambda(r_a + r_b) \mu \cos \alpha.$$

Ввиду малого значения члена $\lambda^2 \sin^2 \alpha (r_a + r_b) \mu$ по сравнению с остальными членами для практических расчетов можно принять

$$\overline{OC} = r \sin \delta = r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) - \lambda(r_a + r_b) \mu \cos \alpha. \quad (430)$$

Усилие P , передаваемое со стороны кривошипной шейки на опоры вала под углом $\beta + \vartheta$ (см. рис. 147), распределяется при центральном нагружении поровну на обе опоры вала. Горизонтальная составляющая в каждой опоре

$$P_{HI} = P_{HII} = P/2[\cos(\beta + \vartheta)].$$

Аналогично вертикальная слагающая этого усилия в каждой опоре

$$P_{BI} = P_{BII} = P/2[\sin(\beta + \vartheta)].$$

Усилие Q , действующее на зубья шестерни под углом зацепления φ , по-разному воздействует на опоры вала I и II . Крутящий момент на коренном валу $M_{кр}$, вызванный нагрузкой P на ползуне, в общем виде можно представить как $M_{кр} = PW$, где W — приведенное плечо, m (см). Крутящий момент на шестерне $QR_{ок} \cos \varphi$ уравнивает крутящий момент, вызванный нагрузкой на ползуне:

$$QR_{ок} \cos \varphi = PW, \quad (431)$$

откуда

$$Q = \frac{PW}{R_{ок} \cos \varphi}; \quad (432)$$

горизонтальная составляющая этой силы (см. рис. 146)

$$Q_H = Q \sin(\gamma + \varphi),$$

или

$$Q_H = \frac{PW \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi}. \quad (433)$$

Аналогично вертикальная составляющая ее (см. рис. 146)

$$Q_B = P \frac{W \cos(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi}. \quad (434)$$

Горизонтальные составляющие распределяются по опорам I и II коленчатого вала следующим образом. Рассматривая систе-

му как балку на двух опорах с консольным нагружением силой Q_{Γ} (см. рис. 147), напомним сумму моментов относительно опоры II :

$$Q_{\Gamma I} 2l_1 - Q_{\Gamma} (2l_1 + l'_{\text{м}}) = 0,$$

отсюда

$$Q_{\Gamma I} = Q_{\Gamma} \frac{2l_1 + l'_{\text{м}}}{2l_1}$$

или, раскрывая значение Q_{Γ} согласно уравнению (433),

$$Q_{\Gamma I} = P \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (2l_1 + l'_{\text{м}})}{2l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi}. \quad (435)$$

Эта составляющая направлена в ту же сторону, что $P_{\Gamma I}$. Таким образом, суммарная горизонтальная составляющая в опоре I

$$N_{\Gamma I} = \frac{P}{2} \cos(\beta + \vartheta) + \frac{P}{2} \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (2l_1 + l'_{\text{м}})}{l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi}$$

или, поскольку $\cos(\beta + \vartheta) \approx 1$

$$N_{\Gamma I} = \frac{P}{2} \left[1 + \frac{W (2l_1 + l'_{\text{м}}) \sin(\gamma + \varphi)}{l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right]. \quad (436)$$

На опору II действует горизонтальная составляющая

$$Q_{\Gamma II} 2l_1 - Q_{\Gamma} l'_{\text{м}} = 0,$$

$$Q_{\Gamma II} = P \frac{W l'_{\text{м}} \sin(\gamma + \varphi)}{2l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi}$$

причем она направлена противоположно составляющей $P_{\Gamma II}$, отсюда

$$N_{\Gamma II} = \frac{P}{2} \left[1 - \frac{W l'_{\text{м}} \sin(\gamma + \varphi)}{l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right]; \quad (437)$$

аналогично

$$Q_{BI} 2l_1 - Q_B (2l_1 + l'_{\text{м}}) = 0,$$

$$Q_{BI} = P \frac{W (2l_1 + l'_{\text{м}}) \cos(\gamma + \varphi)}{2l_1 R_{\text{ок}} \cos \varphi},$$

причем вертикальная составляющая в первой опоре направлена, как и вся сила Q_B (см. рис. 146), в сторону, противоположную P_{BI} , отсюда

$$N_{BI} = \frac{P}{2} \left[\sin(\beta + \vartheta) - \frac{W(2l_1 + l'_{III}) \cos(\gamma + \varphi)}{l_1 R_{OK} \cos \varphi} \right]. \quad (438)$$

Далее,

$$Q_{BII} 2l_1 - Q_B l'_{III} = 0,$$

$$Q_{BII} = P \frac{W l'_{III} \cos(\gamma + \varphi)}{2l_1 R_{OK} \cos \varphi}.$$

Вертикальная составляющая во второй опоре направлена в ту же сторону, что P_{BII} , отсюда

$$N_{BII} = \frac{P}{2} \left[\sin(\beta + \vartheta) + \frac{W l'_{III} \cos(\gamma + \varphi)}{l_1 R_{OK} \cos \varphi} \right]. \quad (439)$$

Полная нагрузка на опорах

$$N_I = \sqrt{N_{GI}^2 + N_{BI}^2}; \quad (440)$$

$$N_{II} = \sqrt{N_{GII}^2 + N_{BII}^2} \quad (441)$$

Вертикальные слагающие относительно горизонтальных малы* и ими можно пренебречь с достаточной для практики точностью (ошибка менее 2%), поэтому можно принять

$$N_I = N_{GI}; \quad (442)$$

$$N_{II} = N_{GII}. \quad (443)$$

Силы N_I и N_{II} вызовут в опорах вала силы трения соответственно $N_I \mu$ и $N_{II} \mu$. Общий крутящий момент составит, согласно формуле (425), при $r_{OI} = r_{OII} = r_0$

$$M_{кр} = PW = \overline{POC} + r_0 \mu (N_I + N_{II}) + P \mu r_a, \quad (444)$$

отсюда

$$W = \overline{OC} + \mu r_0 \frac{N_I + N_{II}}{P} + \mu r_a. \quad (445)$$

* Угол $\beta + \vartheta$ весьма мал и $\sin(\beta + \vartheta)$ в рабочих условиях близок к 0,25—0,06. Второй член в уравнениях (438) и (439) также невелик, так как W в конце хода в 20 раз меньше R_{OK} ; $\gamma \approx 30^\circ$, $\varphi = 15 \div 20^\circ$ и $\cos(\gamma + \varphi) \approx 0,7 \div 0,64$; $\cos \varphi$ близок к единице, а $l'_{III}/l_1 < 2$.

Если размеры диаметра вала в опорах разные, то

$$W = \overline{OC} + \mu r_{OI} \frac{N_I}{P} + \mu r_{OII} \frac{N_{II}}{P} - \mu r_a. \quad (445a)$$

На основании уравнений (426), (436), (437) и (445) имеем

$$W = r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_0 \left[\frac{1}{2} + \frac{W(2l_1 + l'_m) \sin(\gamma + \varphi)}{2l_1 R_{OK} \cos \varphi} + \frac{1}{2} - \frac{W l'_m \sin(\gamma + \varphi)}{2l_1 R_{OK} \cos \varphi} \right].$$

Проведя последовательно преобразования, найдем

$$W = r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_0 + \mu r_0 \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi},$$

или

$$W \left(1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} \right) = r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_0.$$

Откуда

$$W = \frac{r \sin \delta + \mu(r_a + r_0)}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi}}. \quad (446)$$

Раскрывая значение $r \sin \delta$ согласно уравнению (430), после небольшого преобразования получим

$$W = \frac{r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) - \lambda(r_a + r_b)\mu \cos \alpha + \mu(r_a + r_0)}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi}}. \quad (447)$$

Для идеальной (без трения) машины $\mu=0$. Приведенное плечо W_n определится, если в формулу (447) подставить значение $\mu=0$:

$$W_n = r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha). \quad (448)$$

Знаменатель в формуле (447) близок к единице, поэтому не будет заметной погрешность, если написать

$$W = r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \mu \frac{r_a + r_0 - \lambda(r_a + r_b) \cos \alpha}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi}}. \quad (449)$$

Таким образом, приведенное плечо крутящего момента на коренном валу состоит из двух частей: приведенного плеча идеальной машины $W_{\text{и}}$ и приведенного плеча крутящего момента, вызванного трением в кривошипной системе машины. Обозначив последнее через $W_{\text{т}}$, получим

$$W_{\text{т}} = \mu \frac{r_a + r_0 - \lambda(r_a + r_b) \cos \alpha}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}} \quad (450)$$

и

$$W = W_{\text{и}} + W_{\text{т}}. \quad (451)$$

В конце рабочего хода машины $\alpha = 180^\circ$, откуда $W_{\text{и}} = 0$. Следовательно, при $\alpha = 180^\circ$ крутящий момент вызывается только трением в машине. Принимая во внимание, что $\sin 180^\circ = 0$, а $\cos 180^\circ = -1$, имеем

$$W_{\text{т}}^{180^\circ} = \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda)r_a}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}}. \quad (452)$$

Если для упрощения выражения (449) вместо $W_{\text{т}}$, определяющего потребный крутящий момент на преодоление момента трения в кривошипной системе, принять постоянную величину $W_{\text{т}}^{180^\circ}$ в соответствии с выражением (452), полученным для частного случая $\alpha = 180^\circ$, то в самом неблагоприятном случае ($\alpha = 90^\circ$) при определении W ошибка не составит более 4,5% в сторону большей надежности расчета (увеличение потребного крутящего момента). Таким образом,

$$M_{\text{кр}} = PW = P(W_{\text{и}} + W_{\text{т}}) = P \left[r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda)r_a}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}} \right]. \quad (453)$$

$$W = W_{\text{и}} + W_{\text{т}} = r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda)r_a}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}}, \quad (454)$$

где

$$W_T = W_{T_{180^\circ}} = \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda) r_a^*}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}}. \quad (455)$$

Если отсчет угла поворота кривошипа α производят от крайнего переднего его положения в обратную сторону, то этот угол будет определять собой угол недохода кривошипа до крайнего переднего положения.

В связи с иным, чем принято в нашем выводе, отсчетом угла α расчетные уравнения приведенного плеча крутящего момента отличаются знаками при соответствующем члене. Для того чтобы отличить направление отсчета α , приведенное плечо обозначается по-разному. В нашем случае (в рабочей зоне $\alpha > 90^\circ$) приведенное плечо обозначено W [см. выражение (454)], а при отсчете в обратном направлении (в рабочей зоне $\alpha < 90^\circ$)

$$m_K = m_K^\pi + m_K^\mu = r(\sin \alpha + 0,5 \sin 2\alpha) + \\ + \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda) r_a}{1 - \mu \frac{r_0 \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}}.$$

§ 66. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КРИВОШИПНЫХ МАШИН

Коэффициентом полезного действия кривошипных машин, как и любых машин, называется отношение полезной работы A_d , использованной непосредственно на деформацию, к затраченной работе A , т. е. $\eta = A_d/A$. Затраченная работа A состоит из работы A_x , израсходованной на преодоление сил трения за время холостого хода машины, работы A_d , пошедшей непосредственно на деформацию, работы A_k , израсходованной на преодоление сил трения в шатунно-кривошипной системе во время рабочего хода, работы A_π сил трения в приводе от электродвигателя до коренного вала за период рабочего хода, потери работы A_b в муфте при ее включении и потери работы A_y на упругую деформацию машины. Таким образом, полный коэффициент полезного действия кривошипной машины:

$$\eta = \frac{A_d}{A_d + A_x + A_k + A_\pi + A_b + A_y}. \quad (456)$$

* Без существенной ошибки можно знаменатель принять за единицу.

Работа $A_{\text{п}}$, израсходованная на преодоление трения в приводе от электродвигателя до коренного вала (передача от электродвигателя к приемному валу, трение в подшипниках приемного и промежуточного вала, трение в зубчатой передаче), может быть учтена общепринятым коэффициентом полезного действия этой передачи $\eta_{\text{п}}$. Тогда

$$\eta = \frac{A_{\text{д}}\eta_{\text{п}}}{A_{\text{п}} + A_{\text{х}} + A_{\text{к}} + A_{\text{в}} + A_{\text{у}}}. \quad (457)$$

При автоматической работе машины величину $A_{\text{в}}$ можно принять равной нулю. При единичных ходах машин, имеющих жесткие муфты включения, $A_{\text{в}}$ следует принять равной затрате работы $A_{\text{ж}}$ на преодоление инерции деталей машины, согласно уравнению (618) или (619). Если машина имеет фрикционную муфту включения, то $A_{\text{в}}$ определяется как сумма $A_{\text{ж}} + L$, где L — потеря работы трения при проскальзывании фрикционных пар (дисков) в момент включения муфты согласно уравнению (620) или (621).

Величина $A_{\text{х}}$ зависит от степени использования величины самого хода машины, т. е. от величины собственного рабочего хода, в процессе которого происходит деформация обрабатываемого металла. Величина $A_{\text{х}}$ по сравнению с $A_{\text{д}}$ и $A_{\text{к}}$ относительно мала и поэтому при правильном использовании машины наибольший интерес представляет коэффициент полезного действия за собственно рабочий ход (рабочий к. п. д. $\eta_{\text{р}}$)

$$\eta_{\text{р}} = \frac{A_{\text{д}}\eta_{\text{п}}}{A_{\text{д}} + A_{\text{к}}}.$$

Отношение

$$\frac{A_{\text{д}}}{A_{\text{д}} + A_{\text{к}}} = \eta_{\text{к}} = \frac{1}{1 + A_{\text{к}}/A_{\text{д}}} \quad (458)$$

представляет собой коэффициент полезного действия кривошипной системы машины. Тогда рабочий к. п. д. может быть записан

$$\eta_{\text{р}} = \eta_{\text{к}}\eta_{\text{п}} = \frac{A_{\text{д}}}{A_{\text{д}} + A_{\text{к}}} \eta_{\text{п}} = \frac{1}{1 + A_{\text{к}}/A_{\text{д}}} \eta_{\text{п}}; \quad (459)$$

следовательно, определение $\eta_{\text{р}}$ сводится к нахождению $\eta_{\text{к}}$, поскольку $\eta_{\text{п}}$ принимается в соответствии с общепринятыми справочными материалами.

Работа $A_{\text{д}}$ деформации определяется в зависимости от характера выполняемой операции на основании данных курса по технологии штамповки. Она также должна быть равна работе идеальной машины, т. е.

$$A_{\text{д}} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P W_{\text{п}} d\alpha.$$

Остается найти работу A_K трения в шатунно-кривошипной системе за рабочий ход:

$$A_K = W_T \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P d\alpha. \quad (460)$$

В общем случае величина P является переменной, зависящей от вида выполняемой операции, имеющей свой характерный рабочий график усилий по ходу деформации, или, иначе, по углу α поворота кривошипного вала. Таким образом, величина P — есть переменная, зависящая от угла α поворота кривошипа. Поэтому невозможно вынести P за знак интеграла. Следовательно, это уравнение не имеет общего решения. В частных случаях (выполнение операции глубокой прошивки, глубокой вытяжки и протяжки через кольца) величина P может быть принята постоянной за весь ход операции. Тогда P можно вынести за знак интеграла:

$$A_K = W_T P \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha = PW_T (\alpha_2 - \alpha_1), \quad (461)$$

где α_1 и α_2 — углы поворота кривошипа при начале и конце деформации, *рад*.

Отсюда

$$\eta_K = \frac{A_n}{A_n + A_K} = \frac{P \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} W_n d\alpha}{P \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (W_n + W_T) d\alpha}$$

или

$$\eta_K = \frac{r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) d\alpha}{W_T \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha + r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) d\alpha}.$$

Проинтегрировав, получим

$$\eta_K = \frac{r [\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2 - 0,25\lambda (\cos 2\alpha_1 - \cos 2\alpha_2)]}{W_T (\alpha_2 - \alpha_1) + r [\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2 - 0,25\lambda (\cos 2\alpha_1 - \cos 2\alpha_2)]}. \quad (462)$$

Как видно из формул, коэффициент полезного действия кривошипной системы машины зависит от углов поворота кривошипа, соответствующих началу и концу деформации, т. е. от вели-

чины участка хода ползуна, непосредственно используемого на собственно деформацию металла, и места расположения этого участка в процессе движения ползуна (на конечном, среднем или другом участке его хода).

Для определения рабочего к. п. д. кривошипной машины в случаях, когда P переменнo, нужно иметь рабочий график усилий, т. е. график изменения потребного усилия P на ползуне машины в зависимости от хода S операции. Этот график нужно перестроить, используя уравнения (414) и (416), в график, где по оси ординат откладывается усилие, а по оси абсцисс — угол поворота кривошипа α в радианах. Определив планиметром площадь, описанную полученной кривой, учитывая масштабы по осям абсцисс (масштаб α в радианах) и ординат и помножив найденную величину на W_T [см. уравнение (455)], получим

$$A_k = W_T \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} P d\alpha.$$

Далее, определив планиметром площадь, ограниченную кривой P по пути S , найдем A_d . Используя формулу (458), получим

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{A_k}{A_d}}.$$

В соответствии с видом привода коренного вала определим η_k по общепринятым в машиностроении справочным данным. Отсюда рабочий к. п. д. [см. выражение (459)]

$$\eta_p = \eta_k \eta_{\text{мг}}.$$

η_k можно определить и другим способом: построить для данной машины график так называемых мгновенных к. п. д. по ходу S ползуна или по α .

Мгновенный к. п. д. есть отношение

$$\eta_{\text{мг}} = \frac{W_n}{W_n + W_T} = \frac{1}{1 + \frac{W_T}{W_n}}. \quad (463)$$

Поделив ординаты рабочего графика кривой P по пути S на соответствующие значения мгновенных к. п. д., взятых из графика $\eta_{\text{мг}}$ по пути S , построим кривую $P/\eta_{\text{мг}}$ по пути S , представляющую собой нагрузку на ползуне машины с добавлением сил трения, приведенных к ползуну. Определив планиметром площадь, ограниченные кривыми, построенными без учета сил трения, и кривыми — с учетом этих сил, найдем соответственно A_d и

$A_k + A_d$. Отсюда

$$\eta_k = \frac{A_k}{A_k + A_d}.$$

Следует иметь в виду, что так называемые мгновенные к. п. д., как и среднее интегральное значение мгновенного к. п. д. за какой-либо участок хода, не представляют собой среднего к. п. д. кривошипного механизма машины за тот же участок. Средний к. п. д. кривошипного механизма машины зависит от изменяющегося (в общем случае) усилия P , развиваемого машиной в процессе выполнения рабочей операции (т. е. зависит от вида рабочей операции), в то время как среднее интегральное значение мгновенных к. п. д. не зависит от нагрузки и, следовательно, от вида выполняемой операции. Таким образом, по кривой изменения мгновенных к. п. д. в общем случае нельзя непосредственно определить средний к. п. д. кривошипного механизма машины за какой-либо участок рабочего хода ползуна.

По третьему способу определения A_k по графику P по пути S необходимо найти площадь, соответствующую A_d , и затем построить новую кривую изменения P по углу поворота кривошипа α . Кроме того, требуется построить кривую изменения W по α . Перемножая величины P и W , соответствующие одним и тем же значениям α , можно построить график изменения крутящего момента $M_{кр}$ в зависимости от α . Определив планиметром площадь, замкнутую этой кривой, найдем величину $A_d + A_k$, учитывая масштабы графика, у которого α измеряется в радианах. Отсюда

$$\eta_k = \frac{A_k}{A_k + A_d}.$$

Потерянной работой A_y упругой деформации деталей машины, работающей в распор (т. е. когда максимальное усилие развивается в конце рабочего хода), будет только та работа, которая соответствует при обратном ходе нахождения кривошипной системы в зоне трения. Остальная часть работы упругой деформации возвращается маховику при дальнейшем обратном ходе. Зона трения находится на пути кривошипа при его повороте от положения полного распора $\alpha = \pi$ до $\alpha = \pi + \alpha'$, где α' определяется по уравнению*

$$\alpha' = \mu \frac{r_0 + \lambda r_b + (1 + \lambda) r_a}{r(1 + \lambda)}. \quad (464)$$

* См. уравнение (482), в котором вместо l_2 надо поставить величину длины l шатуна, вместо l_3 — размер радиуса кривошипа r , вместо r_d — величину r_a , вместо r_f — величину r_0 , вместо r_m — величину r_b , вместо a — величину ra' и принимая во внимание, что $r/l = \lambda$.

Величина обратного хода ползуна S' при повороте кривошипа на угол от $\alpha=\pi$ до $\alpha=\pi+\alpha'$ соответствует уменьшению упругой деформации машины на δ' после прохождения зоны трения. На основании уравнения (416) получим

$$2r - S = S' = \delta' = r \left\{ 2 - 1 + \cos(\pi + \alpha') + \frac{\lambda}{4} [1 - \cos 2(\pi + \alpha')] \right\}$$

или

$$S' = \delta' = r \left[1 - \cos \alpha' + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha') \right]. \quad (465)$$

Далее, по графику упругой деформации машины (см. рис. 190) находим суммарную деформацию δ_m шатуна, коренного вала и станины при максимальной нагрузке P_m , возникающей в процессе технологической операции. По тому же графику можно найти потерю работы A_y упругой деформации машины, выраженную в масштабе площадью этого графика (заштрихована), заключенной между абсциссами δ_m и $\delta_m - \delta'$, где δ' вычисляют по уравнению (465).

В случае выполнения технологической операции на проход (вырубка, сквозная прошивка, глубокая вытяжка без образования фланца и т. п.) энергия упругой деформации машины частично расходуется полезно на совершение рабочей операции в процессе спада нагрузки. Остаток этой энергии, не использованный на выполнение рабочей операции, теряется на ускорение движения (бросок вперед) ползуна, шатуна и т. п. в пределах зазоров кривошипно-шатунной системы. Для каждого конкретного случая величина A_y зависит от того, какова нагрузка, как быстро и на каком участке хода произойдет ее спад. Общего решения дать невозможно. Предположительно можно считать, что потеря работы A_y в рассматриваемом случае составляет половину всей работы, израсходованной на упругую деформацию машины в процессе рабочего хода.

§ 67. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Бульдозеры — это наиболее простые, главным образом горизонтальные кривошипные машины, предназначенные для гибочных работ. Однако на этих машинах иногда выполняют резку, просечку, высадку и прошивку. Кроме того, нередко бульдозеры используют для правильных работ. Для этой цели особенно удобны реверсивные машины.

Размер гибочной машины определяют предельно допустимым усилием в M_n (тс) в конце хода без опасности вызвать поломку. Это усилие называется номинальным. Таким образом, различают гибочные машины с номинальным усилием от 0,05 до 7,5 M_n (5—750 тс). Гибочные машины сравнительно тихоходны, но зато обладают большой длиной хода ползуна. Число ходов у крупных машин 2,5—7,5 M_n (250—750 тс) составляет от 9 до 6 в минуту и соответственно длина хода ползуна равна 500—760 мм. У малых машин 0,15—0,3 M_n (15—30 тс) число ходов в минуту достигает 20 при величине хода около 350 мм (табл. 20).

Кроме нормальных (тихоходных) гибочных машин, имеются быстроходные машины с номинальным усилием от 0,05 до 0,3 M_n (5—30 тс) и соответственно числом ходов в минуту от 65 до 30. Величина хода у них находится в пределах 125—380 мм. На таких машинах можно обработать быстроостывающие мелкие и тонкие заготовки.

§ 68. БУЛЬДОЗЕРЫ НОРМАЛЬНОГО ТИПА (ТИХОХОДНЫЕ)

Гибочная машина нормального типа (рис. 148) имеет стальную литую станину 2 с упорами 3. По станине с помощью шатуна

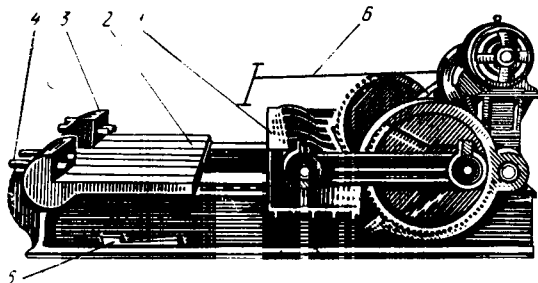


Рис. 148. Общий вид бульдозера

Характеристика кривошипных

Основные параметры	Тихоход			
Номинальные усилия, Mn (тс)	0,15—0,3 (15—30)	0,5—1 (50—100)	1,5—2 (150—200)	2,5—3 (250—300)
Ход ползуна, мм	350—400	375—420	450—500	500—600
Число ходов в минуту	20—11	18—11	10—7	9—6
Штамповое пространство, мм:				
высота	150—200	180—240	200—400	300—400
ширина	700—1000	900—1210	1150—1600	1600—2400
глубина	500—600	550—750	800—1000	1000—1360
Длина базы направления ползуна, мм	400—550	580—610	650—690	760—915
Мощность электродвигателя, кВт (л. с.)	4,4—5,9 (6—8)	5,9—11 (8—15)	11—18,4 (15—25)	18,4—29,4 (25—40)
Габариты в плане, мм	2000—2500 × × 1000—1425	2750—3950 × × 1200—1525	3500—4470 × × 3500—1955	5235—5950 × × 2075—2500
Вес, Mn (Т)	0,03—0,04 (3—4)	0,043— —0,09 (4,25—9)	0,09—0,13 (9—13)	0,22— —0,31 (22—31)

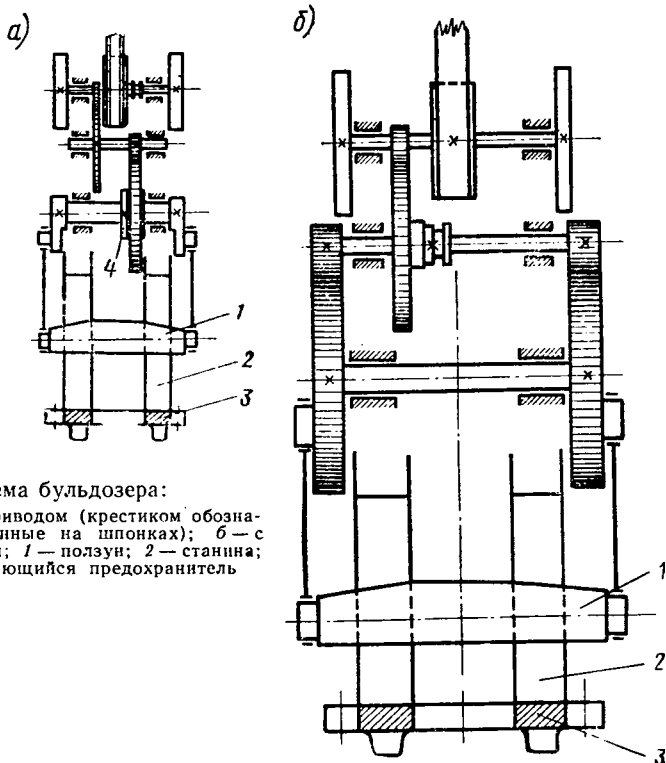


Рис. 149. Схема бульдозера:

a — с односторонним приводом (крестиком обозначены детали, посаженные на шпонках); *б* — с двусторонним приводом; 1 — ползун; 2 — станина; 3 — упоры; 4 — срезающий предохранитель

ные		Быстроходные			
4—5 (400—500) 600—660 7—6	7,5 (750) 760 6	0,05—0,07 (5—7) 125—200 65—60	0,1—0,15 (10—15) 125—305 60—45	0,2—0,25 (20—25) 200—350 45—35	0,3 (30) 350—380 30
400—450 2000—2750 1300—1800 1065—1150	610 2850 2080 1170	100—140 405—560 305—405 360—585	100—200 405—965 395—610 725—810	200—255 710—1525 610—810 965—1170	305 1930 915 1220
25,7—36,8 (35—50) 6400—6630 × ×2540—2945 0,42—0,5	40,5 (55) 7470 × ×3100 0,7	2,2 (3) 1525—2400 × ×750—1220 0,01—0,02	3,7—5,5 (5—7,5) 1600—3350 × ×950—1220 0,012—0,05	5,2—11 (7—15) 3000—4270 × ×1150—1830 0,035—0,135	14,7 (20) 4595 × ×2210 0,19
(42—50)	(69,8)	(1,07—2,25)	(1,2—5)	(3,5—13,5)	(18,9)

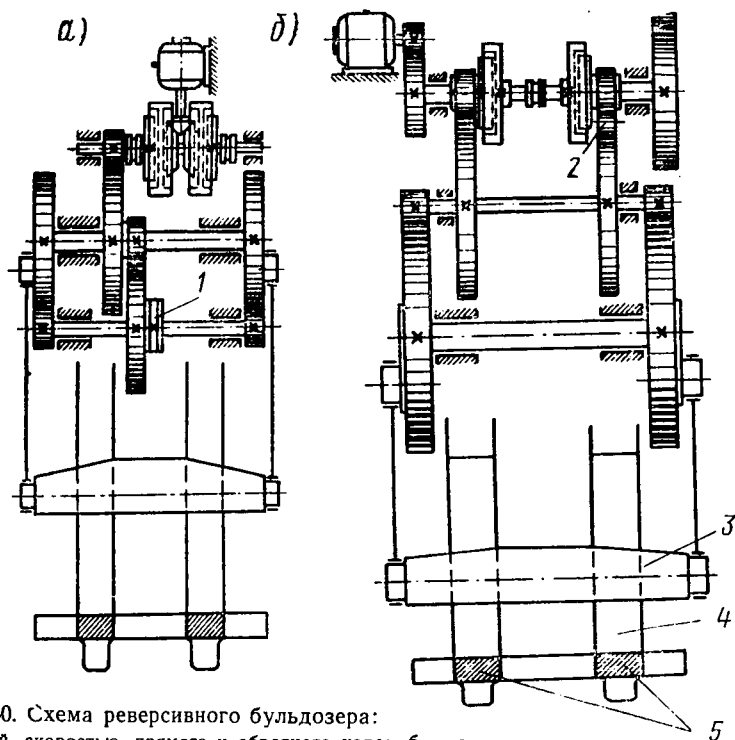


Рис. 150. Схема реверсивного бульдозера:

а — с одинаковой скоростью прямого и обратного хода; б — с ускоренным реверсом; 1 — срезающий предохранитель; 2 — паразитная шестерня; 3 — ползун; 4 — станина; 5 — упоры

но-кривошипных механизмов перемещается ползун 1. Привод кривошипных механизмов бывает с постоянным направлением вращения (рис. 149) или реверсивным (рис. 150). В последнем случае машина имеет две фрикционные муфты, при помощи которых ползун можно включать на рабочий ход, останавливать в любом положении, переключать на обратный ход или перемещать его толчками. Толчковыми ходами удобно пользоваться при наладке штампов.

Часто (рис. 150, б) реверс (движение после переключения на обратный ход) ускоренно перемещает ползун в крайнее заднее

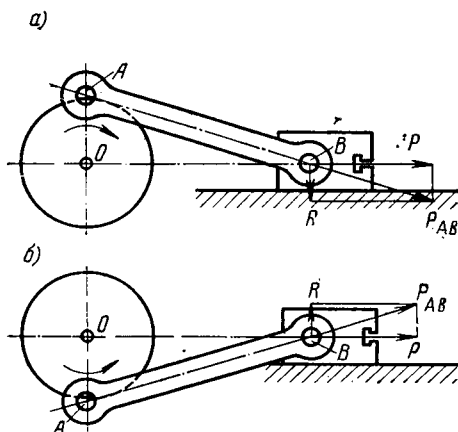


Рис. 151. Направление вращения кривошипного вала при рабочем ходе:
а — правильно; б — неправильно

положение. Направление вращения кривошипной системы должно быть таким, чтобы при рабочем ходе усилие, передаваемое шатунами на ползун, прижимало его (сила R) к станине (рис. 151). На столе и на лобовой* поверхности ползуна имеются Т-образные или в виде ласточкина хвоста пазы для заводки соответствующих головок болтов, предназначенных для крепления штампов (матрицы и штемпели). Винты 4 (см. рис. 148) на упорах служат лишь для облегчения установки матриц. Между опорными поверх-

ностями матриц и упорами при наладке штампов заводят стальные прокладки. Во время работы винты не должны воспринимать на себя усилий, возникающих в процессе гибки, и поэтому их вывинчивают на соответствующую величину.

Муфты включения у бульдозеров жесткие — кулачковые и фрикционные. Устанавливают их на приемном (см. рис. 149, а и рис. 150, а и б) или на промежуточном валу (см. рис. 149, б). В старых конструкциях муфтой управляют при помощи рукоятки-отводки 6 (см. рис. 148) в современных — кнопками или педалями. Машины с фрикционной муфтой включения снабжают тормозом, действующим от педали 5 (см. рис. 148). Им пользуются в случае необходимости быстрой остановки ползуна после выключения муфты.

* Лобовой, или лицевой, поверхностью ползуна называется поверхность, т. е., на которой закрепляют штемпель.

Характер рабочего графика усилий при гибке зависит от формы, которую придают детали (рис. 152), но всегда в конце хода происходит дожим (пусть S_d) или обжатие уже согнутой детали в штампе. В этот момент развивается максимальное усилие $P_{\max}$. В зависимости от степени обжатия S_d детали в штампе разовьется соответственно большее или меньшее усилие (штриховые кривые на рис.

152). В процессе дожима деталь зажата в штампе, но ползун, продолжая двигаться вперед, вызывает частично пластическую деформацию детали и упругую — станины, деталей кривошипной системы и привода. Поэтому нарастание усилия на этом участке на графике приближается к прямой линии (закон Гука). Путь дожима S_d зависит от того, как будут установлены штампы. Если матрицу выдвинуть больше вперед, то раньше начнется процесс гибки, а следовательно, и дожим. Отсюда путь при дожиме увеличится вследствие того, что ползун должен дойти до крайнего переднего положения, обусловленного особенностью шатунно-кривошипного механизма. В результате усилие в конце деформации возрастет.

Отсюда следует, что усилие при гибке в штампах является величиной достаточно неопределенной, зависящей от соответствующей установки штампов. При недостаточно внимательной установке штампов возможна перегрузка машины*. Поэтому в конструкциях бульдозеров предусмотрены предохранительные приспособления, размещенные в системе привода и иногда дополнительно на упорах.

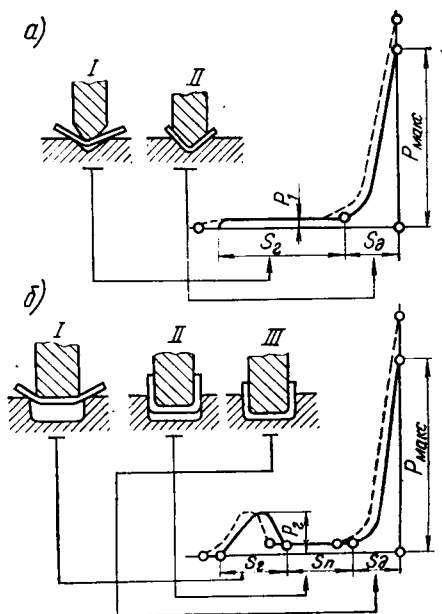


Рис. 152. Графики усилий при гибке угольника (а) и скобы (б):

P_i и S_i — соответственно усилие и путь ползуна при свободной гибке; S_n — путь протягивания согнутой детали; S_d — путь дожима; P_r — горбик усилия; I—III — этапы деформации при гибке

* Штампы следует налаживать, постепенно повышая дожим для нахождения оптимальной и достаточной его величины, обеспечивающей правильный угол согнутой детали в пределах допуска.

§ 69. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА У БУЛЬДОЗЕРОВ НОРМАЛЬНОГО ТИПА

В системе привода предохранительное устройство бывает двух типов: со срезающимся стержнем и фрикционное.

Идея конструкции предохранителя со срезающимся стержнем заключается в следующем (рис. 153, а). Одна из шестерен 1 (или маховик) с запрессованной бронзовой втулкой свободно посажена на втулке с фланцем 2, закрепленной при помощи шпонки на валу. Втулка шестерни 1 и фланец 2 соединены между собой стержнем 3, рассчитанным на некоторую предельную нагрузку. При перегрузке стержень срезается, и шестерня 1 начинает свободно вращаться, не передавая крутящего момента. Так как по месту среза может образоваться заусенец, то на подлежащей срезу части стержня вытачивают шейку (рис. 153, б) с такими размерами, чтобы она выдержала необходимое усилие и заусенец, образующийся при срезе, не препятствовал бы удалению срезанных частей стержня для замены его новым.

Выточка имеет и другое значение. Вызывая концентрацию напряжений, она приближает предел пропорциональности стержня по месту среза к его пределу прочности. Это необходимо, так как материал стержня испытывает при нормальной (допустимой) нагрузке машины большие напряжения, но стержень при этом не должен пластически деформироваться. Наряду с этим предохранитель должен быть достаточно чувствительным, чтобы реагировать на усилие, превышающее допустимое. Другими словами, напряжения в стержне предохранителя при нормальной нагрузке машины должны находиться вблизи предела прочности и вместе с тем быть ниже предела упругости.

Такие предохранители рассчитывают из условия, чтобы они срабатывали (срезались) при возникновении перегрузки на ползуне на 20—25% выше допустимого усилия. Однако если будет систематическая перегрузка машины, превосходящая допустимое усилие меньше чем на 20% (например, на 10%), то материал (обычно сталь 50) предохранительного стержня будет работать на усталость и может разрушиться при нагрузке ползуна, значительно меньшей, чем нормальная для данной машины. Указанное обстоятельство является существенным недостатком предохранителей подобного рода и может ввести в заблуждение, поскольку заставит предполагать, что при срезе предохранителя была перегрузка.

После того как предохранители со срезающимся стержнем сработают, для дальнейшей работы требуется произвести смену разрушившейся детали (стержня), на что затрачивается известное время, вызывающее простой машины. В отличие от этих предохранителей фрикционные (рис. 153, в) действуют автоматически и после того, как сработают при перегрузке, остаются готовыми к действию для дальнейшей работы машины. Сущ-

ность фрикционного предохранителя заключается в том, что свободно посаженная втулка 3 маховика (шестерни) зажата между фланцами 1 и 5, закрепленными жестко на валу.

В условиях нормальной нагрузки машины и передаче маховиком (шестерней) крутящего момента трение между фланцами

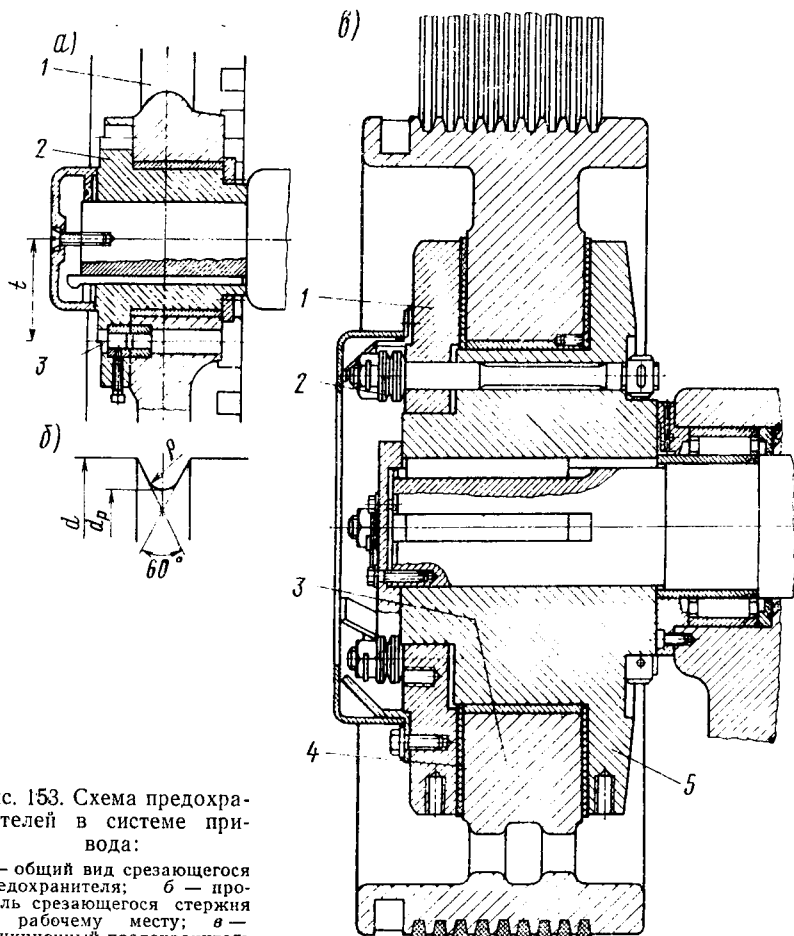


Рис. 153. Схема предохранителей в системе привода:

а — общий вид срезающегося предохранителя; *б* — профиль срезающегося стержня по рабочему месту; *в* — фрикционный предохранитель во втулке маховика

и втулкой достаточно, чтобы удерживать их от взаимного проскальзывания. Для увеличения коэффициента трения на фланцах устанавливают прокладки 4 из феродо. При возникновении перегрузки фрикционная система начнет проскальзывать*. Сила трения зависит от степени затяжки болтов. Отсюда следует, что

* Расчет фрикционного предохранителя приведен в § 87 гл. XIII.

фрикционный предохранитель может быть налажен так, чтобы он реагировал не при двадцатипроцентной перегрузке, как у срезающихся стержней, а немедленно, как только нагрузка на ползуне превзойдет величину, допустимую по условию прочности шестерен.

В современных конструкциях под головками гаек болтов предусматривают установку сильных тарельчатых тарированных пружин 2 (см. рис. 153, в). Болты в этих случаях следует затягивать до сжатия пружин на определенную величину, тогда пружины будут развивать заданную силу, обеспечивающую нормальную наладку и работу фрикционного предохранителя.

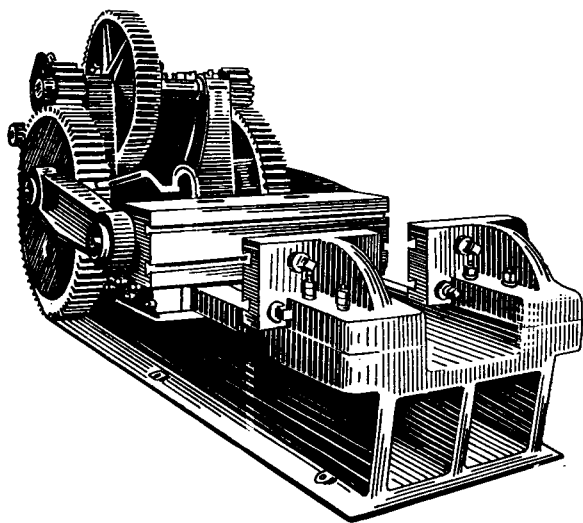


Рис. 154. Бульдозер с отъемными упорами

В старых конструкциях, не имеющих тарированных пружин, болты легко перетянуть и этим омертвить предохранитель, или не дотянуть и тогда он станет проскальзывать, хотя машина по развиваемому усилию будет недогружена. Вследствие частого проскальзывания система сильно нагревается, из-за чего прокладки феродо быстро изнашиваются, а к. п. д. машины падает, так как часть работы затрачивается на проскальзывание. В этих случаях используют следующий практический прием определения необходимой и достаточной силы затяжки болтов предохранителя: затягивают гайки «до отказа», после чего отпускают их примерно на $1/4$ оборота; на втулке и фланце проводят риску, отмечающую их взаимное расположение; если при заведомо нормальной работе машины в течение смены риски разойдутся на 4—6 мм (т. е. втулка проскользнет на эту величину), то можно считать, что степень затяжки болтов достаточна. Если произой-

дет большее или меньшее проскальзывание, то соответственно следует подтянуть гайки или, наоборот, ослабить степень их затяжки.

Предохранители на упорах также бывают двух типов: со срезающимися болтами и пружинные. Упоры со срезающимися болтами (рис. 154) изготавливают отдельно от станины и притягивают к ней болтами, служащими одновременно и предохранителями; они должны срезаться в случае перегрузки. Так как при действии этого предохранителя матрица должна также отойти вместе с упорами, то ее прикрепляют не к станине, а к упорам, для чего

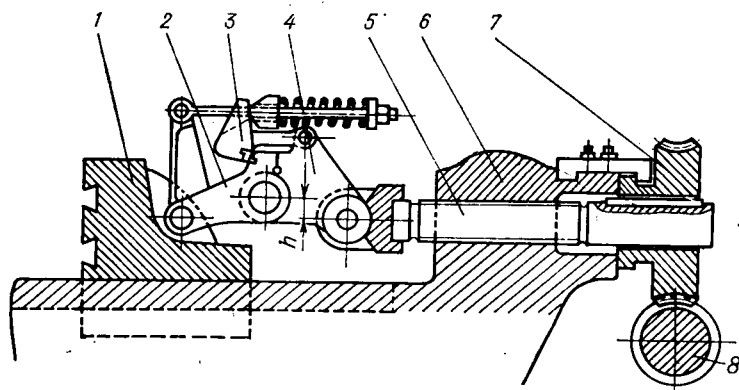


Рис. 155. Курковый предохранитель на упорах

на лицевой плоскости последних имеются пазы Т-образные или в виде ласточкина хвоста для заводки головок болтов крепления.

Этот предохранитель нельзя считать надежным. От усилия в процессе гибки возникает опрокидывающий момент, стремящийся оторвать упоры от станины. Поэтому болты следует затягивать с достаточной силой. Вследствие этого материал болтов испытывает напряжения растяжения. К этим напряжениям, зависящим от степени затяжки болтов, добавляются в процессе гибки сдвигающие напряжения, возникающие при нагрузке машины. В результате действует суммарное напряжение, зависящее от степени затяжки болтов. Поскольку степень затяжки может быть различной, то и разрушение предохранительных болтов наступит соответственно при разных усилиях, развиваемых машиной, что и является недостатком такого предохранителя.

Второй тип предохранителя в системе упора — пружинный курковый — показан на рис. 155. Усилие гибки, воспринимаемое свободно установленным матрицедержателем 1, передается на два предохранителя, расположенных у каждого упора и состоящих каждый из системы двух звеньев 2 и 4, шарнирно соединенных между собой и удерживаемых в рабочем положении пружиной, действующей на курок 3. В случае перегрузки курок

соскакивает, сжимая пружину, что дает возможность матрицедержателю передвинуться к упору. Средний шарнир при этом поднимается, увеличивая расстояние h . При нормальной нагрузке усилие передается от звена 4 на установочный винт 5, а через него — на упор 6. Установочный винт можно перемещать вдоль его оси, вращая червяком 8 червячную шестерню 7. Последняя связана скользящей шпонкой с винтом 5. Червяк 8 вращает одновременно шестерни обоих установочных винтов, вследствие чего они перемещаются одновременно, что исключает перекос матрицедержателя. Червяк приводят во вращение штурвалом вручную. В современных машинах предохранитель на упорах не устанавливают (см. далее).

§ 70. ГРАФИКИ УСИЛИЙ, ДОПУСКАЕМЫХ НА ПОЛЗУНЕ БУЛЬДОЗЕРОВ НОРМАЛЬНОГО ТИПА

Бульдозер можно нагружать в конце хода до номинального усилия P_n в том случае, если центр давления при выполнении заданной операции приходится на середину ширины ползуна. Тогда

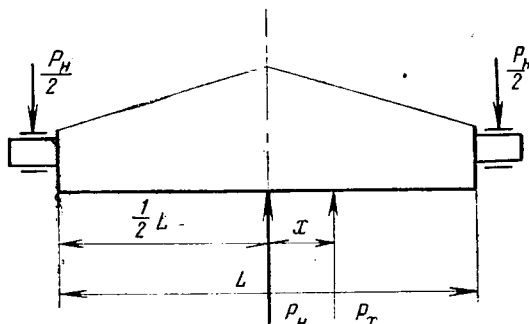


Рис. 156. Схема нагрузки на ползун бульдозера

на каждый палец ползуна и кривошипа приходится половина нагрузки $P_n/2$. На эту нагрузку и следует рассчитывать на прочность пальцы ползуна и кривошипный механизм.

Если центр давления будет удален (см. рис. 156) от середины ползуна, то усилие гибки P_x в данном случае необ-

ходимо допустить меньшее, чем P_n , так как на ближайший палец нагрузка не должна превышать $0,5 P_n$. Для определения допустимой величины P_x составим уравнение равновесия изгибающих моментов относительно опоры на левом пальце ползуна. Длиной опорного пальца пренебрегаем ввиду ее малой величины относительно L :

$$0,5P_nL - P_x(0,5L + x) = 0,$$

откуда

$$P_x = P_n \frac{0,5L}{0,5L + x} \quad \text{или} \quad P_x = P_n \frac{L}{L + 2x}.$$

Если величину x выразить в долях от L , т. е. $x = aL$, где a может изменяться в пределах от 0 до 0,5, то формула для P_x может иметь следующий вид:

$$P_x = P_n \frac{1}{1 + 2a} . \quad (466)$$

Допускаемая нагрузка в конце хода бульдозера в зависимости от положения на ползуне центра давления графически изображена на рис. 157.

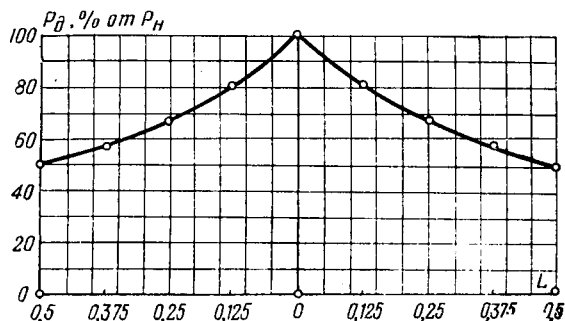


Рис. 157. График допустимой нагрузки на ползун бульдозера в конце хода в зависимости от расположения «центра давления» по ширине ползуна

Таким образом, у бульдозеров пальцы ползуна и кривошипный механизм можно рассчитывать на прочность из условия, что на них в конце хода допускается нагрузка, равная $P_n/2$. Шестерня на коренном валу в случае двустороннего его привода (см. рис. 149, б) преодолевает крутящий момент, соответствующий этой нагрузке на палец ползуна. Отсюда следует, что если допустимая нагрузка на находящиеся в зацеплении зубья шестерни составляет величину Q , то максимально допустимый момент M , передаваемый этой шестерней, составляет величину $M = QR_{ок} \cos \varphi$, где $R_{ок}$ — радиус начальной окружности большой шестерни, φ — угол зацепления, град. Этот крутящий момент должен быть при схеме привода, показанной на рис. 149, б, равен моменту, который необходимо преодолеть от усилия, действующего на палец ползуна.

Крутящий момент на коренном валу от действия силы P на палец ползуна, согласно формуле (453), $M_{кр} = PW$. Крутящий момент M , развиваемый шестерней, должен быть равен крутящему моменту $M_{кр}$ на коренном валу, возникающему от действия силы P на шип ползуна. Согласно формуле (431),

$$QR_{ок} \cos \varphi = PW.$$

Прочность зубьев шестерен, а следовательно, и окружное усилие Q при двустороннем приводе (см. рис. 149, б) можно рассчитывать из условия, что в конце хода ($\alpha=180^\circ$) на палец ползуна действует усилие P_{180° , равное $P_n/2$. Отсюда, подставив в уравнение (431) вместо P его значение $P_n/2$, а вместо W его значение при $\alpha=180^\circ$ (т. е. W_τ) и решая полученное уравнение относительно Q , получим

$$Q = \frac{P_n W_\tau}{2 R_{ок} \cos \varphi}. \quad (467)$$

Если в уравнение (431) подставить вместо Q его выражение по формуле (467), то

$$\frac{P_n}{2} W_\tau = P W,$$

откуда

$$P = \frac{P_n}{2} \frac{W_\tau}{W} \quad (468)$$

или из формулы (431)

$$P = \frac{Q R_{ок} \cos \varphi}{W}.$$

Поскольку в числителе правой части выражения входят величины постоянные, а в знаменателе W зависит от угла поворота α [см. формулу (454)], то величина P будет тоже переменной, зависящей от угла поворота кривошипа. Другими словами, по уравнению (468) можно определить усилие на пальце ползуна, допускаемое прочностью одной пары шестерен коренного вала в зависимости от положения кривошипа (угла поворота α). Усилие на ползуне, допускаемое одной парой шестерен при двустороннем приводе, обозначим через P'_λ . Тогда

$$P'_\lambda = \frac{Q R_{ок} \cos \varphi}{W}; \quad (469)$$

$$P'_\lambda = \frac{P_n W_\tau}{2 W}. \quad (470)$$

При $\alpha=180^\circ$ $P'_\lambda = P_n/2$. Усилие на пальце ползуна, допускаемое прочностью зубчатой передачи по формулам (469) и (470), в интервале угла поворота $\alpha=90-180^\circ$ графически изображено на рис. 158. Как видно из графика, наименьшее допускаемое усилие на пальце ползуна по прочности шестерни находится вблизи угла $\alpha=90^\circ$. Собственно рабочий ход (работа под нагрузкой) обычно начинается при угле $\alpha > 90^\circ$, поэтому для прак-

тических целей достаточно иметь график в интервале $\alpha = 90^\circ$ — 180° .

Прочность пальца ползуна, рассчитанного на усилие $P_n/2$, допускает воздействие на него нагрузки, соответствующей величине $P_n/2$ независимо от положения кривошипа. На графике, показанном на рис. 158, допускаемое усилие на палец ползуна в соответствии с его прочностью изобразится прямой MN , параллельной оси абсцисс и отсекающей на оси ординат величину $P_n/2$. Прямую MN можно принять одновременно и как характеризующую допускаемое усилие на ползуне по прочности пальца кривошипа (место A на рис. 151, а), поскольку кривошип также рассчитан на нагрузку, равную $P_n/2$.

Таким образом, у машин с двусторонним приводом допускаемое усилие на каждом пальце ползуна в процессе хода лимитируется не прочностью пальцев, а прочностью шестерен. Объединив графики, приведенные на рис. 157 и 158, можно построить пространственную диаграмму допускаемых усилий на ползуне

бульдозера рассматриваемого типа в зависимости от расположения на нем центра давления и от угла поворота кривошипа (рис. 159). Эта диаграмма дает полное представление о допустимых усилиях на ползуне при любых условиях нагрузки машины. В зависимости от угла поворота кривошипов можно допустить при центральном расположении нагрузки усилие в 2 раза большее, чем определяемое графиком, изображенным на рис. 158, построенном для одной пары шестерен, одного пальца ползуна и кривошипа.

Если центр давления находится на расстоянии $0,2L$ (см. рис. 159) от середины ширины ползуна в ту или другую сторону, то в соответствии с уравнением (466) в конце хода для данной машины можно допустить нагрузку на ползуне не более

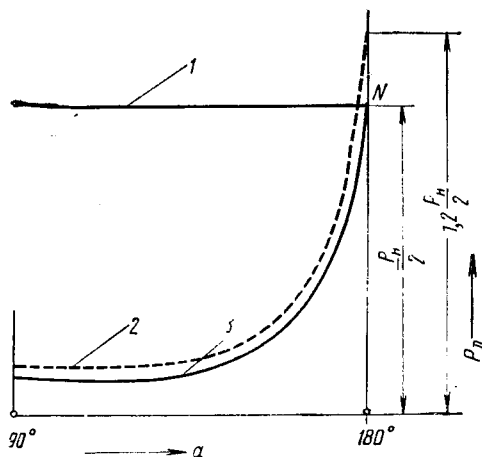


Рис. 158. График усилий на пальце ползуна, допускаемых прочностью шестерни у бульдозера с двусторонним приводом кривошипного вала:

1 — P_d по прочности пальца ползуна и пальца кривошипа; 2 — P_d по прочности срезающегося предохранителя на шестерне; 3 — P_d по прочности шестерни

$$P_1 = P_n \frac{1}{1 + 0,4} = 0,715 P_n,$$

а в процессе хода, например при угле поворота кривошипа α_2 , можно допустить лишь нагрузку P_2 , составляющую 0,715 от P . Рабочий график усилий при выполнении заданной операции, например при гибке скобы (см. рис. 152), должен вписаться в график допускаемых усилий на ползуне, определяемый разрезом пространственной диаграммы, соответствующим месту расположения центра давления на ползуне (см. рис. 159 справа от середины ширины ползуна на расстоянии $0,2L$).

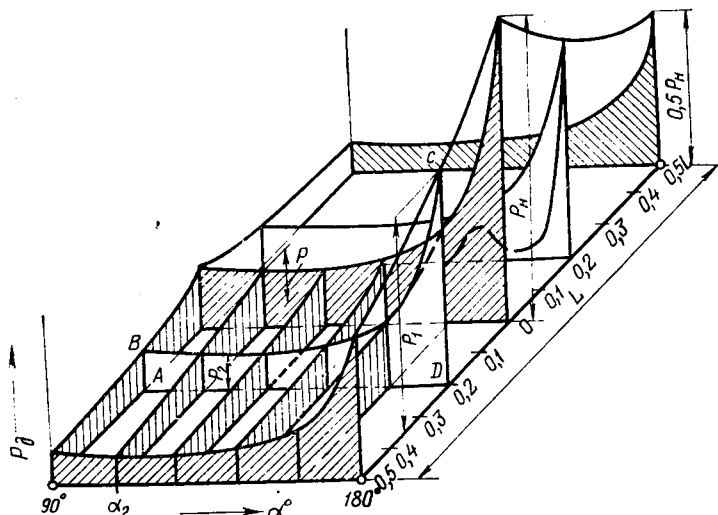


Рис. 159. Диаграмма допускаемых усилий на ползуне бульдозера с двусторонним приводом кривошипного вала (оси) в зависимости от угла α поворота кривошипа и расположения «центра давления» на ползуне

При наличии предохранителя в системе привода, например срезающегося стержня (см. рис. 153, а) у малых шестерен последней пары, усилие на каждом пальце ползуна, допускаемое прочностью срезающегося стержня предохранителя — P_d'' определится по формуле (530) *. Принимая во внимание выражение (467), получим:

$$P_d'' = (1,2 \div 1,25) \frac{P_n W_T}{2W} . \quad (471)$$

Поскольку в числителе все величины постоянные, то P_d будет изменяться обратно пропорционально величине W , зависящей от угла α . Из сравнения уравнений (471) и (470) видно, что допускаемое усилие P_d'' на пальце ползуна, определяемое проч-

* Расчет срезающегося предохранителя см. в § 86.

ностью предохранительного стержня, на 20—25% больше усилий на пальце ползуна, допускаемых прочностью шестерни. Как видно из графика, приведенного на рис. 158, предохранители, установленные у малых шестерен, предохраняют от возможной перегрузки более чем на 25% против допускаемой не только шестеренную передачу, но и пальцы ползуна и кривошипа, или, иначе, всю машину в целом.

Если предохранитель установлен в системе привода не на конечной паре шестерен — у кривошипов, а на промежуточной (устанавливают на большой шестерне, см. рис. 150, а), то такой предохранитель должен преодолевать момент, передаваемый двумя кривошипными системами. Уравнение кривой допустимого усилия на ползуне по прочности предохранителя в системе зубчатой передачи в этом случае

$$P_{\text{д}}^* = \frac{P_{\text{н}} W_{\text{т}} 1,25^*}{W}. \quad (472)$$

Если при данной системе предохранения машины центр давления будет сдвинут относительно середины ползуна, то предохранитель уже не будет способен предохранить кривошипный механизм (палец кривошипа, палец ползуна) от поломки в случае перегрузки. Например, при расположении центра давления на расстоянии $x=0,2L$ от середины ползуна усилие $P_{0,2L}$, допускаемое прочностью пальцев кривошипа и ползуна,

$$P_{0,2L} = P_{\text{н}} \frac{1}{1+2a} = \frac{1}{1,4} P_{\text{н}},$$

а крутящий момент на коренном валу в конце хода

$$M_{0,2L} = \frac{P_{\text{н}}}{1,4} W_{\text{т}}$$

или

$$M_{0,2L} = 0,715 P_{\text{н}} W_{\text{т}}.$$

Предохранитель же срежется, если возникнет приведенный к коренному валу крутящий момент

$$M = 1,25 P_{\text{н}} W_{\text{т}},$$

т. е. при крутящем моменте в $M/M_{0,2L} = 1,25/0,715 \approx 1,75$ раза большем допустимого прочностью пальца кривошипа и пальца ползуна.

Аналогично предохранитель работает у машины, построенной по схеме, изображенной на рис. 149, а. График допускаемых усилий в конце хода в зависимости от расположения центра

* Принята 25%-ная перегрузка.

давления на ползуне такой же, как показанный на рис. 157, но по ходу ползуна (или, что то же, по углу поворота кривошипа) график иной, чем рассмотренный для машины, построенной по схеме рис. 149, б. Допустимое усилие на ползуне по прочности шестерни в данном случае определяют по крутящему моменту, который должен быть преодолен шестерней при центральном расположении нагрузки на ползуне. При этом в конце хода от каждого кривошипа шестерня должна преодолевать крутящий момент $\frac{P_n}{2} \cdot W_{\tau}$, а от двух — в 2 раза больший, или

$$QR_{ок} \cos \varphi = P_n W_{\tau}. \quad (473)$$

Отсюда следует, что окружное усилие, на которое следует рассчитывать на прочность зубья шестерни,

$$Q = \frac{P_n W_{\tau}}{R_{ок} \cos \varphi}. \quad (474)$$

При центральном расположении нагрузки в зависимости от положения кривошипа усилие на ползуне, допускаемое прочностью шестерни P_d , определим из условия равенства моментов согласно формуле (431):

$$QR_{ок} \cos \varphi = P_d QW,$$

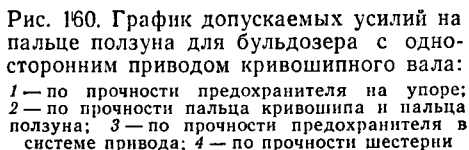
откуда

$$P_d Q = \frac{QR_{ок} \cos \varphi}{W}. \quad (475)$$

Независимо от расположения нагрузки по ширине ползуна шестерня по своей прочности может передать определенный момент, равный моменту, полученному по формуле (473). Следовательно, в предельном случае, когда вся нагрузка ляжет на один палец ползуна (что практически почти исключается) и крутящий момент будет передаваться только со стороны одного кривошипа, допускаемое усилие на ползуне (в данном случае на один его палец) по прочности шестерни в зависимости от угла поворота кривошипа выразится уравнением (475). Прочность самого пальца и пальца кривошипа допускает нагрузку $P_n/2$. Допускаемая нагрузка на палец ползуна по прочности шестерни и прочности самого пальца ползуна и пальца кривошипа изобразится в виде графика (рис. 160). Прямая MN , характеризующая усилие на пальце ползуна, допускаемое прочностью этого пальца и пальца кривошипа, отсекает на участке угла поворота от α_1 до 180° часть кривой усилий на ползуне, допускаемых прочностью шестерни. Таким образом, если вся нагрузка приходится на один палец ползуна, то график допускаемых на него усилий определится заштрихованной частью на рис. 160.

По аналогии с формулой (472) допускаемое усилие на ползуне по прочности срезающегося предохранителя у шестерни изобразится на рис. 160 штриховой кривой. Как видно, этот предохранитель при нецентральной нагрузке на ползуне не будет предохранять от поломки пальцы ползуна и кривошипа при угле поворота последнего от α_1 до 180° , т. е. на конечном участке хода ползуна, когда наиболее вероятна перегрузка машины. Рассуждения в отношении служебных недостатков предохранителя, установленного на промежуточной шестерне, приведенные ранее для машины с приводом по схеме, показанной на рис. 149, б, остаются в силе и для данного случая.

В условиях нецентральной нагрузки на ползун, например на расстоянии $0,2L$ от середины ползуна, график допускаемых нагрузок у машин, построенных с двусторонним приводом (см. рис. 149, б) коренного вала, вернее оси, поскольку она не передает крутящего момента и работает только на изгиб, оказывается менее благоприятным, чем у машин, построенных по схеме, приведенной на рис. 149, а, у которых допускаемое усилие в процессе хода ползуна имеет большие значения. Отсюда следует, что для процессов, требующих достаточно большого усилия в начале деформации металла (например, глубокая прошивка) при нецентральной нагрузке на ползун, следует применять машину, имеющую схему, соответствующую показанной на рис. 149, а.



Однако при этом необходимо иметь в виду, что предохранитель в системе шестеренной передачи при нецентральной нагрузке не будет реагировать на перегрузку кривошипного механизма машины. В таких машинах целесообразно устройство предохранителей на упорах. Предохранители рассчитывают на перегрузку пальца ползуна в $1,25$ против $P_H/2$.

Другими словами, каждый предохранитель на упорах должен реагировать при достижении приходящейся на него нагрузки, равной $1,25 \cdot 0,5 P_H \approx 0,63 P_H$. На рис. 160 допускаемое усилие

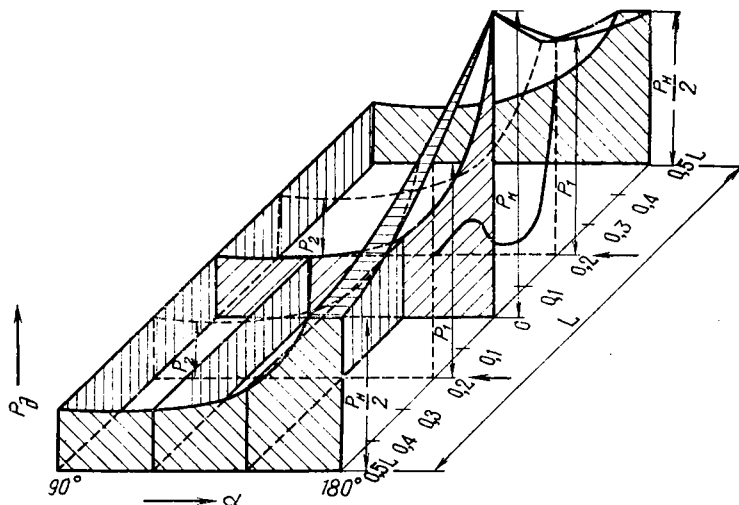


Рис. 161. Диаграмма усилий, допускаемых на ползуне бульдозера с односторонним приводом кривошипного вала в зависимости от угла поворота α кривошипа и расположения «центра давления» на ползуне

на пальце ползуна по предохранителю, установленному на упоре, изобразится штриховой прямой $M'N'$. Тогда на участке $\alpha_1—180^\circ$ машина предохраняется от перегрузки предохранителем в системе упоров, а на участке хода $90^\circ—\alpha_1$ — предохранителем, установленным в системе привода (у шестерни). Таким образом, роль предохранителей в системе привода и на упорах различна. Они не дублируют друг друга, а работают на различных участках хода ползуна.

В практике нагрузка с эксцентриситетом, большим $x=0,25 L$, почти исключается. Поэтому во избежание установки предохранителя на упорах целесообразно повысить прочность пальцев кривошипов и пальцев ползунов, рассчитав их из условия воздействия на них максимальной нагрузки не $0,5 P_H$, а $0,7 P_H$. В этом случае нагрузку P_x по прочности пальцев кривошипа и пальцев ползуна при смещенном центре давления можно опре-

делить по уравнениям

$$0,7P_n L - P_x \left(\frac{L}{2} + aL \right) = 0,$$

$$P_x = \frac{0,7P_n L}{\frac{L}{2} + aL}$$

или

$$P_x = 0,7 \frac{P_n}{0,5 + a}, \quad (476)$$

а по прочности зубьев шестерни по выражению (475).

Вес машины с прочностью пальцев $0,7 P_n$ уменьшится, так как не потребуется установки предохранителей на упорах, на что затрачивается больше металла, чем на увеличение прочности пальцев ползуна и кривошипов. Изготовление машины при этом менее трудоемко.

Из уравнения (476) следует, что номинальное усилие P_n на ползуне в конце хода бульдозера без перегрузки пальцев при смещении центра давления относительно середины лобовой поверхности ползуна равно $0,2L$ и с перегрузкой в 7% на расстоянии $0,25L$ от середины

$$P_n = \frac{0,7 \cdot 1,07 \cdot P_n}{0,5 + a}, \text{ откуда } a = 0,7 \cdot 1,07 - 0,5 \approx 0,25.$$

При центральном нагружении ($a=0$) прочность пальцев ползуна и кривошипов допускает в конце хода нагрузку на ползуне $P_d = 1,4 P_n$, в то время как по прочности шестерни $P_d = P_n$. Таким образом, при практически возможном смещении центра нагрузки ($a=0,25$) предохранитель в системе привода предохранит от перегрузки также пальцы кривошипа и ползуна. В соответствии с изложенным объемный график допускаемых усилий примет вид, изображенный на рис. 162. Для практического ис-

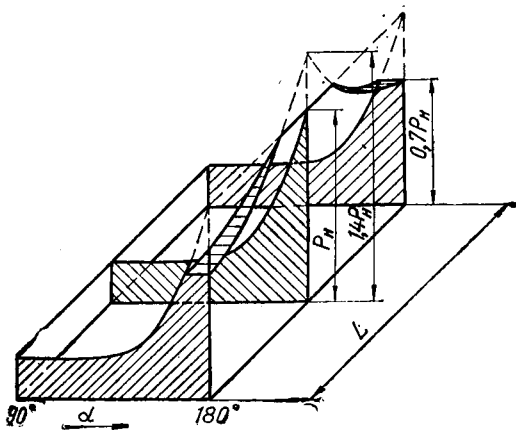


Рис. 162. Диаграмма усилий, допускаемых на ползуне бульдозера с односторонним приводом кривошипного вала и усиленными пальцами кривошипа и ползуна

пользования графиков допускаемых усилий на ползуне удобнее, если они построены не в функции α , а в функции недохода ползуна до крайнего переднего положения ($2r - S$). Для пересчета следует использовать уравнения (415) или (416).

§ 71. БЫСТРОХОДНЫЕ БУЛЬДОЗЕРЫ

Быстроходные бульдозеры имеют свои особенности. У малых моделей [$0,05—0,1 M_n$ ($5—10 \text{ тс}$)] ползун передвигается от одно- или двухколенчатого (рис. 163, а) вала, у более крупных машин [$0,15—0,3 M_n$ ($15—30 \text{ тс}$)] — только посредством двухколенчатого вала (рис. 163, б).

Механизм включения (рис. 163, в) на рабочий ход встроен в систему шатун — ползун. Шатун 5 соединен с толкателем 4, который при рабочем ходе упирается в плитку 2. При подъеме плитки толкатель может свободно продвигаться в полости ползуна 1, и этим выключать его из движения (рис. 163, г). Подъемом и опусканием плитки управляют путем передвижения клина 3 от педали или рукоятки. В более поздних моделях используют фрикционную муфту, встроенную во втулку маховика. Маховик приводится во вращение от электродвигателя при помощи клиноременной передачи.

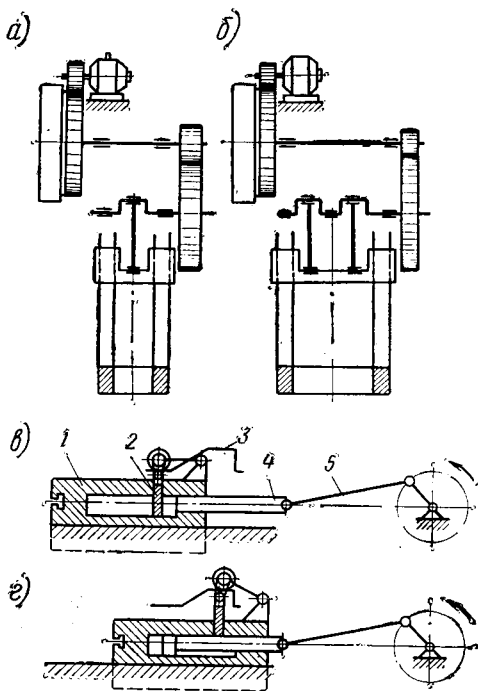


Рис. 163. Схемы быстроходных бульдозеров

Станина быстроходного бульдозера имеет наклон в сторону упоров (рис. 164), что обеспечивает хорошую устойчивость заготовкам, закладываемым в штамп на ребро. Предохранитель со срезающимся стержнем или фрикционный устанавливают в системе зубчатой передачи.

§ 72. ГРАФИК УСИЛИЙ, ДОПУСКАЕМЫХ НА ПОЛЗУНЕ БЫСТРОХОДНЫХ БУЛЬДОЗЕРОВ

График допускаемых нагрузок на ползуне по прочности зубчатой передачи и коленчатого вала в зависимости от угла поворота коленчатого вала при центральном нагружении будет иметь вид, изображенный на рис. 165. При нецентральном нагружении

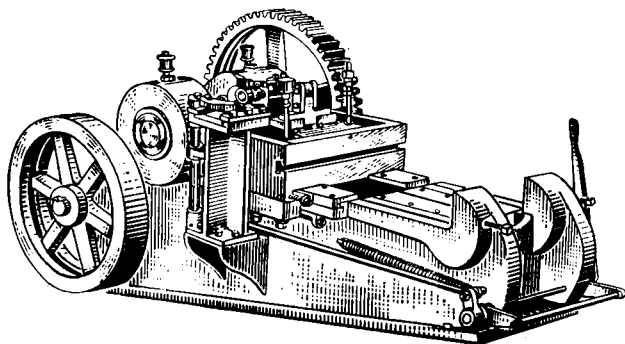


Рис. 164. Быстроходный бульдозер

на ползун быстроходных гибочных машин с однокривошипным приводом (рис. 166) возникает опрокидывающий момент $P_x x$, вызывающий в направляющих реактивный момент Pb , где b — длина базы направления ползуна. Из равенства моментов $P_x x = Pb$ имеем $P = P_x x / b$.

Сила P вызывает появление сил трения $P_\tau / 2$ в направляющих ползуна с двух его сторон:

$$P_\tau = 2P\mu \quad \text{или} \quad P_\tau = 2P_x \frac{x}{b} \mu.$$

Баланс сил в конце рабочего хода ползуна

$$P_H - P_x - 2P_x \frac{x}{b} \mu = 0,$$

откуда

$$P_x = P_H \frac{1}{1 + 2 \frac{x}{b} \mu}.$$

Из этого выражения видно, что чем больше длина базы направления b , тем больше в конце хода машины допускаемое усилие P_x на ползуне при нецентральном нагружении последнего. Поэтому понятно стремление конструкторов развить базу b направления ползуна.

Однокривошипные быстроходные бульдозеры строят усилием не более $0,1 \text{ Мн}$ (10 тс). В имеющихся конструкциях база направления примерно равна ширине ползуна: $b \approx L$. Практически можно ожидать в некоторых случаях внецентральной нагрузки с эксцентриситетом, достигающим величины $x = 0,25 L$. Тогда, подставив в выражение (477) значения $b = L$, $x = 0,25 L$ при $\mu = 0,06$,

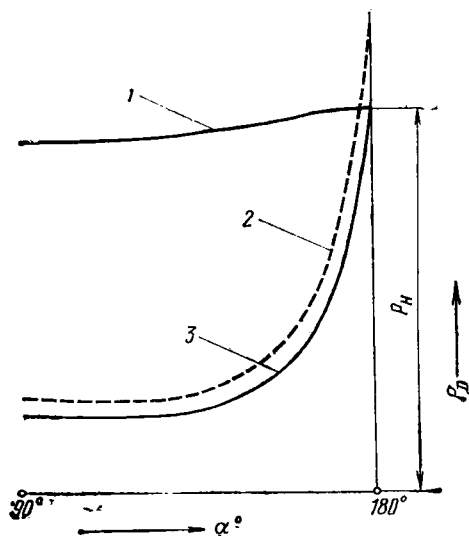


Рис. 165. График нагрузок, допускаемых на ползун быстроходного бульдозера с однокоренчатым валом:

1 — по прочности коренчатого вала; 2 — по прочности предохранителя; 3 — по прочности шестерни

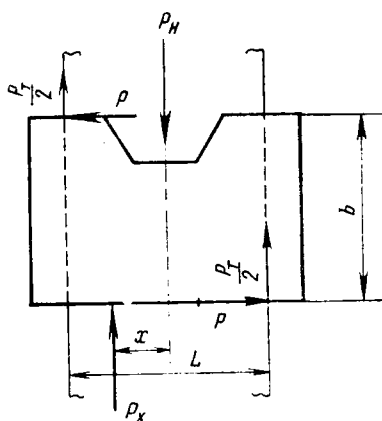


Рис. 166. Схема сил, действующих на ползун быстроходного бульдозера с однокоренчатым валом при нецентральной нагрузке

получим $P_x = 0,97 P_H$. Поскольку в соответствии с работой предохранителя допускается перегрузка машины на 20%, можно считать, что у однокривошипных быстроходных бульдозеров допускаемое усилие на ползуне практически не зависит от расположения на нем центра давления и может быть принято в соответствии с графиком, приведенным на рис. 165. Зазоры между ползуном и направляющими регулируют при помощи продольных клиньев 1 и 2 (рис. 167), как и у всех бульдозеров. У быстроходных бульдозеров $[0,15—0,3 \text{ Мн}$ ($15—30 \text{ тс}$)] с двухкоренчатым валом допускаемая нагрузка на ползун меняется в зависимости от расположения центра давления по ширине ползуна.

Шатуны действуют на расстоянии L_1 друг от друга (рис. 168). Когда центр давления приходится по середине ширины ползуна, передаваемое усилие раскладывается поровну на каждое колено. Из предыдущего известно, что при таком расположении центра

давления можно допустить в конце хода максимальное усилие, равное номинальному P_H . Тогда на каждое колено вала придется половина нагрузки $P_H/2$. Колено, расположенное со стороны привода (большой шестерни — см. рис. 163, б), воспринимает нагрузку, не только приходящуюся непосредственно на него, но и передает через себя крутящий момент, вызванный нагрузкой на соседнее колено. Поэтому, если вся нагрузка придется только на это первое со стороны шестерни колено ($x = L_1/2$), то оно по своей прочности сможет выдержать нагрузку, большую чем $P_H/2$.

На практике, из условий унификации шатунов и других связанных с ними деталей, второе колено выполняют одинаковых размеров с первым. Поэтому при $x = -L_1/2$ прочность колен допускает на них нагрузку в конце хода большую чем $0,5 P_H$ и составляющую примерно $0,6 P_H$.

Если центр давления будет расположен еще дальше от середины ползуна $x > L_1/2$, то допускаемое усилие в конце рабочего хода машины можно определить из условия (см. рис. 168, а), что опрокидывающий момент $P_x(aL - L_1/2)$ воспринимается целиком направляющими, а второе колено работает вхолостую, без непосредственного воздейст-

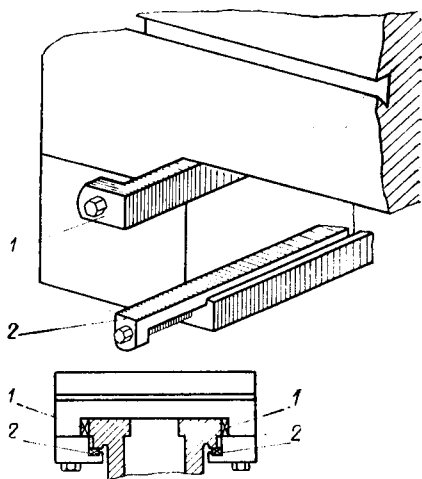


Рис. 167. Устройство для регулирования зазоров в направляющих ползуна из бульдозеров

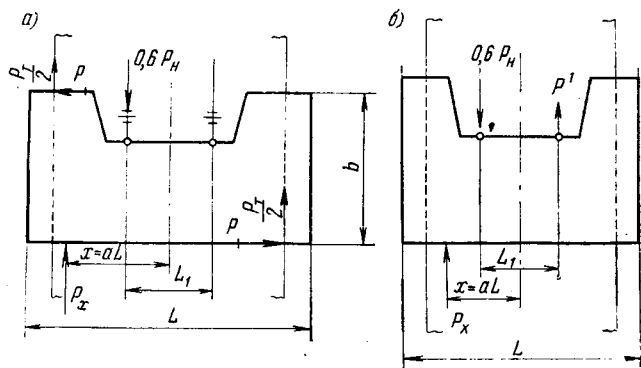


Рис. 168. Схема усилий, действующих на ползун быстрого бульдозера с двухколенным валом:

а — при небольшом зазоре в направляющих ползуна; б — при большом зазоре в направляющих ползуна

вия на него прямой или реактивной нагрузки:

$$P_x(aL - L_1/2) = Pb. \quad (478)$$

Подобное условие наиболее вероятно, поскольку длина базы направления у таких бульдозеров достаточно велика [$b \approx (0,75 \div 0,8) L$], и зазор в направляющих ползуна невелик по сравнению с суммарным зазором в механизме включения, головках шатуна и опорах коленчатого вала.

Из уравнения (478) найдем реактивное усилие P , действующее на направляющие

$$P = P_x \frac{aL - L_1/2}{b},$$

а сила трения в направляющих с двух сторон ползуна

$$P_\tau = 2P\mu$$

или

$$P_\tau = 2P_x \frac{aL - L_1/2}{b} \mu.$$

Баланс сил

$$0,6P_H - 2P_x \frac{aL - L_1/2}{b} \mu - P_x = 0,$$

откуда

$$P_x = P_H \frac{0,6}{1 + 2 \frac{aL - 0,5L_1}{b} \mu} \quad (479)$$

в пределах $x = aL = L_1/2 \div L/2$. Из уравнения (479) видно, что и для машин с двухколенчатым валом можно допустить на ползуне тем большую, эксцентрично расположенную нагрузку, чем длиннее база направления b . При $a=0,5$; $L_1=L/3$; $b=0,8 L$; при $\mu=0,06$ по формуле (479) получим $P_x=0,57 P_H$. Отсюда видно, что допускаемое усилие на ползуне при крайнем условии приложения нагрузки ($x=0,5 L$) весьма мало отличается (на 5%) от усилия, соответствующего расположению центра давления непосредственно против одного из колен ($x=0,5 L_1$). Практически следует считать, что на участке от $x=0,5 L_1$ до $x=0,5 L$ допускаемое усилие на ползуне в конце хода неизменно (рис. 169) и равно $0,6 P_H$. При центральном расположении нагрузки на ползуне ($x=0$) допускаемое усилие в конце рабочего хода машины ($\alpha=180^\circ$) как по прочности шестеренной передачи, так и прочности коленчатого вала должно быть примерно одинаковым, равным

$P_d = P_n$. В зависимости от угла поворота коленчатого вала нагрузку на ползун по прочности шестерни можно допускать в соответствии с уравнением (475):

$$P_d = \frac{P_n W_r}{W} = \frac{Q R_{ок} \cos \varphi}{W};$$

Это усилие не зависит от расположения нагрузки на ползуне. Совмещенная диаграмма допускаемых усилий в конце хода ползуна в зависимости от расположения центра давления (см. рис. 169) по уравнению (479) и по прочности шестерни в зави-

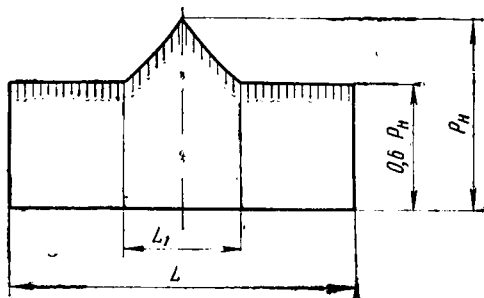


Рис. 169. Усилие, допускаемое на ползуне в конце хода быстроходного бульдозера, имеющего двухколенчатый вал, в зависимости от расположения центра давления по ширине ползуна

симости от угла поворота коленчатого вала (рис. 170), согласно уравнению (469), приведена на рис. 171.

При эксцентричной нагрузке допускаемое усилие на ползуне в конце его хода лимитируется прочностью коленчатого вала

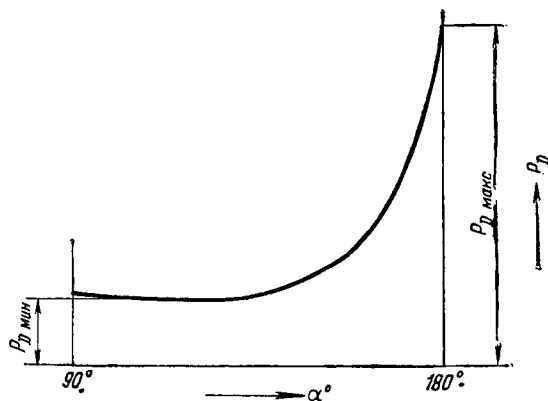


Рис. 170. График усилий, допускаемых на ползуне кривошипной машины по прочности шестерни

и составляет величину, меньшую номинального значения P_H . В процессе рабочего хода ($\alpha < 180^\circ$) допускаемое усилие на ползуне лимитируется прочностью шестеренной передачи, и лишь на некоторой части хода, вблизи его конца, при смещенной нагрузке — прочностью коленчатого вала.

Следует иметь в виду, что при большом зазоре в направляющих опрокидывающий момент $P_x(aL - L_1/2)$ не будет уравновешиваться направляющими, а вызовет обратную реакцию P' на

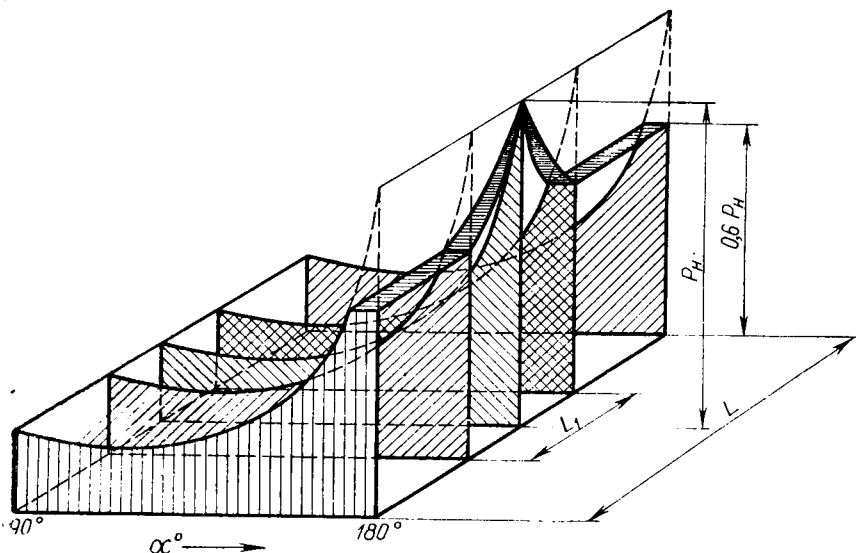


Рис. 171. Совмещенная диаграмма усилий, допускаемых на ползуне быстрого бульдозера с двухколенчатым валом, в зависимости от расположения центра давления и угла поворота коленчатого вала

другом шатуне, который будет тянуть другое колено в направлении его вращения (см. рис. 168, б). Из этого условия получаем

$$P_x(aL + L_1/2) - 0,6P_H L_1 = 0,$$

$$P_x = P_H \frac{0,6L_1}{aL + L_1/2}. \quad (480)$$

Принимая те же значения, что и ранее (т. е. $a=0,5$; $L_1=L/3$), и решая уравнение (480), найдем $P_x=0,3 P_H$, т. е. допускаемое усилие на ползуне почти в 2 раза меньше, чем в предыдущем случае ($P_x=0,57 P_H$), когда зазор в направляющих был небольшим. Отсюда видно, что следует обращать особое внимание на состояние направляющих и зазор между ползуном и направляющими станины.

Аналогично тому, как это имеет место у нормальных (тихоходных) бульдозеров, построенных по схеме, приведенной на рис. 149, а, у быстроходных бульдозеров с двухколенчатым валом предохранитель, установленный в системе зубчатой передачи, не сможет реагировать на перегрузку коленчатого вала в случае нагрузки, сдвинутой относительно середины ползуна. Поэтому значительной эксцентричной нагрузки при эксплуатации таких бульдозеров следует избегать.

Как было указано ранее, при центральном расположении нагрузки на ползуне бульдозера на каждое колено вала можно допустить максимальное усилие $0,5 P_n$. Если нагрузка приложена на расстоянии $0,5 L_1$ и передается непосредственно на одно колено, то это колено может выдержать усилие, равное $0,6 P_n$, т. е. допускается его увеличение на $0,1 P_n$. Приняв, что допускаемое усилие на колено возрастает пропорционально расстоянию приложения нагрузки от оси ползуна (в пределах $x=0,5 L_1$ до 0), получим, что это колено может воспринять нагрузку, равную $0,5 P_n + 0,1 a/0,5 P_n$, или $P_n(0,5 + a/5)$. Сумма моментов относительно менее нагруженной опоры ползуна $P_n(0,5 + a/5) L_1 - P_x(a L_1 + 0,5 L_1) = 0$, откуда

$$P_x = P_n \frac{0,5 + 0,2a}{a + 0,5}, \quad (481)$$

где $a =$ от 0 до 0,5.

Все сказанное о графике допускаемых усилий на ползуне для быстроходных бульдозеров с двухколенчатым валом распространяется и на графики всех двухкривошипных прессов с односторонним приводом коленчатого вала. Поэтому при рассмотрении прессов с двухкривошипным (коленчатым) валом эти вопросы повторно рассматриваться не будут.

§ 73. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Горизонтальноковочные машины предназначены главным образом для работы от прутка. Вначале (первые машины были выпущены американской фирмой «Аякс» в 1868 г.) их предназначали для массового изготовления болтов. По размеру изготавливаемых болтов машины разделялись на полудюймовые, дюймовые и т. п. Со временем эти машины стали применяться для изготовления самых разнообразных поковок, и в настоящее время на них выполняют операции высадки, глубокой и сквозной прошивки, гибки и отрезки изготовленных поковок от прутка.

В связи с этим деление машин на полу-, одно-, двухдюймовые и т. д. утратило первоначальный смысл, хотя иногда их продолжают так подразделять, и в настоящее время размер их определяют усилием в меганьютонах (тонно-силах), на которое можно нагрузить машину в конце хода без опасения вызвать ее поломку. Это усилие называется номинальным (табл. 21).

Рабочий инструмент, применяемый на горизонтальноковочных машинах состоит из разъемных матриц и пуансона. Машина (рис. 172, а) имеет шатунно-кривошипный механизм, приводящий в действие главный (центральный или высадочный) ползун 5, в котором закрепляют пуансонодержатель с пуансонами 6. Одна половина 7 матрицы (правая по фронту машины) закреплена неподвижно в специальном гнезде станины, а другая левая подвижная 9 — закреплена на поперечном ползуне 10. Этот ползун передвигается при помощи так называемого механизма зажима матриц (на рис. 172 не показан), приводимого в действие при помощи системы звеньев от главного ползуна или непосредственно от коренного (коленчатого) вала. Механизм включения 14 на рабочий ход (муфта включения или сцепления) у горизонтальноковочных машин располагается либо на приемном валу 12 (рис. 172, в), и в этом случае муфта 14 фрикционная и встроена во втулку маховика 13, либо на коленчатом валу 3, при этом она встроена во втулку большой шестерни 2 (см. рис. 172, а), либо в системе «шатун 4 — главный ползун 5» (рис. 172, б).

Механизмом включения управляют от педали. При включении машины на рабочий ход ползуны (главный 5 и поперечный 10, см. рис. 172, а) начинают двигаться. Однако поперечный ползун быстрее завершает свой ход и смыкает матрицы. Только после смыкания матриц и зажима ими прутка может осуществиться собственно рабочий ход, т. е. деформирование заготовки.

Этапы работы горизонтальноковочной машины показаны на рис. 173. Полный прямой ход $S_{\text{ц}}$ центрального ползуна (рис. 173, г) разбивается на два участка. Первый участок (угол поворота α_x , рис. 174) соответствует холостому ходу S_x , когда матрицы еще не сомкнулись (поперечный ползун не прошел путь $S_{\text{п}}$), пруток не зажат и деформировать последний пуансоном

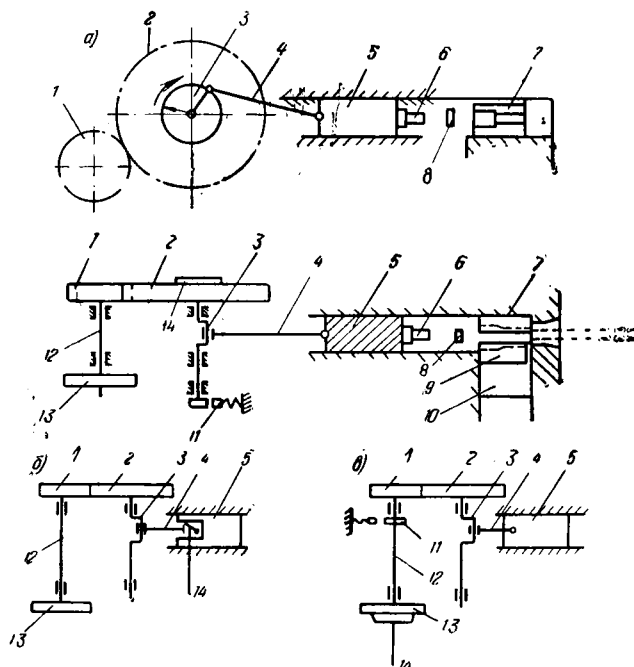


Рис. 172. Принципиальная схема горизонтальноковочных машин:

а — муфта включения встроена во втулке большой шестерни; б — муфта включения встроена в системе «ползун — шатун»; в — муфта встроена во втулке маховика; 1 — малая шестерня; 2 — большая шестерня; 3 — коленчатый вал; 4 — шатун; 5 — главный (центральный) ползун; 6 — пуансон; 7 — неподвижная матрица; 8 — упор; 9 — подвижная матрица; 10 — поперечный ползун; 11 — тормоз; 12 — приемный вал; 13 — маховик; 14 — муфта включения

нельзя. Второй участок S_p соответствует остальной части прямого хода центрального ползуна (угол поворота α_p), когда матрицы сомкнулись и удерживают пруток в зажатом положении, поэтому пруток можно деформировать пуансоном. Участок S_p прямого хода центрального ползуна, на котором можно производить деформирование заготовки, называется рабочим ходом машины.

Характеристика горизонт

Показатели	Номинальное			
	0,5÷1 [50÷100]	1,25÷1,6 [125÷160]	2,5 [250]	3÷4 [300÷400]
Полный ход ползуна, мм	150÷[200] [150]	200÷[230] [210]	228÷[240] [260]	280÷305 [290]
Полезный (рабочий) ход ползуна, мм	55÷[100] [70]	60÷[125] [90]	[110]÷145 [150]	130÷[190]
Число ходов в минуту	80÷[95]	65÷[75]	50÷[60]	36÷[45] 55
Ход матриц, мм:				
левой	43÷76 [55] [65]	[68]÷89 [75]	76÷109 [85] [100]	98÷127 [125]
правой	25÷35	40÷45	55÷60	60÷90
Размеры матриц, мм:				
длина	160÷280 [220]	245÷330 [280]	260÷370 [350]	450÷457 [450]
высота	180÷280 [250]	285÷[310]	320÷[380]	330÷[480]
толщина	90÷127 [100]	110÷145 [120]	120÷156 [140]	140÷180 [160]
Мощность электродвигателя, (л. с.) кВт	(5÷7,5) 3,7÷5,5	(8÷10) 5,9÷7,4	(12÷15) 8,9÷11	(20÷25) 14,7÷18,4
Приблизительный вес, (Т) Мн	(4,6÷6) 0,046÷0,06	(8÷11,8) 0,08÷0,118	(12÷15,9) 0,12÷0,159	(22÷29) 0,22÷0,29

Примечания:

1. Цифры, заключенные в квадратные скобки, соответствуют ГОСТ хода матриц, хода высадочного ползуна и полезного его хода.
2. По особому заказу можно изготовлять машины с отводом правой ногой в действие отдельным электродвигателем).
3. Цифры со звездочкой относятся к машине 20 Мн (2000 тс),

На некотором участке S_m в начале обратного хода центрального ползуна (угол поворота α_m) матрицы остаются сомкнутыми. Это необходимо во избежание застревания поковки на пуансоне при его обратном ходе (например, после прошивки).

Величина полного хода центрального ползуна $S_{ц}$ равна удвоенному радиусу (эксцентриситету) кривошипа: $S_{ц}=2r$, где r — радиус кривошипа. Отсюда следует, что центральный ползун

альногоковочных машин

усилие, *Мн* (*тс*)

5÷6,3 500÷630	8÷9 [800]÷900	10÷11 1000÷1100	12,5 [1250]	15—16—20 1500÷[2000] [1600]	- 25 [2500]	31,5 [3150]
320 ÷ [350]	340 ÷ 395 [380]	355 ÷ [420] [457]	[460]	420 ÷ 610 [510], [570*]	[630]	[700]
165 ÷ [230]	200 ÷ 250 [266]	270 ÷ 305 [280]	[310]	240 ÷ [350] [390*]	[430]	[480]
30 ÷ [35] 38	28 ÷ [33] 34	26 ÷ [31]	[27]	24 ÷ [25*] [26]	[23]	[21]
114 ÷ [160]	152 ÷ 190 [180]	178 ÷ 216 [200]	[220]	190 ÷ 266 [250] [280*]	[310]	[350]
94 ÷ 100	105 ÷ 110	110 ÷ 125	—	110 ÷ 140	—	—
546 ÷ [560]	[590] ÷ 630	[640] ÷ 710	[700]	750 ÷ [850*] [770]	[930]	[1020]
455 ÷ 610 [590]	560 ÷ 700 [660]	610 ÷ 790 [740]	[820]	660 ÷ 965 [910] [1030*]	[1150]	[1300]
170 ÷ [200]	200 ÷ 228 [220]	228 ÷ 280 [240]	[260]	280 ÷ 330 [290] [320*]	[350]	[390]
(25 ÷ 40) 18,4 ÷ 28,4	(35 ÷ 60) 25,8 ÷ 44	(50 ÷ 75) 36,8 ÷ 55	— —	(70 ÷ 150) 51,5 ÷ 110	— —	— —
(29 ÷ 50) 0,29 ÷ 0,5	(37 ÷ 61) 0,37 ÷ 0,61	(45 ÷ 100) 0,45 ÷ 1,08	— —	(100 ÷ 165,7) 1,0 ÷ 1,65	— —	— —

7023—56. Машины до 2,5 *Мн* (250 *тс*) строят по ГОСТу в двух вариантах матрицы (вручную или при помощи специального механизма, приводи-

при каждом ходе должен пройти определенное крайнее переднее положение. В действительности вследствие упругой деформации деталей машины (станина растягивается, коленчатый вал изгибается и т. п.) крайнее переднее положение центрального ползуна под нагрузкой будет иным, чем без нагрузки (см. § 81).

В пространстве между центральным ползуном и матрицами имеется так называемый передний упор 8 (см. рис. 172 или 6 на

рис. 173), устанавливаемый предварительно в нужном положении, чтобы отмерить необходимую длину выступающей части

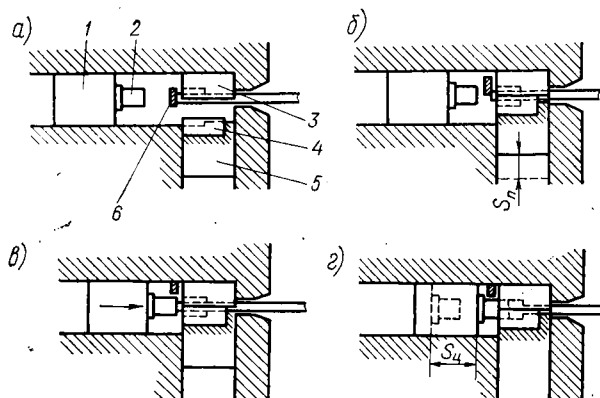


Рис. 173. Этапы рабочего цикла горизонтальноковочных машин:

a — начало движения пуансона; *б* — момент сжатия матриц, упор *б* отводится; *в* — момент соприкосновения пуансона 2 с высаживаемым прутком; *г* — завершение рабочего хода главного ползуна. 1 — главный ползун; 2 — пуансон; 3 — неподвижная матрица; 4 — подвижная матрица; 5 — поперечный ползун; 6 — упор

прутка, подлежащей высадке. К концу хода поперечного (зажимного) ползуна (см. рис. 173), когда пруток оказывается зажатым в ручье между матрицами, упор автоматически отводится в сторону и не препятствует движению пуансона, закрепленного в центральном ползуне. Упор кинематически связан с централь-

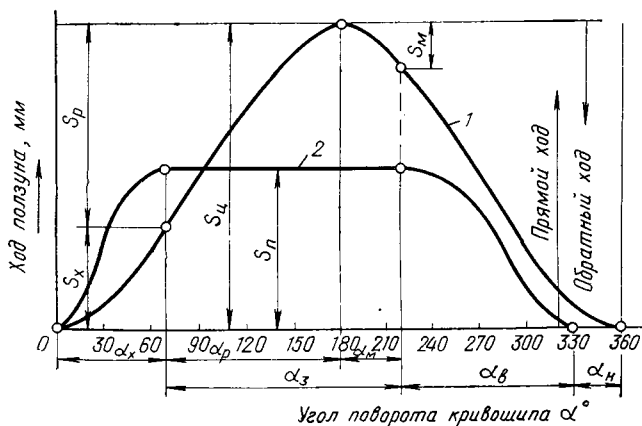


Рис. 174. Диаграмма хода главного (высадочного центрального) и поперечного ползуну горизонтальноковочной машины в зависимости от угла поворота α коленчатого вала

ным или поперечным ползуном таким образом (см. § 92), чтобы упор автоматически отводился в сторону в момент полного смыкания матриц и возвращался в исходное рабочее положение перед матрицами в момент подхода высадочного ползуна к заднему положению.

Усилие зажима матриц передается на станину и вызывает ее деформацию в поперечном направлении. Чем более податлива машина в продольном и поперечном направлениях, тем меньше достижимая точность получаемых поковок. Поэтому для увеличения точности поковок у большинства горизонтальноковочных машин средних и крупных размеров станины имеют продольные и поперечные стяжные болты (рис. 175). Эти болты должны удерживать от отгиба вертикальные стенки станины, воспринимающие усилия.

§ 74. СИСТЕМЫ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Система зажимного механизма должна обеспечивать зажатие прутка до начала его деформации пуансоном, удержание прутка в таком положении во время всего процесса деформации и в течение некоторого времени, соответствующего небольшому участку в начале обратного хода центрального ползуна. Матрицы в закрытом положении должны быть прижаты друг к другу с определенным напряжением, достаточным для противодействия распирающему усилию от давления металла на стенки полости матрицы в процессе высадки. При недостаточном напряжении зажима матрицы под распирающим действием высаживаемого металла раздвинутся, и в образовавшийся зазор затечет металл, образуя на поковке продольный заусенец по месту разъема матриц. Вследствие этого появится дополнительный отход металла на заусенец, точность размеров поковок окажется невысокой и, кроме того, придется вводить дополнительную операцию — удаление образовавшегося заусенца.

Напряжение зажима матриц зависит от системы зажимного механизма, степени жесткости его звеньев и жесткости станины в поперечном направлении. Регулируется напряжение зажима толщиной стальных прокладок, закладываемых за опорные поверхности матриц при наладке штампов.

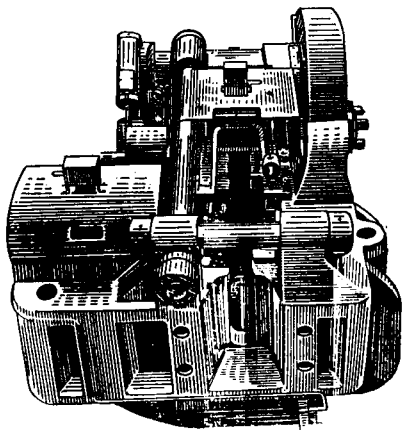


Рис. 175. Горизонтальноковочная машина с продольным и поперечным болтами

В первоначальной конструкции горизонтальноковочных машин «Аякс» (рис. 176) движение поперечному ползуну передавалось через систему рычагов от центрального ползуна 5, получавшего движение от коленчатого вала 3 посредством шатуна 4.

По системе «Эумуко» (рис. 177, а) движение поперечному ползуну 2 с зажимной матрицей 1 передается от кривошипного механизма, устроенного на свободном (в виде консоли) конце

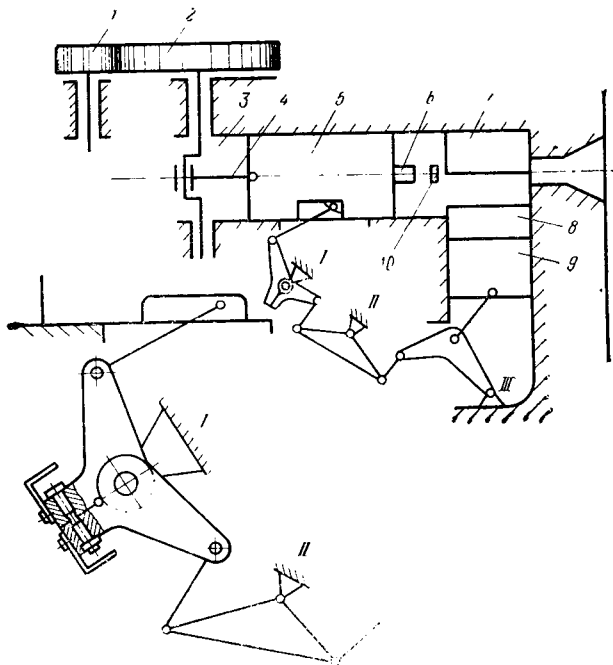


Рис. 176. Трехточечная система зажимного механизма «Аякс» (старая модель)

1, II, III — закрепленные в станине оси шарниров зажимного механизма; 1 — малая шестерня; 2 — большая шестерня; 3 — коленчатый вал; 4 — шатун; 5 — главный (центральный, высадочный) ползун; 6 — пуансон; 7 — неподвижная матрица; 8 — подвижная матрица; 9 — поперечный ползун; 10 — упор

коленчатого вала, противоположном большой шестерне. Принципиально такое же устройство имеют машины конструкции «Газенклевер» (рис. 177, б). Отличие их от предыдущего типа заключается лишь в ином пространственном расположении рычагов. У обеих конструкций имеется боковой ползун 3, воздействующий сдвоенными распорными звеньями на поперечный ползун 2. При работе машины боковой ползун дважды переходит через положение полного распора этих звеньев.

По схеме, показанной на рис. 177, в (машины малых размеров, отечественные и фирмы «Националь»), привод зажимного механизма также осуществляется от кривошипа на конце коленчатого вала. Этот кривошип через систему звеньев приводит в движение клин 3, имеющий паз, в который входит зуб 5 поперечного ползуна 2. При движении вправо клин упирается своей плоскостью в стенку выреза ползуна 2 (на рис. 177, в выделена штриховкой) и передвигает ползун на замыкание матриц. При обратном ходе клин 3 воздействует на зуб 5 и отводит ползун 2 в обратную сторону, размыкая матрицы. Неподвижное выставление подвижной матрицы в процессе рабочего хода получается в данном случае за счет небольшого перехода шатуна клина и шатуна кривошипа через положение полного распора. Небольшое перемещение соответствующих шарниров на участке вблизи положения полного их распора компенсируется упругой деформацией звеньев механизма и станины.

Вследствие этого напряжение зажима матриц несколько меняется в процессе штамповки.

Звенья механизма зажима матриц, приводимого в действие от центрального ползуна (см. рис. 176) или коренного вала посредством кривошипа (см. рис. 177, а и б), пространственно расположены таким образом, чтобы в некоторые моменты движения центрального ползуна могли переходить положения, при которых подвижная матрица некоторое время практически неподвижна. Однако напряжение зажима матриц во время деформации прутка меняется несколько раз от минимального до максимального значения и обратно. Изменяется также упругая деформация звеньев зажимного механизма. Так, последняя пара звеньев у поперечного ползуна (см. рис. 177, б) в процессе деформации прутка пуансоном центрального ползуна переходит через положение полного распора четыре ра-

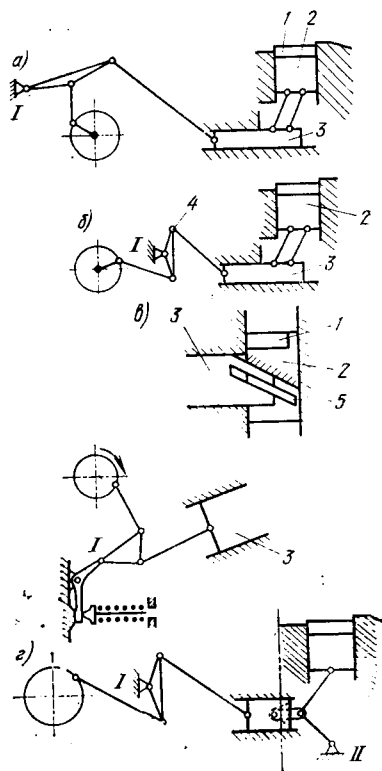


Рис. 177. Схемы привода зажимных механизмов:

а — одноточечная система «Эумуко»;
б — одноточечная система «Газенклевер»;
в — одноточечные отечественные машины и машины «Националь» (малые модели);
г — двухточечная машина

за, причем упругая деформация этих звеньев соответственно изменяется.

Различные системы механизмов зажима матриц, а с ними и горизонтальноковочные машины подразделяются на одно-, двух- и трехточечные по числу неподвижно закрепленных в станине осей шарниров системы механизма зажима матриц. Схема, показанная на рис. 176, имеет три закрепленных в станине оси

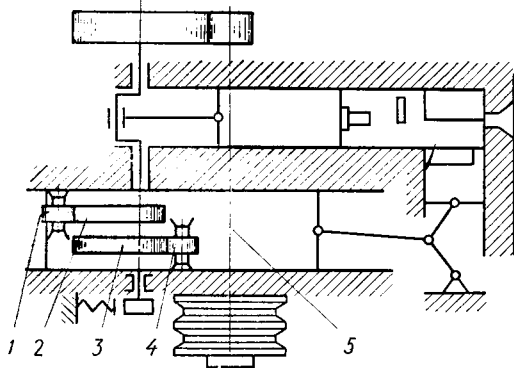
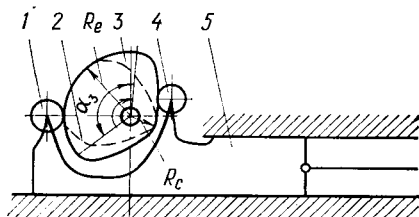


Рис. 178. Схема кулачковой системы привода зажимного механизма:

1 — задний ролик бокового ползуна; 2 — кулак обратного хода бокового ползуна; 3 — кулак переднего хода бокового ползуна; 4 — передний ролик бокового ползуна; 5 — боковой ползун

лаков (рис. 178), обеспечивающих неподвижность всех звеньев в процессе деформации прутка пуансоном центрального ползуна. Эта схема относится к одноточечной системе (см. рис. 178) механизма зажима матриц и используется в отечественных машинах усилием свыше $2,5 \text{ Мн}$ (250 тс). На коренном валу насажено два кулака 2 и 3, в которые упираются задний 1 и передний 4 ролики, оси вращения которых закреплены в боковом ползуне 5.

Кулаки имеют такой профиль, что когда ролик 4 катится по поверхности кулака 3, имеющей постоянный радиус R_c , то боковой ползун 5 отодвинут в крайнее переднее (правое на рис. 178)

звеньев зажимного механизма и называется трехточечной системой. По этому же признаку три схемы, приведенные на рис. 177, относятся к одноточечным. Двухточечные системы механизма зажима матриц (например, см. рис. 177, з) имеют малое распространение.

Переменное усилие зажима матриц у горизонтальноковочных машин нежелательно, так как пуансон в начале обратного хода центрального ползуна может быть сильно зажат в поковке вследствие увеличения сжатия матриц, что может привести к обрыву хвостовика пуансона.

Наиболее современным надо считать механизм зажима матриц, у которого привод осуществляется от ку-

положение и остается неподвижным в процессе поворота коленчатого вала на угол α_3 (см. рис. 174 и 178). При этом матрицы остаются сомкнутыми. Обратный ход бокового ползуна осуществляется кулаком 2, действующим на задний ролик 1. Когда задний ролик катится по поверхности профиля кулака 2 постоянного радиуса R_e , матрицы удерживаются (выстаивают) в раскрытом положении (на рис. 174 соответствует углу поворота α_n). Таким образом, построением соответствующего профиля

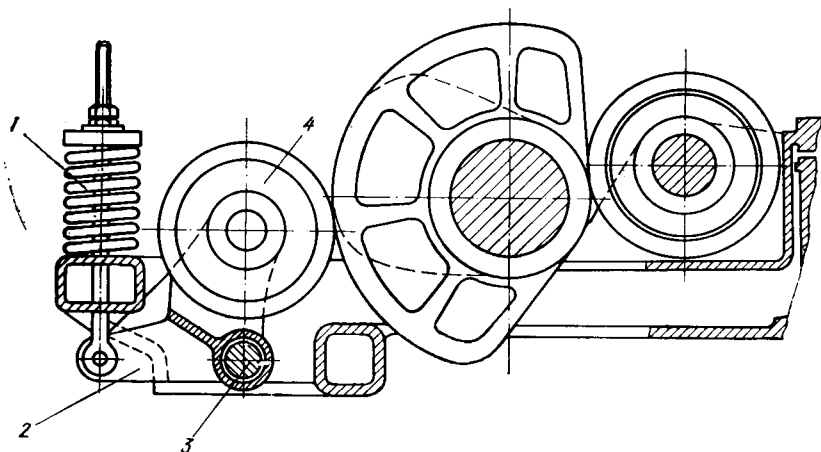


Рис. 179. Устройство закрепления заднего ролика в боковом ползуне:
1 — пружина; 2 — двуплечий рычаг; 3 — ось двуплечего рычага, закрепленная в боковом ползуне; 4 — задний ролик

кулаков 2 и 3 обеспечивают нужное движение зажимного (поперечного) ползуна по отношению к движению центрального (главного, высадочного) в точном соответствии с графиком, приведенным на рис. 174. Во избежание появления зазора между роликами и кулаками вследствие износа задний ролик установлен на эластичной опоре (рис. 179).

§ 75. ПРЕДОХРАНИТЕЛИ В МЕХАНИЗМАХ ЗАЖИМА МАТРИЦ

Перегрузка зажимного механизма может быть вызвана попаданием прутка не в ручей, а между матрицами, ошибочным использованием прутка большего диаметра, чем предусмотрено зажимной частью ручья, попаданием посторонних предметов между матрицами, установкой при наладке штампов излишне толстых прокладок за матрицы и т. п. Вследствие этого в системе зажимного механизма горизонтальноковочных машин всегда устанавливают предохранительное приспособление.

Предохранители действуют по двум основным принципам. Первый принцип заключается во введении в предохранительную систему какой-либо простой недорогой детали, разрушающейся при перегрузке (срезающийся стержень, разрывающийся болт) и разгружающей всю систему. После того как сработает такой предохранитель, для продолжения работы необходимо заменить разрушенную деталь. На это затрачивается известное время, что

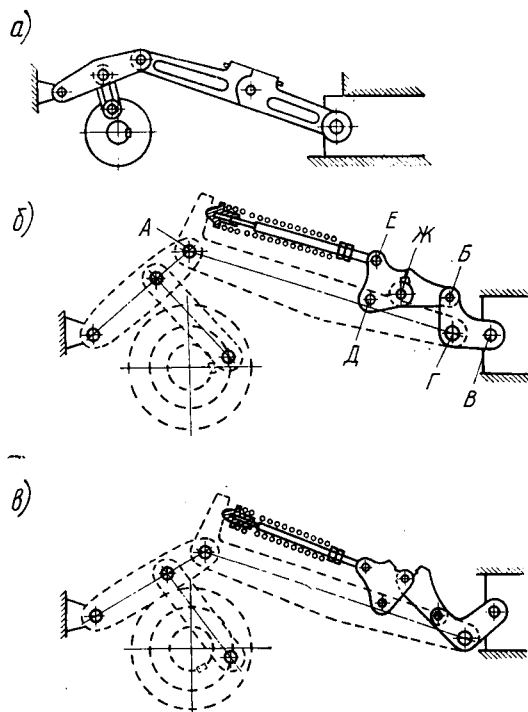


Рис. 180. Схема предохранителя в зажимном механизме машины «Эдумуко»:

а — предохранитель с разрывным болтом; б — предохранитель пружинного типа в рабочем положении; в — предохранитель пружинного типа при перегрузке

вызывает простой машины. Последнее обстоятельство является существенным недостатком таких предохранительных устройств.

При рассмотрении бульдозеров было отмечено, что предохранители, построенные по первому принципу, могут реагировать на перегрузку, составляющую 20—25% предельно допустимой нагрузки машины. Все служебные недостатки подобных предохранителей, рассмотренные в главе о бульдозерах, относятся и к данному случаю.

По второму принципу строят автоматически действующие предохранители, восстанавливающие свое рабочее положение после того, как сработают. Они остаются готовыми к действию и при следующем ходе машины. У таких предохранителей используется или сила трения (фрикционные предохранители), или упругие свойства пружин (пружинные предохранители).

У машин, построенных по схеме, показанной на рис. 176, первый двуплечий рычаг изготавливают составным из двух частей, имеющих общую неподвижную ось вращения, закрепленную в станине (неподвижная точка *I* на рис. 176). Эти части удерживаются в рабочем положении болтом, который при перегрузке зажимного механизма должен разорваться.

У машин, имеющих схему механизма зажима, приведенную на рис. 177, *а*, предохранители устанавливают или в виде разрывающегося болта (рис. 180, *а*), или автоматически действующего пружинного коленчато-рычажного типа (рис. 180, *б* и *в*).

В первом случае принцип действия предохранителя такой же, как на рис. 176. Предохранительный болт должен иметь такую предварительную затяжку, чтобы при нормальных нагрузках стянутые им губки предохранителя не расходились, иначе нарушится правильное взаимное (рабочее) положение шарниров данного составного рычага.

Во втором случае (рис. 180, *б*) усилие, передаваемое по шатуну, действует на угловой рычаг *Б—В—Г*, имеющий на шатуне закрепленную ось *Г*, расположенную ниже оси *АВ*.

Вследствие этого угловой рычаг *Б—Г—В* стремится повернуться вокруг своей оси *Г* против часовой стрелки. Однако от этого его удерживает звено *Б—Ж*, упирающееся в двуплечий коленчатый рычаг *Ж—Д—Е*, имеющий закрепленную в шатуне ось *Д* и общую ось *Ж* со звеном *Ж—Б*.

На шарнир *Е* действует усилие пружины, удерживающее систему предохранителя в рабочем положении (рис. 180, *б*). В случае перегрузки шатун *А—Г*, продолжая свое движение, вызовет передвижение звеньев предохранителя и сжатие пружины (рис. 180, *в*). При обратном движении шатуна система звеньев предохранителя будет поставлена в рабочее положение пружиной.

Предохранитель в системе зажимного механизма машин «Газенклевер» (см. рис. 177, *б*) расположен в шарнире 4. Ось этого шарнира выполнена как срезающийся стержень (рис. 181). Положение предохранительного стержня 3 фиксируется в проушинах вилки 6 при помощи стопорных винтов 8, проходящих через режущие втулки 4. В головке 5 шатуна запрессована бронзовая втулка 7, которая должна вращаться по вставленной в нее режущей втулке 2, закрепленной на оси (предохранительном стержне) 3 при помощи стопорного болта 1. Однако часто стопорный винт 1 в своем острие срезается, и в действительности головка вращается по стержню 3 через режущую втулку 2, по-

сколькx радиус стержня меньше, чем радиус поверхности скольжения по втулке, и момент трения при скольжении по стержню оказывается меньше.

Предохранительный стержень по месту среза имеет выточки. Фирма обе выточки выполнила одинакового диаметра, что неправильно. Равнодействующая усилия проходит по середине головки шатуна. Это усилие распределяется на две опоры вилки 6 коромысла. Поскольку места среза удалены на разные расстояния l_1 и l_2 от места нагрузки (головки шатуна), то, естественно, на ближайшую опору

(на расстоянии l_2) приходится бóльшая нагрузка, а следовательно, по этому месту произойдет срез предохранителя в первую очередь. Затем вся нагрузка ляжет на вторую опору, которая также разрушится, т. е. предохранительный стержень работает попеременно разными своими сечениями.

Предохранитель в таком выполнении не может работать удовлетворительно. Для правильной его работы необходимо, чтобы место среза стержня 3, расположенное ближе (на расстоянии l_2) к равнодействующей в головке 5 шатуна, имело бóльшее сечение, чем удаленное на расстояние l_1 , причем площади рабочих сечений стержня должны относиться обратно пропорционально плечам l_1 и l_2 .

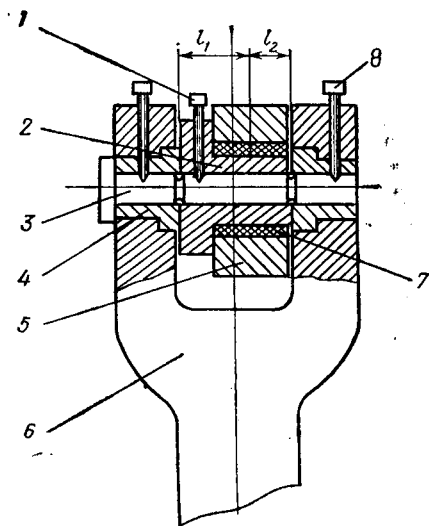


Рис. 181. Схема срезавшегося предохранителя в зажимном механизме машины «Газенклевер»

У машин, построенных по схеме, приведенной на рис. 177, в, предохранитель в зажимном механизме действует автоматически. Неподвижная точка 1 в механизме зажима расположена на плече коленчатого рычага, имеющего закрепленную в станине ось вращения и удерживаемого в рабочем положении пружиной, прижимающей другое плечо рычага к специальной площадке на станине. В случае перегрузки усилие, приходящееся на шарнир 1, повернет коленчатый рычаг вокруг его оси, сжимая пружину. Вследствие этого при вращении кривошипа клин 3 сможет остаться неподвижным.

У горизонтальноковочных машин отечественного производства и у машин «Националь» с кулачковым приводом механизма

зажима матриц* (см. рис. 178) предохранительное приспособление в зажимном механизме встроено в боковой ползун (рис. 182). Шатун, действующий на распорные звенья l_2 и l_3 , связан в шарнире C с коленчатым рычагом, ось которого закреплена в боковом ползуне. Коленчатый рычаг $y-z-C$ пружиной S через систему рычагов удерживается в рабочем положении, которое определяется упором рычага $k-j-x$ и рычага $y-z-C$

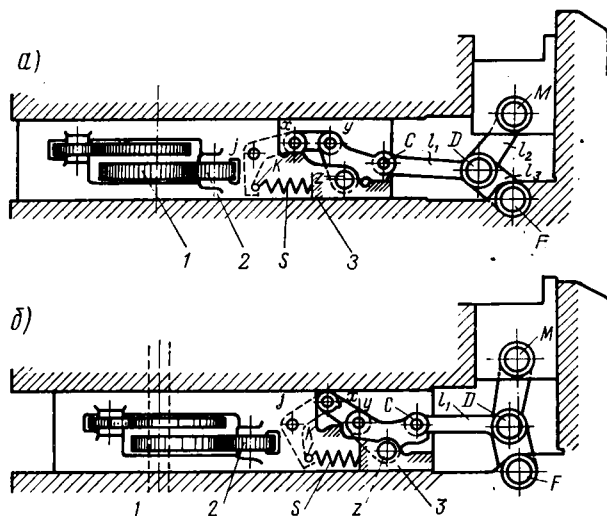


Рис. 182. Схема предохранительного устройства в кулачковом зажимном механизме:

а — в рабочем положении; б — при перегрузке

в специальные площадки на боковом ползуне (на рис. 182 отмечены штриховкой). В случае перегрузки, которая может наступить обычно лишь недалеко от конца хода зажимного (поперечного) ползуна, пружина S уже не сможет удерживать звенья предохранителя в рабочем положении. Звенья при передвижении кулаком 1 бокового ползуна 3 вперед будут изменять свое взаимное положение (рычаг $y-z-C$ повернется вокруг оси z , рычаг $k-j-x$ — вокруг оси j), сжимая пружину S . При этом прекратится движение поперечного ползуна и распорных звеньев (шарнир D неподвижен).

* Ныне и другие фирмы, строящие горизонтальноковочные машины («Акме», «Аякс», «Кизерлинг» и др.), постепенно переходят на кулачковый привод механизма зажима матриц.

§ 76. ВЕЛИЧИНА НЕДОХОДА РАСПОРНЫХ ЗВЕНЬЕВ ДО ПОЛОЖЕНИЯ ПОЛНОГО РАСПОРА У КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ЗАЖИМА МАТРИЦ

Распорные звенья l_2 и l_3 (см. рис. 182) механизма зажима матриц не должны доходить и тем более переходить через положение полного распора. Как известно из теории механизмов

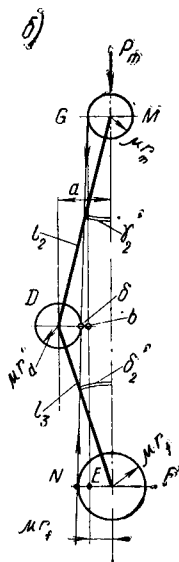
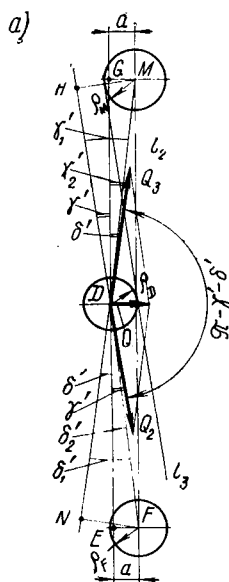


Рис. 183. Схема усилий, действующих на шарнир D со стороны распорных звеньев поперечного ползуна в момент выставления:

a — в момент выставления шарнира D распорных звеньев в зоне трения; b — при расположении распорных звеньев, определяющих зону трения

и машин, усилия, действующие по звеньям MD и DF , направлены не по геометрической оси этих звеньев, а по касательной к кругам трения $\rho_M = \mu r_M$, $\rho_D = \mu r_D$ и $\rho_F = \mu r_f$ (рис. 183, a), где r_M , r_D и r_f — соответственно радиусы осей шарниров M , D и F , а μ — коэффициент трения, равный 0,06. Таким образом, на шарнир D со стороны поперечного ползуна, в момент его выставления, действует сила Q_2 , направленная по касательной к кругам трения ρ_M и ρ_D , а со стороны опоры F на этот же шарнир D действует сила Q_3 , направленная по касательной к кругам трения ρ_F и ρ_D .

Если приложить к центру шарнира две противоположно направленные силы, равные и параллельные силе Q_2 , то получим пару сил: Q_2 с

плечом ρ_D и силу Q_2 , проходящую через центр шарнира. Аналогично, приложив к центру шарнира D две противоположно направленные силы, равные и параллельные силе Q_3 , получим пару сил: Q_3 с плечом ρ_D и силу Q_3 , проходящую через центр шарнира D . Силы Q_2 и Q_3 можно принять равными P_m .

Действие пар сил $Q_2\rho_D$ и $Q_3\rho_D$ направлено в противоположные стороны и компенсируется. Сложив силы Q_2 и Q_3 , проходящие через центр шарнира D , получим равнодействующую Q , стремящуюся еще больше затянуть распорные звенья. Недоход шарнира D до положения полного распора звеньев MD и FD должен быть таким, чтобы усилие, действующее со стороны по-

перечного ползуна, не могло вызывать раскрытия матриц вследствие появления силы Q , направленной в обратную сторону, что возможно при чрезмерно большом недоходе. Только если шарнир D находится в зоне трения в процессе высадки будет обеспечиваться удержание матриц зажатыми, хотя напряжение зажима на матрицах будет снижаться. Итак, сила Q , затягивающая распорные звенья, должна быть больше или, в крайнем случае, равна нулю. Исходя из этого условия, определяют величину недохода шарнира D до положения полного распора звеньев l_2 и l_3 .

В момент нахождения шарнира D в зоне трения усилия по звеньям l_2 и l_3 должны в крайнем случае взаимно погаситься (т. е. их равнодействующая $Q=0$). Это может произойти, если усилия по звеньям l_2 и l_3 будут направлены по общей прямой. Общей прямой может быть только общая касательная к кругам трения трех шарниров: M , D и F (см. рис. 183, б). Исходя из этого положения величину зоны трения (стрелка a) определяют геометрически:

$$a = \mu r_m + \mu r_d + \overline{\delta b}.$$

$\triangle GEN$ и $\triangle G\delta b$ подобны. Следовательно,

$$\frac{\delta b}{Gb} = \frac{NE}{GE}$$

или

$$\frac{\delta b}{l_2 \cos \gamma'_2} = \frac{\mu r_f - \mu r_m}{l_2 \cos \gamma'_2 + l_3 \cos \delta'_2}.$$

Приняв ввиду малой величины углов γ'_2 и δ'_2 $\cos \gamma'_2 = 1$ и $\cos \delta'_2 = 1$, получим

$$\overline{\delta b} = \frac{\mu(r_f - r_m)l_2}{l_2 + l_3} \quad \text{или} \quad \overline{\delta b} = \mu \frac{r_f - r_m}{1 + l_3/l_2},$$

отсюда

$$a = \mu r_m + \mu r_d + \mu \frac{r_f - r_m}{1 + l_3/l_2}$$

или

$$a = \mu \left(r_d + \frac{r_m + r_m \cdot l_3/l_2 + r_f - r_m}{1 + l_3/l_2} \right)$$

или

$$a = \mu \left(r_d + \frac{r_m \cdot l_3/l_2 + r_f}{1 + l_3/l_2} \right). \quad (482)$$

Таким образом, определили расстояние от оси центров MF , на которое распространяется зона трения. Кулак 3 (см. рис. 179), ролик 4 , оси и втулки шарниров C и D (рис. 182) в процессе работы изнашиваются, отчего величина недохода шарнира D до положения полного распора постепенно увеличивается. В связи с этим необходимо, чтобы величина a при нормальном состоянии указанных деталей была меньше предельного значения, вычисленного по уравнению (482). Можно рекомендовать следующее окончательное выражение для определения предельных значений стрелки a (см. рис. 183) у распорных звеньев механизма зажима матриц в момент полного зажима последних:

$$a = (0,88 \div 0,97) \mu \left(r_d + \frac{r_f + l_3/l_2 \cdot r_m}{1 + l_3/l_2} \right); \quad (483)$$

большее значение стрелки a соответствует размеру, при котором машина должна останавливаться на ремонт.

При указанной наладке [см. формулу (483)] предохранитель может действовать только в процессе зажима матриц. Если матрицы зажаты (ролик 2 катится по поверхности кулака 1 постоянного радиуса R_e), то повышение нагрузки на матрицу и поперечный ползун от распирающего действия деформируемого пуансоном металла на стенки матрицы не будет вызывать увеличения нагрузки на шатун l_1 , а все усилие от поперечного ползуна будет передаваться через распорные звенья l_2 и l_3 и шарнир D непосредственно на станину в шарнире F . Более того, шатун l_1 в процессе рабочего хода (деформации металла) будет даже несколько разгружаться, вследствие того, что станина в долевом направлении несколько растянется под действием усилия, развиваемого центральным ползуном.

Если наладить распорные звенья так, чтобы в момент выштаивания шарнир D располагался, не доходя до зоны трения, определяемом уравнением (482), то равнодействующая Q будет направлена в сторону шатуна l_1 (см. рис. 182, a); тогда предохранитель будет реагировать на повышение распирающего действия деформируемого металла. Для того чтобы предохранитель срабатывал при усилии распора матриц $P_m \approx 0,7 P_n$ (с учетом динамического воздействия и преодоления сил инерции звеньев предохранителя), недоход шарнира D до положения полного распора должен быть

$$a' = 1,17 \mu \left(r_d + \frac{r_f + l_2/l_3 \cdot \eta_m}{1 + l_3/l_2} \right). \quad (484)$$

Однако при этом, по мере нарастания усилия распора, напряжение на контактной плоскости соприкасающихся матриц будет падать и в некоторый момент между матрицами образуется щель, в которую затечет деформируемый металл, образуя на поковке продольный заусенец.

§ 77. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩЕГО ВДОЛЬ
ШАТУНА l_1 В ПРОЦЕССЕ ЗАЖИМА МАТРИЦ

Вблизи конца хода закрывания матриц шарнир D передвигается вправо (рис. 184), и усилие, действующее вдоль шатуна l_1 , преодолевает, кроме соответствующей составляющей от силы зажима матриц P_m , также трение в шарнирах M , D и F . В конце процесса зажима матриц углы δ'' и γ'' (см. рис. 184) весьма малы и поэтому можно с достаточной точностью для практических расчетов принимать, что усилия, действующие вдоль звена l_2 и l_3 , будут, как указывалось ранее, равны по величине усилию зажима матриц P_m . В машинах рассматриваемой конструкции принято, что предохранитель сработает, если в конце хода поперечного ползуна усилие зажима матриц по величине составляет 0,35 от номинального усилия P_n машины, т. е. $P_m = 0,35 P_n$. Тогда направленные нормально к оси MF составляющие этих усилий, воздействующих на шарнир D , $P_m \sin \gamma''$ и $P_m \sin \delta''$; угол $\gamma'' = \gamma'_1 + \gamma'_2$. Из $\triangle DMH$ имеем

$$\sin \gamma'_1 = \frac{\rho_M + \rho_D}{l_2} \quad \text{или} \quad \sin \gamma'_1 = \frac{r_m \mu + r_d \mu}{l_2};$$

из $\triangle DGM$ —

$$\sin \gamma'_2 = a/l_2.$$

Аналогично

$$\delta'' = \delta'_1 + \delta'_2.$$

Из $\triangle DNF$ имеем

$$\sin \delta'_1 = \frac{\rho_D + \rho_F}{l_3} \quad \text{или} \quad \sin \delta'_1 = \mu \frac{r_d + r_f}{l_3};$$

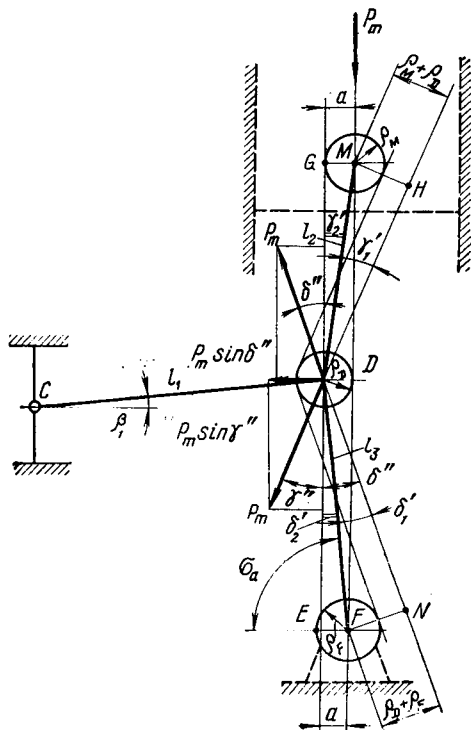


Рис. 184. Схема усилий, действующих на шарнир в процессе зажима матриц

из $\triangle DFE$ имеем

$$\sin \delta'_2 = a/l_3,$$

$$\sin \gamma'' = \sin(\gamma'_1 + \gamma'_2) = \sin \gamma'_1 \cos \gamma'_2 + \cos \gamma'_1 \sin \gamma'_2.$$

Ввиду малой величины углов γ'_1 и γ'_2 можно принять*, что $\cos \gamma'_1 \approx 1$ и $\cos \gamma'_2 \approx 1$, тогда

$$\sin \gamma'' = \sin \gamma'_1 + \sin \gamma'_2$$

или

$$\sin \gamma'' = \mu \frac{r_m + r_d}{l_2} + \frac{a}{l_2}.$$

По той же причине можно принять, что

$$\sin \delta'' = \mu \frac{r_d + r_f}{l_3} + \frac{a}{l_3},$$

отсюда суммарная нормально направленная к оси MF составляющая усилий, действующих на шарнир D ,

$$P_m(\sin \gamma'' + \sin \delta'') = P_m \left(\mu \frac{r_m + r_d}{l_2} + \frac{a}{l_2} + \mu \frac{r_d + r_f}{l_3} + \frac{a}{l_3} \right).$$

Ввиду малого значения угла β_1 наклона шатуна l_1 (см. рис. 184) можно принять, что усилие P_{11} , развиваемое вдоль шатуна l_1 , будет равно полученной суммарной составляющей, нормально направленной к оси MF :

$$P_{11} = P_m \left[\frac{a}{l_2} + \frac{a}{l_3} + \mu \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]$$

или

$$P_{11} = P_m \left[\frac{a}{l_3} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]. \quad (485)$$

Так как

$$a/l_3 = \cos \sigma_a,$$

то

$$P_{11} = P_m \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]. \quad (486)$$

* В работающих конструкциях $l_2 = (7 \div 5) r_m$ и $l_2 = (8 \div 5) r_d$; $\mu \approx 0,06$. Таким образом, $\sin \gamma'_1 \approx 0,024 \div 0,015$ и $\cos \gamma'_1 \approx 0,9999 \div 0,9999$. Аналогично $\sin \gamma'_2 \approx 0,21 \div 0,13$, а $\cos \gamma'_2 \approx 0,9999 \div 0,9999$.

§ 78. УСИЛИЕ, ДЕЙСТВУЮЩЕЕ СО СТОРОНЫ КУЛАКА НА РОЛИК БОКОВОГО ПОЛЗУНА

Для определения усилия со стороны кулака на ролик в момент полного закрытия матриц рассмотрим условия равновесия сил, воспринимаемых роликом (рис. 185), на который действуют:

1) усилие P_r , нормальное к поверхности переднего ролика, действующее со стороны зажимного кулака по направлению линии центров OO_1 ;

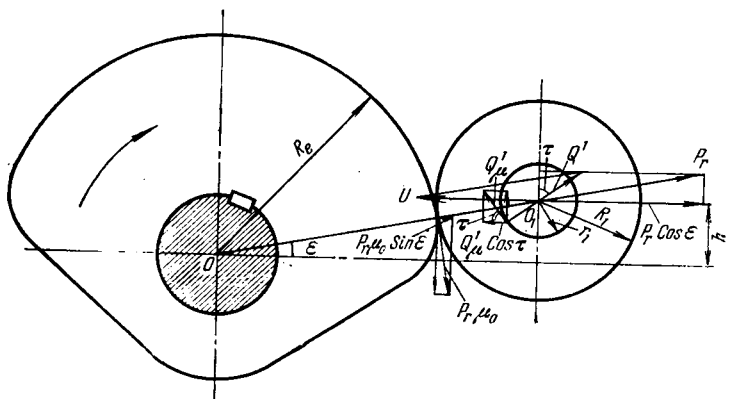


Рис. 185. Схема усилий, действующих на передний ролик бокового ползуна

2) усилие трения $P_r\mu_0$ на контактной поверхности ролика с зажимным кулаком, направленное нормально к линии центров OO_1 в сторону вращения ролика;

3) сила трения $Q'\mu$ в цапфах ролика, направленная против его вращения;

4) усилие U , действующее в горизонтальном направлении на ролик со стороны передвигаемого бокового ползуна.

Усилие U можно принять равным усилию, действующему вдоль звена l_1 ; $U = P_{11}$ или в соответствии с уравнением (486)

$$U = P_m \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]. \quad (487)$$

Поскольку к моменту полного закрытия матриц передвижение бокового ползуна в горизонтальном направлении прекращается, то все силы в этом направлении уравниваются. Горизонтальные проекции всех указанных сил следующие: $P_r \cos \varepsilon$;

$P_r \mu_0 \sin \varepsilon$; $P_r \mu \sin \varepsilon$; U . Алгебраическая сумма горизонтальных проекций всех сил равна нулю:

$$P_r \cos \varepsilon + P_r \mu_0 \sin \varepsilon - P_r \sin \varepsilon - U = 0;$$

решая это уравнение относительно P_r , найдем

$$P_r = \frac{U}{\cos \varepsilon + \mu_0 \sin \varepsilon - \mu \sin \varepsilon}. \quad (488)$$

Из рис. 185 имеем

$$\sin \varepsilon = \frac{h}{R_e + R_1}; \quad \cos \varepsilon = \sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon}.$$

Применив бином Ньютона, можно написать

$$\sqrt{1 - \sin^2 \varepsilon} = 1 - \frac{1}{2} \sin^2 \varepsilon - \frac{1}{2 \cdot 4} \sin^4 \varepsilon - \frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4 \cdot 6} \sin^6 \varepsilon \dots \quad (489)$$

Приняв только первые два члена ряда, получим значение, несколько большее корня, причем ошибка составит меньше 0,01 %, а на величине P_r это упрощение отразится еще в меньшей степени. Тогда уравнение (488) можно написать:

$$P_r = \frac{U}{1 - 0,5 \sin^2 \varepsilon + (\mu_0 - \mu) \sin \varepsilon}$$

или

$$P_r = \frac{U}{1 - \sin \varepsilon (0,5 \sin \varepsilon - \mu_0 + \mu)},$$

или, поскольку (рис. 185) $\sin \varepsilon = \frac{h}{R_e + R_1}$

$$P_r = \frac{U}{1 - \frac{h}{R_e + R_1} \left(0,5 \frac{h}{R_e + R_1} - \mu_0 + \mu \right)}. \quad (490)$$

Усилие трения на контактной поверхности ролика $P_r \mu_0$ определится из условия, что это усилие, действуя на плече R_1 , прео-

* Вертикальная составляющая равнодействующей Q' (т. е. $Q' \cos \tau$) равна вна вертикальной составляющей силы P_r (т. е. $P_r \sin \varepsilon$) или $Q' \cos \tau = P_r \sin \varepsilon$, откуда $\cos \tau = r/Q' \cdot \sin \varepsilon$. Горизонтальная составляющая сила трения $Q' \mu$ во втулке ролика (ролик сидит свободно на своей оси) равна $Q' \mu \cos \tau$. Заменяя $\cos \tau$ его значением, получим $Q' \mu \cos \tau = Q' \mu \frac{P_r}{Q'} \sin \varepsilon$ или $Q \mu \cos \tau = P_r \mu \sin \varepsilon$.

долеает момент трения во втулке ролика. Равнодействующая сил P_r и U (см. рис. 185):

$$Q' = \sqrt{(P_r \cos \varepsilon - U)^2 + (P_r \sin \varepsilon)^2}.$$

Усилие Q' вызывает момент трения в цапфах ролика:

$$M_{\text{тр}} = r_1 \mu Q',$$

где r_1 — радиус цапфы ролика; μ — коэффициент трения скольжения ($\mu \leq 0,08$).

Отсюда

$$P_r \mu_0 R_1 = r_1 \mu \sqrt{(P_r \cos \varepsilon - U)^2 + (P_r \sin \varepsilon)^2}. \quad (491)$$

P_r по своей величине близко к U . Так, в реально выполненных конструкциях $R_e \approx 2,5R_1$, $h \approx 0,5R_1$.

Наибольшее значение μ_0 может быть равно коэффициенту трения скольжения $\mu_0 = \mu$.

Тогда по выражению (490) при $\mu_0 = \mu$ имеем

$$P_r = \frac{U}{1 - \frac{0,5R_1}{2,5R_1 + R_1} \cdot 0,5 \frac{0,5R_1}{2,5R_1 + R_1}},$$

или

$$P_r = \frac{U}{1 - 0,0102},$$

или

$$P_r \approx 1,01U.$$

Приняв для упрощения $P_r = U$, получим по выражению (491)

$$\mu_0 R_1 = r_1 \mu \sqrt{(\cos \varepsilon - 1)^2 + \sin^2 \varepsilon}.$$

Приняв вместо $\cos \varepsilon$ первые два члена разложения выражения (489), получим

$$\mu_0 R_1 = r_1 \mu \sqrt{(1 - 0,5 \sin^2 \varepsilon - 1)^2 + \sin^2 \varepsilon}.$$

Преобразуя и решая относительно μ_0 , найдем

$$\mu_0 = \frac{r_1 \mu}{R_1} \sin \varepsilon \sqrt{0,25 \sin^2 \varepsilon + 1}$$

или

$$\mu_0 = \frac{r_1 \mu}{R_1} \cdot \frac{h}{R_e + R_1} \sqrt{0,25 \frac{h^2}{(R_e + R_1)^2} + 1}.$$

Приняв предыдущие соотношения между R_1 , R_e и h и самое большое значение $\mu=0,08$, а также дополнительно введя соотношение $R_1 \approx 3r_1$, найдем $\mu_0 \approx 0,0038$. Итак, μ_0 приближается по своему значению к коэффициенту трения качения и примерно в 20 раз меньше μ . Поэтому в выражении (490) величиной μ_0 можно пренебречь и считать, что

$$P_r = \frac{U}{1 - \frac{h}{R_e + R_1} \left(0,5 \frac{h}{R_e + R_1} + \mu \right)}. \quad (492)$$

С ошибкой, не превышающей 2,5% в сторону уменьшения, силу P_r можно принять

$$P_r \approx U. \quad (493)$$

§ 79. УСИЛИЕ, ДЕЙСТВУЮЩЕЕ ВДОЛЬ ЗВЕНА n НА ШАРНИР X ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ В БОКОВОМ ПОЛЗУНЕ

Составим уравнение, соответствующее условию равновесия трехплечего рычага YCZ (рис. 186). На шарнир C действует сила P_{II} , направленная касательно к кругам трения в шарнирах D и S (рис. 187). Приложив к центру шарнира C две равные и

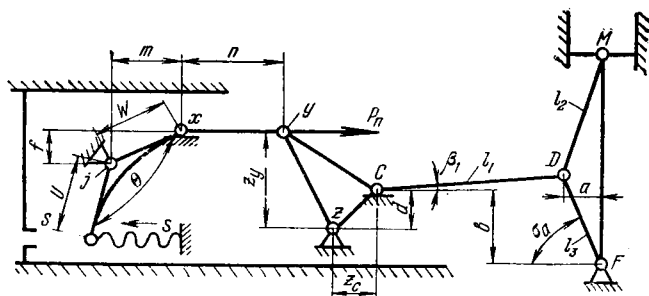


Рис. 186. Схема предохранителя в боковом ползуне

противоположные силы P_{II} , параллельные ее направлению, получим пару сил: P_{II} на плече $r_{c\mu}$ (r_c — радиус шарнира C), создающую момент вращения рычага YCZ против движения часовой стрелки, и P_{II} , проходящую через центр шарнира C . Разложив силу P_{II} на составляющие по осям X и Y , найдем

$$P_{IIx} = P_{II} \cos(\beta_1 - \varphi_1) \quad \text{и} \quad P_{IIy} = P_{II} \sin(\beta_1 - \varphi_1). \quad (494)$$

Угол β_1 мал, поэтому $\cos(\beta_1 - \varphi_1)$, где угол φ_1 также весьма малый можно принять за 1 и $P_{IIx} \approx P_{II}$. В формуле (494) $\sin(\beta_1 - \varphi_1) = \sin \beta_1 - \sin \varphi_1$. Поскольку $\cos \varphi_1$ и $\cos \beta_1$ можно принять

равными единице ввиду весьма малой величины углов ϑ_1 и β_1 , то $\sin(\beta_1 - \vartheta_1) \approx \sin \beta_1 - \sin \vartheta_1$. В соответствии с рис. 187 имеем

$$\sin \beta_1 = \frac{l_3 \sin \sigma_a - b}{l_1}.$$

Так как в конце хода зажима матриц (когда можно ожидать перегрузки) угол σ_a близок к 90° , то $\sin \sigma_a$ можно принять равным 1. Тогда

$$\sin \beta_1 = \frac{l_3 - b}{l_1}.$$

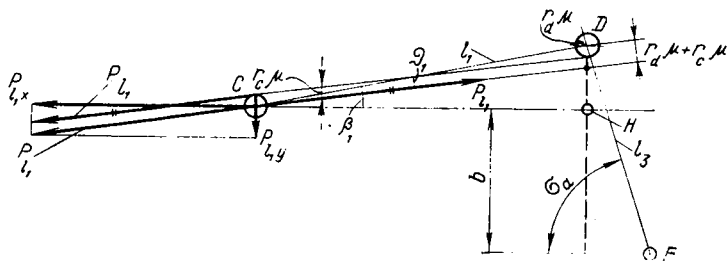


Рис. 187. Схема усилий, действующих на шарнир C

Из рис. 187 видно, что

$$\sin \vartheta_1 = \frac{(r_d + r_c)\mu}{l_1}.$$

Таким образом, на шарнир C действуют силы:

$$P_{11x} \approx P_{11}, \quad (495)$$

$$P_{11y} \approx P_{11} \left[\frac{l_3 - b}{l_1} - \mu \frac{r_d + r_c}{l_1} \right] \quad (496)$$

и, кроме того, момент трения (против часовой стрелки) $P_{11}r_{c\mu}$. На шарнир Y действует сила P_n и момент трения (по часовой стрелке): $P_n r_{y\mu}$. В шарнире Z действует момент трения (по часовой стрелке) $(P_{11} - P_n)r_{z\mu}$ от реакции $P_{11} - P_n$. На основании этих данных составим уравнение, соответствующее условию равновесия трехплечего рычага YCZ:

$$P_{11}d - P_{11y}Z_c - P_{11}r_{c\mu} - (P_{11} - P_n)r_{z\mu} - P_nZ_y - P_n r_{y\mu} = 0. \quad (497)$$

Решая уравнение (497) относительно P_n и раскрывая значение P_{11y} , найдем

$$P_n = P_{11} \frac{d - \left(\frac{l_3 - b}{l_1} - \mu \frac{r_d + r_c}{l_1} \right) Z_c + r_{c\mu} - r_{z\mu}}{Z_y + r_{y\mu} - r_{z\mu}}$$

или

$$P_n = Pl_1 \frac{dl_1 - Z_c(l_3 - b) + \mu[Z_c(r_d + r_c) - l_1(r_z - r_c)]}{[r_y - \mu(r_z - r_y)]l_1}, \quad (498)$$

где r_d, r_c, r_z, r_y — радиусы осей соответственно шарниров D, C, Z и Y (рис. 186).

§ 80. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ S ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СЖАТИЯ ПРУЖИНЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ ЗАЖИМА МАТРИЦ

На шарнир X (рис. 188) двуплечего рычага XJK действует усилие P_n , направленное касательно к кругам трения в шарнирах X и Y . Приложив к центру шарнира X две равные и проти-

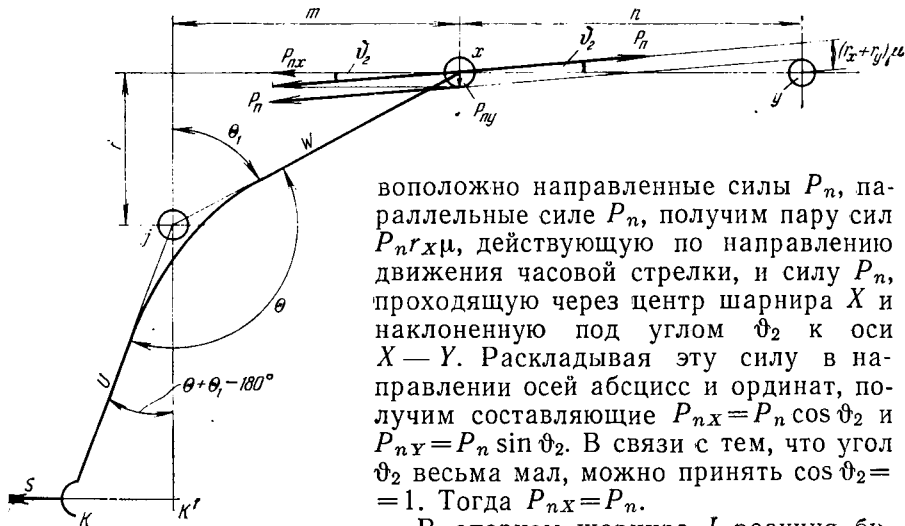


Рис. 188. Схема усилий, действующих на двуплечий рычаг XJK

вращения двуплечего рычага XJK при перегрузке)

$$M_j = (S + P_n)r_{j\mu}.$$

В точке K приложена сила S сжатия пружины предохранителя, действующая на плече JK' , создает момент вращения рычага в направлении движения часовой стрелки:

$$JK' = u \cos(\theta_1 + \theta - 180^\circ);$$

$$\cos(\theta_1 + \theta_2 - 180^\circ) = \cos(\theta_1 + \theta) \cos 180^\circ + \sin(\theta_1 + \theta) \sin 180^\circ.$$

Поскольку $\sin 180^\circ = 0$, то и второй член равен нулю, $\cos 180^\circ = -1$, следовательно,

$$\cos(\theta_1 + \theta - 180^\circ) = -\cos(\theta_1 + \theta). \quad (499)$$

Но

$$-\cos(\theta_1 + \theta) = -\cos \theta_1 \cos \theta + \sin \theta_1 \sin \theta. \quad (500)$$

Заменяя правую часть уравнения (499) в соответствии с выражением (500), получим

$$\cos(\theta_1 + \theta - 180^\circ) = \sin \theta_1 \sin \theta - \cos \theta_1 \cos \theta.$$

Из рис. 188 имеем: $\cos \theta_1 = f/W$; $\sin \theta_1 = m/W$, откуда

$$\cos(\theta_1 + \theta - 180^\circ) = \frac{m}{W} \sin \theta - \frac{f}{W} \cos \theta.$$

Таким образом,

$$\overline{JK}' = \frac{u}{W} (m \sin \theta - f \cos \theta).$$

Сумма моментов вращения относительно неподвижного шарнира J при равновесии рычага XJK' (начало работы предохранителя при перегрузке) должна быть равна нулю. Отсюда

$$P_n x f - P_n y m - P_n r_{x\mu} - (S + P_n) r_{J\mu} - \\ - S \frac{u}{W} (m \sin \theta - f \cos \theta) = 0.$$

Раскрывая значение P_{nx} и P_{ny} и решая это уравнение относительно S , найдем

$$S \left[r_{J\mu} + \frac{u}{W} (m \sin \theta + f \cos \theta) \right] = P_n (f - m \sin \theta_2 - \\ - r_{x\mu} - r_{J\mu}) \quad (501)$$

или

$$S = P_n \frac{f - m \sin \theta_2 - \mu r_x}{\frac{u}{W} (m \sin \theta - f \cos \theta) + \mu r_J}. \quad (502)$$

Из рис. 188 следует, что

$$\sin \theta_2 = \mu \frac{r_x + r_y}{n}.$$

подставляя это выражение $\sin \vartheta_2$ в уравнение (502), найдем

$$S = P_n \frac{f - \mu \left[(r_x + r_y) \frac{m}{n} + r_x + r_f \right]}{\frac{u}{W} (m \sin \theta - f \cos \theta) + \mu r_f} \quad (503)$$

Все обозначения в формулах соответствуют обозначениям на рис. 188.

§ 81. УПРУГАЯ ДЕФОРМАЦИЯ МАШИНЫ

Если измерять расстояние Δ между передним обрезом матрицы (рис. 189) и главным ползуном при крайнем переднем положении последнего, то величина Δ при различных нагрузках будет иметь различные значения. При большей нагрузке Δ бу-

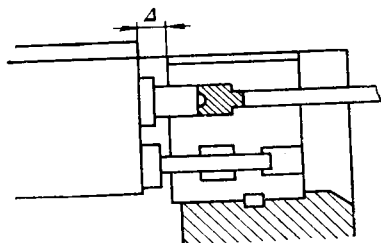


Рис. 189. Схема взаимного расположения матрицы и главного ползуна при крайнем переднем положении последнего

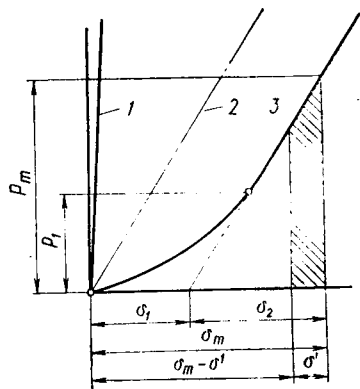


Рис. 190. График упругой деформации горизонтальноковочной машины в зависимости от развиваемого усилия:

1 — упругая деформация станины,
2 — суммарная упругая деформация машины при полном отсутствии упруго выбираемых зазоров в системе;
3 — суммарная упругая деформация реальной машины

дет иметь большую величину вследствие увеличения упругой деформации всех деталей машины (ползун сжимается, шатун сжимается и изгибается, коленчатый вал изгибается, подшипники сжимаются, станина растягивается и изгибается и т. п.). Если обозначить указанное расстояние при холостом ходе машины (без нагрузки) через Δ_0 , то при нагрузке это расстояние увеличится на суммарную упругую деформацию δ для деталей машины и составит $\Delta = \Delta_0 + \delta$. Поэтому, если наладить штампы

на определенную высоту высаживаемой поковки путем фиксации взаимного расположения пуансона и матриц при крайнем переднем положении центрального ползуна в условиях холостого проворота машины, то при штамповке (т. е. под нагрузкой) высота поковки будет больше величины, соответствующей взаимному положению пуансона и матриц при отсутствии нагрузки. Чем больше развиваемое усилие в процессе штамповки, тем значительнее эта разница.

Графически суммарная упругая деформация δ машины изобразится абсциссами кривой 3 (рис. 190), показывающей, что прямая пропорциональность изменения δ с увеличением нагрузки P наступает лишь после достижения определенного усилия P_1 . До достижения этого усилия изменение δ подчиняется криволинейной зависимости, определяемой наличием в сопрягающихся деталях зазоров, упруго выбирающихся по мере увеличения нагрузки. Например, вследствие того, что реакция в опорах коленчатого вала сосредоточивается

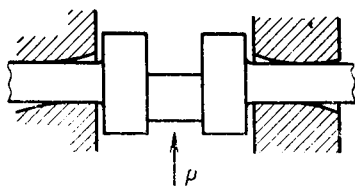


Рис. 191. Схема зазоров, образующихся при износе подшипников коленчатого вала

ближе к щекам, в этих местах наблюдается более интенсивный износ подшипников, и со временем появится зазор (рис. 191). Под действием нагрузки P коленчатый вал будет упруго деформироваться, причем вначале деформация вследствие зазора в подшипниках будет происходить при отодвинутых от щек вала опорах. Когда зазор в результате изгиба вала будет выбран и опоры его будут подперты около щек телом подшипника, начнет и в этом месте совместная упругая деформация коленчатого вала и подшипников, отчего закономерность нарастания δ с этого момента будет иной.

Соприкасающиеся детали вначале имеют контакт не по всей поверхности, а в каких-то точках. По мере нарастания нагрузки в этих точках металл упруго деформируется и постепенно соприкосновение распространяется на большую поверхность.

Так как в процессе упругой деформации упругая выборка зазоров в сочленениях разных деталей наступает при разных нагрузках, то суммарная упругая деформация до момента выборки всех зазоров подчиняется указанной криволинейной зависимости. Когда же при некотором усилии P_1 (см. рис. 190) все зазоры будут выбраны, изменение δ с повышением нагрузки P будет происходить прямо пропорционально этой нагрузке.

Если продолжить прямую 3 (см. рис. 190) до пересечения с осью абсцисс, то прямая отсечет участок δ_1 , характеризующий деформацию машины, связанную с выборкой зазоров. Величина δ_1 для любой машины является величиной переменной, завися-

щей от состояния машины — степени ее износа. Если бы зазоры полностью отсутствовали, то суммарная упругая деформация машины подчинялась бы закону прямой линии 2, проведенной через начало координат и параллельной прямой 3.

В реальной машине всегда имеются большие или меньшие упруго выбираемые зазоры, а поэтому при любой нагрузке (например, P_m , см. рис. 190) величина упругой деформации машины в целом будет слагаться из двух составляющих: δ_1 , связанной с наличием упруго выбираемых зазоров, и δ_2 , полученной при отсутствии зазоров. Величина δ_1 , как указывалось ранее, является переменной, зависящей от состояния машины и степени ее износа и может быть большей или меньшей. Наоборот, δ_2 — величина постоянная, характерная для данной машины.

Упругая деформация отдельно самой станины характеризуется прямой I (см. рис. 190). Как видно, значение упругой деформации станины в общей суммарной деформации всех деталей горизонтальноковочной машины крайне невелико.

Обычно упругая деформация станины у кривошипных машин (кроме машин открытого типа, см. § 106) составляет менее 0,15 от общей суммарной деформации. Отсюда следует, что для увеличения жесткости (уменьшения величины δ) этих машин нецелесообразно изготовлять излишне тяжелые станины. Необходимо изыскивать более рациональные формы и размеры других деталей (в первую очередь коленчатого вала и во вторую — шатуна и т. д.), определяющих в основном (до $\approx 90\%$) упругую деформацию машины.

Если сравнить две кривошипные машины, находящиеся в одинаковом состоянии, т. е. имеющие одинаковую величину δ_1 , но обладающие разной жесткостью системы (I и II на рис. 192), у которых все зазоры выбираются при одинаковом усилии P_1 , то при выполнении высадки какой-либо определенной поковки, требующей при максимально допустимой температуре усилия $P_{мин}^*$ и при минимально допустимой — усилия $P_{макс}$, получится, что у машины с большей жесткостью системы общая упругая деформация будет иметь соответственно значения $\delta_{РминI}$ и $\delta_{РмаксI}$, в то время как у машины менее жесткой общая упругая деформация составит соответственно $\delta_{РминII}$ и $\delta_{РмаксII}$. Из рис. 192 видно, что непосредственно после деформации ** разница по высоте поковок, изготовленных на более жесткой машине, составит δ_I , а поковок, изготовленных на менее жесткой машине — δ_{II} , т. е. больше, чем δ_I . Отсюда следует, что для точной штамповки необходимо выбирать машину более жесткой системы.

* При повышении температуры сопротивление металла деформированию снижается, отчего при максимально допустимой температуре потребуется усилие деформации, равное $P_{мин}$.

** После остывания разница поковок по высоте изменится вследствие усадки в одном случае при охлаждении с температуры $t_{макс}$, в другом — с $t_{мин}$.

Как видно из графика, приведенного на рис. 192, при одинаковой нагрузке $P_{\text{макс}}$ заштрихованная площадь, характеризующая работу упругой деформации системы, в случае более жесткой машины меньше. Следовательно, потери энергии на упругую деформацию системы меньше у более жесткой машины. Однако необходимо при этом иметь в виду, что более жесткую машину

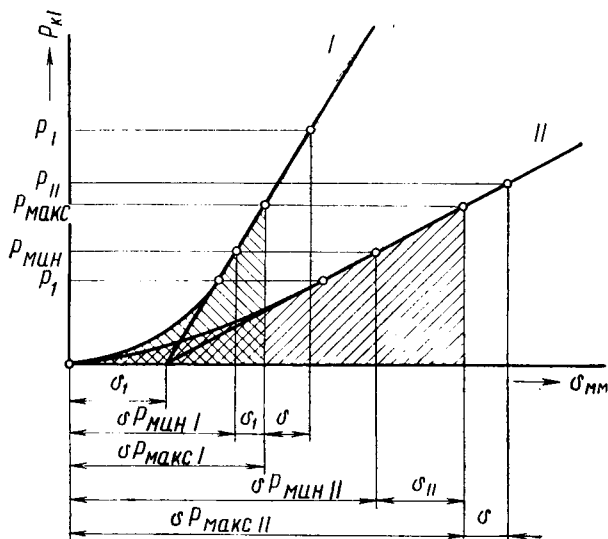


Рис. 192. График упругой деформации жесткой машины и машины менее жесткой

легче перегрузить. Например, если объем деформируемого металла превышает требуемый объем, и это вызывает дополнительную упругую деформацию машины, равную δ , то у машины, обладающей меньшей жесткостью (кривая II на рис. 192), возникнет усилие P_{II} , мало отличающееся от $P_{\text{макс}}$, в то время как у жесткой машины (кривая I на рис. 192) произойдет увеличение усилия до P_I , значительно превосходящего $P_{\text{макс}}$.

Если построить приспособление, при помощи которого можно измерять в процессе штамповки расстояние между передней (лобовой) плоскостью центрального ползуна при крайнем переднем его положении и задней опорой для неподвижной матрицы, то после соответствующей тарировки устройства по показаниям приспособления можно определять развиваемое в процессе штамповки максимальное усилие.

Современные кривошипные машины снабжают указателями усилия, развиваемого в процессе работы. Эти указатели основаны на использовании упругой деформации станины, стяжных болтов и других деталей, имеющих стабильную характеристику удлинения (сжатия), не зависящую от степени износа машины.

Применяют измерительные устройства типа тензометров или проволочные датчики, соединенные последовательно и подключенные к мостику Уитстона. При упругой деформации детали прессы с наклеенными проволочными датчиками изменяется сопротивление этих датчиков, и по диагонали мостика протекает ток, отмечаемый измерительным (записывающим) прибором. В большинстве случаев ввиду малого изменения сопротивления датчиков в схему включают усилитель.

При использовании для питания мостика переменного тока в схему включают также выпрямитель тока. Кроме шкалы указателя, устраивают световые сигналы: зеленый при развиваемом усилии до $0,9 P_n$, желтый — при усилиях, находящихся в пределах от $0,9 P_n$ до $1,0 P_n$, и красный — при перегрузке. Палочка указателя развиваемого усилия дает возможность определять, насколько правильно по усилию используется машина.

§ 82. УСЛОВИЯ РАБОТЫ КОРЕННОГО ВАЛА

Длина кривошипной шейки b_a коленчатого вала (рис. 193) по сравнению с ее диаметром d_a невелика. Поэтому под действием нагрузки эта шейка не может получить сколько-нибудь существенной упругой деформации изгиба. На основании этого

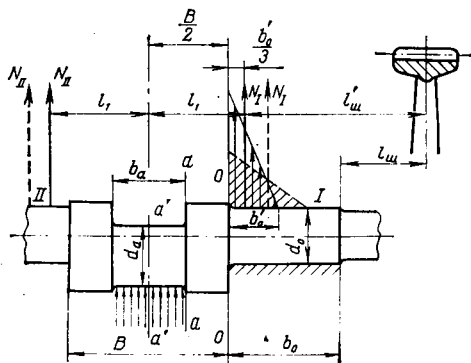


Рис. 193. Схема нагрузки на коленчатый вал

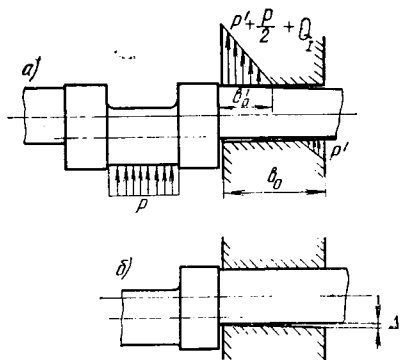


Рис. 194. Распределение зазора в опорах коленчатого вала:
а — неправильно; б — правильно

нагрузку со стороны шатуна на кривошипную шейку коленчатого вала можно принять равномерно распределенной по всей длине шейки. Усилие, передаваемое на опорные подшипники, распределяется по длине b_0 неравномерно. В процессе нагружения вал в опорных шейках изгибается (рис. 194), вследствие чего наибольшая удельная нагрузка получается в опорной шейке вблизи щеки, и в этом месте при эксплуатации наблюдается

наибольший износ вкладыша подшипника. Далее удельная нагрузка по длине подшипника постепенно снижается до нуля.

Распределение нагрузки в опорах коленчатого вала можно принять соответственно закону треугольника (см. рис. 193). При неизношенных или мало изношенных вкладышах подшипника нагрузка распространяется не на всю длину вкладыша, а на некоторую ее часть b_0' . По мере износа вкладышей длина контактной поверхности постепенно увеличивается.

Так как при этом величина нагрузки на опоры N_I и N_{II} не изменяется, а распределение ее соответствует треугольнику, то максимальная удельная нагрузка в опорах вблизи шек постепенно снижается, а равнодействующие N_I и N_{II} постепенно удаляются от шек вала (см. рис. 193). Отсюда следует, что по мере износа вкладышей подшипников расстояние между опорами (между равнодействующими N_I и N_{II}) увеличивается, а вследствие этого растет и изгибающий момент. Другими словами, коленчатый вал становится слабее по мере износа вкладышей его опорных подшипников.

Во избежание защемления вала в опорах из-за его изгиба и появления дополнительной силы защемления P' (см. рис. 194), увеличивающей нагрузку N_I на опорной поверхности вкладыша до величины $N_I + P'$, необходимо иметь соответствующий зазор (0,15—0,26 мм) со стороны части вкладыша, удаленной от щеки вала, противоположной опорной поверхности (см. рис. 194, б), иначе износ вкладышей подшипника увеличится. Необходимо, чтобы все вкладыши с опорной стороны коленчатого вала были расположены на одной оси (рис. 195). Неправильное (несоосное) расположение вкладышей опорных подшипников коленчатого вала вызывает при нагрузке дополнительный изгиб вала, что может привести к его поломке. Поэтому необходимо особен-

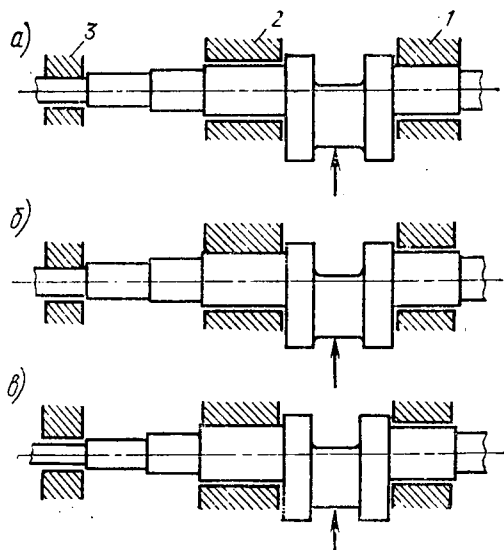


Рис. 195. Несоосное расположение вкладышей опорных подшипников коленчатого вала у горизонтальноковочной машины с кулачковым приводом механизма зажима матриц:

а — опора 2 сдвинута назад; б — опора 1 сдвинута назад; в — опоры 1 и 3 сдвинуты назад

но тщательно проверять положение вкладышей опорных подшипников коленчатого вала во время приемки машины после ремонта.

Как указывалось ранее, у новой или только вышедшей из ремонта машины удельная нагрузка в опорах коленчатого вала вблизи шек достигает больших величин (подшипники будут сильно нагреваться)*.

Чтобы избежать образования задиров во вкладышах подшипников, появляющихся от чрезмерных местных давлений, необходимо машину в начальный момент эксплуатации использовать на малые нагрузки. По мере приработки вкладышей удельная нагрузка в этом месте постепенно понижается. Когда машина проработает в таких условиях известное время, и трущиеся поверхности ее приработаются, нагрузку можно постепенно повышать. Если это мероприятие не будет проведено, то машина выйдет из строя из-за износа значительно быстрее.

Коленчатые валы у горизонтально-ковочных машин работают под большими нагрузками; имеются случаи их поломок. Разрушение вала всегда начинается с образования трещины у места перехода кривошипной (либо опорной) шейки в щеку, т. е. по галтели. В процессе дальнейшей работы трещина распространяется дальше и приводит к разрушению либо по кривошипной шейке, либо по опорной (см. рис. 194). Вид места излома всегда показывает на так называемый усталостный характер разрушения.

Поскольку первая трещина появляется в результате концентрации напряжения по месту перехода шейки в щеку,

желательно радиус перехода иметь возможно большим. Однако с увеличением радиуса закругления у вала должен увеличиваться радиус скругления и у подшипника, чтобы последний не садился на галтель вала. Вследствие этого опора соответственно

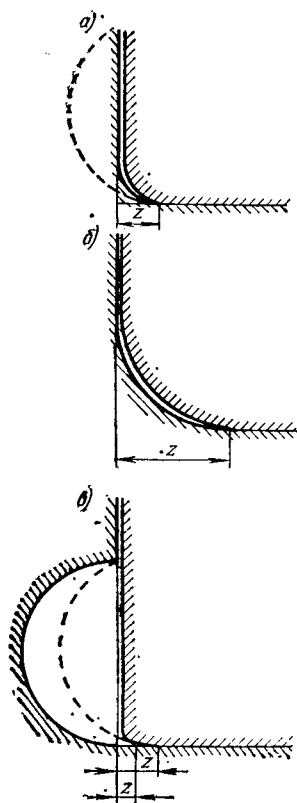


Рис. 196. Виды переходных галтелей от шейки к щеке коленчатого вала

* Нормально температура подшипников не должна повышаться более чем на 15° против температуры окружающей среды.

отодвигается от щеки на величину z (рис. 196, *а* и *б*), и изгибающий момент возрастает. Поэтому на практике установилось соотношение между радиусом закругления (галтели) R и диаметром D вала: $R = (1/8 \div 1/12)D$.

В последнее время коленчатые валы стали изготавливать с врезанными в щеку галтелями (рис. 196, *в*). При таком расположении радиуса перехода его можно принять достаточно большим, причем опора будет максимально приближена к щеке вала. Однако не всегда можно глубоко врезаться в щеку вала без ее ослабления. В этих случаях галтель начинается на некотором удалении (см. штриховую линию на рис. 196, *в*) от щеки, как на рис. 196, *а* при малом радиусе.

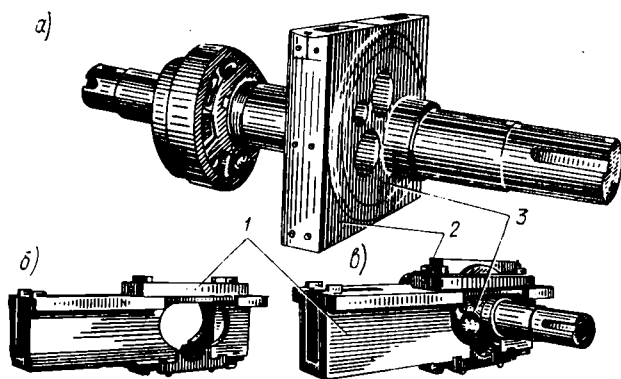


Рис. 197. Эксцентриковый привод главного ползуна машины «Акме»

а — эксцентриковый вал с насаженной на него ползушкой;
б — общий вид главного ползуна; *в* — главный ползун в сборе с эксцентриковым валом; 1 — главный ползун; 2 — ползушка; 3 — эксцентрик

Коренной вал у горизонтальноковочных машин в подавляющем большинстве случаев коленчатый. Лишь машины «Акме» (США) имеют вал не с коленом, а с эксцентриком (рис. 197). Применение эксцентрикового вала заслуживает внимания и изучения. Эксцентриковый вал получается весьма жестким, имеющим малую упругую деформацию во время нагрузки. У машин системы «Акме» на эксцентрик надевают вместо шатуна ползушку. При такой системе потери на трение несколько выше, чем у обычного шатунно-кривошипного механизма (большой радиус трения, трение скольжения ползушки в пазах ползуна).

**§ 83. УСИЛИЯ НА ВЫСАДОЧНОМ ПОЛЗУНЕ,
ДОПУСКАЕМЫЕ ПРОЧНОСТЬЮ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА
В СЕЧЕНИИ КРИВОШИПНОЙ ШЕЙКИ**

Исследования изношенных вкладышей опорных подшипников коленчатых валов показывают, что к моменту постановки машины на ремонт износ вкладышей отмечают только на длине b_0' , не превышающей размер диаметра d_0 опорной шейки коленчатого вала. Поэтому при расчете на прочность коленчатого вала следует принять распределение нагрузки в его опорах по

закону треугольника на длине $b_0' \approx d_0$ и равномерно распределенную нагрузку на кривошипную шейку со стороны шатуна.

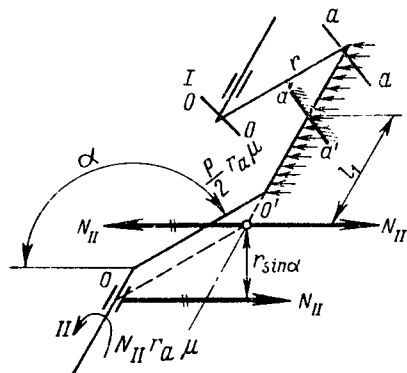


Рис. 198. Схема для определения крутящего момента в сечении $a' - a'$ коленчатого вала

Рассмотрим сечения $a' - a'$ (см. рис. 193). Определим изгибающий и крутящий моменты, действующие на вал в этом сечении, проходящем через середину кривошипной шейки. Приложим в точке O' (рис. 198) две противоположно направленные силы, параллельные и равные силе N_{II} . Получим в сечении $a' - a'$ изгибающий момент от силы N_{II} , равный $N_{II} l_1$, и изгибающий момент от

равномерно распределенной нагрузки на кривошипной шейке, равный $P/2 \cdot b_a/4$ (см. рис. 193) и направленный противоположно $N_{II} l_1$. Таким образом,

$$M_{из} = N_{II} l_1 - P \frac{b_a}{8}. \quad (504)$$

Кроме того, в сечении $a' - a'$ действует крутящий момент (см. рис. 198):

$$M_{кр} = N_{II} r \sin \alpha + \frac{P}{2} \mu r a + N_{II} \mu r o. \quad (505)$$

В связи с тем, что вертикальные слагающие в опорах малы по сравнению с горизонтальными, примем реакции в опорах равными горизонтальным слагающим согласно уравнениям (442) и (443): $N_I = N_{гI}$ и $N_{II} = N_{гII}$. Отсюда, согласно уравнению (437),

$$N_{II} = N_{гII} = \frac{P}{2} \left[1 - \frac{W \sin(\gamma + \varphi) l'_{ш}}{R_{ок} \cos \varphi} \right]$$

Поскольку центр тяжести треугольника лежит на расстоянии $1/3$ высоты от основания, равнодействующие N_I и N_{II} в опорах вала будут расположены на расстоянии $1/3 d_0$ от щеки вала [пренебрегаем ввиду малой величины (доли миллиметра) зазором между щеками вала и вкладышами подшипников, а также радиусами в галтелях]. Отсюда (см. рис. 193) при $b_0' = d_0$:

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= B/2 + d_0/3, \\ l_{III}' &= l_{III} + b_0 - d_0/3. \end{aligned} \right\} \quad (506)$$

Раскрывая значение N_{II} и l_1 в выражении (504), имеем

$$M_{II} = \frac{P}{2} \left[1 - \frac{W l_{III}' \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi l_1} \right] l_1 - P \frac{b_a}{8}$$

или

$$M_{II} = \frac{P}{2} \left[\frac{B}{2} + \frac{d_0}{3} - \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} l_{III}' - \frac{b_a}{4} \right]. \quad (507)$$

Крутящий момент по формуле (505)

$$\begin{aligned} M_{кр} &= \frac{P}{2} \left[1 - \frac{W l_{III}' \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} l_1 \cos \varphi} \right] r \sin \alpha + \frac{P}{2} \mu r_a + \\ &+ \frac{P}{2} \left[1 - \frac{W l_{III}' \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} l_1 \cos \varphi} \right] \mu r_0. \end{aligned} \quad (508)$$

Ввиду малого значения члена $\frac{W l_{III}' \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi l_1}$ в конце хода машины можно принять

$$M_{кр} = 0,5P[r \sin \alpha + \mu(r_a + r_0)]. \quad (509)$$

Результирующий изгибающий момент по третьей теории прочности

$$M_{из} = \sqrt{M_{II}^2 + M_{кр}^2}$$

или

$$\begin{aligned} M_{из} &= \frac{P}{2} \sqrt{\left(\frac{B}{2} + \frac{d_0}{3} - \frac{W l_{III}' \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} - \right.} \\ &\quad \left. - \frac{b_a}{4} \right)^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_0 + r_a)]^2}. \end{aligned}$$

Момент сопротивления вала в сечении $a'-a'$ равен $0,1 d_a^3$. Обозначив предел выносливости для симметричного цикла при изгибе $\sigma_{-1и}$, коэффициент эквивалентной нагрузки K_σ и запас прочности через $n_{и}$ и принимая во внимание, что изгибающий момент должен быть равен допускаемому, напишем:

$$\frac{0,1 d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_\sigma n_{и}} = \frac{P}{2} \sqrt{\frac{B}{2} + \frac{d_0}{3} - \frac{b_a}{4}} - \dots \dots \dots \left[\frac{W l'_{и} \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right]^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_0 + r_a)]^2. \quad (510)$$

Решая уравнение (510) относительно P и принимая во внимание, что оно будет выражать собой допускаемое усилие $P_{Da'}$ на ползуне по прочности коленчатого вала в сечении $a'-a'$, найдем

$$P_{Da'} = \frac{0,2 d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_\sigma n_{и} \sqrt{\frac{B}{2} + \frac{d_0}{3} - \frac{b_a}{4}} - \dots \dots \dots \left[\frac{W l'_{и} \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right]^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_a + r_0)]^2}. \quad (511)$$

Если допустить погрешность, не превышающую 5% в сторону большей надежности расчета (большого запаса прочности), то получим более простую формулу * при $K_\sigma = 0,8$

$$P_{Da'} = \frac{0,2 d_a^3 \sigma_{-1и}}{0,8 n_{и} \sqrt{(B/2 + d_0/3 - b_a/4)^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_0 + r_a)]^2}}. \quad (512)$$

Как было сказано ранее, вследствие концентрации напряжения, излом по кривошипной шейке обычно берет свое начало по месту перехода шейки в щеку. Бóльшее напряжение получается по галтели у кривошипной шейки, расположенной ближе к шестеренной передаче (по сечению $a-a$, см. рис. 193 и 198). Изгибающий момент по этому месту коленчатого вала (см. рис. 195):

$$M_{и} = N_{II}(l_1 + b_a/2) - P \cdot b_a/2; \quad (513)$$

* Величина $\frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} l'_{и}$ по сравнению с суммой $B/2 + d_0/3 - b_a/4$ мала и составляет не более 10% от этой суммы, а на величине $P_{Da'}$ данная величина отражается в пределах 5%.

крутящий момент, приходящийся на сечение $a-a$

$$M_{кр} = N_{II} r \sin \alpha + N_{II} \mu r_0 + P \mu r_a. \quad (514)$$

Результирующий изгибающий момент, после подстановки значений N_{II} и пренебрегая членом $\frac{W \sin(\gamma + \varphi) l'_{ш}}{R_{ок} l' \cos \varphi}$, что дает погрешность не превышающую 3%, будет:

$$M_{из} = (P/2) \sqrt{(B/2 + d_0/3 - b_a/2)^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_0 + 2r_a)]^2}. \quad (515)$$

Учитывая концентрацию напряжения в галтели сечения $a-a$ коэффициентом 1,43, получим:

$$\frac{0,1 d_a^3 \sigma_{-из}}{K_\sigma n_{из} 1,43} = M_{из}.$$

Решая данное уравнение относительно P , выражающее собой допускаемое усилие $P_{да}$, на ползуне машины по прочности коленчатого вала в сечении $a-a$, имеем:

$$P_{да} = \frac{0,14 d_a^3 \sigma_{-из}}{K_\sigma n_{из} \sqrt{(B/2 + d_0/3 - b_a/4)^2 + [r \sin \alpha + \mu(r_0 + 2r_a)]^2}}. \quad (516)$$

Значения $\sigma_{-из}$ и $n_{из}$ приведены в табл. 22. Значение K_σ следует принять равным 0,8.

§ 84. УСИЛИЯ НА ПОЛЗУНЕ, ДОПУСКАЕМЫЕ ПРОЧНОСТЬЮ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА В СЕЧЕНИИ ОПОРНОЙ ШЕЙКИ

Для удобства изготовления коленчатых валов обе их опорные шейки выполняют одинаковыми, хотя в опорной шейке, расположенной со стороны большой шестерни, напряжения получаются большими. Поэтому прочность опорных шеек коленчатого вала следует рассчитывать по этой шейке. На этот конец вала действует со стороны шестерни усилие Q и со стороны вкладыша подшипника — реакция $N_I = N_{II}$.

В соответствии с принятым распределением нагрузки в опорах по закону треугольника на длину, равную диаметру d_0 вкладыша подшипника, расстояние от равнодействующей N_I до сечения $O-O$ равно $d_0/3$. Изгибающий момент в горизонтальной плоскости в сечении $O-O$ (см. рис. 193)

$$M_{из} = N_I \frac{d_0}{3} - Q_{г} \left(l'_{ш} + \frac{d_0}{3} \right).$$

Раскрывая значения N_I и Q_r в соответствии с уравнениями (433) и (436) и учитывая, что можно принять $\cos(\beta + \nu) = 1$, найдем

$$M_{II} = \frac{P}{2} \left[1 + \frac{W(2l_1 + l'_{III}) \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi l_1} \right] \frac{d_0}{3} - P \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} \left(\frac{d_0}{3} + l'_{III} \right),$$

или

$$M_{II} = P \left[\frac{d_0}{6} + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} l_{III} \left(\frac{d_0}{6l_1} - 1 \right) \right]. \quad (517)$$

Через сечение $O-O$ передается полный крутящий момент. В соответствии с уравнением (453) имеем $M_{кр} = PW$.

Вертикальная составляющая N_{IV} по сравнению с горизонтальной N_{IG} мала, поэтому изгибающий момент в сечении $O-O$ можно принять равным изгибающему моменту в горизонтальном направлении. Отсюда результирующий изгибающий момент

$$M_{II\Sigma} = \sqrt{M_{II}^2 + M_{кр}^2},$$

откуда

$$M_{II\Sigma} = P \sqrt{\left[\frac{d_0}{6} + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} l'_{III} \left(\frac{d_0}{6l_1} - 1 \right) \right]^2 + W^2}. \quad (518)$$

Сечение $O-O$ проходит через галтель; по этой причине в данном сечении концентрируется напряжение. При расчете это обстоятельство следует учитывать, вводя коэффициент концентрации, равный 1,43.

Момент сопротивления в сечении $O-O$ равен $0,1d_0^3$. Обозначив предельное напряжение при изгибе для симметричного цикла через σ_{-II} , напишем условие прочности в данном сечении:

$$\frac{0,1d_0^3 \sigma_{-II}}{K_{\sigma} n_{II} 1,43} = P \sqrt{\left[\frac{d_0}{6} + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} l'_{III} \left(\frac{d_0}{6l_1} - 1 \right) \right]^2 + W^2}.$$

Решая это уравнение относительно P и обозначая его через $P_{до}$, найдем, что усилие на ползуне прессы, допускаемое по условию прочности коленчатого вала в сечении $O-O$ в зависимости от угла поворота вала

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-II}}{K_{\sigma} n_{II} \sqrt{\left[\frac{d_0}{B} + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} l'_{III} \left(\frac{d_0}{6l_1} - 1 \right) \right]^2 + W^2}}. \quad (519)$$

Графики изменения усилий на ползуне, допускаемого из условия прочности коленчатого вала по сечению $a'-a'$, $a-a$ и $O-O$ в зависимости от угла его поворота α , составленные по уравнениям (512), (516) и (519), приведены на рис. 199. Допускаемое усилие на ползуне из условия прочности сечения $a'-a'$ и $a-a$ мало изменяются с изменением угла α . В применяемых конструкциях изменение составляет 11—14%. Наоборот, допускаемое усилие на ползуне из условия прочности коленчатого вала в сечении $O-O$ значительно изменяется в зависимости от угла α и при $\alpha=90^\circ$ составляет величину примерно в 3—4 раза меньшую, чем при $\alpha=180^\circ$.

§ 85. УСИЛИЕ НА ПОЛЗУНЕ, ДОПУСКАЕМОЕ ПРОЧНОСТЬЮ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Усилие на ползуне, допускаемое прочностью зубьев шестеренной передачи, определяют по уравнению (475):

$$P_{dq} = \frac{QR_{ок} \cos \varphi}{W}.$$

Величину Q при проверочном расчете определяют* из уравнения

$$Q = 0,1 y \sigma_{-1b} b \frac{m}{n_{и} K_{\sigma}} \quad (520)$$

где y — коэффициент формы зуба, учитывающий влияние его формы; b — ширина (длина) зуба, см; m — модуль зацепления, мм.

* Усилие Q определяют отдельно для колеса и малой шестерни. В расчете по выражению (475) принимают меньшее из них, как полученное по опасному сечению. Обычно менее прочной оказывается большая шестерня (колесо, выполненное из стального литья), а не малая, изготовленная из ковanej стали 40.

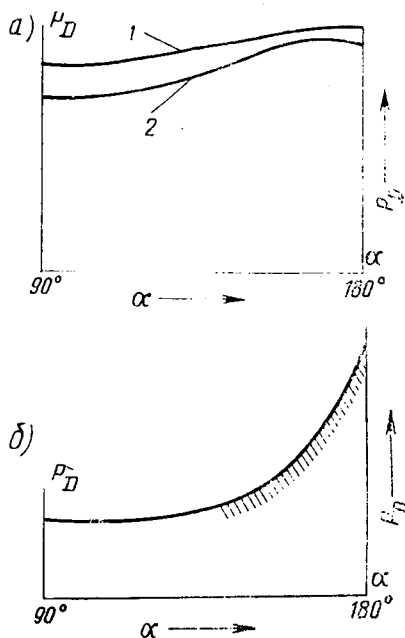


Рис. 199. График усилий на ползуне машины, допускаемых прочностью коленчатого вала

a — по сечению: $a'-a'$ (1) и $a-a$ (2);
 b — по сечению $O-O$

При эвольвентном зацеплении для угла зацепления $14,5^\circ\text{--}15^\circ$

$$y = 0,124 - \frac{0,684}{z},$$

для угла зацепления 20°

$$y = 0,154 - \frac{0,912}{z},$$

где z — число зубьев рассматриваемой шестерни.

Для расчетов по формуле (520) K_d надо принять равным 0,8, а значение величин $\sigma_{-1и}$ и $n_{и}$ взять из табл. 22.

Кривая, изображающая изменение допускаемого усилия на ползуне по прочности шестерни в зависимости от угла α поворота кривошипа [P_{dq} по уравнению (475)] имеет резко возрастающий характер в конце рабочего хода машины (см. рис. 170). Максимальное усилие, допускаемое на ползуне машины по прочности шестерен при $\alpha=180^\circ$ ($P_{dq\max}$), примерно в 5 раз больше допускаемого усилия на ползуне при $\alpha=90^\circ$ ($P_{dq\min}$) (рис. 200).

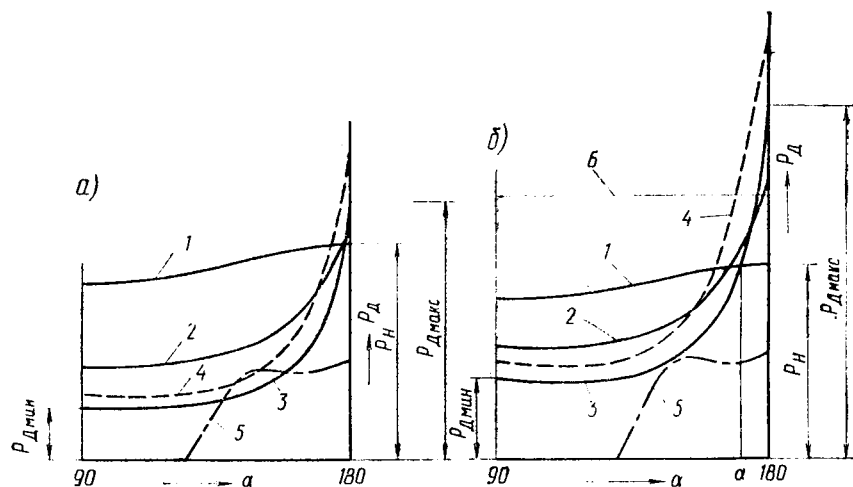


Рис. 200. Типовые графики усилий на ползуне горизонтальноковочной машины, допускаемых прочностью коленчатого вала и зубчатой передачи:

a — в конце хода ($\alpha=180^\circ$) указанные детали допускают на ползуне примерно одинаковые усилия; $б$ — в конце хода указанные детали допускают резко разные усилия на ползуне; 1 — усилие, допускаемое на ползуне, по прочности коленчатого вала в сечении $O-O$; 2 — усилие, допускаемое на ползуне, по прочности зубчатой передачи; 3 — усилие на ползуне, допускаемое предохранителем в системе привода; 4 — рабочий график усилий; 5 — усилие на ползуне, допускаемое предохранителем на шатуне

Т а б л и ц а 22

Значение предела выносливости σ_{-1M} для симметричного цикла при изгибе и коэффициенты n_H запаса прочности относительно предела выносливости

Материал	σ_{-1H} МПа, кг/см ²	Коэффициент n_H									
		для кривошипного вала			для шестерни (колеса) модуль						
		ГКМ	КГШП и чеканого	листоштам- пованного	10	12	14	16	18	20—50	
СЧ 24—44	130 (1300)	—	—	—	3,3	2,8	2,6	2,3	2,2	—	
СЧ 32—52	160 (1600)	—	—	—							
35Л (нормализованная)	230 (2300)	—	—	—							
45Л »	250 (2500)	—	—	—	2	2	2	2	2,2	2,2	
30ГЛ »	300 (3000)	—	—	—							
45ГЛ	300 (3000)	—	—	—							
35ХГСЛ	320 (3200)	—	—	—							
35ХНЛ	320 (3200)	—	—	—							
45 (нормализованная)	280 (2800)	1,3—1,5	1,5	1,3	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	2,0	
45 (улучшенная)	360 (3600)										
40Х (литая)	360 (3600)										
40Х (улучшенная)	400 (4000)	1,3—1,5	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	
40ХН (улучшенная)	400 (4000)	1,3	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	

Примечания:

1. Для шестерни (колеса) чеканочных прессов n_H на 15—25% выше указанных в таблице значений.
2. При реверсивной нагрузке для шестерни (колес) и паразитных шестерен n_H выше табличной на 50%.
3. K_3 — коэффициент эквивалентной нагрузки, учитывающий иную частоту нагружений, динамичность нагружения, масштабный фактор и т. п. по сравнению с условиями испытания образцов на выносливость. Для кузнечно-прессовых машин, работающих единичными ходами, принимается: $K_3 = 0,8$; для автоматов $K_3 = 1$.

При конструировании новой машины по типовому графику* (см. рис. 200, а) величину Q в выражении (520) следует определять из условия (474) и по ней рассчитывать прочность шестерни. Исходя из полученной величины Q определяется и наименьшее усилие $P_{dq\text{мин}}$ на ползуне машины, соответствующее положению кривошипа при $\alpha \approx 90^\circ$. График допускаемых усилий на ползуне из условия прочности шестерни (сплошная линия 3 на рис. 200, а) в этом случае будет соответствовать уравнению

$$P_{dq} = \frac{P_n W_T}{W}. \quad (521)$$

При конструировании машины по типовому графику (см. рис. 200, б) необходимо рассчитывать шестерню на прочность по задаваемому усилию $P_{d\text{мин}}$, причем

$$Q = \frac{P_{d\text{мин}} W_{90^\circ}}{R_{ок} \cos \varphi},$$

где W_{90° — приведенное плечо крутящего момента при $\alpha = 90^\circ$.

Коленчатый вал во всех случаях рассчитывают по заданному номинальному усилию P_n . Таким образом, для проектирования машины по второму типовому графику (см. рис. 200, б) должны быть заданы как P_n (для расчета прочности коленчатого вала), так и $P_{d\text{мин}}$ (для расчета прочности зубчатой передачи). График усилий, допускаемых на ползуне из условия прочности шестерен, в этом случае будет соответствовать уравнению

$$P_{dq} = \frac{P_{d\text{мин}} W_{90^\circ}}{W}. \quad (522)$$

Для операции, требующей в начале деформации усилия, мало отличающегося от усилия в конце деформации (например, операция глубокой прошивки), рабочий график усилий легче впишется в график допускаемых усилий машин, построенный на основании рис. 200, б. На рис. 200, а кривая 5 пересекает кривую 3, что указывает на перегрузку машины, а на рис. 200, б видно, что рабочая нагрузка не превышает допускаемой.

Для удобства практического использования график P_d по α следует пересчитать и перестроить в график P_d по $2r-S$, используя уравнения (414) или (415), или (416).

* При проектировании машины по типовому графику допускаемых усилий на ползуне пресса в зависимости от угла поворота кривошипа (см. рис. 200, а) достаточно иметь заданным только допускаемое усилие в конце хода машины ($\alpha = 180^\circ$), т. е. номинальное усилие P_n .

§ 86. РАСЧЕТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ,
СРЕЗАЮЩЕГОСЯ ВО ВТУЛКЕ МАХОВИКА

Предохранитель со срезающимся стержнем у горизонтально-ковочных машин устанавливают во втулке маховика (см. рис. 153, а). Назначение этих предохранителей — защита зубчатой передачи от перегрузки. Предохранительный стержень должен срезаться, когда окружное усилие Q на шестерне превзойдет примерно на 20—25% допускаемую величину согласно уравнению (520). При этом крутящий момент на малой шестерне

$$M'_{кр} = (1,2 \div 1,25) \frac{Q r_{ок} \cos \varphi}{\eta_3}, \quad (523)$$

где $r_{ок}$ — радиус начальной окружности малой шестерни; $M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый малой шестерней к моменту среза предохранительного стержня; η_3 — к. п. д. зубчатой передачи.

По прочности срезающегося стержня предохранительное приспособление может передать максимальный крутящий момент:

$$M_{\max} = Tt,$$

где T — усилие среза предохранительного стержня; t — расстояние (см. рис. 153, а) от оси приемного вала до оси предохранительного стержня.

$$T = \frac{\pi d_p^2}{4} \tau_b, \quad (524)$$

где d_p — диаметр рабочего сечения (в выточке) предохранительного стержня; τ_b — напряжение среза.

Можно принять

$$\tau_b = 0,68\sigma_b,$$

где σ_b — предел прочности материала стержня, тогда

$$T = \frac{\pi d_p^2}{4} 0,68\sigma_b$$

или

$$T = 0,53d_p\sigma_b. \quad (525)$$

Учитывая, что предохранитель преодолевает трение в подшипниках приемного вала, что можно учесть коэффициентом $\eta_1 \approx 0,98$, а трение во втулке маховика, свободно посаженного на приемном валу, помогает предохранителю вести систему, что учтем

коэффициентом $\eta_2 \approx 0,98$, найдем

$$M_{\text{макс}} = \frac{M_{\text{кр}} \eta_2}{\eta_1}.$$

Поскольку $\eta_1 \approx \eta_2$, то можно принимать, что

$$M_{\text{макс}} = M_{\text{кр}}$$

или

$$Tt = \frac{(1,2 \div 1,25) Q r_{\text{ок}} \cos \varphi}{\eta_3}, \quad (526)$$

откуда

$$T = \frac{(1,2 \div 1,25) Q r_{\text{ок}} \cos \varphi}{t \eta_3}$$

или, принимая во внимание уравнение (525),

$$0,53 d_p^2 \sigma_b = \frac{(1,2 \div 1,25) Q r_{\text{ок}} \cos \varphi}{t \eta_3}.$$

Решая это уравнение относительно d_p , получим

$$d_p = (1,5 \div 1,53) \sqrt{\frac{Q r_{\text{ок}} \cos \varphi}{t \sigma_b \eta_3}} \quad (527)$$

или, иначе, в связи с уравнением (526):

$$d_p = 1,37 \sqrt{T / \sigma_b}. \quad (528)$$

Приведенный к коренному (коленчатому) валу максимальный крутящий момент, передаваемый предохранителем по прочности предохранительного стержня, больше крутящего момента по уравнению (526) пропорционально передаточному числу зубчатой пары и, наоборот, меньше пропорционально к. п. д. зубчатой передачи:

$$\begin{aligned} T t \eta_3 &= (1,2 \div 1,25) Q r_{\text{ок}} \frac{\cos \varphi}{\eta_3} \eta_3 i = \\ &= (1,2 \div 1,25) Q R_{\text{ок}} \cos \varphi, \end{aligned} \quad (529)$$

где $i = R_{\text{ок}} / r_{\text{ок}}$ — передаточное число.

Усилие на ползуне в момент среза предохранительного стержня в соответствии с формулой (529) определится из условия

$$PW = (1,2 \div 1,25) Q R_{\text{ок}} \cos \varphi = T t \eta_3,$$

откуда

$$P_{дт} = (1,2 \div 1,25) \frac{QR_{ок} \cos \varphi}{W} = \frac{Tt\eta_3}{W}, \quad (530)$$

т. е. предохранитель срежется, когда на ползуне возникнет усилие в $1,2 \div 1,25$ раз большее, чем допускаемое прочностью шестерни [см. формулу (475)].

§ 87. РАСЧЕТ ФРИКЦИОННОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ

Обозначим силу прижима фланца болтами фрикционного предохранителя у малой шестерни (рис. 201) через P_{ϕ} . Удельная нагрузка на рабочую поверхность фрикциона

$$P_y = \frac{P_{\phi}}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (531)$$

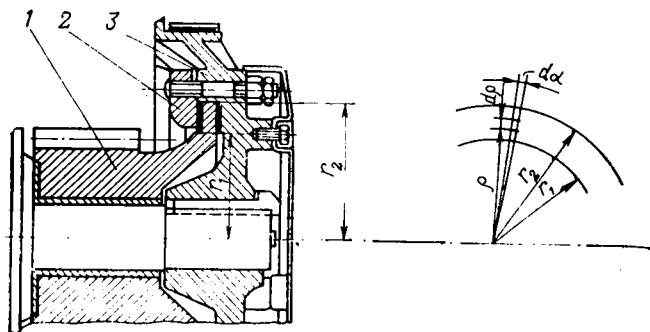


Рис. 201. Схема фрикционного предохранителя у малой шестерни:

1 — малая шестерня; 2 — прижимное кольцо; 3 — тормозная шайба

На элементарную площадку $\rho d\rho d\alpha$ (рис. 201) действует элементарная сила dP_{ϕ} :

$$dP_{\phi} = P_y \rho d\rho d\alpha.$$

Элементарный момент трения

$$dM = dP_{\phi} \mu \rho = P_y \mu \rho^2 d\rho d\alpha,$$

где μ — коэффициент трения.

До момента проскальзывания фрикциона происходит трение покоя, поэтому при расчете фрикционного предохранителя следует принимать коэффициент трения, соответствующий состоянию покоя. Для феродо коэффициент трения покоя $\mu_{\pi} \approx 0,48 \div 0,50$, ко-

коэффициент трения скольжения $\mu_c \approx 0,35 \div 0,4$. Отсюда следует, что до начала проскальзывания фрикцион может передать больший крутящий момент, чем в процессе проскальзывания. Проинтегрировав, получим момент трения на одной поверхности трения предохранителя:

$$M = \iint P_y \rho^2 d\alpha d\mu_{\pi} = \mu_{\pi} P_y \int_{r_1}^{r_2} \rho^2 d\rho^2 \int_0^{2\pi} d\alpha$$

или

$$M = P_y \mu_{\pi} \frac{r_2^3 - r_1^3}{3} 2\pi. \quad (532)$$

Подставив вместо P_y его значение из уравнения (531) и учитывая выражение (532) вследствие того, что у предохранителя работают две поверхности трения, получим полный крутящий момент, передаваемый предохранителем:

$$M_{\Sigma} = \frac{4}{3} P_{\Phi} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \mu_{\pi}.$$

С учетом перегрузки машины на 25% полученный полный крутящий момент должен быть равен увеличенному в 1,25 раз крутящему моменту, передаваемому малой шестерней при номинальной нагрузке машины, с учетом к. п. д. зубчатой передачи и трения во втулке малой шестерни, помогающего фрикциону вращать малую шестерню. Итак,

$$\frac{4}{3} P_{\Phi} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \mu_{\pi} = \frac{Q r_{ок} \cos \varphi \eta 1,25}{\eta_3}$$

или

$$P_{\Phi} \frac{4(r_2^3 - r_1^3) \mu_{\pi}}{3(r_2^2 - r_1^2) \eta} = Q r_{ок} \cos \varphi \cdot \frac{1,25}{\eta_3}, \quad (533)$$

где $r_{ок}$ — радиус начальной окружности малой шестерни; η — коэффициент, учитывающий трение во втулке малой шестерни, равный примерно 0,98; η_3 — к. п. д. зубчатой передачи.

Решая выражение (533) относительно силы прижима фланца P_{Φ} , получим*

$$P_{\Phi} = \frac{3}{4} \frac{Q r_{ок} \cos \varphi (r_2^2 - r_1^2) \eta 1,25}{\mu_{\pi} (r_2^3 - r_1^3) \eta_3}. \quad (534)$$

* Как указывалось в § 85, в расчет принимают усилие Q по менее прочной, обычно большей, шестерне (колесу).

Если имеется z болтов, то сила P затяжки каждого болта будет:

$$P_z = \frac{P_\phi}{z} = \frac{3Qr_{\text{ок}} \cos \varphi (r_2^2 - r_1^2) \eta_1 1,25}{4\mu_\pi (r_2^3 - r_1^3) \eta_3 z}. \quad (535)$$

Приведенный к коренному валу крутящий момент, передаваемый фрикционом у малой шестерни,

$$P_{\text{дф}} W = 1,25 Q R_{\text{ок}} \cos \varphi = P_\phi \frac{4}{3} \frac{(r_2^3 - r_1^3) \mu_\pi i \eta_3}{(r_2^2 - r_1^2) \eta_3 \eta},$$

где $i = R_{\text{ок}}/r_{\text{ок}}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Отсюда усилие на ползуне машины, допускаемое фрикционным предохранителем,

$$P_{\text{дф}} = P_\phi \frac{4 (r_2^3 - r_1^3) \mu_\pi i}{3 (r_2^2 - r_1^2) \eta W}. \quad (536)$$

Расчет фрикционного предохранителя во втулке маховика (см. рис. 153, в) отличается только тем, что вместо трения во втулке малой шестерни следует учитывать трение в подшипниках приемного вала (коэффициент η_1), которое необходимо преодолеть фрикционом, и трение во втулке маховика (коэффициент η_2), помогающее фрикциону вращать приемный вал. Усилие прижима фланца фрикциона в маховике $P_{\text{фм}}$

$$P_{\text{фм}} = \frac{3}{4} \frac{Q r_{\text{ок}} (r_2^2 - r_1^2) \eta_2 \cos \varphi 1,25}{(r_2^3 - r_1^3) \mu_\pi \eta_1 \eta_3}. \quad (537)$$

Поскольку $\eta_1 \approx \eta_2 \approx 0,98$, то

$$P_{\text{фм}} = \frac{3}{4} \frac{Q r_{\text{ок}} (r_2^2 - r_1^2) \cos \varphi 1,25}{(r_2^3 - r_1^3) \mu_\pi \eta_3}. \quad (538)$$

При наличии z болтов затяжка каждого должна быть равной:

$$P_{z\text{м}} = \frac{3}{4} \frac{Q r_{\text{ок}} (r_2^2 - r_1^2) \cos \varphi 1,25}{z (r_2^3 - r_1^3) \mu_\pi \eta_3}. \quad (539)$$

Приведенный к коренному валу крутящий момент, передаваемый фрикционным предохранителем, встроенным во втулку маховика,

$$P_{\text{дфм}} W = 1,25 Q R_{\text{ок}} \cos \varphi = P_{\text{фм}} \frac{4}{3} \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)} \mu_{\text{п}} i.$$

Отсюда усилие на ползуне машины в момент срабатывания фрикционного предохранителя (преодолевается состояние покоя между его фрикционными поверхностями)

$$P_{\text{дфм}} = P_{\text{фм}} \frac{4(r_2^3 - r_1^3) \mu_{\text{п}} i}{3(r_2^2 - r_1^2) W} = \frac{Q R_{\text{ок}} \cos \varphi 1,25}{W}, \quad (540)$$

т. е. будет соответствовать допускаемому усилию на ползуне по прочности зубчатой передачи, определяемому по формуле (475), увеличенному в 1,25 раз, причем $\mu_{\text{п}}$ соответствует состоянию покоя ($\mu_{\text{п}} = 0,48 \div 0,5$).

На графике линия, соответствующая развиваемым усилиям на ползуне в момент, когда сработают предохранители, установленные в системе привода, в соответствии с уравнениями (530), (536) и (540) расположится выше на 25% (штриховая линия 4 на рис. 200) усилий на ползуне, допускаемых по прочности шестеренной передачи, изображенных на графике сплошными линиями 3.

Если совместить графики допускаемых усилий на ползуне машины по прочности коленчатого вала (см. рис. 199, а и б), зубчатой передачи (см. рис. 170) и усилий, допускаемых предохранителем в системе привода, то из совмещенного графика (см. рис. 200, а) видно, что предохранитель в системе привода предохраняет от перегрузки как шестерни, так и коленчатый вал на всем участке хода машины. По совмещенному графику (см. рис. 200, б) этот предохранитель предохраняет коленчатый вал от перегрузки только на части хода, соответствующей углу поворота меньше α_1 . На участке хода от α_1 до 180° коленчатый вал уже не предохраняется предохранителем в системе привода. Отсюда следует, что у машин, имеющих график допускаемых усилий на ползуне, соответствующий рис. 200, б, для предохранения коленчатого вала от перегрузки на участке рабочего хода от α_1 до 180° , когда как раз наиболее вероятно возникновение перегрузки, необходимо устанавливать предохранитель на шатуне с разрывающимся болтом (рис. 202) или курковый по типу, изображенному на рис. 155. Типовые графики усилий отечественных машин соответствуют графику, приведенному на рис. 200, а. Эти машины имеют фрикционный предохранитель в системе малой шестерни (см. рис. 201).

§ 88. РАСЧЕТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ НА ШАТУНЕ

Усилие P , действующее по шатуну (рис. 202), направлено по касательной к кругам трения шарниров A и B . Перенесем силу P в центр шарнира B . Получим силу P , проходящую через центр шарнира B , и момент пары сил $P\mu r_b$, действующий по направле-

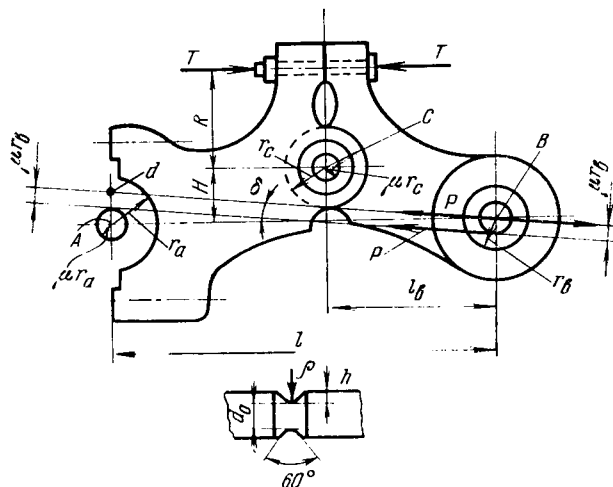


Рис. 202. Схема предохранителя с разрывающимся болтом на шатуне

нию вращения часовой стрелки. Разложим силу P , проходящую через центр B , на горизонтальную P_r и вертикальную P_b составляющие $P_r = P \cos \delta$; $P_b = P \sin \delta$. Из $\triangle ABD$ имеем

$$\sin \delta = \frac{\mu(r_a + r_b)}{l}.$$

Ввиду малой величины угла δ можно принять, что $\cos \delta \approx 1$, тогда

$$P_r \approx P; \quad P_b = P \frac{\mu(r_a + r_b)}{l}.$$

На шарнир C действует усилие $T + P$, момент трения от которого в шарнире C составляет $(T + P)\mu r_c$. Условие равновесия звена $C-B$ можно записать как

$$P_r H + P\mu r_b - P_b l_b - TR - (T + P)\mu r_c = 0, \quad (541)$$

или

$$T(R + \mu r_c) = P \left\{ H - \mu \left[r_c - r_b + \frac{(r_a + r_b)l_b}{l} \right] \right\},$$

$$T = P \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{R + \mu r_c}. \quad (542)$$

При $H = \mu [r_c + l_b/l(r_a + r_b) - r_b]$ величина T обращается в нуль. Это значит, что шарнир C находится в зоне трения, и силы трения будут удерживать рычаги от поворота вокруг шарнира C , как бы ни была велика сила P . Другими словами, предохранитель будет «омертвлен». Чтобы предохранитель мог работать, необходимо

$$H > \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]. \quad (543)$$

Чувствительность предохранителя достаточна, когда расстояние H в 2—3 раза больше величины, найденной по уравнению (543), т. е.

$$H = (2 \div 3) \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]. \quad (544)$$

Большое увеличение расстояния H нежелательно, так как при этом предохранитель будет пружинить, что повлечет за собой снижение точности размеров поковок, получаемых на машине.

Разрыв предохранительного болта должен наступить, когда усилие на ползуне превзойдет P_{II} на 20÷25%,

отсюда

$$T_{\text{макс}} = (1,2 \div 1,25) P_{II} \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{R + \mu r_c}, \quad (545)$$

с другой стороны

$$T_{\text{макс}} = \frac{\pi d_p^2}{4} \sigma_b, \quad (546)$$

где d_p — диаметр рабочего (в выточке) сечения разрывного болта; σ_b — предел прочности материала болта.

Приравнявая правые части уравнений (545) и (546), получим

$$\frac{\pi d_p^2}{4} \sigma_b = (1,2 \div 1,25) P_{II} \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{R + \mu r_c} \quad (547)$$

Решая уравнение (544) относительно d_p , найдем

$$d_p = \sqrt{\frac{(1,2 \div 1,25) 4 P_n}{\pi} \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{\sigma_b (R + \mu r_c)}}$$

или

$$d_p = (1,24 \div 1,26) \sqrt{P_n \frac{H - \mu \left[r_c + \frac{l_b}{l} (r_a + r_b) - r_b \right]}{\sigma_b (R + \mu r_c)}}, \quad (548)$$

или из уравнения (546):

$$d_p = 1,13 \sqrt{\frac{T_{\text{макс}}}{\sigma_b}}. \quad (549)$$

Радиус в выточке (см. рис. 202) принимаем равным $\rho = (0,12 \div 0,125) d_p$; глубина выточки обычно составляет $h = (0,11 \div 0,15) d_p$. Чтобы предохранитель сильно не пружинил, размер R обычно принимают равным $10H$.

Допускаемое усилие на ползуне по прочности предохранителя на шатуне, равное $(1,2 \div 1,25) P_n$, изобразится на рис. 200, б прямой линией 5. Из рисунка следует, что до угла α_1 поворота кривошина будет действовать при перегрузке срезающийся (фрикционный) предохранитель в системе привода (кривая 4), а при углах поворота от α_1 до 180° первым при перегрузке машины сработает предохранитель на шатуне.

§ 89. МЕХАНИЗМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ (МУФТЫ) И ТОРМОЗА

Механизм включения (муфта) у горизонтальноковочных машин может быть расположен или в системе «шатун — ползун» (см. рис. 172, б) или во втулке большой шестерни (см. рис. 172, а), или во втулке маховика (см. рис. 172, в). В зависимости от указанных мест расположения муфты в момент включения требуется преодолеть инерцию больших или меньших масс.

Механизм включения в системе «шатун — ползун». Старая модель машины «Аякс» имеет механизм включения, встроенный в систему «шатун — ползун» (см. рис. 172, б). При выключенной муфте все детали привода от маховика до шатуна включительно находятся в движении, а при включении преодолевается инерция главного ползуна и механизма зажима матриц. Шатун 6 (рис. 203) малой головкой связан при помощи пальца 5 с кулисой 8, имеющей ось вращения 7, закрепленную в ползуне 1. Таким образом, при вращении коленчатого вала и выключе-

ченной муфте (рис. 203, б) шатун будет приводить кулису 8 в качательное движение вокруг оси 7. При включении муфты (рис. 203, а) путем нажатия на педаль отодвигается клин 4, в который упирается ролик 3, поддерживающий в приподнятом положении кулачок 2.

Под действием собственного веса система кулачка 2 с роликом 3 стремится опуститься. Если кулиса 8 при своем качении окажется в этот момент в крайнем заднем положении, то ку-

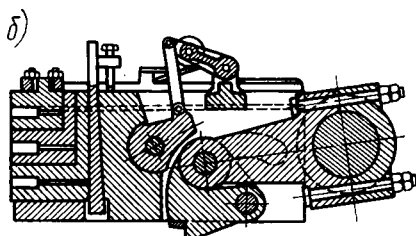
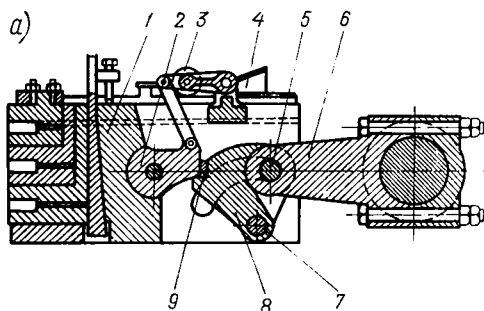


Рис. 203. Механизм включения, встроенный в систему «шатун — ползун» «Аякс» старой конструкции:

а — включен; б — выключен

лачок западет в паз кулисы и встанет в рабочее положение. При последующем движении кулиса 8 упрется в кулачок 2, что вызовет передвижение ползуна вперед.

Для уменьшения износа от удара при включении место соприкосновения кулисы с кулачком, воспринимающее всю нагрузку при выполнении рабочей операции, облицовывают сменной закаленной плиткой 9.

Палец 5 имеет такую длину, что концы его входят с обеих сторон в вырезы в щеках ползуна (рис. 204). Поэтому при движении шатуна назад палец, упираясь в задний конец вырезов в щеках, потянет ползун в обратную сторону. При обрат-

ном ходе ползуна и ненажатой педали ролик 3 (см. рис. 203) набегит опять на клин 4 (при ненажатой педали он находится в исходном положении) и поднимает кулачок 2. Вследствие этого при последующем прямом ходе шатуна кулиса 8, не встречая кулачка 2, начнет совершать опять качательные движения вокруг оси 7, а ползун останется неподвижным в крайнем заднем положении. Таким образом произойдет выключение муфты.

Если в момент нажатия педали кулиса уже сдвинулась вперед от крайнего заднего положения, то кулачок не сможет опуститься в паз кулисы и будет скользить по спинке последней до момента, когда она займет крайнее заднее положение. От момента нажатия педали до момента включения потребуются время, соответствующее почти полному обороту коленчатого вала.

При крайнем заднем положении кулисы между опорными поверхностями кулачка и кулисы получается небольшой зазор, позволяющий кулачку заскочить в паз кулисы и встать в рабочее положение. Включение может произойти или сразу при нажатии педали (один крайний случай), или по истечении времени, соответствующего одному обороту коленчатого вала (второй крайний случай). В среднем период от момента нажатия педали до момента включения соответствует времени на совершение половины оборота коленчатого вала. Отсюда следует, что при такого рода механизме включения от момента нажатия педали до остановки ползуна в крайнем заднем положении после одного хода потребуется время, в течение которого совершится 1,5 оборота коленчатого вала.

Потеря времени на включение составляет $\frac{1}{3}$ от затрачиваемого на каждый ход и $\frac{1}{2}$ от собственно машинного времени. Так, если машина имеет 37 ходов в минуту, то период одного хода (машинное время) составляет 1,6 сек, а от момента нажатия педали до момента включения в среднем потребуется 0,8 сек. Всего на один ход машины будет затрачено 2,4 сек. Затрата относительно большего времени на включение описанной муфты сцепления является существенным ее недостатком.

После того как при обратном ходе ползун будет оттянут пальцем в крайнее заднее положение, он останется в этом положении до следующего включения муфты. Следовательно, ход ползуна при включении муфты данной системы начинается всегда с крайнего заднего его положения.

У машин, имеющих муфту включения, встроенную во втулку большой шестерни (см. рис. 172, а), при выключенной муфте вращаются все детали привода — от маховика до большой шестерни включительно. При включении на рабочий ход в этом случае приходится сдвинуть с места коленчатый вал, шатун, главный ползун и механизм зажима матриц, преодолевая их инерцию. Большая шестерня сидит на коленчатом валу свободно и при включении муфты соединяется с коленчатым валом сухарем, поворачивающимся шпонками или другим способом. Муфты с сухарным механизмом включения строят по двум основным конструктивным схемам: с радиально расположенным сухарем (рис. 205) и с сухарем, расположенным параллельно оси вала (см. рис. 209).

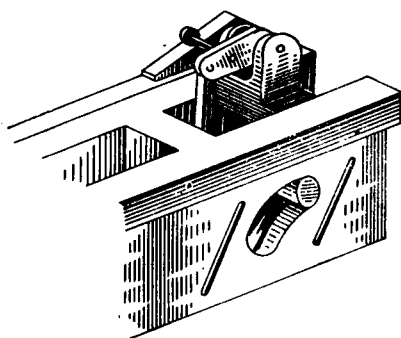


Рис. 204. Расположение вырезов в щеках ползуна для пальца

Муфта включения с радиально расположенным сухарем («Националь» старой конструкции, США). В утолщении главного (коленчатого) вала (см. рис. 205), консольно выступающего из станины, выдолблено радиально сквозное прямоугольное отверстие, закрытое с одной стороны закрепленной шурупами задвижкой 12 со штырем 11. Отверстие облицовано бронзовыми плитками 6. В образовавшемся пазу устанавливают пустотелый сухарь 7 прямоугольного сечения, внутри которого помещают

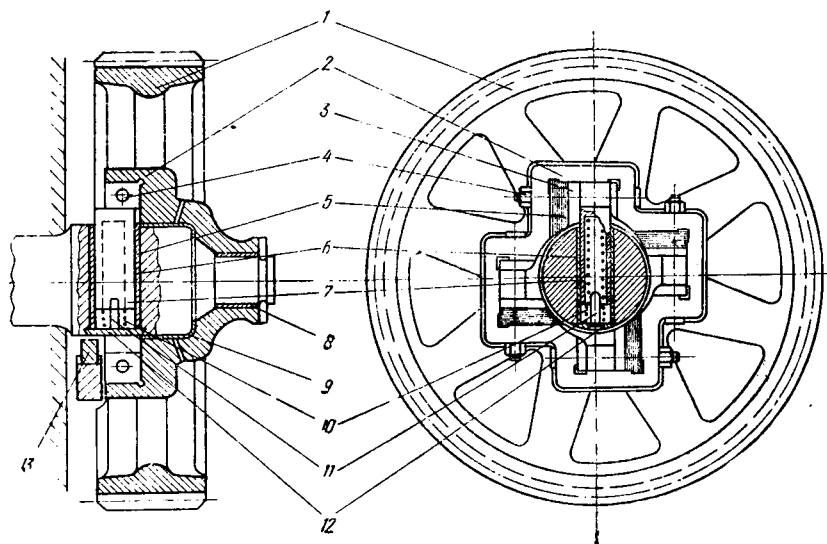


Рис. 205. Муфта включения с радиально расположенным сухарем («Националь»)

пружину 10, направляемую штырем 11. Пружина стремится вытолкнуть сухарь из паза коленчатого вала. На консольную часть коленчатого вала свободно насаживают с запрессованными бронзовыми втулками 8 и 9 шестерню 1, имеющую сильно развитую крестообразную втулку 2 с четырьмя пазами для сухаря 7. Пазы облицованы сменными стальными плитками 3, удерживаемыми болтами 4.

Для смягчения в момент включения удара сухаря в плитку 3 за нею устанавливают набор стальных листов 5 толщиной около 1 мм. Когда колено вала находится в крайнем заднем положении, прямоугольное отверстие для сухаря располагается открытой частью вниз. Сухарь несколько выступает за пределы торца крестообразной втулки шестерни и этой частью упирается в грёбенку (копир) 13, которая удерживает его в утопленном положении в пазу главного вала. Вследствие этого шестерня может свободно вращаться на валу.

При нажатии на педаль гребенка 13 поворачивается вокруг своей оси (на рис. 206, гребенка 3) и освобождает сухарь, перемещающийся в радиальном направлении под действием пружины и постепенно заводящийся в пробегающий мимо него паз крестовины большой шестерни. Таким образом, втулка шестерни оказывается соединенной с коленчатым валом при помощи сухаря, находящегося одной частью в пазу крестовины, а другой — в пазу коленчатого вала. Вследствие этого коленчатый

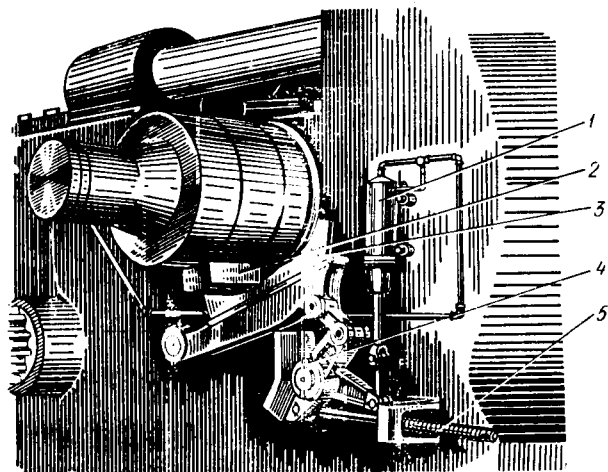


Рис. 206. Общий вид устройства отвода гребенки у муфты включения с радиально расположенным сухарем («Националь»)

вал начинает вращаться вместе с большой шестерней. Если педаль после включения отпустить, то гребенка встанет в исходное положение, и когда вал совершит почти полный оборот, она, преодолевая действие пружины 10 (см. рис. 205) и трение в пазах, утопит сухарь в паз вала. Произойдет выключение муфты, и шестерня опять свободно начнет вращаться на валу, как на оси.

Поворот гребенки вокруг своей оси осуществляется или механической передачей от педали (малые машины), или при помощи пневматической системы. В последнем случае педаль управляет двумя клапанами (рис. 207). Если рычаг 2 опущен, то педаль при нажатии не сможет перемещаться, так как будет упираться в ось рычага. Это приспособление, блокирующее педаль, является предохранителем от случайного нажатия на педаль, когда этого нельзя допускать из-за опасности травмирования рабочего (например, при установке штампов). Всегда, когда штамповщик отходит со своего рабочего места или производится осмотр машины или штампов при включенном электродвигателе,

необходимо рычаг 2 опускать во избежание случайного нажатия на педаль и включения машины на рабочий ход.

Для работы педали необходимо поднять рычаг 2. Тогда вырез в оси 3 позволит передвигаться педали 1 при нажатии на последнюю. Полость 7 под верхним клапаном 8 соединена с атмосферой, а канал 9 над ним — с верхней частью цилиндра 1 (см. рис. 206). Если педаль не нажата, то пружина 5 (см. рис. 207)

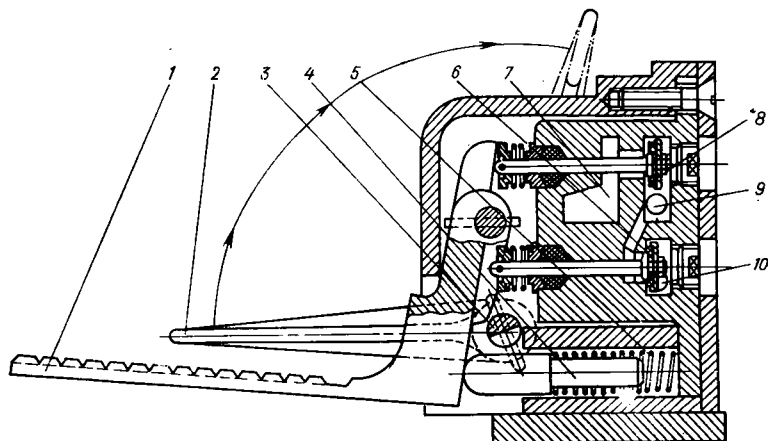


Рис. 207. Схема клапанной системы педали

клапанной коробки, действуя через толкатель 4 на педаль, удерживает открытым верхний клапан 8, поэтому полость над поршнем в цилиндре 1 (см. рис. 206) через клапан 8 будет соединена с атмосферой. Вследствие этого пружина 5 (см. рис. 206) удерживает рычаг 4 прижатым верхней его площадкой к амортизирующему ограничительному устройству (набор стальных прокладок), и муфта будет выключена. При нажатии на педаль сначала закроется верхний клапан 8 (см. рис. 207), а затем откроется нижний клапан 6. Полость 10 над клапаном 6 соединена с подводом сжатого воздуха.

Таким образом, при открытом нижнем клапане 6 и закрытом верхнем 8 поршень в цилиндре 1 (см. рис. 206) давлением сжатого воздуха передвинется вниз, преодолевая действие пружины 5. При этом гребенка 3 опустится и перестанет удерживать сухарь 2 в пазу коленчатого вала, вследствие чего включится муфта. По данной системе включение произойдет после нажатия педали или сразу, если в этот момент гнездо крестовины пробежит перед сухарем, или через $1/4$ оборота коленчатого вала. В среднем от момента нажатия педали до момента включения потребуется время, соответствующее $(0 + 1/4) : 2 = 1/8$ оборота коленчатого вала, т. е. включение произойдет в 4 раза быстрее, чем в предыдущем случае (см. рис. 203). Следовательно, общее

время на один ход машины будет соответствовать времени $1 + 1/8$ оборота коленчатого вала, а период с момента нажатия педали до момента включения составит $1/9$ от общего времени, затрачиваемого на каждый ход, и $1/8$ (или 12,5%) от собственного машинного времени.

Если машина имеет 37 ходов в минуту, то время одного оборота вала равно 1,6 сек, период от нажатия педали до момента включения — 0,2 сек, и общее время на совершение одного хода машины с момента нажатия педали — 1,8 сек. В предыдущем случае (см. рис. 203) общее время составляло 2,4 сек, т. е. экономия времени при данной схеме включения составляет 25%.

Однако у муфты сухарного типа имеются некоторые недостатки. Сухарь включается при сравнительно большой скорости перемещения пазов шестерни относительно неподвижного вала. Поэтому включение происходит с характерным стуком, отчего опорные закаленные плитки, амортизационные пластинки и другие детали изнашиваются, могут получаться отколы, частицы которых, попадая в пазы, вызывают заедание сухаря. При этом сухарь будет не полностью входить в паз крестовины (неполное включение) и при взаимном ударе будет выталкиваться оттуда, вследствие чего включения не произойдет, а износ деталей муфты усилится. Поэтому особенно тщательно нужно наблюдать за состоянием муфт сухарного типа. Судя по рис. 203, включение происходит при почти нулевой скорости кулисы, которая перед этим двигалась назад и только начинает свое движение вперед. Следовательно, удар при включении у муфты с кулисой значительно меньше, чем у муфты сухарного типа.

Для уменьшения потери времени на включение у машин с механизмом сцепления, показанным на рис. 203, число оборотов коренного вала увеличено по сравнению с машинами, имеющими муфту, изображенную на рис. 205. Это можно было осуществить благодаря меньшему взаимному удару деталей муфты сцепления в момент включения.

После выключения муфты сухарного типа машина все же будет продолжать свое движение в результате накопленной ее подвижными частями кинетической энергии. Чтобы главный ползун и колено вала после выключения муфты остановились и удержались в крайнем заднем положении, устанавливают тормоз, а муфту выключают в момент, когда коленчатый вал еще не дошел до крайнего заднего положения колена.

У машин с муфтой сухарного типа установлен тормоз ленточного типа (рис. 208) с дополнительным натягом ленты в момент торможения. Тормозная шайба 1 посажена эксцентрично на левый конец коленчатого вала (противоположный большой шестерне). Эксцентриситет расположен таким образом, чтобы при торможении шайба дополнительно натягивала ленту. При натяге ленты эксцентрично установленной шайбой трехплечий рычаг 5 стремится повернуться против часовой стрелки вокруг оси 3, за-

крепленной на станине. Так как плечо 2 больше плеча 4, то самозатягивания тормоза не произойдет, а сила натяга ленты определится степенью сжатия пружины 6. После того как система затормозится и колено вала расположится примерно горизонтально около крайнего заднего положения, оно будет стремиться повернуться в обратную сторону под действием собственного веса и веса шатуна. Трением о тормозную шайбу лента будет натягиваться в обратном направлении и тянуть за малое плечо 4 рычага. Так как плечо 2 при этом опишет большую дугу, то от этого лента будет еще сильнее натягиваться. Другими словами, при

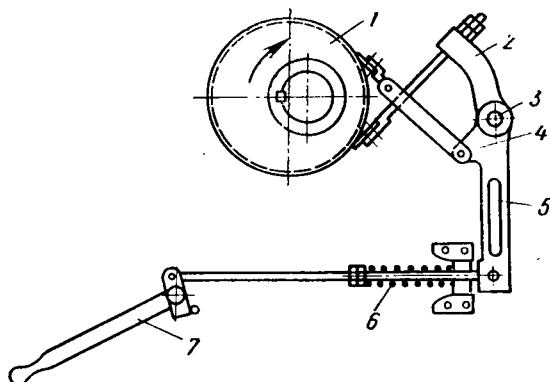


Рис. 208. Схема тормоза машины «Националь»

обратном вращении коленчатого вала под действием собственного веса тормоз будет работать как самозатягивающийся, и поэтому коленчатый вал будет удерживаться в заднем положении.

Регулировка тормоза состоит в том, чтобы пружина действовала на тягу с силой, обеспечивающей остановку коленчатого вала после хода машины вхолостую (без нагрузки) несколько выше (примерно на 15°) нулевого положения (крайнего заднего). Тогда после совершения рабочего хода машина остановится ближе к крайнему заднему положению вследствие снижения числа оборотов при расходе энергии на деформацию и поэтому меньшей кинетической энергии подвижных частей машины к моменту торможения после выключения муфты. Отсюда следует, что положение коленчатого вала при остановке после выключения муфты и торможения зависит от энергии, израсходованной на деформацию во время рабочего хода машины. Поэтому при включении муфты движение коленчатого вала начнется с положения, не строго соответствующего его нулевому крайнему заднему положению, а выше или ниже его, в зависимости от израсходованной энергии при совершении рабочего хода.

В начальный момент, при включении муфты, преодолевается тормозящее действие тормоза, что является известным недостатком

ком такого устройства (пуск под тормозом). При подходе к переднему положению колена эксцентриситет тормозной шайбы переместится, вследствие чего лента освободится от натяга, и, таким образом, в момент деформации металла тормоз не работает. Рукоятка 7 (см. рис. 208) служит для выключения тормоза в случае вращения вала вручную, чем пользуются при наладке штампов.

Муфта включения с сухарем, расположенным параллельно оси вала («Эумуко»). На утолщенную часть коленчатого вала,

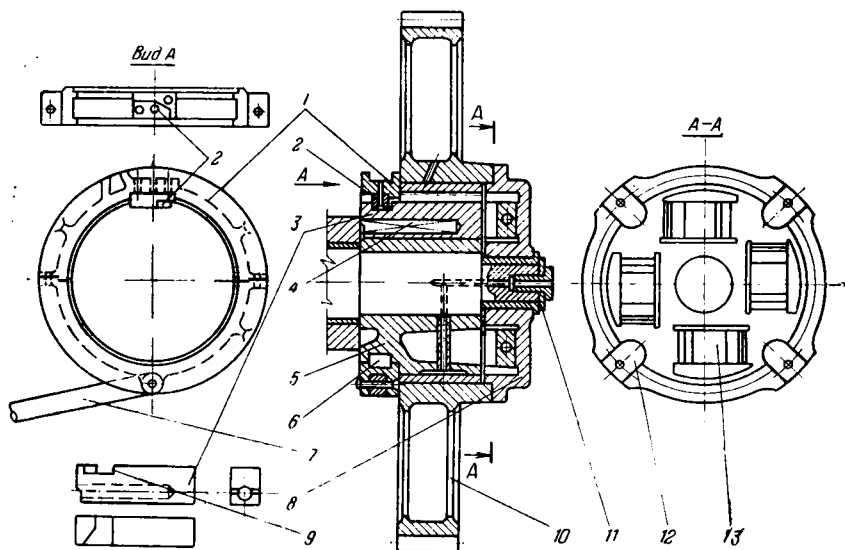


Рис. 209. Муфта включения с тангенциально расположенным сухарем «Эумуко»

консольно выступающую из станины (рис. 209), насаживают и закрепляют шпонкой барабан 5, имеющий долевой прямоугольный паз для сухаря 3 и кольцевую выточку 6 на внешней цилиндрической поверхности. Прямоугольный призматический сухарь 3 имеет по оси гнездо, в которое помещают пружину 4. На одной из граней сухаря имеется прямоугольная канавка 9 со скосом. На барабан надевают свободно разъемное кольцо 1. С внутренней стороны кольца закреплена шпонка 2, имеющая такой же скос, что и канавка 9 на сухаре. Кольцо 1 шарниром связано с тягой 7, идущей от педали. При вращении барабана вместе с коленчатым валом кольцо остается неподвижным, причем выступающая шпонка 2 проскальзывает по выточке 6 на барабане. На барабан и концевую часть коленчатого вала свободно насажена на запрессованных бронзовых втулках большая шестерня 10, имеющая крышку 8 с гнездами 13 для сухаря. Гнез-

да облицованы плитками и амортизаторами из тонких стальных пластинок. Крышка имеет выступы 12, разгружающие болты от среза при передаче крутящего момента. От сползания шестерня удерживается шайбой 11, притянутой к торцу вала.

При ненажатой педали шпонка 2 входит в канавку сухаря 3 и удерживает его утопленным целиком в гнезде барабана 5. Если нажать на педаль, тяга 7, идущая от нее, повернет на некоторый угол кольцо 1; шпонка 2 выйдет из канавки 9 сухаря 3, и сухарь под действием пружины 4 частично выдвинется из паза

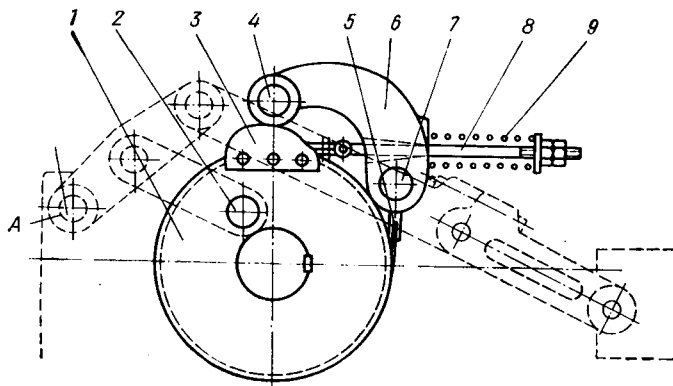


Рис. 210. Тормоз машины «Эумуко»

барабана и войдет в одно из четырех гнезд 13 крышки 8 большой шестерни 10, соединив этим вал с шестерней. Если отпустить педаль, то кольцо опять займет исходное положение, и после почти полного оборота вала сухарь 3 набежит на шпонку 2 своей косо расположенной канавкой 9 и постепенно полностью войдет в паз барабана 5, вследствие чего произойдет выключение муфты. Эта муфта имеет те же преимущества и недостатки, что и муфта с радиально расположенным сухарем.

Ленточный тормоз у машины «Эумуко» с аксиально расположенным сухарем установлен, как и у машины «Националь», на левом конце коленчатого вала. Тормозная шайба 1 (рис. 210), на которой закреплен палец кривошипа 2 для привода механизма зажима матриц, имеет врезанный на реборде и закрепленный шурупами кулачок 3. Тормозная лента одним концом закреплена к серьге 5, а другим — к тяге 8, проходящей через кривой рычаг 6, сидящий на пальце 7, закрепленном на станине. На другом конце кривого рычага имеется ролик 4, упирающийся в реборду тормозной шайбы. Ленту натягивают пружиной 9, работающей на сжатие и предварительно затянутой гайкой. При вращении коленчатого вала в момент выключения муфты ролик 4 набегают на кулачок 3, что вызывает дополнительное натяжение ленты и усиление торможения. После остановки коленчатого

вала ролик 4 остается на кулачке 3, и у малых машин тормоз может удерживать коленчатый вал в крайнем заднем положении. Так же как и у машин с радиально расположенным сухарем, положение колена после остановки будет зависеть от того, большая или меньшая энергия была израсходована за рабочий ход.

У крупных машин тормоз не в состоянии удерживать коленчатый вал в крайнем заднем положении, и вал под действием собственного веса начнет перемещаться в обратном направлении. Для его удержания служит устройство в виде замка (рис. 211). На щеке коленчатого вала сделан вырез, образующий ступеньку. В эту ступеньку при обратном (против часовой стрелки) движении коленчатого вала упрется собачка, свободно скользящая при прямом ходе по поверхности щеки. Ось 1 вращения собачки 3 закреплена в станине и является продолжением оси, представляющей точку А в механизме зажима матриц (см. рис. 210 и точку 1 на рис. 177, а).

Таким образом, у крупных машин торможение должно обеспечить некоторый переход колена вала за нулевое (крайнее заднее) положение, чтобы при обратном движении под действием собственного веса коленчатый вал 5 своей ступенькой на щеке 4 мог упереться в собачку 3. Однако чем больше колено перейдет крайнее заднее положение, тем с большей силой (скоростью) произойдет удар о собачку в процессе обратного вращения, что вызовет усиленный износ (смятие) выступа у щеки 4. Для смягчения удара служит амортизационная пружина 2 в собачке. Предварительное сжатие тормозной пружины, определяющее натяг лент тормоза, должно быть таким, чтобы при самой тяжелой операции, требующей наибольшей работы в данном технологическом процессе, выступ на щеке вала лишь немного переходил за упор собачки. При холостом ходе переход выступа на щеке вала и удар при упоре собачки будут, естественно, большими.

Муфта включения с поворачивающимися шпонками («Газенклевер»). Коленчатый вал (рис. 212) имеет два паза для двух поворачивающихся шпонок — большой ведущей 6 и малой ведомой 4. С торца ведущей шпонки 6 в замок установлен кулачок 5. Своими цилиндрическими частями шпонки помещаются в гнездах

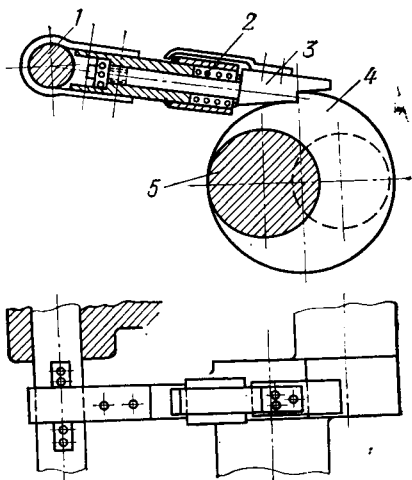


Рис. 211. Схема замка для удержания коленчатого вала в крайнем заднем положении у машин «Эмумуко»

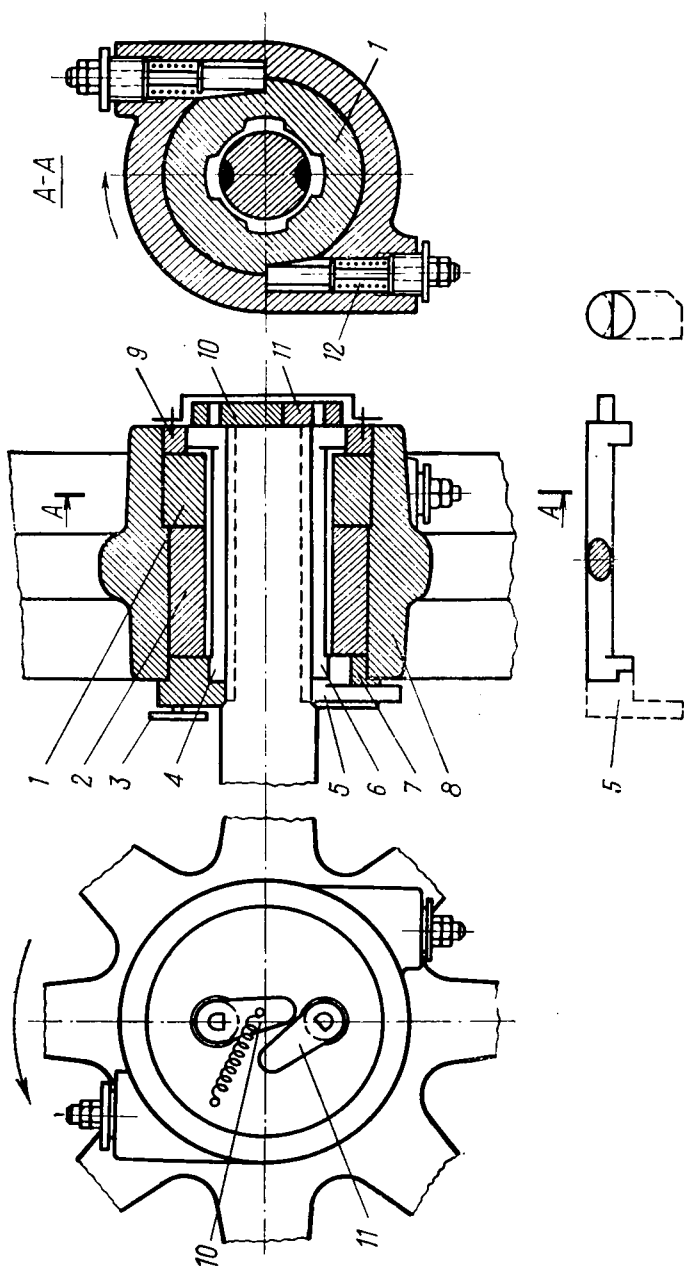


Рис. 212. Схема муфты включения с поворачивающимися шпонками «Газенклевер»

бронзовых втулок 7 и 9, закрепленных на коленчатом валу. На эти втулки свободно посажена ступица 8 большой шестерни. В средней части ступицы закреплена шпонкой закаленная стальная ведущая втулка 2 с гнездами для шпонок и рядом с ней свободно посажено с такими же гнездами закаленное стальное кольцо 1 с амортизирующими пружинами включения 12. Гнезда для шпонок в кольце 1 относительно гнезд втулки 2 несколько выдвинуты вперед по ходу шестерни. Таким образом, при повороте

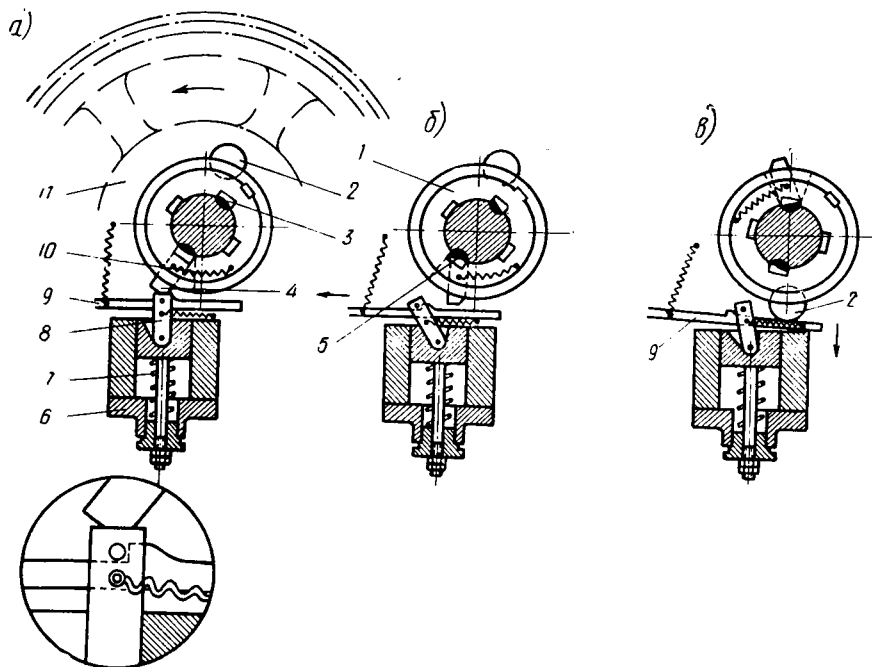


Рис. 213. Схема устройства для поворота шпонок:
а — педаль не нажата; б — момент нажатия педали; в — ролик 2
отжимает тягу 9

шпонки 6 сначала упрутся в пазы кольца 1 и начнут сжимать амортизирующие пружины 12 и лишь после того как вал силой пружин 12 сдвинется с места, шпонки упрутся в пазы основной ведущей втулки 2. Благодаря этому удар шпонок в момент включения несколько смягчается.

При нажатии на педаль с помощью системы рычагов тяга 9 (рис. 213, а) с крючком отводит за шип кулачок 8 амортизатора выключения. Кулачок 4 ведущей шпонки теряет опору и пружиной 10 поворачивается вместе с ведущей шпонкой 5. Эта шпонка своим ребром попадает в гнезда кольца 1 (см. рис. 212) и затем ведущей втулки 2 (или 1 на рис. 213, б). Поворот ведущей шпонки

вызывает поворот ведомой шпонки 3 посредством закрепленных на них кулачков 10 и 11 (см. рис. 212), расположенных с торца вала. Таким образом, ведущая шпонка повернется в одну сторону, а ведомая — в другую и замкнет систему включения (см. рис. 213, б).

После каждого хода машины выключение происходит автоматически. На бронзовой втулке 7 (см. рис. 212), закрепленной на коленчатом валу, установлен ролик 3. После включения муфты через пол-оборота вала ролик, проходя над выступающим концом тяги 9 (рис. 213, в), отжимает ее вниз, вследствие чего крючок соскакивает с шипа кулачка 8, и кулачок своей пружиной устанавливается в рабочее положение. Когда вал совершит почти полный оборот, кулачок 4 ведущей шпонки встретит кулачок 8 амортизатора выключения и повернет шпонку 5 в обратном направлении так, чтобы она вышла из зацепления с ведущей втулкой 1, муфта выключается. В этот момент ведомая шпонка будет тоже повернута в обратном направлении пружины кулачка 10 (см. рис. 212).

Для совершения повторного хода необходимо вначале отпустить педаль (если она не была отпущена ранее). Тогда крючок тяги 9 (см. рис. 213) зайдет за шип кулачка 8 амортизатора выключения. При следующем нажатии на педаль крючком тяги 9 кулачок 8 амортизатора выключения оттянется, после чего произойдет включение муфты. Следует отметить, что включение происходит с ударом, отчего ведущая шпонка прогибается и вминается в паз коленчатого вала, имеющего меньшую твердость, чем закаленная шпонка из инструментальной стали У6 — У7.

Опыт эксплуатации показывает, что бывают поломки шпонок. В случае поломки при выключении может произойти поворот только одной половины шпонки, другая же половина (отломанная) останется включенной, и машина пойдет самоходом. Только выключение двигателя и прекращение вращения маховика остановит машину.

Отколовшиеся кусочки шпонки или ведущей втулки 1 (см. рис. 213) могут вызвать заедание шпонки, и тогда пружина 10 кулачка 4 при нажатии педали не сможет повернуть на включение, и включение не состоится. Если заедание шпонки произошло после включения, то кулачок 4, упираясь на кулачок 8 амортизатора выключения, не сможет повернуть шпонку 5, отчего коленчатый вал будет продолжать вращаться, а вместе с ним будет вращаться и кулачок 4, нажимая на кулачок 8 амортизатора, что вызовет сжатие пружины 7 амортизатора выключения и вышибание крышки 6 с обрывом крепящих ее болтов. У этих болтов специально предусмотрены выточки, по которым должен произойти обрыв в случае заедания шпонок, и, таким образом, эти болты служат предохранителями от более серьезной аварии машины. После того как крышка амортизатора будет сорвана и ползунок с кулачком 8 и пружиной 7 выпадут из своего кор-

пуга, машина пойдет самоходом, и остановить ее можно только при выключении электродвигателя и торможении маховика.

Ограничение поворота кулачка 4 (рис. 214) при выключении, обеспечивающее расположение шпонок заподлицо с поверхностью вала, осуществляется упором кулачка 4 в стенку выемки 3 в бронзовой втулке 1 (указано стрелкой на рис. 214). При износе этой опорной стенки шпонка 2 при выключении повернется на больший угол и частично будет выступать из паза вала. При вращении шестерни гнезда ведущей втулки 2 и кольца 1 (см. рис. 212) будут задевать за выступающую часть шпонки, издавая звук, напоминающий тикание часов, и вызывая подергивание шпонок, заметное по движению кулачков 10 и 11.

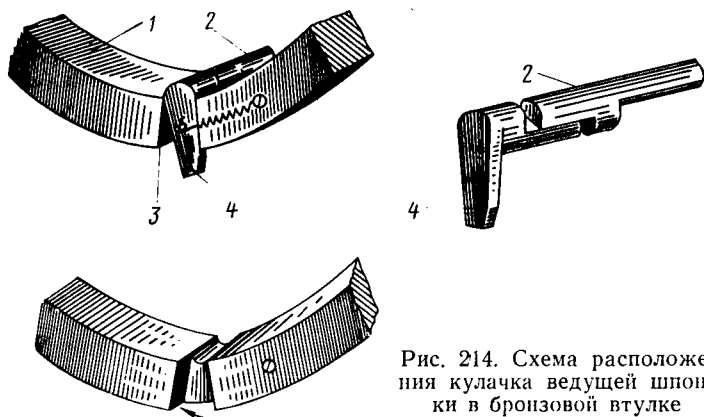


Рис. 214. Схема расположения кулачка ведущей шпонки в бронзовой втулке

В зависимости от размера машины число гнезд во втулке 2 и кольца 1 бывает равно четырем или шести. В соответствии с этим с момента нажатия педали до момента включения проходит время, в среднем соответствующее времени $1/8$ или $1/12$ оборота коленчатого вала. Машины с такой муфтой включения имеют тормоз ленточного типа непрерывного действия, с дополнительным натягом в момент собственно торможения. Тормозная шайба (рис. 215) установлена на левом конце коленчатого вала, противоположном большой шестерне. Лента одним концом посредством серьги 4 соединена с пальцем 3, другим — связана через пружину 4 с рычагом 2, имеющим возможность вращаться на том же пальце 3, закрепленном на станине. На части реборды тормозной шайбы закреплен шурупом врезанный кулачок 6. Положение, указанное на рис. 215, соответствует выключенной муфте, когда коленчатый вал и ползун находятся в покое. Колесо вала удерживается в крайнем заднем положении (нулевом) зубом 7 рычага 2, в который упирается кулачок 6.

При включении машины на рабочий ход коленчатый вал, а вместе с ним и тормозной диск, начинают вращение в направле-

нии, указанном стрелкой на рис. 215. Когда совершится почти полный оборот и амортизатор выключения повернет ведущую шпонку, подвижные части по инерции еще будут продолжать движение в том же направлении, причем пружина 7 (см. рис. 213) амортизатора выключения будет сжиматься, тормозя систему, и дополнительно к этому тормоз будет производить более энергичное торможение вследствие того, что рычаг 2 (см. рис. 215), скользя по реборде тормозной шайбы 5, приподнимется в этот момент кулачком 6, что приведет к дополнительному натягу тормозной ленты.

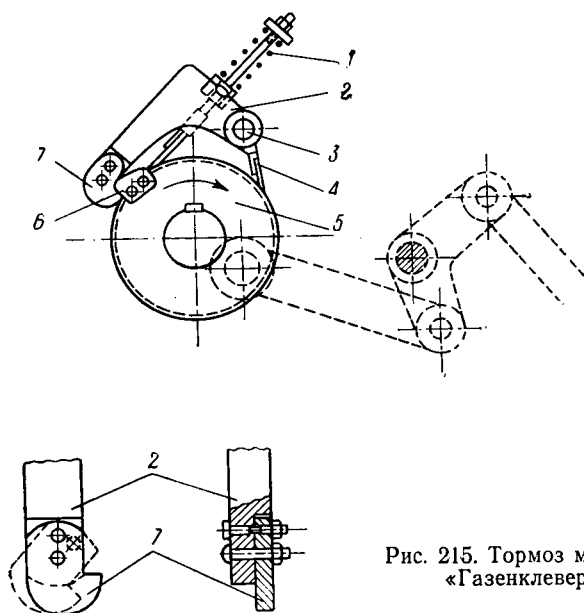


Рис. 215. Тормоз машины «Газенклевер»

К концу торможения зуб 7 рычага 2 должен соскочить с кулачка 6, и кулачок продвинется дальше. Под действием сжатой пружины амортизатора выключения 7 (см. рис. 213) и веса колена с шатуном коренной вал начнет передвигаться в обратном направлении и должен быть оставлен в крайнем заднем положении колена рычагом 2 (см. рис. 215), зуб которого упрется в кулачок 6 тормозной шайбы 5, как показано на рис. 215.

Таким образом, как и при тормозной системе «Эмуко», в системе «Газенклевер» колено вала после самой тяжелой операции осуществляемого конкретного технологического процесса должно перейти за крайнее заднее положение, чтобы потом, при обратном движении вала, колено было остановлено зубом рычага в крайнем заднем положении.

Регулировка предварительного сжатия пружины 1 заключается в том, что переход колена вала за крайнее заднее положение был минимальным. Чем с большей высоты колено начнет обратное движение, тем с большей скоростью, а следовательно, и с большей силой, произойдет удар кулачка 6 (см. рис. 215) о

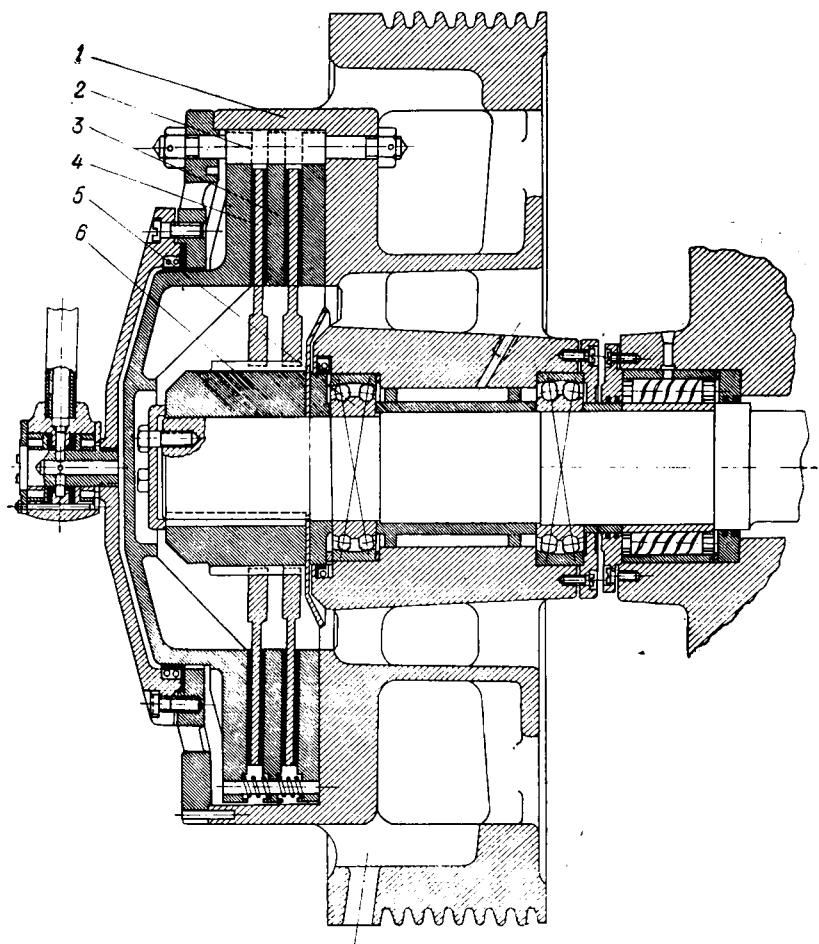


Рис. 216. Фрикционная муфта включения «Националь»

зуб 7 рычага 2. Вся сила удара приходится на палец 3. Были случаи, когда этот палец разрушался. С целью предупреждения поломки пальца в системе рычага 2 предусмотрено предохранительное устройство. Верхний болт крепления зуба 7 к рычагу 2 выполнен как предохранительный стержень, подлежащий срезу при чрезмерной силе удара кулачка 6. Однако эта система рабо-

тает недостаточно удовлетворительно: или часто срезается предохранительный болт, или он не срабатывает, и палец 3 ломается. Вместо установки такого предохранителя проще усилить палец 3. Принципиально по такой же схеме построен механизм включения машин «Ковмаг» (Англия).

К другим видам механизмов включения относятся кулачковые (машины «Зак»). Принцип их действия такой же, как обычных кулачковых муфт. На валу, на скользящей шпонке насажена втулка с кулачками. На ступице имеются встречные кулачки. При включении муфты кулачки входят во взаимное зацепление. Машины «Зак» отечественная промышленность не использует.

Фрикционный механизм включения, встроенный во втулку маховика. В последнее время во всех новейших конструкциях горизонтальноковочных машин, в том числе в отечественных, широко применяют пневматические фрикционные муфты. Принцип действия пневматической фрикционной муфты следующий. На приемном валу (рис. 216) шпонкой закреплена втулка 6 со шлицами. На роликоподшипниках 5 свободно посажена ступица маховика. В ней размещены две группы дисков. Одна группа 4 посажена на шлицы втулки 6 и таким образом связана с приемным валом, другая 3 — со ступицей (втулкой) маховика 1 при помощи болтов 2, по которым диски 3 своими вырезами могут скользить.

По другому варианту с внутренней стороны ступицы маховика 1 также имеются шлицы 3 (рис. 217), в которые входят соответствующие зубья, имеющиеся на внешней окружности группы дисков 4. Между дисками на специальных свободно сидящих стержнях 5 установлены пружины 6, стремящиеся раздвинуть диски 4. В крышке 10 муфты, представляющей собой пневматический цилиндр, установлен поршень 9. Крышку закрепляют болтами 7. Уплотнение между поршнем и цилиндром выполняется или в виде кожаной манжеты (см. рис. 216), прижимаемой к поршню двумя витыми пружинами, связанными своими кон-

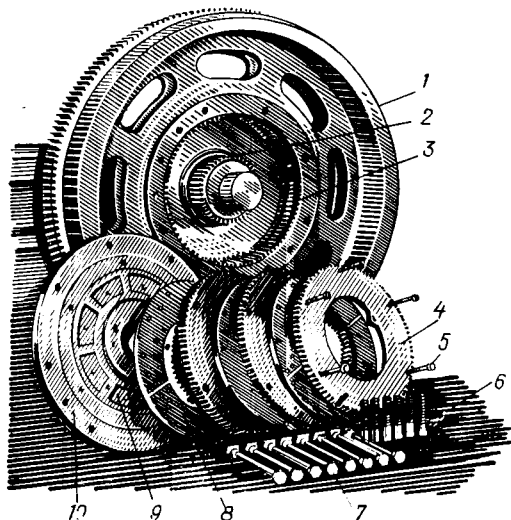


Рис. 217. Фрикционная муфта включения «Аякс»

цами в кольцо, или другими способами (рис. 218). Существуют уплотнения, представляющие собой не скользящую пару, а диафрагму (см. § 108).

На дисках 8 (см. рис. 217) с внутренними зубьями для посадки на шлицы 2 прикреплены пластины фередо. При нажатии на педаль сжатый воздух поступает в цилиндр и, действуя на поршень, передвигает его, сжимая диски. Между дисками возникает сила трения, связывающая маховик с приемным валом.

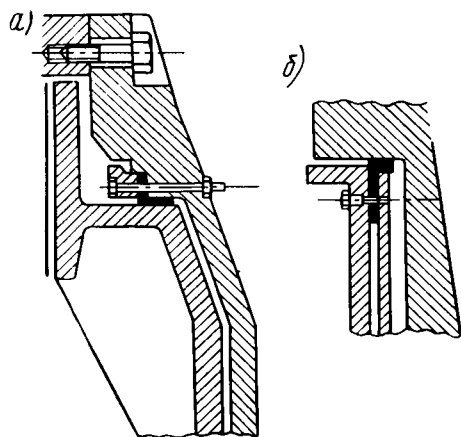


Рис. 218. Различные виды уплотнения поршня:

a — манжета, укрепленная на крышке; *б* — манжета, укрепленная на поршне

Если цилиндр соединить с атмосферой, то давление воздуха в нем понижается, и пружины раздвигают диски, а поршень возвращается в исходное положение; происходит выключение муфты.

Рассмотрим систему управления отечественных и некоторых зарубежных машин. Педаль управляет двумя клапанами (см. рис. 207). При помощи этих клапанов можно соединять цилиндр 7 воздухораспределителя (рис. 219) с сетью сжатого воздуха или с атмосферой. Воздухораспределитель закрепляют слева на станине под выступающим из нее концом коленчатого вала,

противоположным большой шестерне. На этом конце закреплен копир-кулак 12. При ненажатой педали под поршнем в цилиндре 7 имеется атмосферное давление. Пружина 8, работающая на сжатие, приподнимает конец сдвоенного рычага 10, прижимая ролик 11 к поверхности малого радиуса копир-кулака 12.

Клапанная система воздухораспределителя состоит из двух рядом расположенных клапанных коробок: передней — для управления пневматической фрикционной муфтой и задней — для тормоза. Сдвоенный рычаг 10 имеет две развилки-паза для роликов двух рычагов 4 и 3 управления клапанами передней и задней распределительных клапанных коробок. При нажатии на педаль под поршень цилиндра 7 подается сжатый воздух, который передвинет поршень вверх и, преодолевая действие пружины 8, повернет сдвоенный рычаг 10 вокруг его оси на кронштейне, причем ролик отойдет от копир-кулака 12, а рычаги 3 и 4 будут повернуты вилками-пазами вокруг своей оси по часовой стрелке. Ход сдвоенного рычага (а следовательно, и поршня) ограничивается упором заднего его плеча, управляющего клапанной коробкой тормоза, в ограничительный болт 9. Вначале закроется

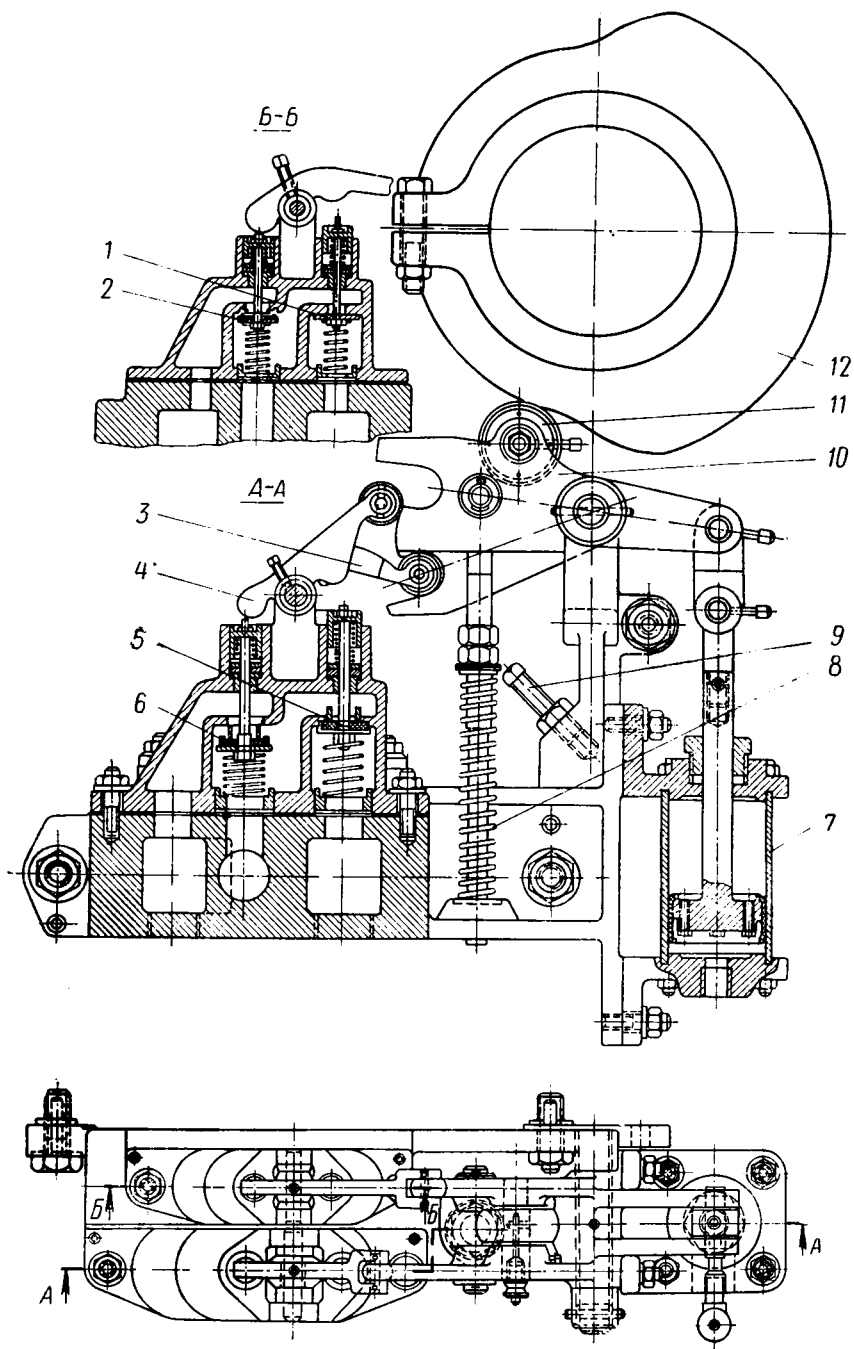


Рис. 219. Воздухораспределитель горизонтальноковочной машины

клапан 2 и откроется клапан 1 коробки управления тормозом, а когда верхним пером развилки сдвоенного рычага ролик рычага 4 начнет опускаться, то закроется сначала клапан 6, а потом откроется клапан 5 коробки управления муфтой.

Отечественные машины, а также машины «Националь» (США) и некоторые другие имеют тормозные устройства ленточного типа (рис. 220). Лента 3 при торможении натягивается

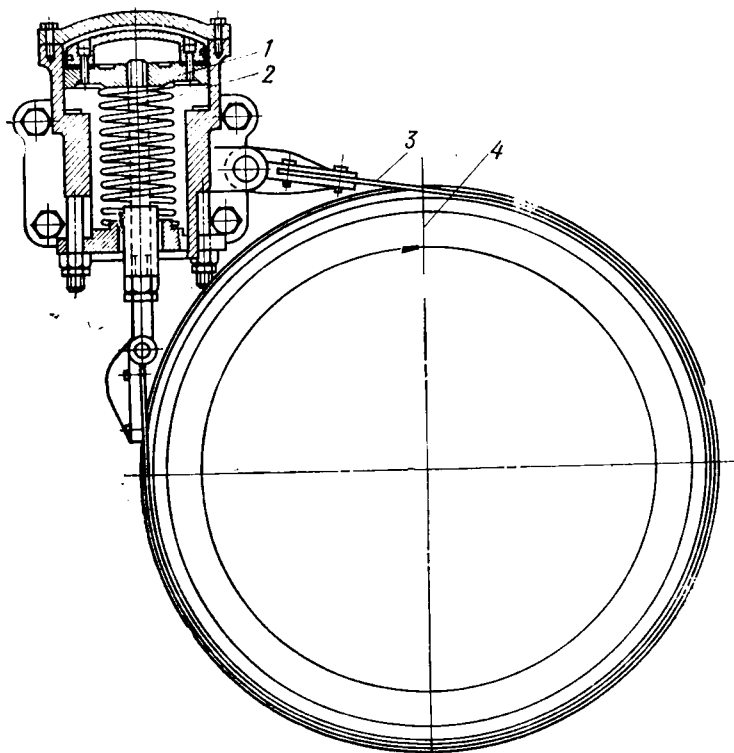


Рис. 220. Схема тормозного устройства у машин с фрикционной муфтой включения

пружиной 2, действующей на поршень 1. Тормозная шайба 4 шпонкой закреплена на приемном валу и связана фрикционом, являющимся предохранителем в системе привода, со свободно сидящей на валу малой шестерней (см. рис. 201). Таким образом, при включенной муфте крутящий момент передается с приемного вала на малую шестерню через фрикционное предохранительное устройство.

При нажатии педали в первую очередь из воздухораспределителя (см. рис. 219) в цилиндр тормоза подается сжатый воздух, отчего натяг пружины тормозной ленты прекращается, и тормоз перестает действовать. Затем сжатый воздух через кла-

пан 5 поступает в цилиндр пневматической муфты, в результате чего она включается. Если после включения муфты педаль будет отпущена, то под поршнем цилиндра 7 установится атмосферное давление. Однако переключения клапанов в распределительной коробке не произойдет, так как ролик 11 сдвоенного рычага 10 упрется в поверхность копира-кулака 12, имеющую большой радиус, и пружина 8 не сможет передвинуть сдвоенный рычаг. Лишь после того как коленчатый вал повернется при вращении

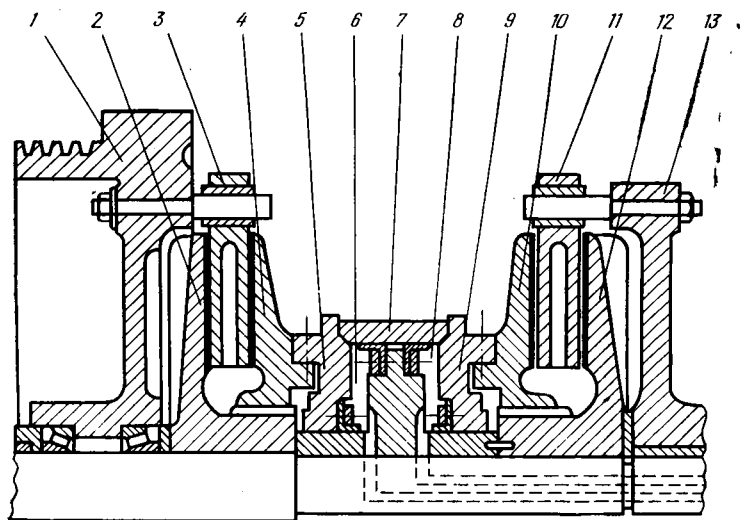


Рис. 221. Схема фрикционной пневматической муфты и тормоза «Акмэ»

на угол примерно 270° , против ролика окажется поверхность копира-кулака малого радиуса, отчего пружина 8 передвинет сдвоенный рычаг в верхнее положение, а поршень переместится в нижнее положение. Произойдет переключение клапанов в распределительной коробке в обратном порядке (см. рис. 219). Вначале выключится муфта, а затем включится тормоз, поскольку поршень тормоза пружиной передвинется и натянет ленту (см. рис. 220). Отсюда следует, что в данной системе тормоз действует периодически. Натяг ленты тормоза следует отрегулировать так, чтобы ползун остановился вблизи крайнего заднего его положения.

На рис. 221 показан иной вариант фрикционной муфты и тормоза. В данном варианте («Акмэ», США) тормоз дискового типа (справа на рис. 221) однотипный с муфтой (слева на рис. 211). При впуске сжатого воздуха в полость 6 и выпуске из полости 8 система 4—5—7—9—10 передвигается влево и включает в работу фрикционную муфту, у которой диск 3 сидит на стержнях

(скользящая посадка), жестко связанных с маховиком 1. Маховик посажен свободно (на роликах) на приемном валу. Детали 2 и 12 жестко закреплены на приемном валу. По шлицам, находящимся на деталях 2 и 12, направляются нажимные диски 4 и 10. При впуске сжатого воздуха в полость 8 и выпуске из полости 6 система передвигается вправо, выключает муфту и включает в работу тормоз, у которого диск 11 находится на стержнях, закрепленных в станине 13.

О периоде от момента нажатия до момента включения фрикционных муфт пока нет достоверных данных, но это время не больше, чем у муфт сухарного типа. Пока воздух после нажатия педали пройдет и передвинет поршень воздухораспределителя и пока поршень фрикционной муфты передвинется и прижмет диски, причем последние на некотором пути будут взаимно проскальзывать, пройдет некоторое время, учесть которое расчетом в настоящее время невозможно. Эксперимент показывает, что это время составляет 0,7—0,8 сек.

§ 90. ПОЛЗУНЫ

У горизонтальноковочных машин обязательно имеется главный (или центральный, или высадочный) и поперечный (зажимной) ползуны. Кроме того, в некоторых схемах привода зажимного механизма предусматривают подсобный боковой ползун. Главный ползун имеет гнездо для закрепления в нем блока с пуансонами (рис. 222). Положение этого блока относительно мат-

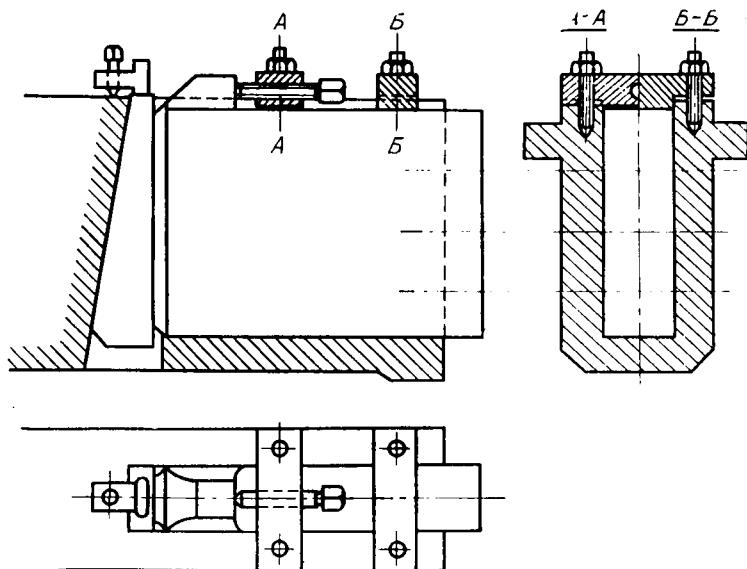


Рис. 222. Гнездо для блока с пуансонами в главном ползуне

риц регулируют упорным клином. Нужное положение блока с пуансонами закрепляют при помощи накладок и упорного винта.

Главный ползун должен обеспечить соосность высадочных пуансонов и матриц. Поэтому база направления этого ползуна имеет большую длину. У некоторых машин, в том числе и у отечественных, база направления увеличивается за счет выноса до-

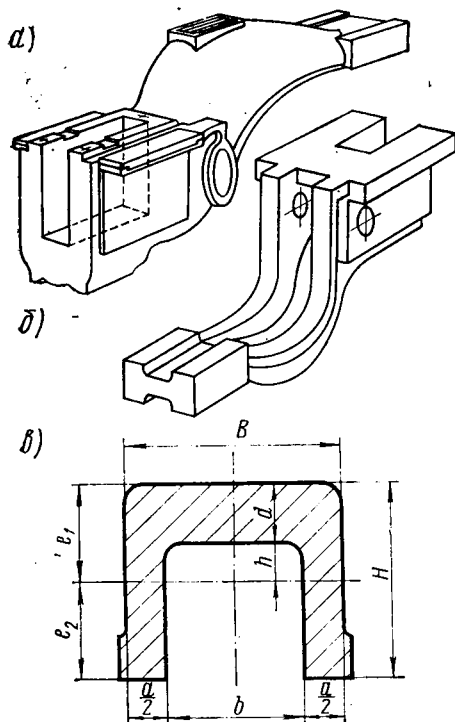


Рис. 223. Главный ползун:
а — с верхним расположением хобота; б — с нижним расположением хобота; в — схема поперечного сечения хобота

полнительных салазок на хоботе (рис. 223). Хобот располагают или сверху (рис. 223, а) или снизу (рис. 223, б). При расположении сверху хобот мешает съемке или установке коленчатого вала. Для подъема вала краном приходится предварительно снимать главный ползун. При расположении хобота снизу выявляется другой недостаток, заключающийся в том, что в полости хобота, предназначенной для прохода большой головки шатуна при вращении коленчатого вала, скопится грязь, могут быть случайно оставлены гайки, болты и другие твердые предметы, которые, оказавшись между хоботом и головкой шатуна, будут смяты, что в ряде случаев приводит к поломке хобота.

У современных машин ползуны делают подвесными на вынесенных вверх опорных заплечиках, что делает невозможным попадание

окалины на горизонтальные направляющие. В случае износа заплечиков на них можно установить сменные планки (рис. 224). Во избежание защемления ползуна между вертикальными направляющими, особенно при его разогреве в процессе работы от горячего деформируемого металла, необходимо, чтобы между направляющими и ползуном был некоторый зазор. Для поддержания минимально необходимого зазора в процессе износа вертикальные направляющие устраивают регулируемыми при помощи клина (рис. 225) или закладки за направляющую плиту прокладок. Суммарный зазор (справа + + слева) не должен превышать 0,5 мм, хотя вообще его опреде-

ляют степень требуемой точности выполняемой работы и в каждом конкретном случае можно допускать большим или меньшим, чем указанная величина.

При регулировке вертикальных направляющих ползуна следует соответственно регулировать и задние направляющие хобота. Если задние направляющие будут смещены относительно передних, то это вызовет изгиб хобота, а иногда образование в нем трещины. Важно следить также за параллельностью и соосностью передних и задних горизонтальных направляющих.

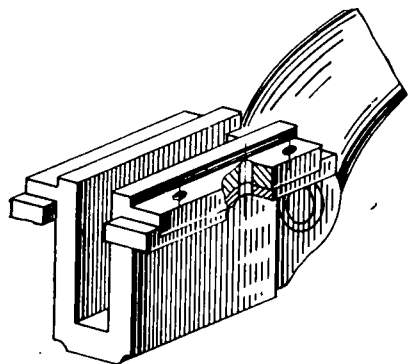


Рис. 224. Способ установки сменных планок на горизонтальных направляющих главного ползуна

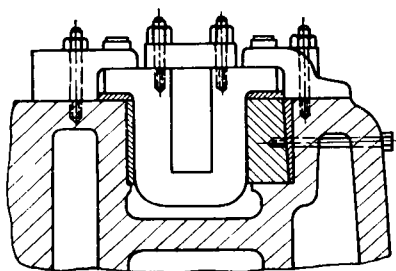


Рис. 225. Устройство для регулирования зазора в вертикальных направляющих главного ползуна

Особенно недопустимо расположение горизонтальных направляющих выше, чем требуется положением передних горизонтальных направляющих. Так как хобот (см. рис. 223, в) имеет П-образное поперечное сечение для прохода большой головки шатуна, то при неправильном положении горизонтальных направляющих

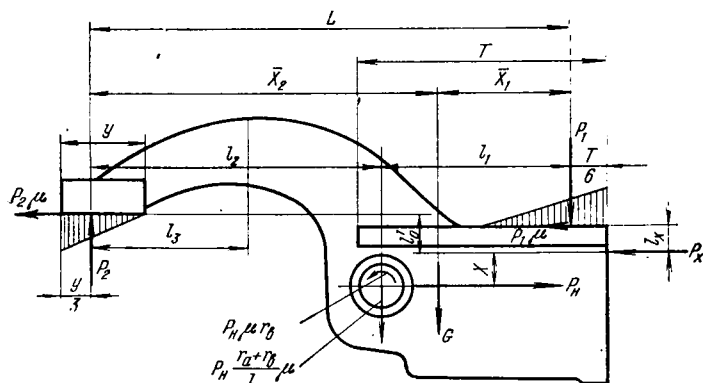


Рис. 226. Схема усилий, действующих на главный ползун в случае нагрузки в верхнем ручье

и нагружении в верхнем ручье (рис. 226) возникает изгибающий момент, создающий растягивающие напряжения в нижних волокнах сечения хобота, что может привести к образованию трещины. Если горизонтальные направляющие ползуна отрегулированы правильно, то изгибающий момент, действующий на хобот при смещении нагрузки на ползун вверх на величину x от осевой линии (см. рис. 226), определится из условия равновесия ползуна, стремящегося приподняться своей передней частью.

При равновесии сумма всех сил по горизонтальной и вертикальной оси должна быть равна нулю. Отсюда к концу хода ползуна ($\alpha = 180^\circ$) сумма всех сил по горизонтальной оси составит $P_H - P_x - P_{1\mu} - P_{2\mu}$ или

$$P_1 = P_H \frac{1}{\mu} - P_x \frac{1}{\mu} - P_2, \quad (550)$$

где P_x — допускаемое усилие на ползуне в конце хода машины, смещенное вверх относительно оси.

Сумма всех сил * по вертикальной оси

$$P_2 - P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu - G - P_1 = 0,$$

где G — вес ползуна в сборе; отсюда

$$P_1 = P_2 - P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu - G. \quad (551)$$

Приравнивая правые части выражений (550) и (551), получим

$$P_H \frac{1}{\mu} - P_x \frac{1}{\mu} - P_2 = P_2 - P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu - G;$$

решая это уравнение относительно P_2 , найдем

$$P_2 = P_H \left(\frac{1}{2\mu} + \frac{r_a + r_b}{2l} \mu \right) - P_x \frac{1}{2\mu} + \frac{G}{2}. \quad (552)$$

В данном уравнении неизвестны P_2 и P_x . Для определения P_x составим следующее уравнение. Сумма моментов относительно опоры в передних горизонтальных направляющих, в которых действует реакция P_1 , при равновесии должна быть равна нулю;

* $P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu$ есть вертикальная составляющая усилия, действующего по шатуну касательно к кругам трения, в головках шатуна.

отсюда

$$P_H \mu r_b + P_x l_x - P_H(x + l_x) - Gx_1 - P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu l_1 + \\ + P_2 L - P_2 \mu (l'_0 - l_x) = 0. \quad (553)$$

Подставив в уравнение (553) вместо P_2 его выражение из уравнения (552) и пренебрегая последним членом в уравнении (553) ввиду его относительно малой величины, получим:

$$P_H \mu r_b + P_x l_x - P_H(x + l_x) - Gx_1 - P_H \frac{r_a + r_b}{l} \mu l_1 + \\ + P_H \left(\frac{L}{2\mu} + \frac{r_a + r_b}{2l} \mu L \right) + P_x \frac{L}{2\mu} + G \frac{L}{2} = 0$$

или

$$P_x \left(l_x - \frac{L}{2\mu} \right) + P_H \left[\mu r_b + \frac{L}{2\mu} + \frac{r_a + r_b}{l} \mu \left(\frac{L}{2} - l_1 \right) - \right. \\ \left. - x - l_x \right] + G \left(\frac{L}{2} - x_1 \right) = 0,$$

откуда

$$P_x = P_H \frac{\frac{L}{2\mu} + \frac{r_a + r_b}{l} \mu \left(\frac{L}{2} - l_1 \right) - x - l_x + \mu r_b}{\frac{L}{2\mu} - l_x} + \\ + G \frac{\frac{L}{2} - x_1}{\frac{L}{2\mu} - l_x}. \quad (554)$$

Пример. Для машины 9 Мн (900 тс) величины, входящие в выражение (554), составляют (см. рис. 226):

$P_H = 9 \text{ Мн (900 тс);}$
 $L = 203 \text{ см;}$
 $\mu = 0,1;$
 $r_a = 19 \text{ см;}$
 $r_b = 11 \text{ см;}$
 $l_1 = 75 \text{ см;}$

$x_1 = 80 \text{ см;}$
 $l_x = 17 \text{ см;}$
 $G = 0,07 \text{ Мн (7 т);}$
 $l = 56 \text{ см;}$
 $x = 25 \text{ см;}$
 $l_3 = 50 \text{ см.}$

По формуле (554) имеем

$$P_x = P_n \frac{\frac{203}{0,2} + \frac{19+11}{56} 0,1 \left(\frac{203}{2} - 75 \right) - 25 - 17 + 0,1 \cdot 11}{\frac{203}{0,2} - 17} + G \frac{\frac{203}{2} - 80}{\frac{203}{0,2} - 17},$$

откуда $P_x = P_n 0,977 + 0,07 \cdot 0,002 \text{ Мн}$ ($P_x = P_n 0,977 + 70,25 \text{ тс}$).

Поскольку для рассматриваемой машины P_n составляет 9 Мн (900 тс), то второй член, в который входит вес G ползуна, практически не имеет никакого значения в определении P_x . Поэтому P_x можно принять равным первому члену формулы (554). Подставляя в уравнение (552) полученное значение P_x , найдем

$$P_2 = P_n \left(\frac{1}{2\mu} + \frac{r_a + r_b}{2l} \mu \right) - P_n 0,977 \frac{1}{2\mu} + \frac{G}{2},$$

или

$$P_2 = P_n \left(\frac{1}{0,2} + \frac{19+11}{2 \cdot 56} 0,1 \right) - P_n \frac{0,977}{0,2} + \frac{G}{2}$$

или

$$P_2 = 0,142 P_n + 0,035 \text{ Мн} \quad (P_2 = 0,142 P_n + 3,5, \text{ тс}).$$

Поскольку $P_n = 9 \text{ Мн}$ (900 тс), то $P_2 = 9 \cdot 0,142 + 0,0350 = 1,31, \text{ Мн}$ ($P_2 = 900 \cdot 0,142 + 3,5 = 131 \text{ тс}$).

Опасное сечение в хоботе находится примерно на середине его длины. В рассматриваемом примере расстояние l_3 от места приложения равнодействующей усилий P_2 (нагрузка принята распределенной по треугольнику) равно 50 см. Отсюда изгибающий момент в опасном сечении $M_{из} = 1,31 \cdot 10^6 \cdot 0,5 = 655\,000 \text{ дж}$ ($M_{из} = P_2 l_3 = 131\,000 \cdot 50 = 6\,550\,000 \text{ кг} \cdot \text{см}$).

Момент инерции J в опасном сечении (см. рис. 223, в) при $B = 38 \text{ см}$, $H = 39 \text{ см}$, $b = 24 \text{ см}$, $a/2 = 5,0 \text{ см}$

$$J = (1/3) (Be_1^3 - bh^3 + ae_2^3),$$

где

$$e_1 = \frac{1}{2} \frac{aH^2 + bd^2}{aH + bd} = \frac{1}{2} \frac{10 \cdot 39^2 + 24 \cdot 5^2}{10 \cdot 39 + 24 \cdot 5} = 15,5 \text{ см};$$

$$e_2 = H - e_1 = 39 - 15,5 = 23,5 \text{ см};$$

$$h = e_1 - d = 15,5 - 5 = 10,5 \text{ см}.$$

Отсюда

$$J = (1/3) (38 \cdot 15,5^3 - 24 \cdot 10,5^3 + 10 \cdot 23,5^3) = 81\,200 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления:

$$W = \frac{J}{e_2} = \frac{81\,200}{23,5} = 3455 \text{ см}^3.$$

Напряжение в сечении хобота:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{6\,550\,000}{3455} \approx 190 \text{ Мн/м}^2 \text{ (} 1900 \text{ кг/см}^2 \text{),}$$

т. е. при работе на полное номинальное усилие в верхнем ручье при правильной наладке направляющих в опасном сечении хобота возникают весьма большие напряжения. Это показывает, что в случае неправильной наладки, о которой говорилось ранее, могут возникнуть разрушающие напряжения.

Таким образом, у выполненных конструкций горизонтально-ковочных машин слабым звеном при осуществлении операции в верхнем ручье является хобот ползуна, поскольку по прочности коленчатого вала и шестерни допускается усилие, практически равное P_H . Отсюда следует, что при верхнем расположении хобота желательно, из условий прочности последнего, верхний ручей штампов использовать на более легкую операцию, не требующую усилия, близкого к номинальному для данной машины. При

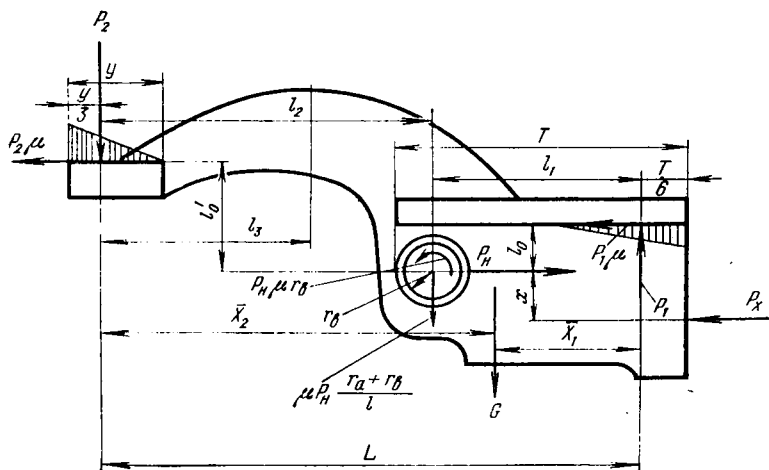


Рис. 227. Схема усилий, действующих на главный ползун в случае нагрузки в нижнем ручье

нижнем расположении хобота напряжения в нем будут примерно в 1,5 раза меньше рассмотренных *, и поэтому ограничения в использовании верхнего ручья штампов в этом случае не требуется.

При смещении действующего на ползун усилия вниз от осевой линии (работа в нижнем ручье, рис. 227) получим следующее значение допустимой нагрузки. Баланс сил по горизонтальной оси

$$P_x + P_{2\mu} + P_{1\mu} - P_H = 0,$$

отсюда

$$P_1 = P_H \frac{1}{\mu} - P_x \frac{1}{\mu} - P_2. \quad (555)$$

* Поскольку сечение хобота будет работать в перевернутом виде, то

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{81\,200}{15,5} \approx 5250 \text{ см}^3.$$

Баланс сил по вертикальной оси:

$$P_2 + P_{\text{н}} \frac{r_a + r_b}{l} \mu + G - P_1 = 0,$$

откуда

$$P_1 = P_2 + P_{\text{н}} \frac{r_a + r_b}{l} \mu + G. \quad (556)$$

Приравнивая правые части уравнений (555) и (556), найдем

$$P_{\text{н}} \frac{1}{\mu} - P_x \frac{1}{\mu} - P_2 = P_2 + P_{\text{н}} \frac{r_a + r_b}{l} \mu + G.$$

Решая полученное уравнение относительно P_2 , получим

$$P_2 = P_{\text{н}} \left(\frac{1}{2\mu} - \frac{r_a + r_b}{2l} \mu \right) - P_x \frac{1}{2\mu} - \frac{G}{2}. \quad (557)$$

Сумма моментов относительно передней опоры, на которую действует равнодействующая реакция P_1 (см. рис. 227):

$$P_x(x + l_0) - P_{\text{н}}l_0 - P_2(l_2 + l_1) - P_{\text{н}} \frac{r_a + r_b}{l} \mu l_1 - \\ - P_2 \mu (l'_0 - l_0) - P_{\text{н}} \mu r_b = 0.$$

Ввиду малого значения члена $P_2 \mu (l'_0 - l_0)$ в дальнейшем не будем принимать его во внимание. Подставляя в последнее уравнение значение P_2 из уравнения (557), получим

$$P_x(x + l_0) - P_{\text{н}}l_0 - P_{\text{н}} \left(\frac{1}{2\mu} - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \right) (l_1 + l_2) + \\ + P_x \frac{l_1 + l_2}{2\mu} + G \frac{l_1 + l_2}{2} - P_{\text{н}} \mu r_b - P_{\text{н}} \frac{r_a + r_b}{l} \mu l_1 = 0$$

или

$$P_x \left(x + l_0 + \frac{l_1 + l_2}{2\mu} \right) - P_{\text{н}} \left[l_0 + \frac{l_1 + l_2}{2\mu} - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{2} - l_1 \right) + \mu r_b \right] + G \frac{l_1 + l_2}{2} = 0,$$

откуда

$$P_x = P_n \frac{l_0 + \frac{l_1 + l_2}{2\mu} - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \left(\frac{l_2}{2} - \frac{l_1}{2} \right) + \mu r_b}{x + l_0 + \frac{l_1 + l_2}{2\mu}} - G \frac{l_1 + l_2}{2 \left(x + l_0 + \frac{l_1 + l_2}{2\mu} \right)}. \quad (558)$$

Для рассмотренного ранее примера при $l_0 = 23$ см и $l_2 = 128$ см получим

$$P_x = P_n \frac{23 + \frac{75 + 128}{0,2} - \frac{19 + 11}{56} 0,1 \left(\frac{128}{2} - \frac{75}{2} \right) + 0,1 \cdot 11}{25 + 23 + \frac{128 + 75}{0,2}} - 7 \frac{128 + 75}{2 \left(25 + 23 + \frac{128 + 75}{0,2} \right)},$$

откуда $P_x = P_n 0,976 - G 0,096$. В данном случае второй член, в который входит вес ползуна G , практически никакого значения не имеет. Принимая во внимание, что $P_x = 0,976 P_n$, реакция в задних горизонтальных направляющих в соответствии с выражением (557)

$$P_2 = P_n \left(\frac{1}{2\mu} - \frac{r_a + r_b}{2l} \mu \right) - P_n 0,976 \frac{1}{2\mu} - \frac{G}{2};$$

отсюда

$$P_2 = P_n \left(\frac{1 - 0,976}{2 \cdot 0,1} - \frac{19 + 11}{2 \cdot 56} 0,1 \right) - \frac{7}{2},$$

или

$$P_2 = 0,093 P_n - G 0,5.$$

При $P_n = 9$ Мн (900 тс) будем иметь $P_2 = 9 \cdot 0,093 - 0,035 = 0,8$ Мн ($P_2 = 900 \cdot 0,093 - 3,5$, или $P_2 = 80$ тс). Изгибающий момент $M_{из} = P_2 l_3$ или $M_{из} = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4$ Мдж (4 000 000 кг·см). В соответствии с полученными данными

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{81\,200}{15,5} = 5250 \text{ см}^3,$$

откуда

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{0,4}{0,00525} = 76 \text{ Мн/м}^2 (760 \text{ кг/см}^2).$$

При нижнем расположении хобота

$$W = \frac{J}{e_2} = 3455 \text{ см}^3,$$

а изгибающий момент практически не изменится. Значит, напряжение в опасном сечении хобота

$$\sigma = \frac{0,4}{0,003455} = 116 \text{ Мн/м}^2 (1160 \text{ кг/см}^2).$$

Из расчетов следует, что смещение места приложения нагрузки вниз от оси ползуна практически не влияет на допускаемое усилие на ползуне горизонтальноковочной машины. Другими словами, в нижнем ручье можно выполнять работы с максимальным использованием допускаемых усилий на ползуне машины в соответствии с графиками, приведенными на рис. 200, и при расположении хобота, как показано на рис. 227.

Ползун, а вместе с ним и ось малой головки шатуна под действием нецентральной нагрузки P_x приподнимаются. Так, при верхнем положении P_x (см. рис. 226) ползун будет опрокидываться относительно опоры задних салазок против движения часовой стрелки, пока не выберется зазор над верхней полкой передних горизонтальных направляющих ползуна, отчего возникнет реакция P_1 . При нижнем положении P_x (см. рис. 227) ползун повертывается относительно опоры передних направляющих по движению часовой стрелки, пока не выберется зазор над задними салазками и не возникнет реакция P_2 .

Чтобы уменьшить возможность приподнимания ползуна при нецентральном его нагружении (приподнимание нарушает соосность матрицы и пуансонов), ось опор коленчатого вала располагают несколько выше оси малой головки шатуна в ползуне (имеется так называемая дезаксиация). Вследствие этого при крайнем переднем положении угол α поворота колена будет больше 180° , примерно $\alpha = 183,5^\circ$. Геометрическая ось шатуна при этом будет наклонена в сторону малой головки. Принимая во внимание, что усилие по шатуну направлено касательно к кругам трения (см. рис. 145), наклон геометрической оси шатуна на $3,5^\circ$ приведет к увеличению вертикальной слагающей силы P_{II} примерно в 2 раза против принятой в выводе

$$P_{II} \frac{r_a + r_b}{l} \mu$$

(см. рис. 226 и 227). В приведенном ранее примере эта величина

$$P_n \frac{r_a + r_b}{l} \mu = P_n \cdot 0,0536$$

или при $P_n = 9 \text{ Мн}$ (900 тс) она составляет 0,48 Мн (48 тс).

При дезаксиации на $3,5^\circ$ вертикальная составляющая увеличится примерно до 1,03 Мн (103 тс). Такое изменение практически не отразится на величине P_x , но при верхнем ее расположении (см. рис. 226) реакция P_2 увеличится, и соответственно увеличится напряжение в хоботе. Наоборот, реакция P_1 в передних направляющих уменьшится. При расположении P_x ниже осевой линии ползуна реакция P_2 уменьшается, а P_1 увеличивается.

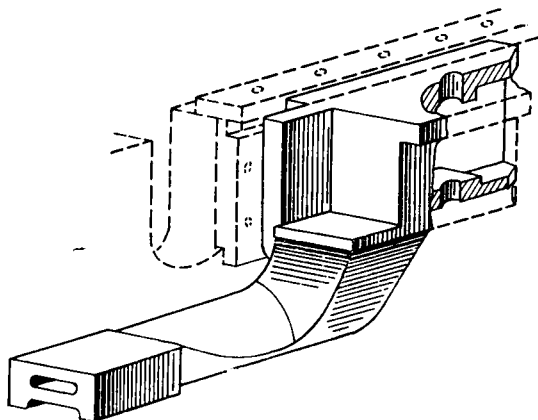


Рис. 228. Поперечный ползун с вынесенными вперед дополнительными направляющими

Таким образом, дезаксиация несколько увеличивает прижим ползуна к горизонтальным направляющим, но вместе с этим никакой заметной выгоды в смысле уменьшения перекоса ползуна в вертикальной плоскости не получается. Этот перекос определяется в основном тем зазором, который имеется в направляющих. Единственно, что оказывается полезным, — это уменьшение P_2 , а следовательно, и упругой деформации хобота при нижнем расположении нагрузки P_x .

Принципиально по такой же схеме, как главные ползуны, строят зажимные (или поперечные) ползуны. У современных машин применяются поперечные ползуны подвешенного типа с удлиненной базой направления посредством выноса дополнительных салазок или вперед снизу (отечественные машины, машины «Националь», «Аякс», рис. 228) или назад как сверху (рис. 229, а старая модель «Аякс»), так и снизу (рис. 229, б, машина «Газенклевер»). У машин «Газенклевер» поперечный ползун не подве-

шенного типа и упирается в горизонтальную плиту своей подошвой. Это большой недостаток, так как выпадающая при раскрытии матриц окалина засоряет опорную горизонтальную плиту, и при следующем движении ползуна в процессе закрывания матриц окалина может задира́ть трущиеся поверхности ползуна и плиты, что приводит к быстрому их износу.

У машин «Эумуко» имеется сравнительно короткий поперечный ползун без дополнительных салазков, приводимый в движение двумя распорными звеньями (рис. 230). Подвижную матрицу

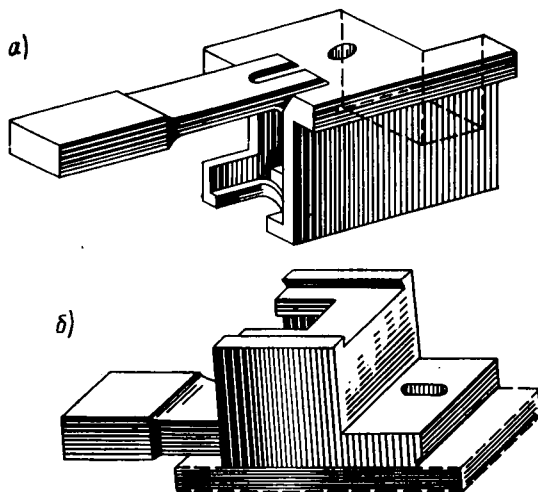


Рис. 229. Поперечный ползун:

a — с вынесенными назад верхними дополнительными направляющими; *б* — с вынесенными назад нижними дополнительными направляющими

устанавливают на шпонке *1* в гнезде поперечного ползуна и прижимают накладками *2*. Если подвижная матрица задним своим торцом не упирается в ползун (см. рис. 229, *б*), то под действием усилия высадки гнездо в матрице для шпонки и сама шпонка сминаются, и матрица постепенно смещается назад, в сторону зева станины. Поэтому ползуны, имеющие специальный упор для матрицы (см. рис. 228 и 229, *а*), более надежны. Устанавливать и выверять матрицы на них проще, поскольку можно заводить подкладки между матрицей и ползуном как в направлении усилия зажима, так и в направлении усилия высадки.

У некоторых машин подвижная матрица упирается в закладную плиту поперечного ползуна, в свою очередь упирающуюся в сменную плиту станины у зева машины (рис. 231).

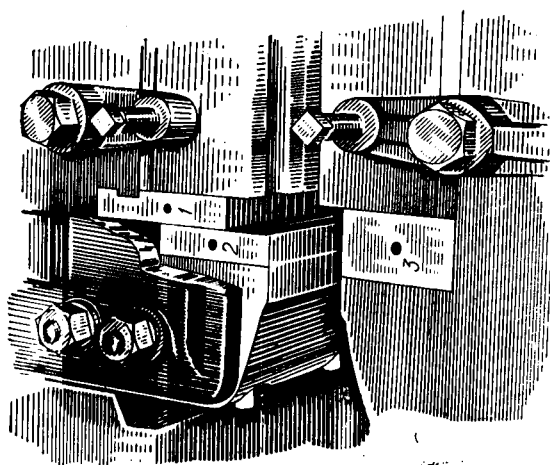


Рис. 231. Сменные опорные плиты за матрицами:
 1 — сменная плита в поперечном ползуне; 2 — опорная плита в станке; 3 — неподвижная матрица

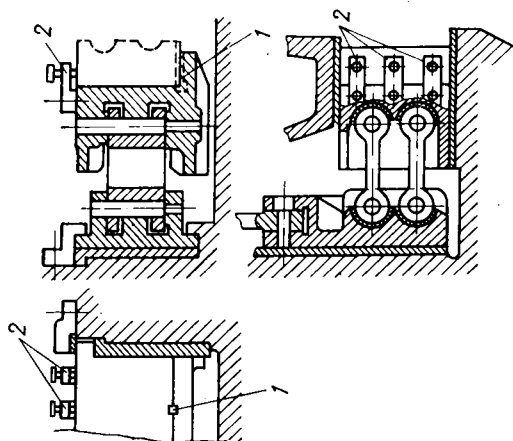


Рис. 230. Поперечный ползун без дополнительных направляющих

В силовом отношении горизонтальноковочная машина является замкнутой системой, и станина воспринимает на себя все усилие, развиваемое машиной, как в долевом, так и в поперечном направлениях. В станине монтируют все узлы машины; для этой цели в ней имеются соответствующие вырезы и пазы. В ряде случаев, особенно на тяжелых машинах, чтобы облегчить установку штампов, используют поворотный кран, для этого в станине устраивают соответствующие гнезда. Ослабленную вырезами станину усиливают горизонтальными и вертикальными ребрами (рис. 232), а также анкерными стяжками — болтами или накладками (рис. 233).

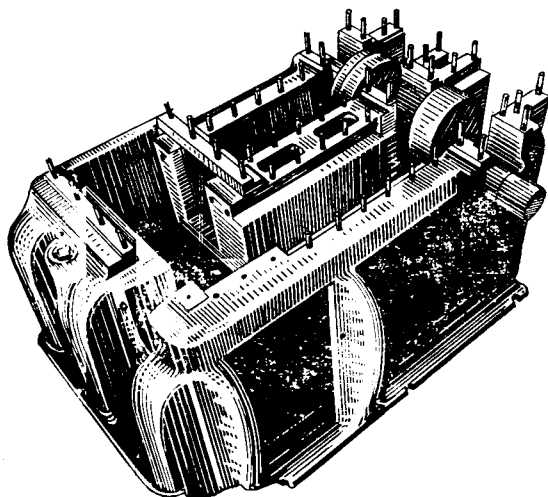


Рис. 232. Общий вид на станину горизонтальноковочной машины

В поперечном направлении стяжки удерживают от отгибания вертикальные стенки станины, воспринимающие усилие распора зажимных матриц. Стяжные болты следует предварительно осторожно затягивать во избежание зажима ползуна между направляющими щеками станины (см. рис. 232). Поэтому никакого предварительного сжатия станины эти связи не осуществляют, так как иначе это вызвало бы зажатие поперечного ползуна между вертикальными направляющими станины. Некоторая сила затяжки гаек у стяжных болтов должна быть, но лишь такой величины, которая исключает самопроизвольное отвинчивание гайки при сотрясениях в процессе работы машины.

Для крупных машин [при P_n более 13 Мн (1300 тс)] с целью облегчения транспортировки станину изготавливают составной из двух частей (задней и передней), скрепляемых продольными

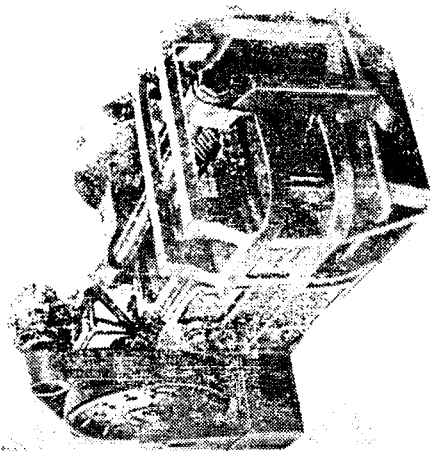
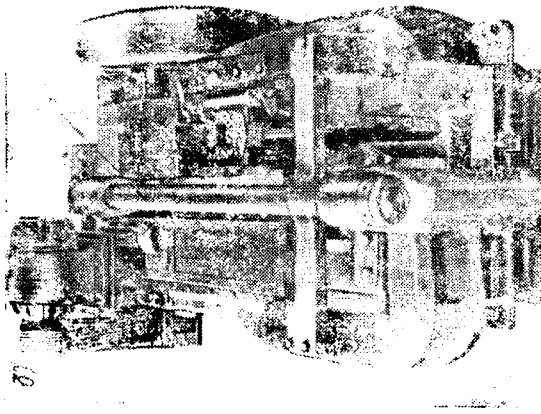


Рис. 233. Стяжные болты 1 и накладки 2, установленные на станине машины

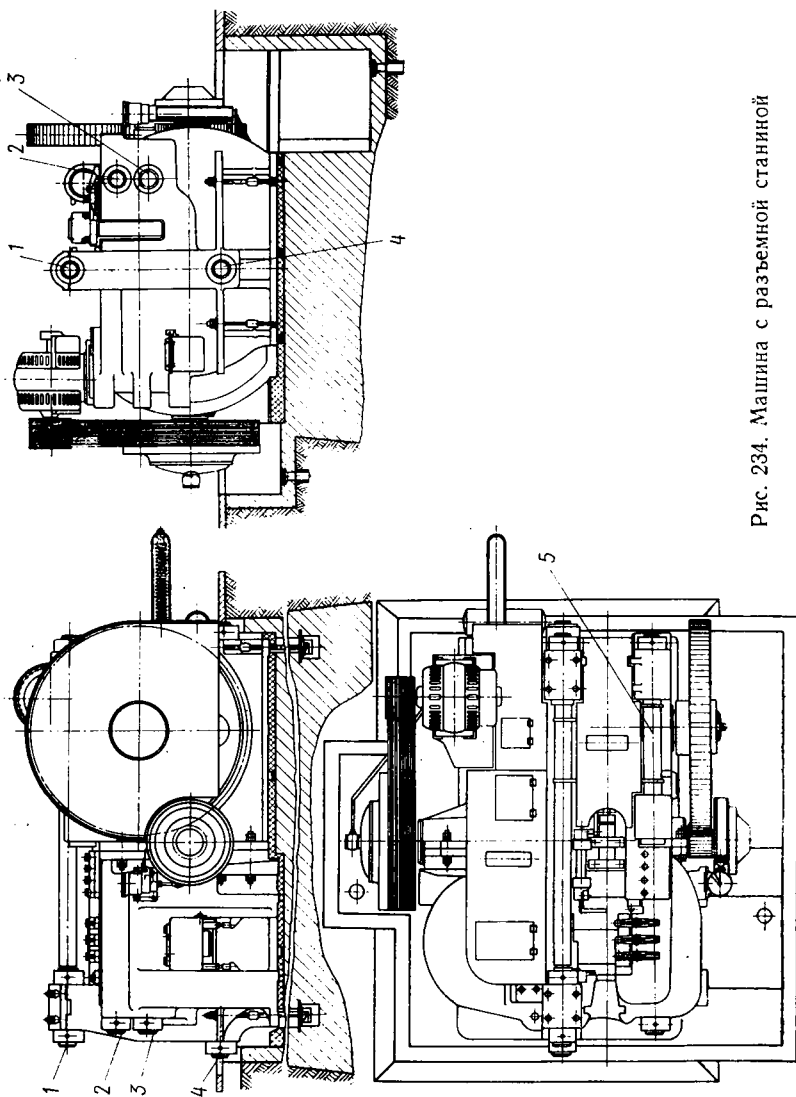


Рис. 234. Машина с разъемной станиной

стяжными болтами (рис. 234), предназначенными, в отличие от рассмотренных, для предварительного сжатия станины общей силой, не меньшей, чем номинальное усилие машины. В противном случае при работе машины станина в месте разъема будет «дышать», т. е. шов будет раскрываться.

Станину при сборке предварительно стягивают монтажными болтами (рис. 235, а), устанавливаемыми в горячем состоянии. Основные стяжные болты в соответствии со схемой их расположения (рис. 235, б): два (2 и 3) — вдоль правой стенки станины и один — 4 внизу вдоль средней нижней стенки станины — затяги-

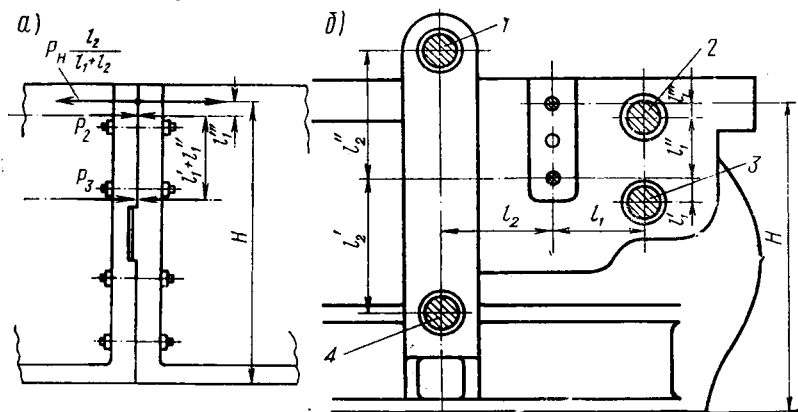


Рис. 235. Вид сбоку на шов разъемной станины, стянутой монтажными болтами (а) и схема расположения стяжных болтов с фронта машины с разъемной станиной (б)

вают с усилием, которое определяют из условия, что наибольшая нагрузка на ближайший стяжной болт получается при приложении максимального усилия в крайних (верхнем или нижнем) ручьях. Длинный болт 1 предназначен для удержания опорной стенки станины, для поперечного ползуна и опорной стенки разъемного среднего подшипника коленчатого вала; короткий болт 5 (см. рис. 234) — для удержания опорной стенки первого от большой шестерни разъемного подшипника коленчатого вала; два стяжных болта 2 и 3 вдоль правой стенки станины и стяжной болт 4 внизу левой части станины, предназначены для стяжки со сжатием разъемной станины.

Максимально допускаемое усилие P_H в конце хода распределяется* на правые и левые болты обратно пропорционально плечам l_1 и l_2 так, что общее усилие, воспринимаемое болтами 2 и 3 (см. рис. 235, б), составляет величину

$$P_H \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2}.$$

* Сжатые матрицы вследствие трения по соприкасающимся плоскостям можно рассматривать как монолитные.

При работе в нижнем ручье на ближайший болт 3 из условия распределения нагрузки обратно пропорционально плечам l_1'' и l_1' придется часть указанной нагрузки, равная

$$P_3' = P_n \frac{l_2 l_1''}{(l_1 + l_2) (l_1' + l_2'')},$$

а на болт 2:

$$P_2' = P_n \frac{l_2 l_1'}{(l_1 + l_2) (l_1' + l_1'')};$$

нагрузка на нижний болт 4 при этом

$$P_4 = P_n \frac{l_1 l_2''}{(l_1 + l_2) (l_2' + l_2'')}.$$

При работе в верхнем ручье сила

$$P_n \frac{l_2}{l_1 + l_2}$$

(см. рис. 235, а) стремится раскрыть шов по месту раздела составной станины и повернуть одну половину станины относительно другой вокруг нижней опоры на плече H (см. рис. 235, а). Этому препятствуют болты 2 и 3, сжимающие шов с силами соответственно P_2 и P_3 . Сила P_3 не должна быть меньше силы P_3' , определенной ранее. Приняв это во внимание (т. е. $P_3 = P_3'$), напишем условие равновесия:

$$P_n \frac{l_2}{l_1 + l_2} H = P_2 (H - l_1''') + \\ + P_n \frac{l_2 l_1''}{(l_1 + l_2) (l_1' + l_1'')} (H - l_1''' - l_1'' - l_1'),$$

откуда

$$P_2 = P_n \frac{l_2 H (l_1' + l_1'') - l_2 l_1'' (H - l_1''' - l_1'' - l_1')}{(l_1 + l_2) (l_1' + l_1'') (H - l_1''')}.$$

Если верхний ручей расположен ниже оси болта 2 (рис. 236) то P_2 определится тем же методом, что и P_3 :

$$P_2 = P_n \frac{l_2 l_4}{(l_1 + l_2) (l_4 + l_5)}.$$

Если размеры стяжных болтов одинаковы, то их можно затягивать с одинаковой силой, равной наибольшей из сил P_2, P_3', P_4 и P_3 . Обычно наибольшая сила составляет около $0,45P_{\Pi}$.

Если принять силу ψP_{Π} затяжки болтов, равной указанной величине $0,45P_{\Pi}$ (т. е. $\psi=0,45$), то болты при такой нагрузке будут растянуты на величину

$$\delta_6 = \frac{P_{\Pi} 0,45 l_6}{E_6 F_6}, \quad (559)$$

где P_{Π} — номинальное усилие машины, MH ($кГ$); l_6 — длина болта между опорами для гаек, m ($см$); E_6 — модуль упругости материала болта, MH/m^2 ($кГ/см^2$); F_6 — площадь поперечного сечения болта, m^2 ($см^2$).

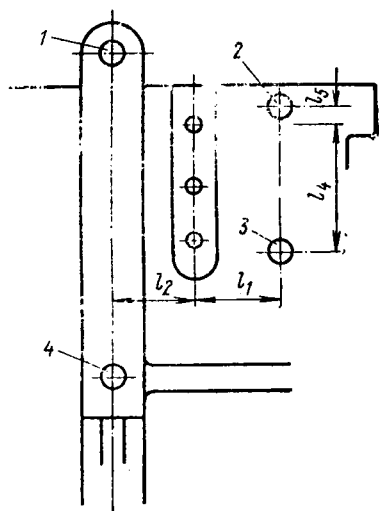


Рис. 236. Схема расположения стяжных болтов с фронта машины при расположении верхнего ручья ниже оси болта 2

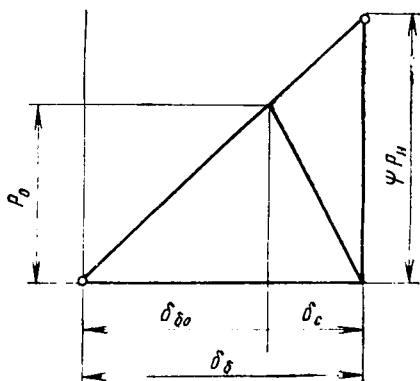


Рис. 237. Схема деформации стяжного болта и станины

Для затяжки болта с таким растяжением можно поступать следующим образом. На установленные винты навинчивают гайки до устранения зазора между гайками и станиной. После этого болты прогревают и щупом определяют момент, когда вследствие линейного расширения болта между гайками и станиной образуется зазор, равный величине δ_6 , согласно уравнению (559). В этот момент необходимо затянуть гайки. После остывания и усадки болта деформация сжатия станины δ_c соответственно уменьшит величину удлинения болта с δ_6 до δ_{δ_0} (рис. 237). Величину упругой деформации станины δ_c у горизонтальноковочной машины определить расчетом невозможно из-за сложности кон-

фигурации станины. Поэтому невозможно определить расчетом развиваемую силу P_0 затянутого таким образом болта при отсутствии нагрузки на ползуне машины.

Однако независимо от того, какое усилие P_0 установится после затяжки станины согласно (559), шов ее начнет раскрываться лишь тогда, когда в процессе работы машины нагрузка, приходящаяся на болт, превзойдет величину $0,45P_{\text{п}}$.

Болты можно затягивать иначе. После затяжки гайки в холодную до устранения зазора между гайкой и станиной кернами или рисками отмечают ее положение. Вычислением предварительно определяют угол, на который следует после этого подвернуть гайку, чтобы получить нужное удлинение болта. При шаге резьбы h (в сантиметрах) за один оборот (или $\alpha = 360^\circ$) гайка подвинется на h см. Для продвижения гайки на величину δ_6 нужно повернуть ее на угол α , равный

$$\alpha = \frac{360\delta_6}{h}. \quad (560)$$

После разогрева болта и его удлинения вследствие теплового расширения на величину, большую, чем δ_6 (безразлично, насколько больше, лишь бы можно было повернуть гайку), гайка поворачивается на вычисленный угол α .

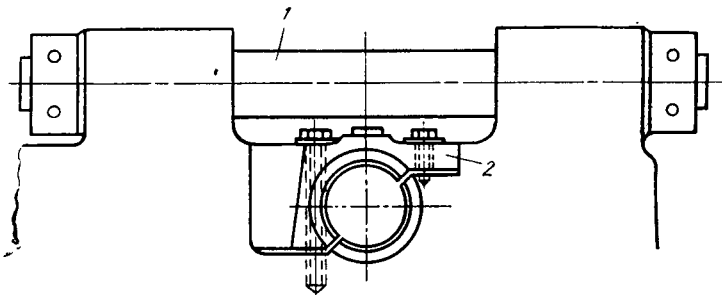


Рис. 238. Стяжной болт для разъемного подшипника коленчатого вала

При определении диаметра стяжных болтов у вновь проектируемой машины допускаемое напряжение при растяжении силой $\psi P_{\text{п}}$ следует принимать из условия жесткости системы не более 120 Мн/м^2 ($1000\text{—}1200 \text{ кг/см}^2$).

Станина является самой трудоемкой и тяжелой деталью горизонтальноковочной машины. Вес станины составляет около 60% от веса всей машины. Чтобы получить незначительную упругую деформацию, станину следует изготовлять из стального литья и отжигать. Для станин малых машин [усилием до 2 Мн (200 тс)] допустимо применять чугунное литье. Чугун обладает примерно в 2 раза меньшим модулем упругости, чем сталь, вслед-

ствие этого чугунная станина для одинаковой упругой деформации со стальной должна иметь в 2 раза большее поперечное сечение.

Станину тщательно отделывают как снаружи, так и изнутри. Машину с хорошо отделанной поверхностью легко содержать в чистоте. Все трущиеся поверхности в станине облицовывают сменными чугунными плитами. Для коленчатого вала подшипники в станине выполняют или разъемными (отечественные машины, машины «Националь», «Акме», рис. 238), или в виде чугунных втулок с запрессованными бронзовыми втулками (машины «Аякс», «Газенклевер», «Эумуко», рис. 239). В первом случае (см. рис. 238) коленчатый вал вынимают сверху. Для этого снимают стяжной болт 1, обеспечивающий жесткость станины, ослабленной вырезом для размещения подшипника 2, и вынимают главный ползун, хвост которого мешает подъему коленчатого вала краном. Во втором случае обеспечивается достаточно жесткая опора для коленчатого вала.

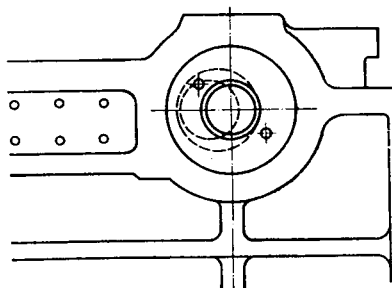


Рис. 239. Схема неразъемных подшипников коленчатого вала

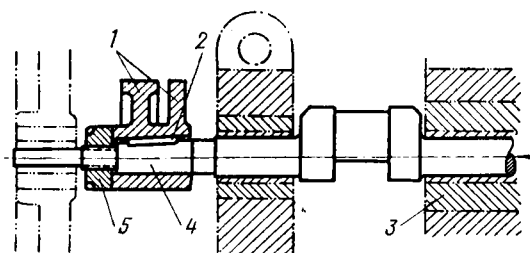


Рис. 240. Схема закрепления кулаков механизма зажима матриц на коленчатом валу с неразъемными подшипниками

Для демонтажа коленчатого вала сначала надо вытянуть правую втулку 3 (рис. 240) из гнезда станины со стороны большой шестерни, снятой предварительно с вала, и через образовавшееся отверстие вынуть коленчатый вал. Кулаки устанавливают со шпонкой 2 на конусе 4 коленчатого вала и затягиваются гайкой 5 («Аякс»). Кулаки имеют большие размеры и не могут пройти через отверстие левого подшипника. Поэтому при монтаже их надевают на вал, когда его конец в процессе продвижения к

третьему подшипнику выйдет из второго подшипника, и, наоборот, снимают в процессе демонтажа вала. При установке машины необходимо с ее правой стороны предусматривать свободное место, достаточное для монтажа коленчатого вала.

Все трущиеся части у новой машины или у машины после ремонта должны прирабатываться на холостом ходу в течение нескольких часов, а затем — под небольшой нагрузкой. Если машину поставить сразу в условия большой нагрузки, когда трущиеся поверхности еще не приработаны, то последние местами задираются, и износ их резко ускоряется. Особенно необходимо следить за систематической смазкой машины.

§ 92. ОГРАНИЧИТЕЛИ (УПОРЫ)

Чтобы отмерить необходимую длину прутка, подлежащую высадке в первом ручье, устанавливают ограничители, располагающиеся или спереди матриц (см. рис. 242—244), или сзади, со стороны зева в станине (рис. 241). В ограничители, расположен-

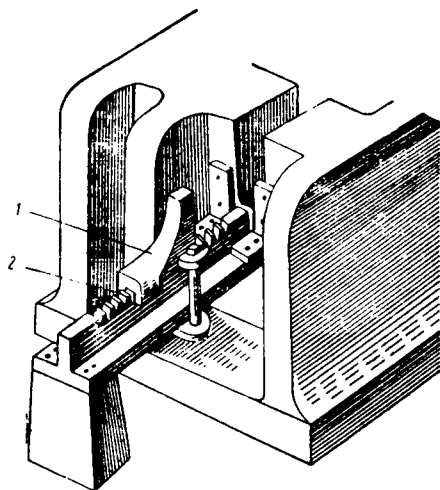


Рис. 241. Схема заднего упора

ные спереди матриц, штамповщик упирает передний конец прутка при установке последнего в ручей, поэтому выступающая из зажимных матриц часть прутка, подлежащая высадке, получается определенной заданной длины. В конце холостого хода машины, т. е. к моменту, когда пруток окажется зажатым, передний ограничитель автоматически убирается и не мешает проходу пуансона. Задним упором пользуются при обработке мерных заготовок, упирая в него их задний конец.

Положение упора относительно матриц можно изменять. В каждом конкрет-

ном случае ограничитель заранее устанавливают в определенное положение в соответствии с заданной длиной высаживаемой части прутка. В связи с тем, что штамповщик упирает прутки в ограничитель с некоторым ударом, необходимо, чтобы вся система ограничителя была достаточно жесткой, иначе ограничитель при упоре прутка будет в большей или меньшей мере упруго отгибаться (пружинить), что не обеспечит стабильности деформируемого объема металла.

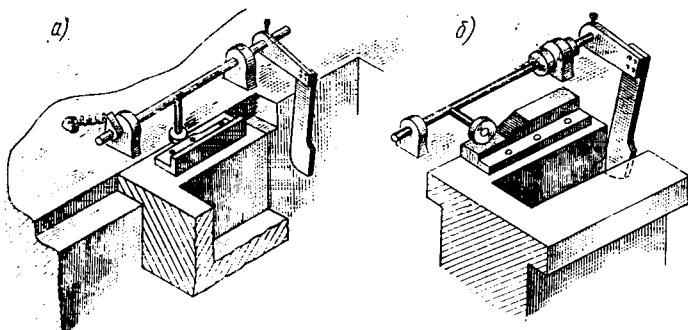


Рис. 242. Схема устройства переднего упора с прижатием ролика к копиру:
а — посредством пружины; б — под действием веса упора

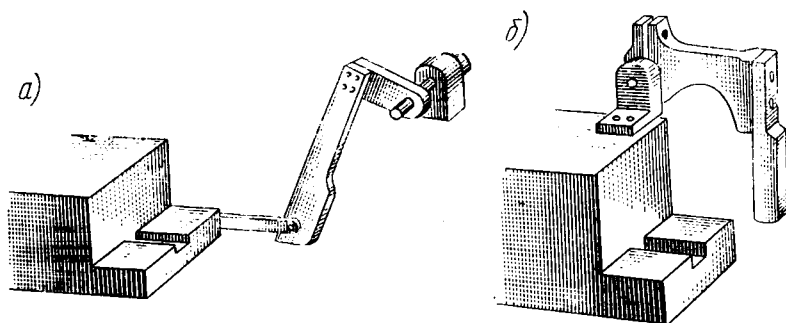


Рис. 243. Схема переднего упора, связанного с поперечным ползуном:
а — рычажно-шарнирно; б — жестко

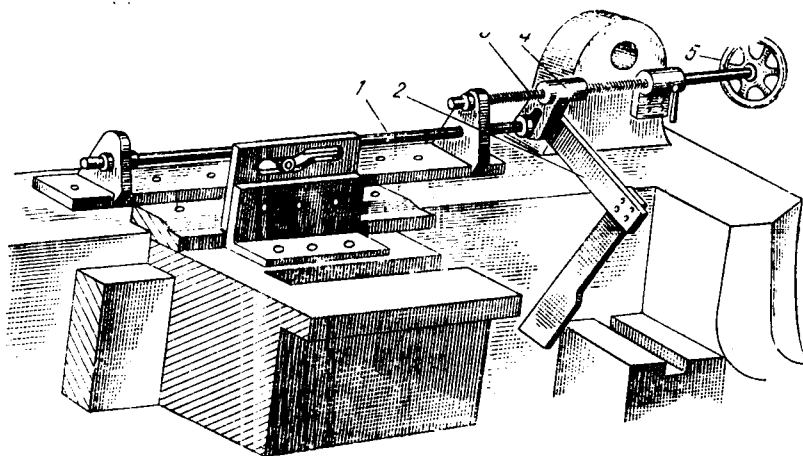


Рис. 244. Схема переднего упора, устанавливаемого в требуемом положении при помощи штурвала

Передний упор осуществляют в основном двух видов: с передвижением от главного (рис. 242) и от поперечного ползуна (рис. 243). В последнем случае ограничитель отводится в течение всего времени закрывания матриц и отходит в сторону еще до того, как пруток будет окончательно зажат матрицами. Это обстоятельство является существенным недостатком такого рода ограничителей.

Ограничитель, передвигаемый от главного ползуна, имеет ролик, сидящий на оси, закрепленной на валике. Ролик катается по

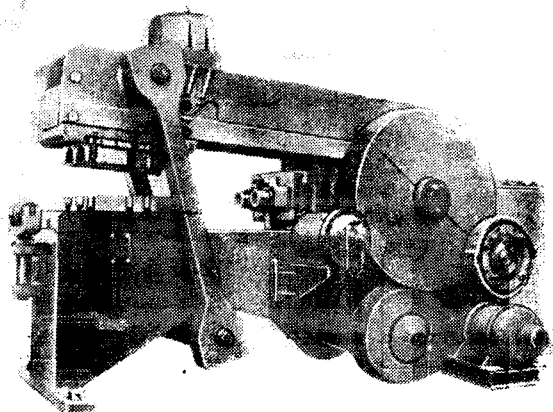


Рис. 245. Горизонтальноковочная машина с горизонтальным разъемом матрицы

копиру, устанавливаемому на главном ползуне машины (см. рис. 242), и прижимается к копиру под действием веса ограничителя (рис. 242, б), или посредством пружины (рис. 242, а). Установку в нужном положении и закрепление ограничителя на валике производят стопорным болтом. Конструкция ограничителя, показанная на рис. 244, позволяет переставлять его с рабочего места штамповщика при помощи штурвала. При вращении штурвала 5 поводок 4 передвигается вдоль винтовой нарезки валика 3 вперед или назад и соответственно смещает ограничитель 2 на скользящей шпонке вдоль валика 1.

Для заднего упора (см. рис. 241) на станине у зева имеются крепежные площадки с нарезанными сверлениями для шпилек. К этим местам прикрепляют задний упор, который конструктивно оформляют по-разному. Собственно упор 1 можно закреплять на балке 2 на различном расстоянии от зева машины в зависимости от необходимости. При работе с короткими мерными заго-

товками, у которых недеформируемый конец не выходит за пределы зажимного ручья матриц в сторону штамповщика, задний упор устраивают в самих матрицах.

§ 93. ГОРИЗОНТАЛЬНОКОВОЧНЫЕ МАШИНЫ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАЗЪЕМОМ МАТРИЦ

В последние годы появились горизонтальноковочные машины с горизонтальным разъемом матриц и приводом зажимного механизма от самостоятельного привода. Горизонтальный разъем матриц (рис. 245) облегчает механизацию передачи прутка из ручья в ручей. Сами ручьи полностью доступны для наблюдения с рабочего места. Однако возникают затруднения в удалении окалины и охлаждающей жидкости из полости штампов.

Об эксплуатационных качествах таких машин и возможной точности получаемых на них поковок в связи с упругой деформацией частей машины данных пока нет.

§ 94. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Горячештамповочные кривошипные прессы были выпущены одной фирмой в США примерно в 20-х годах XX в. под названием «макси-прессов». «Макси-пресс» представлял собой переделанную горизонтальноковочную машину «Националь», из которой был изъят механизм зажима матриц. Машина была установлена вертикально (рис. 246, а) и соответственно была переделана станина. Поэтому у «макси-прессов» было много общих узлов с горизонтальноковочной машиной «Националь». В дальнейшем изготовлением горячештамповочных кривошипных прессов занялись и другие заводы в разных странах, в том числе отечественные*.

Конструкция прессов для горячей штамповки к настоящему времени значительно усовершенствована. По сравнению с горизонтальноковочными машинами современные горячештамповочные прессы имеют увеличенное число ходов в 3—4 раза (табл. 23, смотри страницы 430—431). Для большей жесткости криво-

шипной системы современных горячештамповочных прессов имеют увеличенное число ходов в 3—4 раза (табл. 23, смотри страницы 430—431). Для большей жесткости криво-

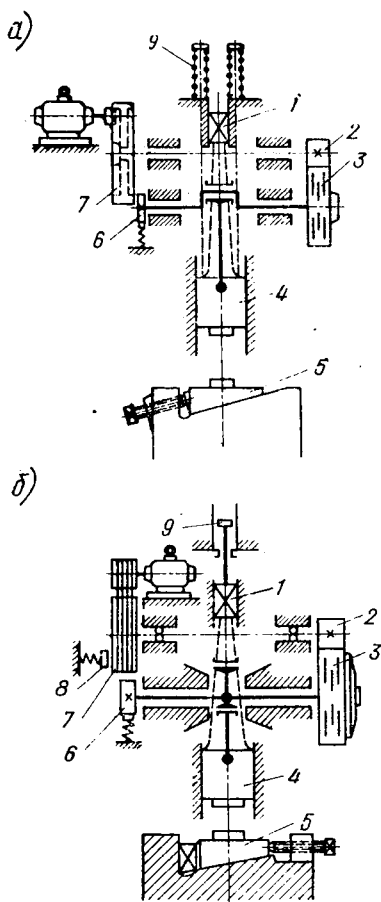


Рис. 246. Схемы кривошипных горячештамповочных прессов:

а — первой модели; б — современных прессов; 1 — дополнительные направляющие ползуна; 2 — малая шестерня; 3 — большая шестерня (колесо) с фрикционной муфтой; 4 — ползун; 5 — клин-стол; 6 — тормоз; 7 — маховик; 8 — тормоз маховика; 9 — уравнивающее устройство

* Поскольку название «макси-пресс» является фирменной маркой, то называть так все горячештамповочные кривошипные прессы независимо от их изготовителя неправильно.

вошипный вал у них эксцентрикового типа (см. рис. 256 и 263). Ползун имеет большую базу направления с выносом дополнительных салазок на хоботе. Вес ползуна, шатуна и верхнего штампа уравнивается специальным пневматическим устройством. Для регулировки закрытой высоты (расстояние от ползуна при крайнем нижнем его положении до стола пресса) стол для крепления нижнего штампа выполнен в виде клина. Муфта включения — фрикционная пневматическая. У современных прессов она встроена во втулку большой шестерни. Управление — от педали или кнопочное, электропневматическое. Фрикционное предохранительное приспособление от перегрузки пресса установлено в системе привода и встроено во втулку маховика. В некоторых первых конструкциях фрикционная пневматическая муфта была встроена во втулку маховика. Фрикционный предохранитель спарен с малой шестерней и тормозом по схеме, показанной на рис. 201.

Для облегчения выемки отштампованной поковки из штампа у пресса имеются верхний и нижний выталкиватели.

Кривошипные прессы для горячей штамповки предназначены для крупносерийного (массового) производства поковок. Поскольку при штамповке максимальное усилие требуется в конце хода, размер горячештамповочных прессов, так же как и горизонтальнопоковочных машин, определяется допускаемым усилием на ползуне в конце его хода. Это усилие P_n называется номинальным и является одним из главных параметров пресса. Горячештамповочные прессы строят с усилием P_n от 2 до 100 Мн (200—10 000 тс).

Горячештамповочные кривошипные прессы могут быть настроены на три различных режима работы: единственный ход, не зависящий от длительности нажатия педали (для повторного хода необходимо педаль отпустить и снова нажать), автоматические ходы (пока нажата педаль, совершаются непрерывные движения ползуна вниз и вверх) и короткие перемещения ползуна толчками путем нажатия и освобождения педали, причем величина хода ползуна зависит от длительности нажатия на педаль. Первым видом настройки пользуются при штамповке обычным способом с ручной подачей заготовок; второй вид используют при обкатке пресса; третьим удобно пользоваться при наладке штампов.

§ 95. ПОЛЗУНЫ

Ползуны горячештамповочных кривошипных прессов, так же как и горизонтальнопоковочные машины, имеют вынесенные на хоботе дополнительные направляющие салазки (рис. 247). Хобот проходит или с задней стороны пресса (рис. 248, а) за коренным валом (отечественные прессы и некоторые другие), или спереди с фронтальной стороны пресса (рис. 248, б).

Характеристика горячештамповочны

Показатели	Номинальное				
	4—5 (400÷500)	6—7 (600÷700) 630	9—10 (500÷1000) [1000]	1180 12—13 (1180÷1300)	14÷16 (1450÷1700) [1600]
Ход ползуна, мм	152—203	152—203 [200]	200—254 [250]	203—254	250—305 [320]
Число ходов в минуту	65—125	60—120 [90]	55—95 [80]	50—100	45—90 [75]
Лобовая поверхность ползуна, мм: вдоль фронта	457—508	559—597 [600]	685 [720]	714—787	860—910 [860]
поперек фронта	457—533	559—610 [600]	685 [720]	714—787	889—914 [910]
Размер стола прес- са, мм: вдоль фронта	560—660	635—680 [640]	737—770 [770]	800—830	940—1030 [940]
поперек фронта	566	711—813 [820]	914 [990]	940 —1016	1108—1200 [1200]
Закрытая высота при верхнем положении клиновой подуш- ки, мм	450—480	500—559 [560]	559—560 [560]	559—675	660—762 [660]
Регулировка закры- той высоты прессы, мм	19	19 [10—20]	19 [10—20]	19	10—20 [10—20]
Высота прессы над уровнем пола, мм	3353— 4100	3683— 4064	4420 4900	4207—4902	4750—5500
Габариты прессы в плане, мм: вдоль фронта	2184— 2248	2438— 2540	3135	3067—3175	3700—3803
поперек фронта	1727— 2108	2388— 2540	2610	2743—2845	2667—3260
Мощность электро- двигателя, кВт	17,7—22	29,4— 36,8	36,8—44	44—55	57,5—74
Вес прессы, Мн (Т)	0,19— 0,21 (19—21)	0,32— 0,36 31,8— 35,8	0,48— 0,55 48,6—55	0,55—0,65 55—65,3	0,82—1,15 81,6—100

Примечание. Цифры в квадратных скобках соответствуют ГОСТ 6809—53.

усилие, Мн (Тс)

18—20 (1800— 2000) [2000]	22—25 (2200— 2500) [2500]	31,5 [3150]	36—40 (3600— 4000) [4000]	50 [5000]	54—60 (5400— 6000)	63 [6300]	80 [8000]
300—325 [320]	300—356 [350]	[370]	350—406 [400]	[430]	350—450	[460]	(500)
45—80 [65]	40—75 [60]	[55]	40—50 [50]	[45]	30—40	[40]	[35]
1067 [960]	1067— 1120 [1070]	[1230]	1219— 1630 [1420]	[1540]	—	[1680]	[1880]
1067 [1010]	1118— 1120 [1120]	[1230]	1320— 1422 [1420]	[1540]	—	[1680]	[1880]
1060— 1180 [1060]	1168— 1200 [1200]	[1360]	1170— 1570 [1570]	[1720]	—	[1900]	[2100]
1180— 1372 [1300]	1180— 1422 [1400]	[1500]	1321— 1626 [1620]	[1780]	—	[1950] [1950]	[2150] [2150]
889—890 [890]	889—890 890	[1000]	1010— 1020 [1000]	[1150]	1140	[1150]	[1240]
10—20 [10—20]	10—16 [10—20]	[10—20]	10—20,6 [10—20]	[10—20]	—	[10—20]	[10—20]
5398— 5690	5000— 5950	2	6500— 6630	2	7000	—	—
4032— 4394	4140— 4394	—	5182— 5550	—	—	—	—
3580— 8785	3810— 3860	—	3850— 4521	—	—	—	—
66—110	110	—	110—184	—	153—200	—	—
1,37—1,5	1,5—1,9	—	2,7—3,64	—	—	—	—
137—150	150—190	—	270—364	—	—	—	—

Усилие, воспринимаемое ползуном, передается или непосредственно на лобовую поверхность малой головки шатуна (см. рис. 247 и 248, а), тогда под нее на ползуне закрепляют бронзовый вкладыш, или через палец, соединяющий малую головку шатуна с ползуном (см. рис. 248, б). В первом случае палец служит только для подъема ползуна при обратном ходе. Его закрепляют в малой головке шатуна при помощи стопорного болта, а вращается он в бронзовых втулках, впрессованных в гнезда ползуна (рис. 249, б). Во втором случае (см. рис. 248, б), кроме службы при подъеме ползуна, палец воспринимает всю нагрузку во время рабочего хода. В этой конструкции палец закрепляют от вращения в обеих опорах (в ползуне) при помощи стопорных торцовых винтов, а малая головка шатуна может вращаться на пальце, для этого в нее впрессована бронзовая втулка (рис. 249, а).

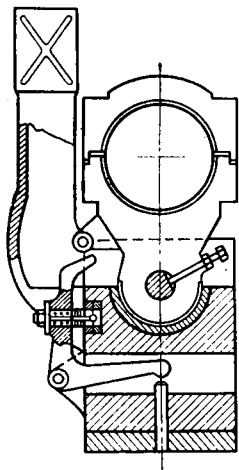


Рис. 247. Схема системы «ползун — шатун»

Палец выполняют гладким цилиндрическим или, для удобства монтажа, с тремя ступенями (для одной опоры, головки шатуна и другой опоры) с небольшой разницей (0,5—3 мм) между диаметрами каждой ступени. На рабочей (лобовой) плоскости ползуна закрепляют болтами и двумя направляющими штифтами сменную стальную плиту с закаленной поверхностью, обращенной вниз для меньшего износа от вмятия в нее верхнего штампа.

В ползуне встроен привод верхнего выталкивателя. Конструктивно его выполняют по-разному (см. рис. 247 и 248), но принцип действия одинаков: при обратном ходе шатун нажимает выступом через толкатель на рычаг, действующий на выталкиватель и передвигает выталкиватель вниз. В конструкции, приведенной на рис. 248, а, верхнее положение выталкивателя регулируется клином.

Станина имеет верхние (для салазок на хоботе) и нижние (для собственно ползуна) направляющие. Нижние и верхние направляющие необходимо регулировать одновременно, иначе не будет соблюдена их соосность. Верхние направляющие для салазок на хоботе регулируют только путем установки прокладок; нижние, препятствующие перемещению ползуна вдоль фронта, — устраивают регулируемые.

Регулировку производят или при помощи клина 3 (рис. 250, а), положение которого фиксируют болтами 4, проходящими через овальные отверстия в станине, или при помощи нажимных втулок 5 (рис. 250, б), перемещающих плиту 6 с закрепленными на ней бронзовыми направляющими планками 8. Нужное положение плиты фиксируют болтами 7, проходя-

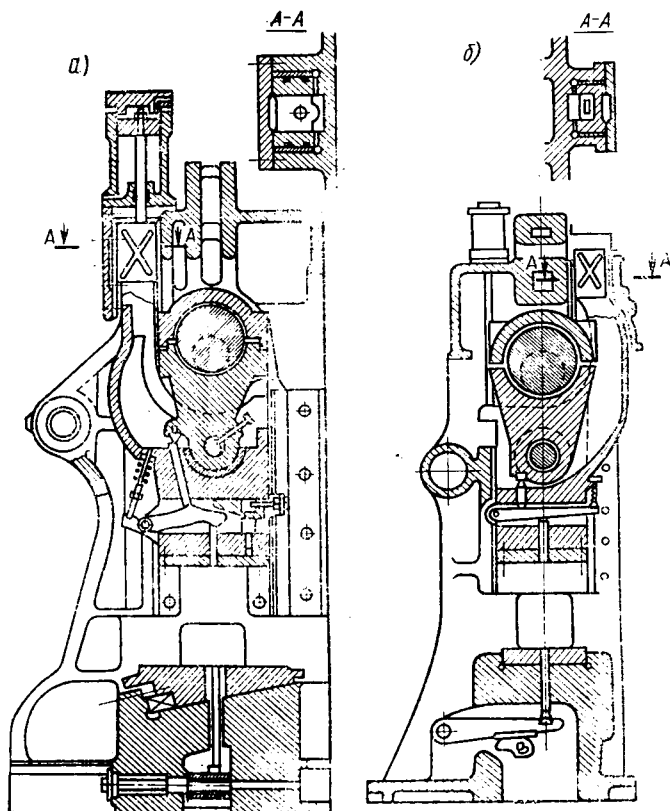


Рис. 248. Схема кривошипного прессы для горячей штамповки:

a — с задним расположением хобота; *б* — с передним расположением хобота

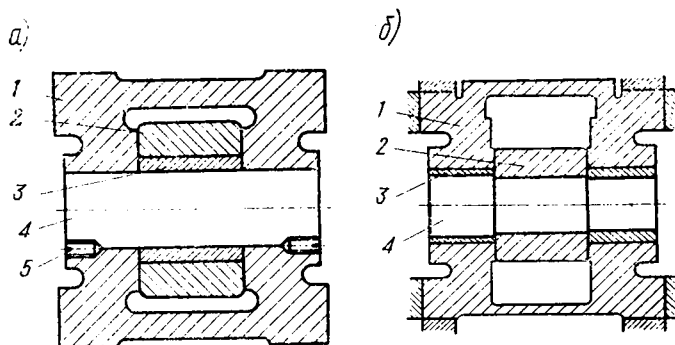


Рис. 249. Схема закрепления пальца малой головки шатуна:

a — палец закреплен в ползуне торцовыми стопорными винтами; *б* — палец закреплен в малой головке шатуна; 1 — ползуна; 2 — малая головка шатуна; 3 — бронзовая втулка; 4 — палец малой головки шатуна; 5 — стопорные винты

щими через нажимные втулки 5. Ограничение перемещения ползуна в направлении, перпендикулярном фронту, регулируют только путем установки прокладок с задней стороны между станиной и направляющими бронзовыми плитками, а с передней — между бронзовыми направляющими плитками и съемными планками 9 (см. рис. 250), посаженными на станине в шип и закрепленными на ней болтами 10.

Регулировку направляющих от перемещений ползуна поперек фронта (рис. 250, а) осуществляют путем перемещения съемных планок 2 при помощи упорных болтов 1. При демонтаже ползуна съемные планки снимают и ползун вынимают с фасадной

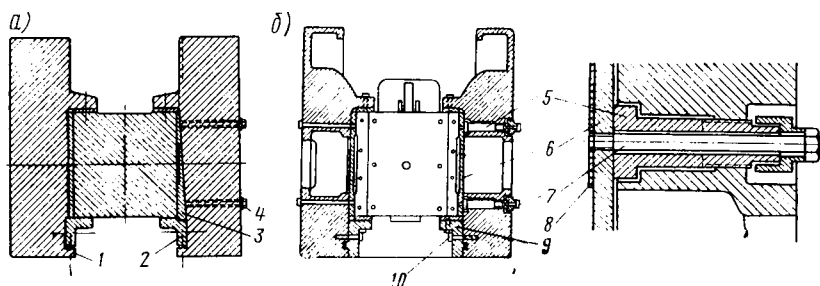


Рис. 250. Схема устройства для регулировки направляющих ползуна:

а — при помощи клина; б — при помощи нажимных винтов

стороны. Поэтому удобнее производить демонтаж ползунков, у которых хобот проходит с передней стороны коренного вала. Если хобот проходит сзади, то его невозможно вынуть, не опустив на стол прессы и не демонтировав предварительно палец шатуна через окно в станине, предусмотренное для этой цели (см. рис. 255). Приходится раньше снимать коренной вал, а потом ползун.

При штамповке центр нагрузки на лобовой поверхности ползуна может быть сдвинут от его оси вперед, в сторону фасада прессы. В этом случае поперечное сечение хобота, расположенного с передней стороны, работает в менее благоприятных условиях при восприятии опрокидывающего момента, чем у хобота, проходящего сзади коренного вала (аналогично тому, как было рассмотрено при работе в верхнем ручье горизонтальноковочных машин).

§ 96. УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Уравновешиванием ползуна, шатуна и верхнего штампа горячештамповочных кривошипных прессов преследуют две цели:

1) в связи со значительным числом ходов прессы зазоры меж-

ду малой головкой (или пальцем) шатуна и ползуном, большой головкой шатуна и эксцентриком в момент нагрузки и отсутствия уравнивающего устройства будут выбираться с ударом; уравнивающие цилиндры поддерживают систему этих деталей в таком взаимном положении, что зазоры между ними с рабочей стороны все время оказываются выбранными;

2) снижается вредное действие инерционных сил этой системы; в выполненных конструкциях вес подвижных частей пресса G_2 (ползун и шатун) составляет примерно 0,45—0,55% от номинального усилия P_n пресса.

Уравнивающее устройство пневматическое. К поршню пневматического цилиндра подвешивают на штоке ползуна за хвостовую часть (см. рис. 248, а) или за приливы, находящиеся с тыльной стороны ползуна напротив хобота (см. рис. 248, б). Конструктивно поршень выполняют различно. Поршень плунжерного типа (рис. 251) имеет уплотнения, доступные для осмотра,

что является преимуществом такой конструкции. Воздух под поршень поступает из резервуара (ресивера), объем которого примерно в 4—5 раз больше объема, вытесняемого из цилиндра уравнивающего устройства. В ресивер сжатый воздух попадает из пневматической сети через редукционный клапан, устанавливаемый на определенное давление. При опускании подвижных частей пресса давление воздуха вследствие сжатия его в ресивере поднимается к концу хода примерно на 20%.

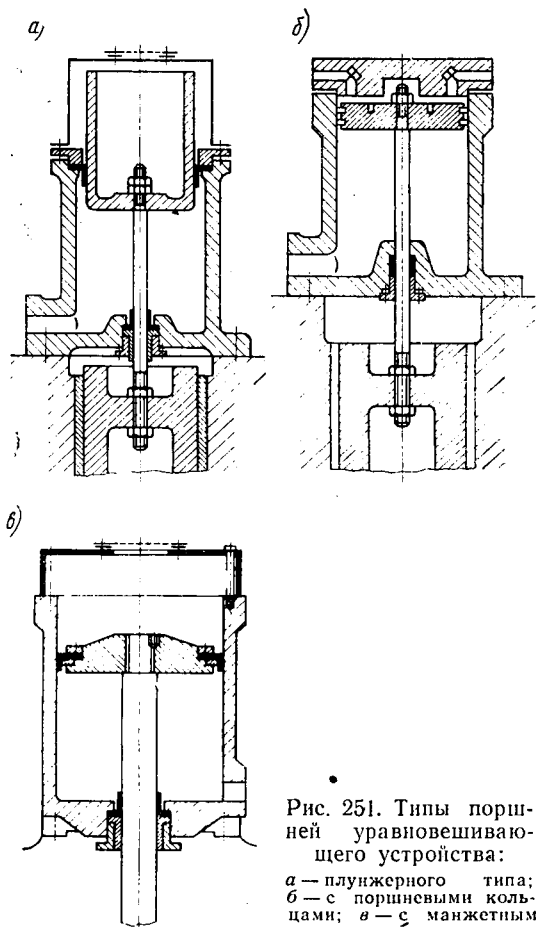


Рис. 251. Типы поршней уравнивающего устройства:

а — плунжерного типа;
б — с поршневыми кольцами;
в — с манжетным уплотнением

Расчет объема ресивера аналогичен расчету объемов воздушных резервуаров беспоршневых воздушно-гидравлических аккумуляторов. В расчете уравнивающих цилиндров следует учитывать повышение давления воздуха в конце хода ползуна, а также силу трения в уплотнениях поршня и штока. Если к концу хода ползуна давление воздуха повышается на 20%, то к началу деформации можно считать, что вследствие сжатия в ресивере давление воздуха повысится примерно на 15% против начального p_1 .

При манжетном уплотнении будем иметь силу трения R_{π} в уплотнении поршня

$$R_{\pi} = \pi D b p_1 \mu 1,15;$$

в уплотнении штока $R_{ш}$:

$$R_{ш} = \pi d b_1 p_1 \mu 1,15,$$

где D и d — диаметры поршня и штока, *см*; b и b_1 — высота манжет у поршня и штока, *см*; μ — коэффициент трения кожи по стали при наличии смазки, равный 0,045.

При движении ползуна вниз сила трения в уплотнениях будет помогать уравнивающему устройству. Обозначив вес системы (поршень, шток, ползун, шатун и верхний штамп) через G_c , напишем уравнение баланса сил:

$$G_c - R_{\pi} - R_{ш} - \frac{\pi D^2}{4} 1,15 p_1 = 0.$$

Отсюда найдем минимальную величину начального давления воздуха в ресивере:

$$p_1 = \frac{G_c}{\frac{\pi D^2}{4} 1,15 + \pi \mu 1,15 (D b + d b_1)}$$

или

$$p_1 = \frac{4 G_c}{1,15 \pi [D^2 + 4 \mu (D b + d b_1)]} \quad (561)$$

§ 97. НИЖНИЙ ВЫТАЛКИВАТЕЛЬ

Нижний выталкиватель приводится в движение от кулачка, устанавливаемого сзади тормозной шайбы, на левой выступающей из станины части эксцентрикового вала, противоположной шестерне. На левой части вала посажены в последовательном порядке: кулачок нижнего выталкивателя (ближе к станине), тормозная шайба и на самом конце — кулачок управления муфтой и тормозом. Большая часть профиля кулачка нижнего выталкива-

теля выполнена постоянным радиусом, и только на небольшой части имеется плавноспряженная ступенька. Ступенька на кулачке расположена таким образом, чтобы на некотором пути (примерно $\frac{1}{4}$ оборота вала) при обратном ходе ролик накатывался на ступеньку, и выталкиватель передвигался, совершая работу.

На схеме, показанной на рис. 252, тяга 1 шарнирно соединяется с изогнутым рычагом 6. Противоположный конец этого рычага имеет втулку, с запрессованной бронзовой втулкой, проходящую через эксцентриковую ось 10, закрепленную в станине.

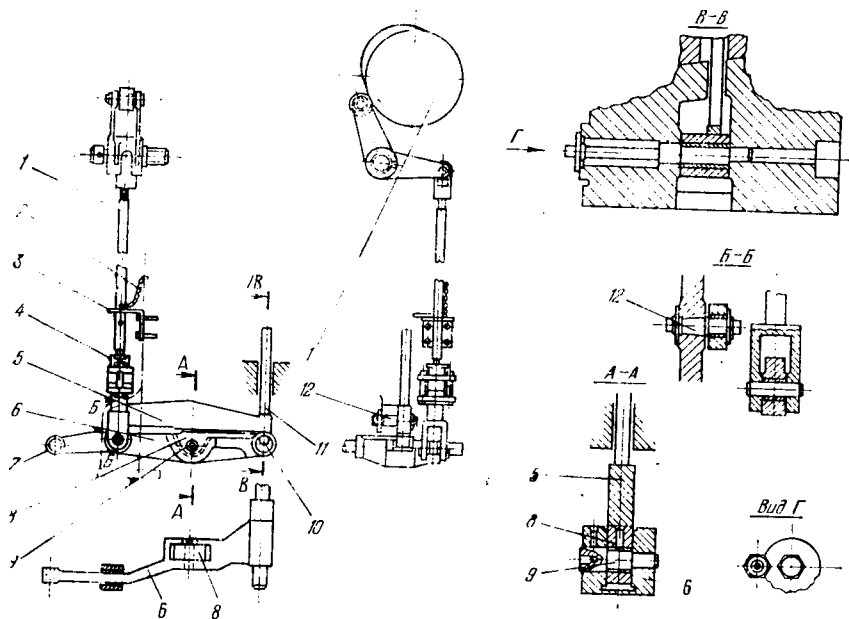


Рис. 252. Схема нижнего выталкивателя с регулировкой положения выталкивателя

В теле рычага 6 имеется полость, в которой на оси 9 закреплен кулачок 8. Последний упирается в рычаг 5, имеющий закрепленную в станине ось 12. Таким образом, при подъеме тяги 1 поворачивается рычаг 6 вокруг своей оси 10 и через кулачок 8 воздействует на рычаг 5, передвигающий выталкиватель 11. Ход выталкивателя составляет около 30—50 мм. Регулируя при помощи муфты 4 длину тяги 1, можно изменять ход выталкивателя 11. При увеличении длины тяги 1 рычаг 6 опускает кулачок 8, который отходит от рычага 5. Рычаг 5 ложится на втулку рычага 6, находящуюся на оси 10, и поэтому опускаться дальше не может. При помощи эксцентриковой оси 10 можно менять положение втулки рычага 6, что вызывает изменение положения рычага 5 и выталкивателя 11.

Ход тяги 1 определяется высотой ступеньки на профильном кулаке 13. Поскольку при увеличенной длине тяги 1 кулак 8 должен пройти некоторый холостой ход, пока не упрется в рычаг 5, ход выталкивателя соответственно уменьшится.

У муфты 4 верхнюю половину, стягиваемую с нижней при помощи болтов, предварительно наворачивают в большей или меньшей мере на нарезанную часть тяги 1. Этим способом регулируют длину тяги 1. Отверстие 7 на свободной части рычага 6 предусмотрено для работы выталкивателя от пневматического устройства (на рис. 252 не показано), шток которого соединяется в этом месте с рычагом 6. Приподняв тягу 1 при помощи шпильки

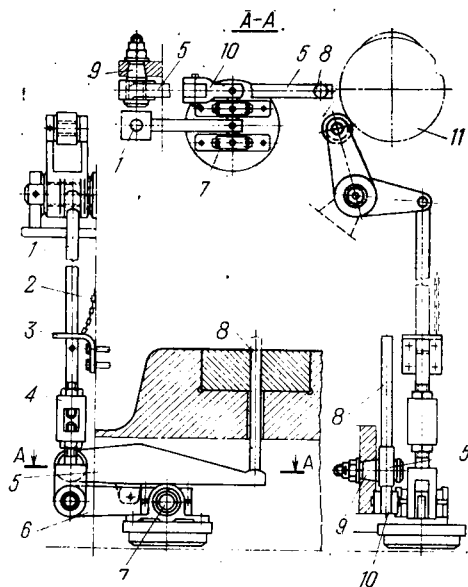


Рис. 253. Схема нижнего выталкивателя без регулировки положения выталкивателя

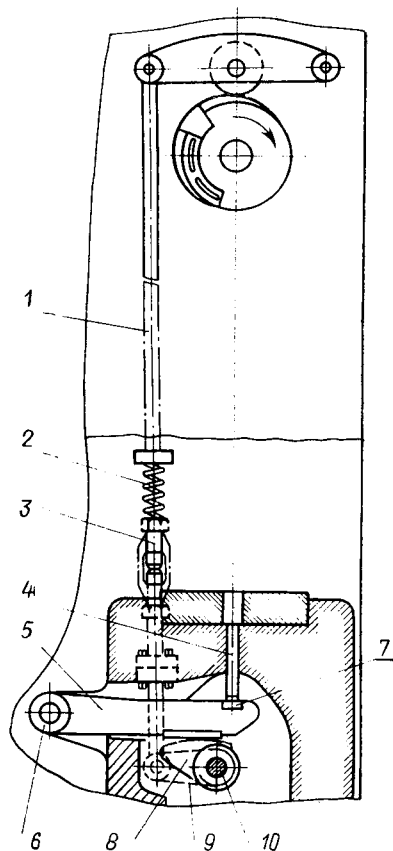


Рис. 254. Схема нижнего выталкивателя с пружинным прижимом ролика к кулаку

(висит на цепочке 2), вставляемой в отверстие тяги, располагаемое над кронштейном 3, нижний выталкиватель можно выключить.

Принципиально такую же схему имеет выталкиватель, показанный на рис. 253. Только в этой конструкции не предусмотрена регулировка положения выталкивателя 8, чем, по существу, ни-

когда не пользуются, а рычаг 6 закреплен шпонкой на оси 7, находящейся в подшипниках, установленных на станине. На этой же оси сбоку закреплен кулак 10, упирающийся при подъеме тяги 1 в рычаг 5 и поворачивающий его вокруг оси 9, вследствие чего передвигается выталкиватель 8. Муфта 4 для регулировки длины тяги 1 обычная, с правой и левой винтовой нарезкой и контргайками. При помощи чеки (на цепочке 2) тягу 1 в приподнятом положении можно упереть в полочку 3 и этим отключить ролик от копира 11.

На схеме, показанной на рис. 254, тяга 1 шарнирно связана с рычагом 9, закрепленным шпонкой на валике 10. Этот валик проходит под столом пресса во втулках, установленных в станине. На нем шпонками закреплен кулак 8, действующий при подъеме тяги 1 на рычаг 5, имеющий неподвижную ось вращения 6. Рычаг 5 перемещает выталкиватель 4. Тяга 1 опускается принудительно при помощи пружины 2 в связи с тем, что в системе кулачка 8 и рычага 5 трение препятствует опусканию рычага 9, а следовательно, и тяги 1 после выполнения работы выталкивателя. В рычаг 5 впрессована сменная трущаяся часть 7. Длину тяги 1 регулируют муфтой 3.

§ 98. СТАНИНА

Станина горячештамповочных кривошипных прессов представляет собой замкнутую раму, воспринимающую все усилие, возникающее при штамповке. Вес станины составляет от 50 до 65% от веса всего пресса. Станина является наиболее трудоемкой в изготовлении и дорогой деталью пресса. Изготавливают ее из фасонного стального литья (содержание углерода 0,25—0,35%), а в последнее время — сварной из стальных плит с приваркой ребер жесткости. Сварные конструкции станин имеют меньший вес, дешевле литых, а по жесткости не уступают последним. Поэтому изготовление станин сварной конструкции является прогрессивным направлением.

Для удобства транспортирования станины крупных прессов, начиная с усилия 25 Мн (2500 тс), изготавливают обычно разъемными. Плоскость разъема проходит поперек стоек станины на уровне стола пресса. По месту разъема у обеих половин станины предусматривают фланцевые приливы. В них имеются отверстия для вспомогательных (монтажных) болтов, устанавливающихся в горячем состоянии, и направляющих шпилек, обеспечивающих правильное взаимное положение разъемных частей станины. Станину окончательно стягивают четырьмя продольными стяжными болтами. Для большей устойчивости от опрокидывающего момента, появляющегося от развиваемого крутящего момента на валу при рабочем ходе пресса, станину к нижней опорной части ушивают (рис. 255). В станине пресса имеются соответст-

вующие гнезда для подшипников валов, верхних и нижних направляющих ползуна и т. п. и окна для удобства наблюдений за работой механизмов и для монтажных целей (подогрев стяжных болтов перед их затяжкой, установка нижнего выталкивателя, выемки пальца малой головки шатуна и т. п.). На уровне рабочего стола в стойках пресса имеются окна, через которые можно при помощи механизмов и автоматов подавать заготовки, убирать поковки, сдувать окалину со штампов и т. п.

Направляющие для верхних салазок ползуна имеют съемную крышку сзади (см. рис. 248, а) или спереди (см. рис. 248, б) пресса. Все трущиеся поверхности станины облицованы сменными плитами, планками и втулками. Для клинового стола пресса на станине имеется наклонная плоскость с уклоном вниз от фасада к тыльной части (см. рис. 255) или справа налево. При помощи клинового стола регулируют закрытую высоту пресса. Приемный вал устанавливают в гнездах станины на роликоподшипниках.

Опоры для коренного вала. Подшипники для коренного вала, так же как у горизонтальноковочных машин, бывают разъемными и неразъемными. Однако они в значительной мере сближены, и для их размещения с внутренней стороны стоек имеются соответствующие приливы-бобышки. В разъемных подшипниках гнезда в этих приливах (рис. 256) в верхней части полукруглые, а в нижней — прямоугольные для установки в них нижних половинок подшипников, затягиваемых снизу клином 3. Верхние половинки подшипников имеют бронзовые вкладыши, их притягивают к станине пустотелыми болтами 1, через которые подается в подшипники смазка. Для этих болтов в станине предусматривают соответствующие каналы. Нижние половинки подшипников имеют также бронзовые вкладыши. Их фиксируют по отношению к верхним при помощи направляющих шпилек 4. Фланец верхних половинок подшипников закрепляют на станине с внешней ее стороны болтами, что предупреждает смещение подшипников внутрь станины и зажатие эксцентрика между их торцами при подтяжке клина 3. Трущиеся об эксцентрик торцы подшипников облицованы бронзовыми сменными накладками 2.

При неразъемных подшипниках (рис. 257) в стойках и приливах выполнены круглые отверстия для установки в них втулок 2 с впрессованными бронзовыми втулками 3. У втулок 3 имеются фланцы, обращенные в сторону эксцентрика вала. Бронзовые втулки запрессовывают с небольшим натягом и прикрепляют к неразъемным втулкам винтами 4 с потайными головками. Верхняя полуцилиндрическая поверхность неразъемных втулок обработана по диаметру гнезда в стойках, а нижняя имеет необработанную поверхность, описанную радиусом, меньшим на 10 мм, чем радиус этого гнезда.

На нижней поверхности втулок 2 сняты лыски для клиньев 1. Перед обработкой внешней поверхности втулок 2 к этим лыскам

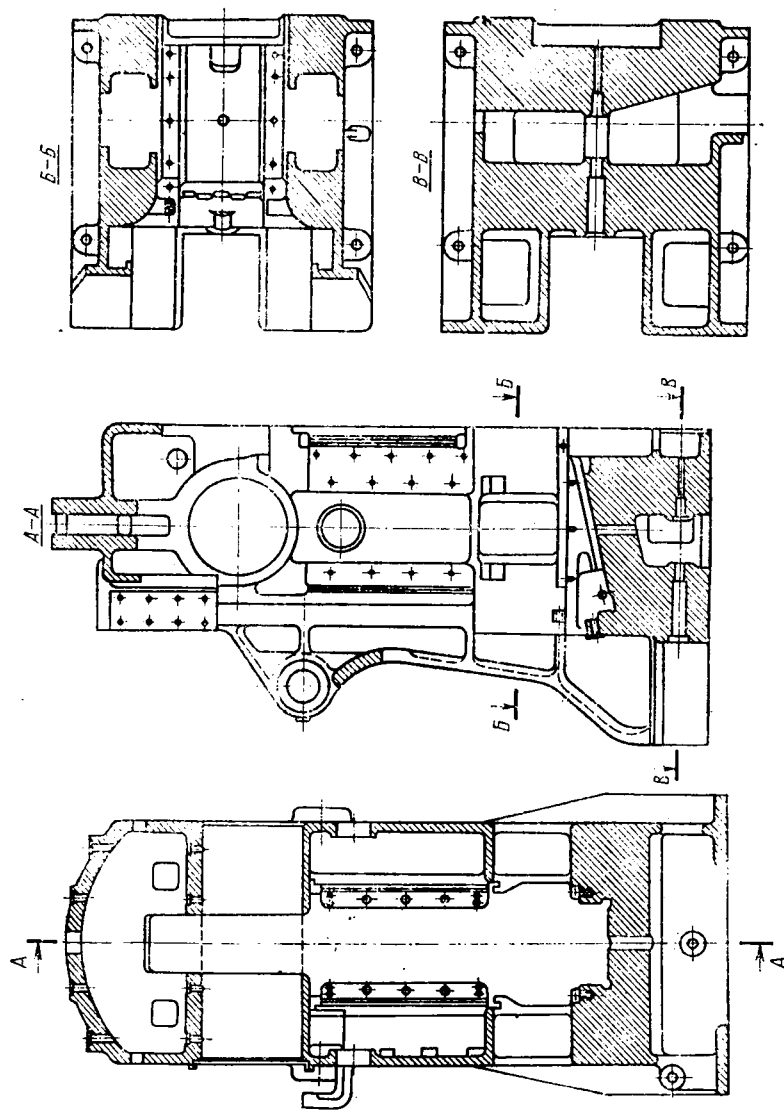


Рис. 255. Схема станины кривошипного преса для горячей штамповки с задним расположением дополнительных направляющих на хоботе

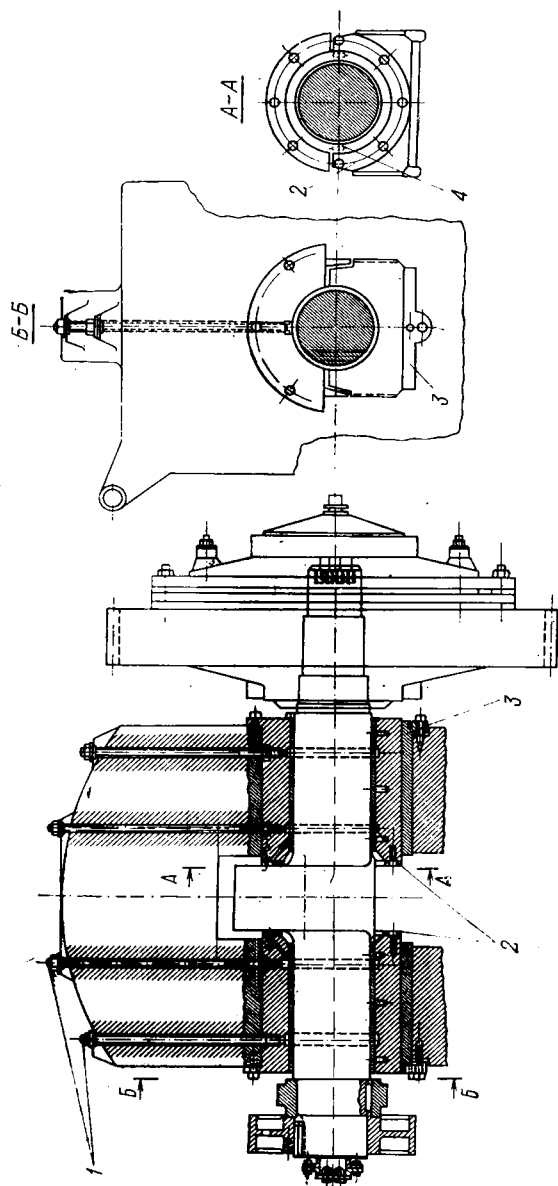


Рис. 256. Схема эксцентрикового вала, установленного в разъемных подшипниках

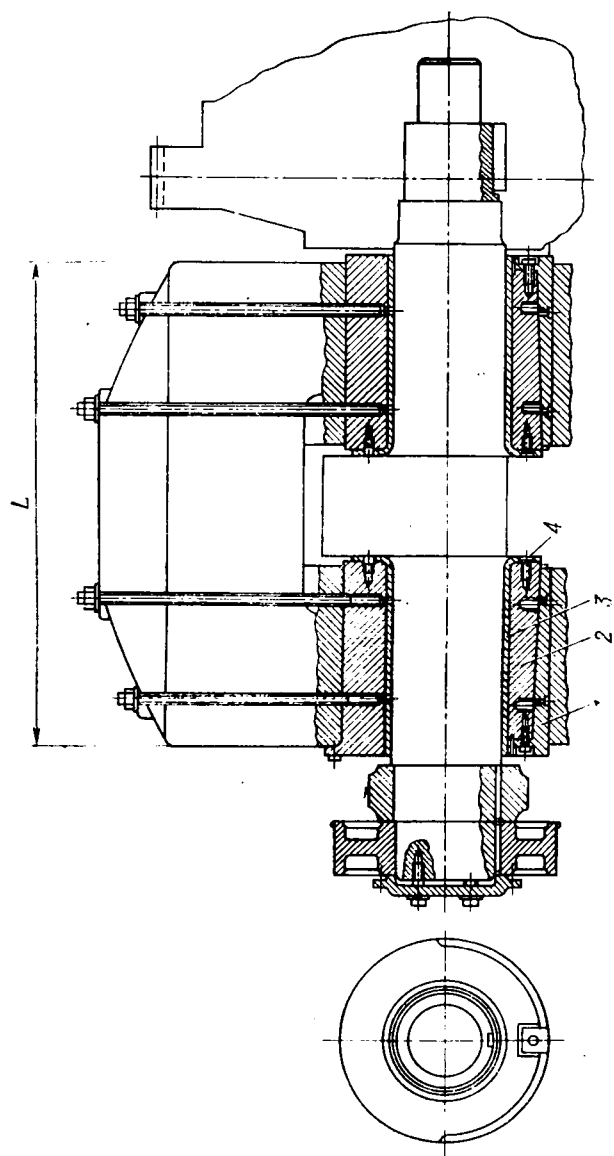


Рис. 257. Схема расположения эксцентрикового вала в неразъемных подшипниках

привертывают шурупами клинья 1, обрабатываемые по внешней поверхности вместе со втулками 2. После обработки шурупы, имеющие только технологическое назначение, удаляют. На рис. 257 гнезда для шурупов во втулке 2 и клине 1 сдвинуты относительно друг друга.

Таким образом, неразъемная втулка свободно заводится в свое гнездо и закрепляется в нем при помощи распорного клина 1. Кроме того, втулки закрепляют трубчатыми винтами, через внутренний канал которых подается смазка на вкладыши подшипника. Левая неразъемная втулка имеет фланец с внешней стороны. Ее крепят винтами к станине. Вследствие этого она не перемещается в процессе монтажа коренного вала и установки правого его подшипника. Монтаж эксцентрикового вала производится через гнездо в правой стойке, поэтому диаметр гнезда должен быть больше, чем диаметр эксцентрика.

Стяжные болты. Упругая деформация пресса существенно влияет на величину допуска на размер поковки по высоте. Поэтому для получения достаточно точных размеров по высоте поковок конструкция пресса должна быть соответственной жесткости. По сравнению с упругой деформацией горизонтальноковочных машин кривошипные горячештамповочные прессы вследствие более жесткой конструкции коренного вала (эксцентриковый, а не коленчатый) и станины (стол пресса более жесткий, чем опора у матриц горизонтальноковочных машин) имеют меньшую абсолютную величину упругой деформации, причем относительно большее значение в ней составляет деформация самой станины.

Стяжные болты применяют как для стяжки разъемных, так и для увеличения жесткости цельных станин (в случае большего, чем у станины, модуля упругости болтов). В первом случае болты воспринимают всю нагрузку от усилия, развиваемого при штамповке. Сила предварительной затяжки в принципе определяется так же, как и для стяжных болтов у разъемных станин горизонтальноковочных машин, но имеются некоторые особенности, заключающиеся в том, что смещение (эксцентриситет) нагрузки у горячештамповочных прессов может быть как вдоль фронта, так и поперек фронта одновременно. Кроме того, форма поперечного сечения стоек менее сложная, и можно расчетом определить ее упругую деформацию δ_c , получающуюся в результате сжатия стяжными болтами.

Для затяжки болты разогревают автогеном или паяльными лампами через окна, имеющиеся для этой цели в станине. Чтобы обеспечить равномерный прогрев, болт необходимо вращать, подогревая то одну, то другую сторону.

Более подробно остановимся на определении необходимой и достаточной силы предварительной затяжки стяжных болтов. Принимая обозначения возможного смещения нагрузки в соответствии с рис. 258 и считая, что в конце хода развивается номи-

нальное усилие P_n , получим, что при четырех болтах на ближайший из них приходится нагрузка

$$P_n \frac{\left(\frac{L_1}{2} + l_1\right) \left(\frac{L_2}{2} + l_2\right)}{L_1 L_2}.$$

В производственных условиях можно ожидать максимального смещения нагрузки от оси пресса: вдоль фронта $l_1 = L_1/8$ и поперек фронта $l_2 = L_2/6$. Тогда на ближайший болт придется нагрузка:

$$P_n \frac{\left(\frac{L_1}{2} + \frac{L_1}{8}\right) \left(\frac{L_2}{2} + \frac{L_2}{6}\right)}{L_1 L_2} = 0,416 P_n. \quad (562)$$

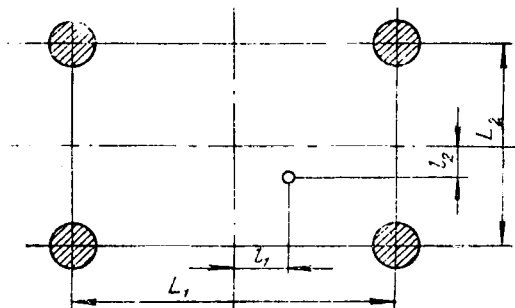


Рис. 258. Схема смещения нагрузки относительно оси пресса:

L_1 — расстояние между осями стяжных болтов вдоль фронта; L_2 — то же, поперек фронта; l_1 — смещение нагрузки вдоль фронта от оси пресса; l_2 — то же, поперек фронта

При такой нагрузке и абсолютно жесткой станине упругая деформация растяжения болта, характеризующаяся прямой $Oж$ (рис. 259, а)

$$\delta_{60,416} = \frac{P_n 0,416 l_6}{E_6 F_6},$$

где P_n — номинальное усилие пресса, $Мн$ ($кГ$); l_6 — длина болта между опорными поверхностями головки и гайки, $м$ ($см$); E_6 и F_6 — соответственно модуль упругости материала болта ($2\,200\,000\,кГ/см^2$ или $220\,000\,Мн/м^2$) и площадь поперечного сечения болта, $м^2$ ($см^2$).

В действительности стойки пресса не являются абсолютно жесткими.

Если при затяжке болта подвернуть гайку в соответствии с ранее описанным методом [см. выражение (560)] на угол

$$\alpha = \frac{360\delta_{60,416}}{h},$$

где h — шаг нарезки гайки, то затянутая стойка вследствие сжатия упруго деформируется на величину δ'_c (см. рис. 259, а).

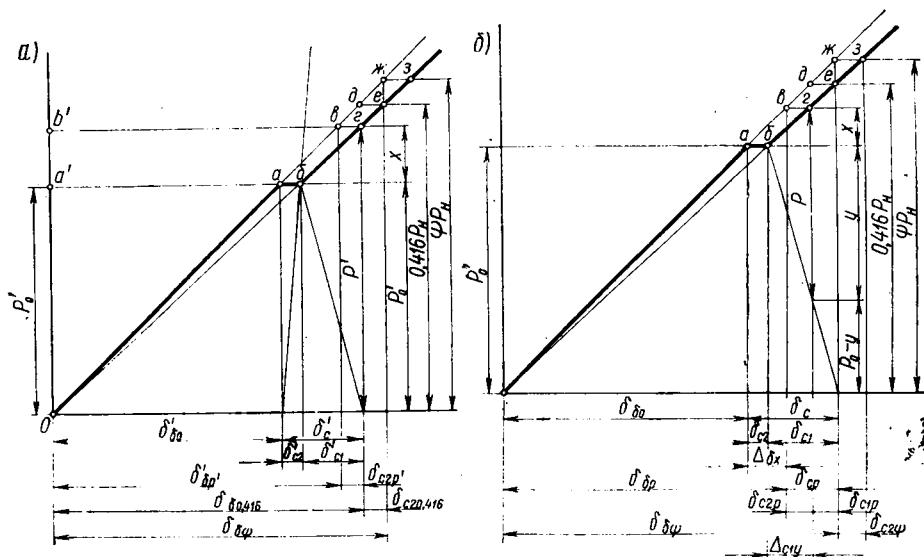


Рис. 259. Схема распределения нагрузки и деформации стяжного болта и стойки:

а — недостаточная затяжка; б — нормальная затяжка

Естественно, на эту же величину сократится деформация растяжения болта, и он окажется растянутым на $\delta'_{60} = \delta_{60,416} - \delta'_c$. Сила, растягивающая болт, упадет до значения P'_0 . Поскольку стойка подвергается сжатию от двух болтов, то она сожмется на величину

$$\delta'_c = \frac{2P'_0 L_c}{E_c F_c},$$

где L_c — полная длина (рис. 260) подвергаемой сжатию станины, определяемая по формуле $L_c = l_1 + l'_2 + l''_2$; E_c — модуль упругости материала станины, Мн/м^2 (кг/см^2); F_c — площадь поперечного сечения станины (стоек), подвергаемой сжатию, м^2 (см^2).

Таким образом, затянутый болт под действием растягивающего усилия P_0 будет растянут на

$$\delta'_{60} = P'_0 \frac{l_6}{E_6 F_6}. \quad (563)$$

С другой стороны (см. рис. 259, а),

$$\delta'_{60} = \delta_{60,416} - \delta'_c = \frac{0,416 P_{II} l_6}{E_6 F_6} - \frac{2 P'_0 L_c}{E_c F_c}. \quad (564)$$

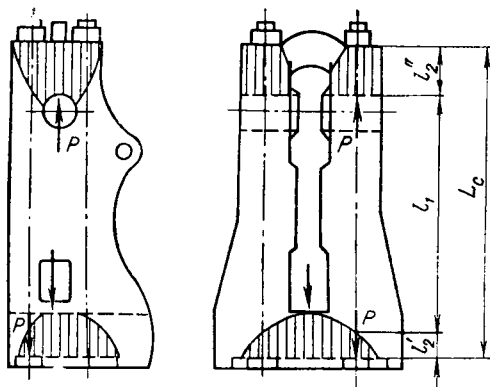


Рис. 260. Схема различных участков упругой деформации станины прессы

Приравнивая правые части уравнений (563) и (564), получим

$$\frac{P'_0 l_6}{E_6 F_6} = \frac{0,416 P_{II} l_6}{E_6 F_6} - \frac{2 P'_0 L_c}{E_c F_c}.$$

Решая данное уравнение относительно P'_0 , найдем

$$P'_0 = \frac{0,416 P_{II} l_6}{E_6 F_6 \left(\frac{l_6}{E_6 F_6} + \frac{2 L_c}{E_c F_c} \right)} = \frac{0,416 P_{II}}{1 + \frac{2 L_c E_6 F_6}{F_c E_c l_6}}. \quad (565)$$

При этом на участке l_1 станина будет сдформирована сжатием на величину $\delta'_{c1} = \frac{2 P'_0 l_1}{E_c F_c}$, а на участке $l_2 = l'_2 + l''_2$ — на величину

$$\delta'_{c2} = \frac{2 P'_0 (l'_2 + l''_2)}{E_c F_c}$$

При нагрузке пресса станина на участках l_2' и l_2'' (см. рис. 260) дополнительно сжимается, а на участке l_1 — разгружается. Таким образом, при нагрузке пресса деформация растяжения болта и сжатия станины на участке $l_2 = l_2' + l_2''$ увеличивается, а на участке l_1 деформация сжатия станины снижается. При нагрузке пресса совместная деформация болта и станины на участке $l_2 = l_2' + l_2''$ изобразится прямой Oz (см. рис. 259, а), причем расстояние по горизонтали между прямыми $Oж$ и Oz соответствует упругой деформации станины на участке $l_2 = l_2' + l_2''$, а расстояние от прямой $Oж$ до оси ординат — деформации болта. Когда действует только усилие затяжки P_0' , болт деформируется на величину $\delta'_{б0}$, соответствующую отрезку aa' , станина на участке $l_2 = l_2' + l_2''$ деформируется на $\delta'_{с2}$, что соответствует отрезку ab .

Когда при нагрузке пресса приходящееся на каждый болт одной стойки усилие достигнет величины P' , то, как видно из рис. 259, а, станина на участке l_1 полностью разгрузится (снимается нагрузка P_0'). Болт будет нагружен полной силой P' и деформация его под этой нагрузкой составит величину (отрезок $b'a$)

$$\delta'_{бP'} = \frac{P' l_б}{E_б F_б}.$$

Станина на участке $l_2 = l_2' + l_2''$ также будет находиться под нагрузкой P' , и деформация ее составит величину

$$\delta'_{с2P'} = \frac{2P'(l_2' + l_2'')}{E_c F_c}.$$

При такой силе затяжки болта станина на участке l_1 полностью разгружается при нагрузке $P' < 0,416 P_H$. Поэтому, если в процессе работы пресса на болт придется усилие, большее P' , шов составной станины раскроется. Так, если усилие, приходящееся на болт, составит $0,416 P_H$, то шов раскроется с образованием щели, равной приращению длины болта и приращению сжатия станины на участке $l_2 = l_2' + l_2''$ при изменении нагрузки на болты от P' до $0,416 P_H$:

$$\Delta = \delta_{б0,416} - \delta'_{бP'} + \delta'_{с2,0,416} - \delta_{с2P'}.$$

Поскольку $\delta_{б0,416} - \delta'_{бP'} = \delta'_{с2P'}$ (см. рис. 259, а), имеем $\Delta = \delta_{с2,0,416}$.

Чтобы шов не раскрывался при возможной нагрузке $0,416 P_H$ на один болт, необходимо увеличить силу затяжки. Сила затяжки, препятствующая раскрытию шва у составной станины, будет достаточной, когда гайка повернута на угол

$$\alpha = \frac{360(\delta_{б0,416} + \delta_{с2,0,416})}{h},$$

т. е. деформация при затяжке (см. рис. 259, а):

$$\delta_{\psi} = \delta_{\psi 0,416} + \delta_{c2 0,416} = \frac{\psi P_{\Pi} l_6}{E_6 F_6},$$

откуда

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{(\delta_{\psi 0,416} + \delta_{c2 0,416}) E_6 F_6}{P_{\Pi} l_6} = \\ &= \frac{0,416 P_{\Pi} \left[\frac{l_6}{E_6 F_6} + \frac{2(l'_2 + l''_2)}{E_c F_c} \right] E_6 F_6}{P_{\Pi} l_6} \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{0,416 \left[l_6 + 2 \frac{E_6 F_6}{E_c F_c} (l'_2 + l''_2) \right]}{l_6} = \\ &= 0,416 \left[1 + 2 \frac{E_6 F_6}{E_c F_c} \left(\frac{l'_2 + l''_2}{l_6} \right) \right]. \end{aligned}$$

Обычно ψ составляет около 0,45. Более сильная затяжка никаких преимуществ, в том числе и в жесткости системы, не дает (жесткость системы определяется тангенсом угла наклона прямой Oz к оси абсцисс), но приведет лишь к большим напряжениям в болте. Итак, расчетное

$$\delta_{\psi} = \frac{0,45 P_{\Pi} l_6}{E_6 F_6}. \quad (566)$$

Угол, на который следует повернуть гайку при затяжке болта,

$$\alpha = \frac{360 \delta_{\psi}}{h} = \frac{360 \cdot 0,45 P_{\Pi} l_6}{h E_6 F_6}. \quad (567)$$

В соответствии с этим график нагрузки и деформации системы «болт — станина» приведен на рис. 259, б.

Усилие P_0 , приходящееся на систему «болт — станина» после поворота гайки на угол

$$\alpha = \frac{360 \delta_{\psi}}{h}$$

и остывания болта, определится из условия (см. рис. 259, б): $\delta_{\psi 0} = \delta_{\psi} - \delta_c$

или

$$\frac{P_0 l_6}{E_6 F_6} = \frac{\psi P_H l_6}{E_6 F_6} - \frac{2^* P_0 L_c}{E_c F_c},$$

откуда

$$P_0 = \frac{\psi P_H l_6}{E_6 F_6 \left(\frac{l_6}{E_6 F_6} + \frac{2L_c}{E_c F_c} \right)} = \frac{\psi P_H}{1 + \frac{2L_c E_6 F_6}{l_6 E_c F_c}}. \quad (568)$$

Поскольку $L_c = l_6$, то

$$P_0 = \frac{\psi P_H}{1 + \frac{2E_6 F_6}{E_c F_c}}. \quad (569)$$

В процессе нагрузки прессы, когда со стороны коренного вала на каждый болт системы «болт — стойка» будет действовать усилие P , то станина на участке l_1 разгрузится на величину y (см. рис. 259, б) и останется под действием силы $P_0 - y$. Деформация части l_1 станины

$$\delta_{c1P} = \frac{(P_0 - y) l_1 2}{E_c F_c}.$$

При этом на болт и стойку на участках l_2' и l_2'' (рис. 259) будет действовать усилие, равное $P_0 + P - y = P_0 + x$.

Таким образом, в процессе нагрузки прессы болт дополнительно к усилию P_0 догрузится усилием x . Усилие x определится из условия (см. рис. 259, б)

$$\delta_{6P} = \delta_{6\psi} - (\delta_{c2P} + \delta_{c1P}).$$

Раскрывая значение входящих в данное равенство членов и допуская, что на один болт приходится половина сечения стойки, получим

$$\begin{aligned} \frac{(P_0 + x) l_6}{E_6 F_6} &= \frac{\psi P_H l_6}{E_6 F_6} - \frac{(P_0 - y) l_1 2}{E_c F_c} - \\ &- \frac{(P_0 + x) (l_2' + l_2'') 2}{E_c F_c}. \end{aligned}$$

* Станина с каждой стороны деформируется двумя болтами, т. е. на каждый болт приходится половина сечения F_c .

Поскольку $x+y=P$ и $y=P-x$, то

$$\frac{(P_0+x)l_6}{E_6F_6} = \frac{\psi P_H l_6}{E_6F_6} - \frac{[P_0 - (P-x)]l_1}{E_cF_c} -$$

$$- \frac{(P_0+x)(l_2' + l_2'')}{E_cF_c} \cdot 2$$

Решая данное уравнение относительно x и принимая во внимание, что $l_1 + l_2' + l_2'' = L_c$, найдем

$$x \left[\frac{l_6}{E_6F_6} + \frac{2l_1}{E_cF_c} + \frac{2(l_2' + l_2'')}{E_cF_c} \right] = \frac{\psi P_H l_6}{E_6F_6} -$$

$$- P_0 \left[\frac{l_6}{E_6F_6} + \frac{2l_1}{E_cF_c} + \frac{2(l_2' + l_2'')}{E_cF_c} \right] + P \frac{2l_1}{E_cF_c},$$

$$x = \psi P_H \frac{l_6}{l_6 + 2L_c \frac{E_6F_6}{E_cF_c}} - P_0 + P \frac{2l_1}{2L_c + l_6 \frac{E_cF_c}{E_6F_6}}.$$

Принимая во внимание, что $L_c = L_6$ и раскрывая значение P_0 [см. выражение (569)], получим

$$x = P \frac{l_1}{L_c \left(1 + \frac{E_cF_c}{2E_6F_6} \right)}. \quad (570)$$

Дополнительная упругая деформация болта от воздействия на него дополнительной силы x будет:

$$\Delta_{6x} = \frac{x l_6}{E_6F_6} = P \frac{l_1 l_6}{L_c \left(1 + \frac{E_cF_c}{2E_6F_6} \right) E_6F_6}$$

При $l_6 = L_c$

$$\Delta_{6x} = P \frac{l_1}{E_6F_6 + \frac{E_cF_c}{2}} = P \frac{2l_1}{2E_6F_6 + E_cF_c}. \quad (571)$$

Дополнительное сжатие станины на участке $l_2' + l_2''$ от дополнительной силы x

$$\Delta_{2x} = \frac{x(l_2' + l_2'')2}{E_c F_c} = \frac{Pl_1(l_2' + l_2'')2}{L_c \left(1 + \frac{E_c F_c}{2E_6 F_6}\right) E_c F_c}. \quad (572)$$

Усилие y , на которое разгружается станина пресса, равно

$$y = P - x = P \left[1 - \frac{l_1}{L_c \left(1 + \frac{E_c F_c}{2E_6 F_6}\right)} \right]. \quad (573)$$

Станина на участке l_1 (см. рис. 259, б) удлинится при этом на

$$\Delta_{c1y} = P \left[1 - \frac{l_1}{L_c \left(1 + \frac{E_c F_c}{2E_6 F_6}\right)} \right] \frac{2l_1}{E_c F_c}. \quad (574)$$

По существу, Δ_{c1y} является упругой деформацией стоек в левом направлении при работе пресса.

При центральном нагружении пресса номинальным усилием P_n и наличии четырех стяжных болтов на каждый из последних придется нагрузка, равная $0,25 P_n$. Станина на участке l_1 удлинится при этом, согласно уравнению (574), на

$$\begin{aligned} \Delta_{c1y} &= 0,25 P_n \left[1 - \frac{l_1}{L_c \left(1 + \frac{E_c F_c}{2E_6 F_6}\right)} \right] \frac{2l_1}{E_c F_c} = \\ &= 0,5 P_n \frac{l_1}{E_c F_c} \left[1 - \frac{l_1}{L_c \left(1 + \frac{E_c F_c}{2E_6 F_6}\right)} \right]. \end{aligned} \quad (575)$$

Рассмотрим, в каких случаях целесообразна стяжка работающих на растяжение цельнолитых станин независимо от типа машины. Если станина цельная, без стяжных болтов, причем площадь ее поперечного сечения равна суммарной площади поперечного сечения болтов и стоек стянутой станины ($F_c' = F_c + 2F_6$), то упругая деформация δ_c растяжения такой станины при центральной нагрузке машины в конце хода полным усилием P_n ,

$$\delta_c = 0,5 P_n \frac{l_1}{E_c F_c'} = 0,5 P_n \frac{l_1}{E_c (F_c + 2F_6)}. \quad (576)$$

Из сопоставления уравнений (575) и (576) явно не видно, целесообразно ли стягивать болтами цельные (неразъемные) станины для уменьшения их упругой деформации во время работы пресса. Поэтому рассмотрим числовой пример: $P_H = 40 \text{ Мн}$ ($4\,000\,000 \text{ кг}$); $L_c = 7,12 \text{ м}$ (712 см); $l_1 = 5,05 \text{ м}$ (505 см); $F_c = 1,1 \text{ м}^2$ ($11\,000 \text{ см}^2$); $F_6 = 0,152 \text{ м}^2$ (1520 см^2); $E_c = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Мн/м}^2$ ($2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$) (стальное литье); $E_6 = 2,2 \cdot 10^5 \text{ Мн/м}^2$ ($2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$). Для стянутой неразъемной станины из формулы (575) имеем

$$\Delta_{c1y} = 0,5 \cdot 40 \cdot \frac{5,05}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,1} \times \\ \times \left[1 - \frac{5,05}{712 \left(1 + \frac{2,1 \cdot 1,1}{2,2 \cdot 2 \cdot 0,152} \right)} \right] = 0,000367 \text{ м} \text{ (0,0367 см);}$$

для нестянутой станины по формуле (576)

$$\delta_c = \frac{0,5 \cdot 40 \cdot 5,05}{2,1 \cdot 10^5 (1,1 + 2 \cdot 1520)} = 0,000342 \text{ м} \text{ (0,0342 см)}.$$

Для стянутой станины (чугунное литье) $E_c = 1 \cdot 10^5 \div 7,5 \cdot 10^4$ (в расчете принято $E_c = 1 \cdot 10^5$)

$$\Delta_{c1y} = \frac{0,5 \cdot 40 \cdot 5,05}{1 \cdot 10^5 \cdot 1,1} \times \\ \times \left[1 - \frac{5,05}{712 \left(1 + \frac{1 \cdot 1,1}{2,22 \cdot 0,152} \right)} \right] = 0,00067 \text{ м} \text{ (0,067 см);}$$

для нестянутой станины (чугунное литье)

$$\Delta_c = \frac{0,5 \cdot 40 \cdot 5,05}{1 \cdot 10^5 (1,1 + 2 \cdot 1520)} = 0,00072 \text{ м} \text{ (0,072 см)}.$$

Если модуль упругости чугуна будет ниже принятого в примере ($1 \cdot 10^5$), то это отразит лишь большую целесообразность применения стянутой станины.

Итак, из приведенных примеров следует, что стяжка болтами стальной неразъемной станины не уменьшает ее упругую деформацию при работе пресса по сравнению со станиной, не стянутой болтами и имеющей площадь поперечного сечения, равную суммарной площади поперечного сечения болтов и стянутой станины. Следовательно, применение стянутой цельнолитой стальной станины с точки зрения уменьшения ее упругой деформации

при работе пресса нецелесообразно. Наоборот, стяжка болтами неразъемной станины, имеющей значительно меньший модуль упругости, чем у стяжного болта (например, станина, отлитая из чугуна), приводит к уменьшению упругой деформации станины, и поэтому конструкция стянутой станины, отлитой из чугуна, целесообразна. Из условий жесткости напряжения в болтах при центральной нагрузке пресса допускаются около 65 Мн/м^2 (650 кг/см^2).

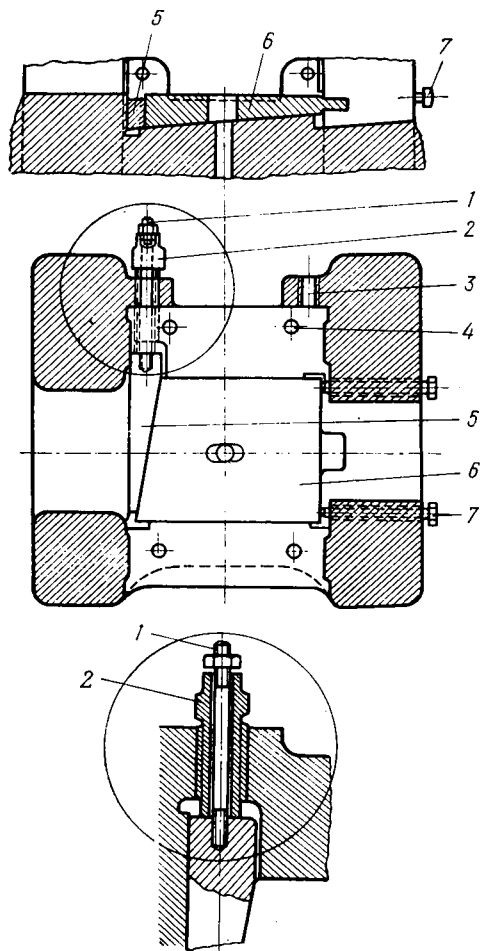


Рис. 261. Схема устройства регулировки закрытой высоты пресса с уклоном клина вдоль фронта

Регулировка закрытой высоты пресса. У современных прессов схема устройства для регулирования закрытой высоты пресса принципиально одинакова. Клин-стол 6 (рис. 261 и 262) упирается в поперечный клин 5, при помощи которого можно перемещать клин-стол. При перемещении последнего изменяется уровень его лицевой поверхности. На клин-стол устанавливают подштамповую плиту, закрепляемую болтами 4 (рис. 261) на станине пресса или накладками 1 (рис. 262).

Перемещение клина-стола в обратную сторону производят двумя винтами 7 (рис. 261) или одним болтом 4 (рис. 262). В передней части клин-стол имеет выступ, по которому можно ударять соколом, предварительно

оттянув поперечный клин 5, при выводе из положения распора пресса, застопорившегося в процессе штамповки из-за перегрузки пресса или недостаточной энергии, накопленной в маховике для совершения работы деформации данной поковки.

Поперечный клин перемещают вперед ввинчиванием трубы 2 (рис. 261), а назад — при помощи проходящего внутри трубы 2

болта 1. Для этого вначале отвертывают гайки болта 1, вывертывают на нужную величину трубу 2 и навинчивают после этого гайки на болт 1 и поперечный клин 5 оттягивают назад. Винтами, ввинчиваемыми в отверстия 3, перемещают штампы. Поперечный клин (рис. 262) перемещают вперед ввинчиванием трубы 8 во втулку 10, закрепленную на станине винтами 9. Назад

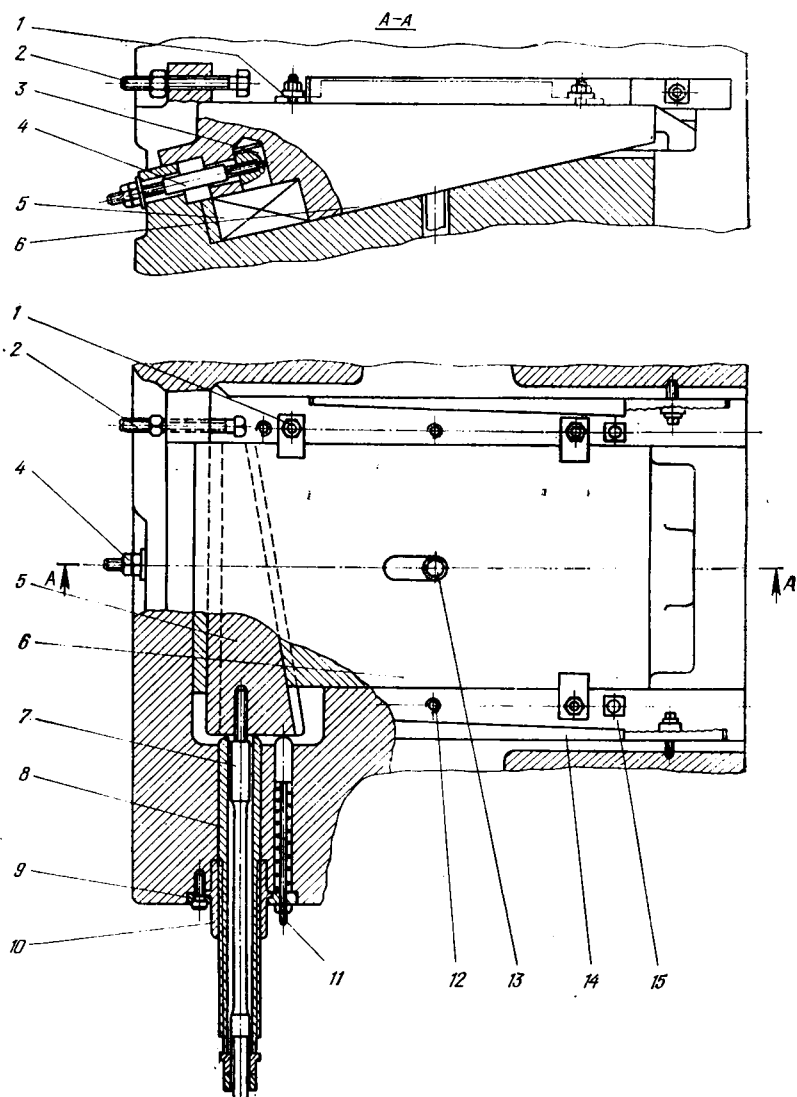


Рис. 262. Схема устройства регулировки закрытой высоты прессы с уклоном клина поперек фронта

этот клин отводят болтом 7. Клин-стол 6 имеет козырек, прикрывающий поперечный клин 5 от попадания на него окалины. При отводе поперечного клина назад приближение его к крайнему заднему положению сигнализируется специальным указателем 11, выступающим из станины, штифт которого будет передвинут поперечным клином раньше, чем последний упрется в станину.

Сухарь 3 (см. рис. 262) является сменной деталью на случай обрыва болта 4 или износа нарезки отверстия. Величина регулировки закрытой высоты у горячештамповочных прессов составляет 10—20 мм. При установке штампов необходимо предусматривать возможность опускания нижнего штампа на 3—5 мм в случае, если пресс застопорится и его придется выводить из состояния распора. Заклинивание или застопоривание горячештамповочных прессов при эксплуатации пока что существенный недостаток этих прессов.

Углы наклона клиньев должны быть больше углов трения, иначе под нагрузкой их невозможно будет передвинуть. При коэффициенте трения $\mu=0,2$ (сухое трение при достаточно большой удельной нагрузке) угол трения равен около 12° . В выполненных конструкциях уклон поперечного клина составляет около 12° , а угол клина стола — $14\div 16^\circ$. Как видно, уклон, особенно у поперечного клина, близок к углу сухого трения. Поэтому необходимо тщательно следить, чтобы клинья были хорошо смазаны для гарантии того, что коэффициент трения не превышает $\mu=0,15$. Периодически через 3—6 месяцев смазку (солидол с 10—15% графита) следует заменять.

Штампы перемещают назад от фронта винтом в детали 15 (рис. 262), вперед — болтами 2, а поперек фронта — клиньями 14. Закрепляют штампы в требуемом положении болтами 12. В клине-столе 6 имеется овальное отверстие для прохода стержня выталкивателя 13.

§ 99. УСИЛИЯ, ДОПУСКАЕМЫЕ НА ПОЛЗУНЕ ГОРЯЧЕШТАМПОВОЧНЫХ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

В процессе штамповки наибольшее усилие развивается в конце деформации, т. е. в конце рабочего хода пресса. Поэтому для горячештамповочных кривошипных прессов, так же как и для горизонтальноковочных машин, характерно допускаемое P_n на ползуне пресса в конце хода, называемое номинальным.

При нагрузке на ползуне наиболее нагруженными оказываются зубья шестерен и коренной вал. Допускаемое усилие на ползуне пресса по прочности зубьев шестерен определяют по уравнению (475). Графически в системе координат P_d по α (см. рис. 170) это уравнение изображается кривой, у которой максимальное значение допускаемого усилия на ползуне пресса наблюдается при $\alpha=180^\circ$, т. е. в конце рабочего хода ползуна.

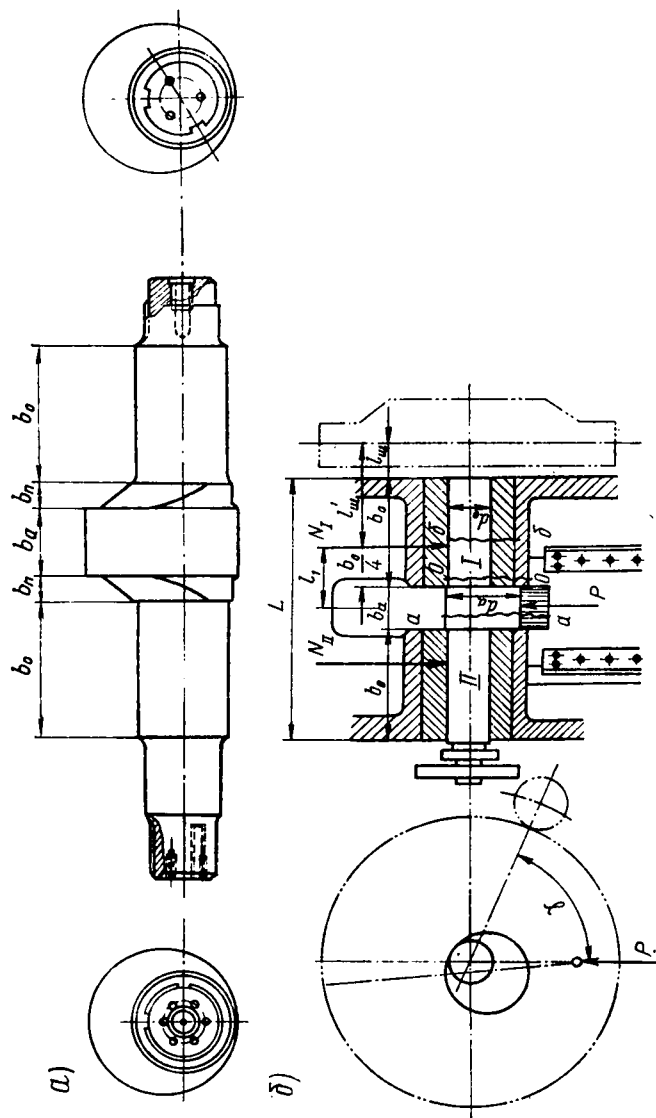


Рис. 263. Схема эксцентрикового вала горячештамповочного кривошипного пресса:
 a — с переходной частью от эксцентрика к опорным шейкам; b — в сборе

Эксцентрикковый вал горячештамповочных прессов конструктивно оформляют с непосредственным переходом эксцентрика к опорным шейкам (см. рис. 256 и 257) или с переходной частью (рис. 263). Ширину b_a эксцентрика определяют расчетом из условия равномерной нагрузки на нее со стороны вкладыша большой головки шатуна при удельной нагрузке (давлении) в пределах 65—70 Мн/м^2 (650—700 кг/см^2). Длину опорных шеек вала b определяют конструктивно, исходя из ширины b_a эксцентрика ширины L станины вдоль фронта пресса (рис. 263, б) и ширины переходной части от эксцентрика к опорным шейкам b_{π} (рис. 263, а)

$$b_o = \frac{L - (b_a + 2b_{\pi})}{2}.$$

По рис. 257 $b_{\pi}=0$. Вся длина b_o опорных шеек вала в работе как опора не участвует вследствие упругости основания (опорных подшипников) и изгиба вала. Однако возможно, что вследствие износа подшипников опора распространится на 0,75 длины b_o .

По сравнению с коленчатым валом эксцентрикковый вал является более жестким и подвержен меньшему изгибу. Для расчета эксцентриккового вала на прочность следует принять схему соответствующую наиболее неблагоприятному случаю распределения нагрузки. Как принято при расчете коленчатого вала горизонтальноковочных машин, нагрузка по эксцентрику со стороны вкладышей большой головки шатуна распределяется равномерно, а в опорах вала — по треугольнику. Значит, равнодействующая реакция в опорах вала будет находиться от эксцентрика на расстоянии $\frac{0,75}{3} b_o$, и размер l_1 (см. рис. 263, б)

$$l_1 = \frac{b_a}{2} + \frac{0,75}{3} b_o = \frac{b_a}{2} + \frac{b_o}{4}, \quad (577)$$

или, по рис. 263, а,

$$l_1 = \frac{b_a}{2} + b_{\pi} + \frac{0,75}{3} b_o = \frac{b_o}{2} + b_{\pi} + \frac{b_o}{4}. \quad (578)$$

Расстояние от осевой плоскости большой шестерни до места расположения равнодействующей реакции N_1 в опоре I вала (см. рис. 263, б)

$$l'_{\text{ш}} = l_{\text{ш}} + \frac{3}{4} b_o. \quad (579)$$

В сечении $a - a$ по эксцентрику вал заведомо прочнее, чем в сечении $O - O$ по месту перехода эксцентрика в опоры. Поэтому опасным сечением является сечение $O - O^*$.

В связи с возможным смещением нагрузки (см. рис. 258) на величину $l_1 = L_1/8$, реакции в опорах эксцентрикового вала от силы P на ползуне прессы распределятся обратно пропорционально плечам $L_1/2 + l_1$ и $L_2/2 - l_1$. Следовательно, в опоре, расположенной со стороны большой шестерни, возможно возникновение реакции от усилия P , равной не $P/2$, а

$$P \frac{L_1/2 + L_1/8}{L_1} = 5/8P, \text{ или } 0,63P.$$

Отсюда полная вертикальная составляющая реакция в опоре I (аналогично методике определения горизонтальной составляющей у горизонтальных машин)

$$N_{Iв} \approx N_I = 0,63P + P \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (2l_1 + l'_{ш})}{2l_1 R_{ок} \cos \varphi}, \quad (580)$$

Изгибающий момент в сечении $O - O$

$$M_{и} = N_I \frac{b_o}{4} - Q_{в} \left(l'_{ш} + \frac{b_o}{4} \right).$$

Раскрывая значение N_I [см. выражение (580)] и $O_{в}$ согласно (433) **, получим

$$M_{и} = P \left[0,63 \frac{b_o}{4} + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{2l R_{ок} \cos \varphi} (2l_1 + l_{ш}) \frac{b_o}{4} - \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \left(l'_{ш} + \frac{b_o}{4} \right) \right]$$

или

$$M_{и} = P \left[0,16b_o + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} l'_{ш} \left(\frac{b_o}{8l_1} - 1 \right) \right].$$

Через сечение $O - O$ передается полный крутящий момент:

$$M_{кр} = PW.$$

* Если в сечении эксцентрика (сечение $a - a$) металл недостаточно прокован и в нем имеются остатки литой структуры, то он имеет пониженные механические свойства, и разрушение может произойти по этому сечению.

** $Q_{г}$ для горизонтальных машин будет вертикальной составляющей для вертикальных машин.

Результирующий изгибающий момент

$$M_{из} = P \sqrt{\left[0,16b_o + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} l'_{ш} \left(\frac{b_o}{8l_1} - 1 \right) \right]^2 + W^2}. \quad (581)$$

Допускаемое усилие на ползуне кривошипного прессы для горячей штамповки по прочности эксцентрикового вала в сечении $O-O$

$$P_{до} = \frac{0,07d_o^3 \sigma_{-1и}}{K_a n_{и} \sqrt{\left[0,16b_o + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} l'_{ш} \left(\frac{b_o}{8l_1} - 1 \right) \right]^2 + W^2}}, \quad (582)$$

где $\sigma_{-1и}$ — предельное напряжение выносливости на изгиб при симметричном цикле для материала эксцентрикового вала (для

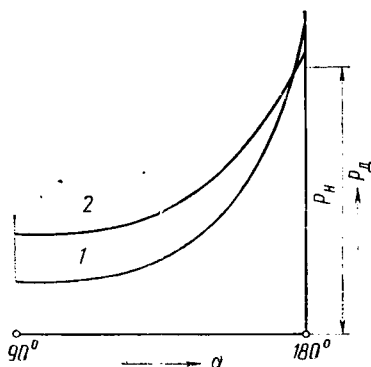


Рис. 264. Принципиальный график допустимых усилий на ползуне кривошипного горячештамповочного прессы:

1 — усилия, допускаемые прочностью шестеренной передачи; 2 — усилия, допускаемые прочностью эксцентрикового вала по сечению $O-O$ (см. рис. 263)

стали 40ХН, из которой обычно изготавливают эти валы, $\sigma_{-1и} = 400 \text{ Мн/м}^2$, или 4000 кг/см^2 ; K_a — коэффициент эквивалентности; b_o — длина опор вала, м(см) ; W — приведенное плечо крутящего момента в соответствии с формулой (454), м(см) ; $R_{ок}$ — радиус начальной окружности большой шестерни, м(см) ; γ — угол, определяющий положение малой шестерни относительно вертикальной оси большой шестерни (см. рис. 263, б), град ; φ — угол зацепления шестеренной пары, град ; $l'_{ш}$ — расстояние от осевой плоскости большой шестерни до равнодействующей реакции в опоре 1 вала в соответствии с уравнением (579), м(см) .

Значение $\sigma_{-1и}$ и $n_{и}$, см. в табл. 22.

Графически уравнение (582) при переменной α изображается кривой, имеющей максимальное значение P_d также и при $\alpha = 180^\circ$ (см. рис. 199, б).

Совмещение графиков, построенных по данным, найденным в соответствии с уравнениями (475) и (582), дает суммарный график допускаемых усилий на ползуне горячештамповочного кривошипного прессы в зависимости от угла α поворота коренного вала (рис. 264). За номинальное усилие P_n принимают ближайшее значение размерного ряда прессов, примерно соответствующее допускаемому усилию на ползуне прессы, меньшему

из двух, получаемых по формулам (475) и (582) в конце рабочего хода ползуна (при $\alpha = 180^\circ$).

Допускаемое усилие на ползуне горячештамповочных кривошипных прессов существенно не зависит от небольшого смещения нагрузки от оси лобовой поверхности ползуна вперед к фронту или назад к тыльной части пресса. Допускаемое усилие на ползуне пресса при смещении нагрузки в сторону от центра лобовой поверхности ползуна в направлении вдоль фронта учитывалось при расчете вала.

Допускаемые усилия на ползуне пресса в конце рабочего хода ($\alpha = 180^\circ$) по прочности шестерни и эксцентрикового вала в его опорах примерно одинаковы, т. е. при таких условиях эти детали примерно равнопрочные. При других положениях эксцентрикового вала ($\alpha < 180^\circ$) прочность последнего допускает более высокие нагрузки на ползуне, чем прочность шестерни. Поэтому если установить фрикционный предохранитель в системе привода (в малой шестерне или во втулке маховика), то он предохранит при перегрузке пресса как шестеренную передачу, так и эксцентриковый вал. Отсюда следует, что у горячештамповочных кривошипных прессов достаточно установить предохранитель в системе привода, и он предохранит от перегрузки пресс в целом.

В конструкциях прессов устанавливают фрикционные предохранительные устройства в системе втулки маховика в соответствии с рис. 153, в. Сила затяжки болтов предохранителя определяется степенью осадки тарированных тарельчатых пружин. В первых конструкциях фрикционную муфту сцепления располагали во втулке маховика, а фрикционный предохранитель устанавливали у малой шестерни (см. рис. 201). Расчет их описан в § 87. В настоящее время в Чехословакии применяют автоматическое выключение муфты при перегрузке. Для этого используют упругую деформацию машины. Как только упругая деформация машины (какой-либо детали, например стойки) превзойдет величину, соответствующую номинальной нагрузке, муфта автоматически выключится. Одновременно эта система может отмечать возникающую на ползуне нагрузку при центральном ее расположении.

Для практического использования графика допускаемых усилий на ползуне следует пересчитать и перестроить график P_d по α на график P_d по $2r - S$, используя для этой цели уравнение (414) или (415), или (416).

§ 100. МУФТЫ ВКЛЮЧЕНИЯ

У горячештамповочных кривошипных прессов первых выпусков фрикционные пневматические муфты включения устанавливали на приемном валу и встраивали во втулку маховика анало-

гично тому, как это сделано у горизонтальноковочных машин. Тормоз для остановки подвижных частей пресса после выключения муфты устанавливали также на приемном валу. Он был связан с малой шестерней посредством фрикционного предохранителя (см. рис. 201). Вследствие большой относительной скорости проскальзывания между вращающимися ведущими и неподвижными ведомыми дисками муфты эти диски в момент включения нагревались и быстро изнашивались. У современных

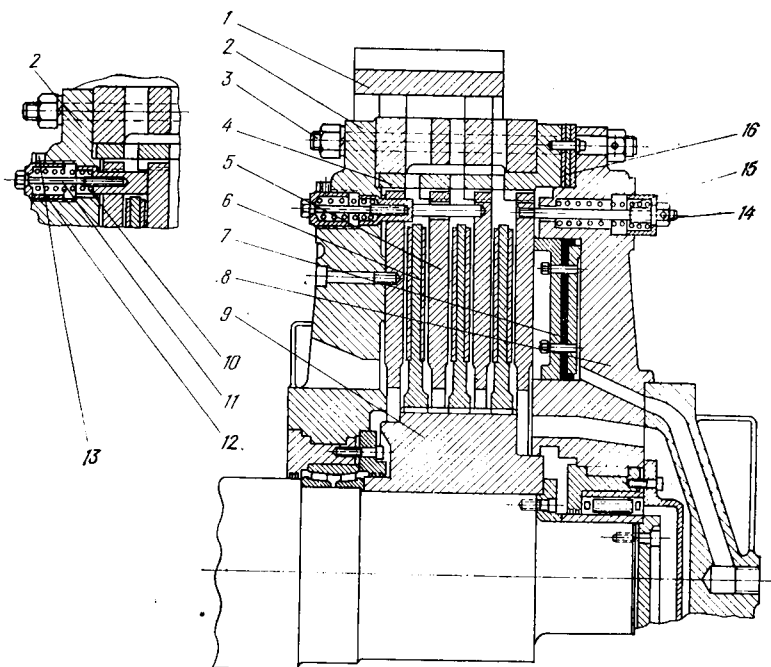


Рис. 265. Фрикционная пневматическая муфта горячештамповочного пресса «Аякс»

горячештамповочных кривошипных пресов фрикционная муфта включения перенесена на коренной вал, число оборотов которого в соответствии с передаточным числом шестеренной пары меньше, чем у приемного вала. Муфта встроена во втулку большой шестерни. Тормоз перенесен с приемного вала на эксцентриковый.

Муфта включения, установленная на эксцентриковом валу, должна передавать большой крутящий момент в соответствии с передаточным числом шестеренной пары, и поэтому она отличается большими габаритами. Муфта, нагреваемая в процессе включения, охлаждается воздухом, захватываемым при вращении шестерни специальными карманами и прогоняемым через муфту по циркуляционным каналам.

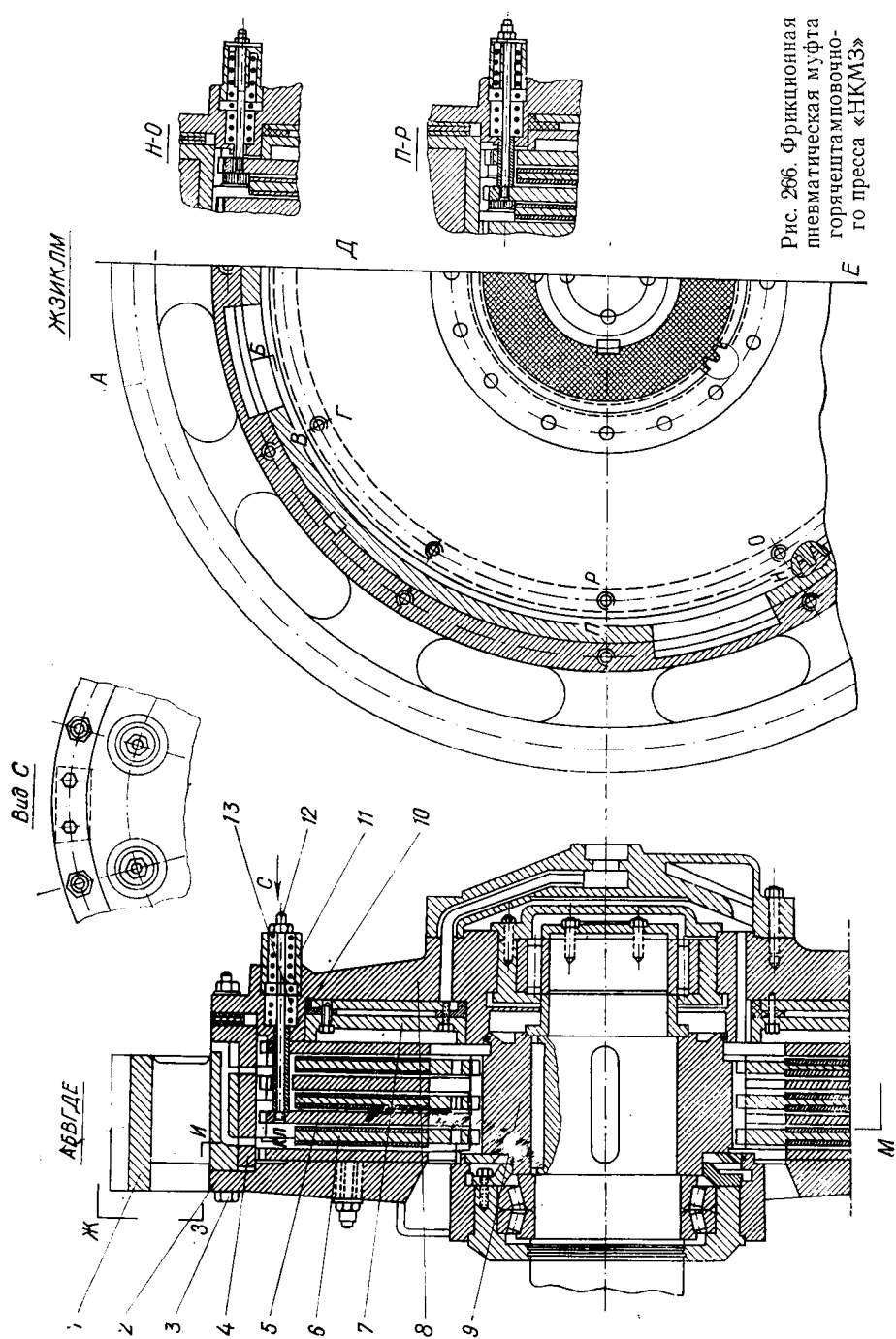


Рис. 266. Фрикционная пневматическая муфта горячештамповочного прессы «НКМЗ»

Ведомые диски 6 (рис. 265—267) устанавливают на шлицевой ступице 9, жестко закрепляемой шпонками на эксцентриковом валу. Ведомые диски изготавливают из стали 45 и облицовывают на рабочей поверхности пластинками феродо*, прикрепленными медными заклепками с потайными головками. Ведущие диски 5 входят своими зубьями, расположенными на внешнем диаметре, в шлицы 4, жестко связанные болтами 3 в одно целое с фланцем 2, венцом шестерни 1 и крышкой 8 с кольцевым пневматическим цилиндром. Система эта может свободно вращаться на валу на роликоподшипниках.

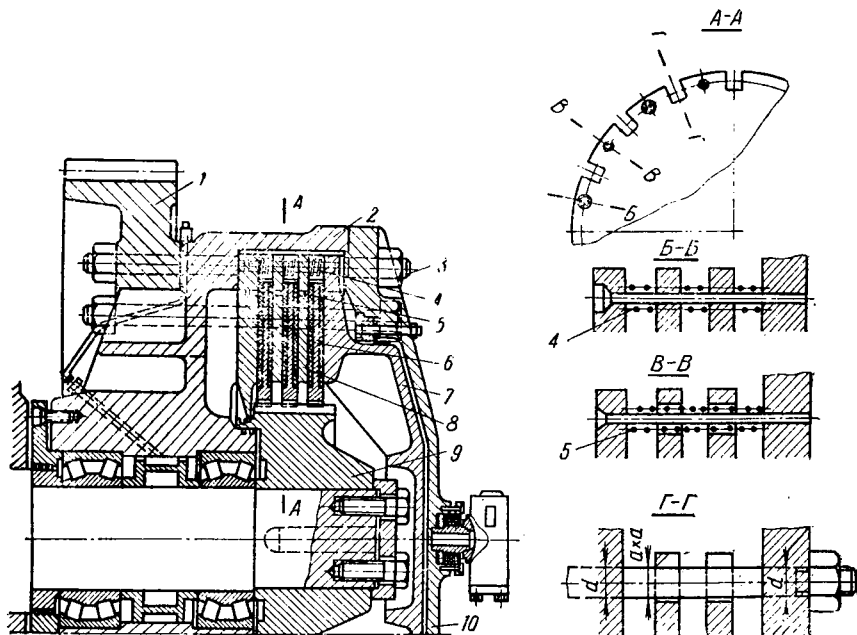


Рис. 267. Фрикционная пневматическая муфта горячештамповочного прессы «Националь»

По рис. 267 ведущие диски 8 входят вырезами в прямоугольную часть болтов 3, предназначенную для направления ведущих дисков при их перемещении вдоль оси и для их связи с венцом 1 шестерни, ступицей 2 и крышкой 10. Нажимной поршень 7 имеет или кольцевую площадь (см. рис. 265 и 266), или выполнен в виде круга (см. рис. 267). Ведущие диски изготавливают из чугуна.

Для разведения ведущих дисков и перемещения поршня в ис-

* Феродо — смесь волокна асбеста, жидкого бакелита (30—40%) и обычно мелко нарезанной медной проволоки (до 7%), подсушенная и спрессованная при температуре 120—140° под давлением около 7 Мн/м² (70 кг/см²) в пластины, которые затем шлифуют.

ходное положение после выключения муфты (после выпуска воздуха из-под поршня в атмосферу) служат пружины 13, 10 и 15, отдельные для каждого ведущего диска, или распорные пружины 4 (см. рис. 267), находящиеся между соседними ведущими дисками.

В конструкции, показанной на рис. 267, кроме пружин 4, имеются дополнительные пружины 5 только для перемещения поршня 7, так как сила пружин 4 недостаточна для быстрого перемещения поршня в условиях преодоления сопротивления трения в манжетах и вытеснения воздуха из-под поршня в атмосферу.

Стержни 12 (рис. 266) концами ввинчены в отверстия соответствующих дисков и расклепаны. Ход стержней 12 под действием пружины 13 ограничивается распорной трубкой 10. Пружины 13 затягивают навинчиванием гаек на стержни 12 и одновременным ввинчиванием колпачка 11.

Стержни 11 (рис. 265) являются толкающими. Ход толкания регулируют, ввинчивая стержни 11 в толкающие колпачки. Пружины 10 затягивают путем ввинчивания стержня 11 в толкающий колпачок и нажимных колпачков 12 — в гнезда во фланце 2 и закрепления их от самопроизвольного отвинчивания стопорами 13. Стержни 14 пружин 15 тянущие. Концы их ввинчивают в крайний ведущий диск и расклепывают. Пружины 15 через крайний диск действуют на кольцевой поршень 7, перемещая его после выключения муфты (выпуска сжатого воздуха из-под поршня 7 в атмосферу).

По мере износа феродо ведомых дисков путь поршня 7 при включении муфты увеличивается. От этого увеличивается и время, требуемое на включение муфты.

Во избежание значительного увеличения хода поршня 7 при соответствующем износе феродо вынимают одну из прокладок 16, установленных между передним фланцем 8 и шлицами 4. При этом в конструкции муфты, приведенной на рис. 265, необходимо соответственно отрегулировать (уменьшить) ход толкающих стержней 11, а в конструкции, показанной на рис. 266, необходимо заменить ограничительные трубки 10 более короткими. Например, при толщине прокладки 16 (см. рис. 265), равной 6 мм, ход толкающего стержня 11 для наиболее удаленного от поршня ведущего диска (третьего на рис. 265) должен быть уменьшен на 2 мм, для среднего ведущего диска — на 4 мм, а в конструкции, показанной на рис. 266, ограничительная трубка для наиболее удаленного подвижного ведущего диска должна быть заменена укороченной на 2 мм, а для среднего диска — на 4 мм.

Раздвижное устройство для дисков (см. рис. 267) саморегулируется, и удаление прокладок (если они имелись) не вызывает необходимости регулировать положение ведущих дисков.

Расчет фрикционной муфты. Расчет фрикционной муфты горячештамповочных кривошипных прессов аналогичен расчету фрикционных пневматических муфт горизонтальноковочных и

других машин. В горячештамповочных прессах муфта установлена на эксцентриковом, а не на приемном валу, и поршень преодолевает усилие сжатия разных по размерам пружин, предназначенных для разведения дисков. Так, у муфт, показанных на рис. 265 и 266, действуют три типа пружин, самостоятельных для каждого ведущего диска.

Рассмотрим расчет фрикционной муфты, общий для разных типов кривошипных машин, у которых муфта установлена на кривошипном или приемном валу. Во время включения в работе муфты необходимо различать три основных периода.

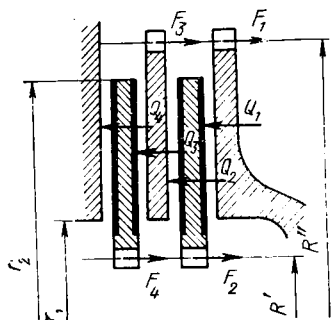


Рис. 268. Схема сил, действующих на дисках в первый период процесса включения муфты

Первый период соответствует включению муфты и завершению разгона системы кривошипного вала. Характерным для этого периода является:

1) наличие трения между шлицами, с одной стороны, и ведущими и ведомыми дисками, с другой;

2) удельная нагрузка на контактных поверхностях, более удаленных от поршня дисков, меньше, чем у дисков, расположенных ближе, соответственно силам трения дисков по шлицам;

3) передача системой «электродвигатель — маховик» энергии движения частям машины, включаемым в работу;

4) упругое скручивание валов;

5) наличие потери энергии при проскальзывании между ведущими и ведомыми дисками.

Второй период соответствует части холостого хода машины, когда разгон системы завершен, передаваемый муфтой крутящий момент снижается, снимаются силы трения в шлицах вследствие упругой отдачи скрученных в первый период валов и удельная нагрузка на всех контактных поверхностях ведущих и ведомых дисков выравнивается до одинакового максимального значения.

Третий период соответствует рабочему ходу, когда муфта передает максимальный крутящий момент. Проскальзывание между ведомыми и ведущими дисками отсутствует, и на их контактных поверхностях действует трение покоя при одинаковом максимальном напряжении нажатия на этих поверхностях. Силы трения в шлицах, которые пришлось бы преодолевать усилием поршня, отсутствуют (сброшены во втором периоде). В соответствии с этими периодами работы муфты рассмотрим ее расчет.

Первый период. В соответствии с рис. 268 имеем

$$Q_2 = Q_1 - F_2,$$

откуда

$$F_2 = Q_1 - Q_2. \quad (583)$$

Крутящий момент, передаваемый первым ведомым диском, равен $R_{\text{ср}}(Q_2\mu_{\text{д}} + Q_1\mu_{\text{д}})$, где $R_{\text{ср}}$ — средний радиус момента трения на этом диске, $\mu_{\text{д}}$ — коэффициент трения скольжения на дисках феродо (по чугуно $\mu_{\text{д}} = 0,35 \div 0,40$, по стали $\mu_{\text{д}} = 0,30 \div 0,35$). Сила трения F_2 в шлицах первого ведомого диска возникает вследствие передвижения последнего по шлицам под нагрузкой. Нагрузку Q первого диска на шлицы, вызывающую силу трения F_2 , найдем из равенства

$$QR' = R_{\text{ср}}(Q_2 + Q_1)\mu_{\text{д}}$$

или

$$Q = \frac{R_{\text{ср}}}{R'}(Q_1 + Q_2)\mu_{\text{д}},$$

и, значит, сила трения в шлицах первого ведомого диска будет:

$$F_2 = Q\mu_{\text{ш}} = \frac{R_{\text{ср}}}{R'}(Q_1 + Q_2)\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}, \quad (584)$$

где $\mu_{\text{ш}}$ — коэффициент сухого трения дисков по шлицам, равный примерно 0,15.

Приравнивая правые части уравнений (583) и (584), будем иметь:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{R_{\text{ср}}}{R'}\mu_{\text{д}}(Q_1 + Q_2)\mu_{\text{ш}}. \quad (585)$$

Решая уравнение (585) относительно Q_2 , найдем

$$Q_2 = Q_1 \frac{1 - \frac{R_{\text{ср}}}{R'}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}{1 + \frac{R_{\text{ср}}}{R_1}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}. \quad (586)$$

Трение второго ведущего диска по его шлицам

$$F_3 = \frac{Q_2 - Q_3}{R''} \mu_{\text{д}} R_{\text{ср}} \mu_{\text{ш}}$$

или

$$Q_2 - Q_3 = \frac{(Q_2 - Q_3)\mu_{\text{д}}R_{\text{ср}}\mu_{\text{ш}}}{R''}$$

и

$$Q_3 = Q_2 \frac{1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}}{1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}}.$$

Подставляя значения Q_2 из уравнения (586), найдем

$$Q_3 = Q_1 \frac{\left(1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}\right) \left(1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}\right)}{\left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}\right) \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}\right)}. \quad (587)$$

Далее,

$$F_4 = Q_3 - Q_4,$$

$$F_4 = \frac{(Q_3 + Q_4) R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}},$$

$$Q_3 - Q_4 = \frac{(Q_3 + Q_4) R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}},$$

откуда

$$Q_4 = Q_3 \frac{1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}}{1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}},$$

или

$$Q_4 = Q_1 \frac{\left(1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}\right)^2 \left(1 - \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}\right)}{\left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R'} \mu_{\text{ш}}\right)^2 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}}\right)}. \quad (588)$$

Крутящий момент, развиваемый муфтой в процессе включения, определится из условия, что муфта должна преодолеть инерцию и трение главного и поперечного ползунов уГКМ кривошипного вала и всех деталей, связанных с ним. Сила трения от веса G_1 главного ползуна будет $G_1 \mu_1$, где μ_1 — коэффициент трения в направляющих ползуна, равный 0,08.

Сила инерции главного ползуна составляет $(G/g \cdot j)$, где g — ускорение земного притяжения; j — ускорение ползуна, определяемое по формуле (422) в момент окончательного включения муфты, т. е. когда проскальзывание между дисками прекратится, см/сек^2 .

Проскальзывание между дисками муфты прекратится после поворота кривошипного вала на угол φ_2^0 или приведенный к приемному валу угол $\varphi_1^0 = i\varphi_2^0$, где i — передаточное число зубчатой пары. Если муфта установлена на приемном валу, то $\varphi_2^0 \approx 10 \div 15^\circ$; если укреплена на коренном валу, то $\varphi_2^0 \approx 8 \div 10^\circ$.

Крутящий момент на коренном валу от действия рассмотренных сил

$$M_1 = G_1 \left(\mu_1 + \frac{j}{g} \right) W,$$

где W — приведенное плечо крутящего момента на коренном валу, определяемое по уравнению (454).

Аналогично можно определить крутящий момент M_2 , необходимый для преодоления трения в направляющих бокового и поперечного ползунов уГКМ и их инерционных сил. Однако практически величина момента M_1 и M_2 в сумме не превышает 5% от крутящего момента, требуемого для создания вращательного движения коренного и приемного валов. Поэтому сложность определения M_1 и особенно M_2 (нужно найти ускорение ползунов в соответствии с профилем кулачка, определить приведенное плечо момента при действии сил на кулачок и т. д.) не оправдывается получаемым результатом, и для практических расчетов крутящими моментами M_1 и M_2 можно пренебречь.

При включении муфты расходуется энергия, и число оборотов маховика снижается пропорционально $1-s$, где s — скольжение электродвигателя к концу первого периода включения муфты, $s \approx 0,2$ и более. Приняв, что в процессе проскальзывания дисков муфты число оборотов кривошипного вала увеличивается пропорционально времени, получим среднее число оборотов кривошипного вала, изменяющееся в процессе разгона от нуля до

$n_0(1-s)$, равным $\frac{n_0(1-s)}{2}$, где n_0 — номинальное число оборо-

тов кривошипного вала в минуту. Отсюда время t , в течение которого происходит проскальзывание дисков, т. е. разгон кривошипного вала до номинального числа оборотов,

$$t = \frac{\varphi_2 30 \cdot 2}{\pi n_0 (1-s)} = \frac{\varphi_2 60}{\pi n_0 (1-s)}, \quad (589)$$

где $\varphi_2 = \frac{\varphi_2^0 \pi}{180}$ — угол поворота коренного вала к моменту

окончательного разгона последнего, рад;

$$t = \frac{\varphi_2^0 \pi 60}{180 \pi n_0 (1-s)} = \frac{\varphi_2^0}{3 n_0 (1-s)}. \quad (590)$$

Приняв, что число оборотов маховика в процессе включения муфты снижается, найдем угловое ускорение коренного вала:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t} = \frac{\pi n_0(1-s)}{30t}.$$

Подставляя вместо t его значение из уравнения (589), найдем

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi n_0 \pi n_0 (1-s)^2}{30 \varphi_2 60} = \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2}{2 \cdot 30^2 \varphi_2}.$$

Максимальный крутящий момент M_3 на кривошипном валу в период его разгона имеет место в начале угла поворота φ_2 и равен *

$$M_3 = J \frac{d\omega_3}{dt \varphi_2} = J \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_2^2 2}, \quad (591)$$

где J — момент инерции кривошипного вала и всех деталей, закрепленных на нем, $\text{м}^2 \cdot \text{кг}$ ($\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$).

Крутящий момент, приведенный к приемному валу,

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_3}{i} = J \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_2^2 i 2}.$$

Максимальный крутящий момент на преодоление инерции приемного вала за период включения муфты (в случае установленной муфты на приемном валу) аналогично предыдущему

$$M_{\text{п}} = J_{\text{п}} \frac{\pi^2 n_{\text{п}}^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_1^2 2}, \quad (592)$$

где $J_{\text{п}}$ — момент инерции приемного вала и всех закрепленных на нем деталей, $\text{м}^2 \cdot \text{кг}$ ($\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$); $n_{\text{п}} = n_0 i$ — номинальное число оборотов в минуту приемного вала; i — передаточное число; φ_1 — угол поворота приемного вала в процессе проскальзывания дисков муфты, встроенной во втулку маховика, рад :

$$\varphi_1 = i \varphi_2 = i \frac{\varphi_2^0 \pi}{180}.$$

* Полагаем, что крутящий момент в период разгона кривошипного вала изменяется по спадающей кривой и $J \frac{d\omega}{dt} = (2/3) M_3 \varphi_2$.

Подставив в формулу (592) значения n_{π} и φ_1 , выраженные соответственно через n_0 и φ_2 , найдем

$$M_{\pi} = J_{\pi} \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_2^2 2}. \quad (593)$$

Суммарный максимальный крутящий момент на приемном валу за период включения муфты

$$M_{\Sigma} = J \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_2^2 i 2} + J_{\pi} \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 3}{2 \cdot 30^2 \varphi_2^2 2},$$

или

$$M_{\Sigma} = \frac{3\pi^2 n_0^2 (1-s)^2}{4 \cdot 30^2 \varphi_2^2} \left(\frac{J}{i} + J_{\pi} \right). \quad (594)$$

Момент трения на дисках в процессе включения муфты, встроенной во втулку маховика, должен быть равен суммарному крутящему моменту M_{Σ} , необходимому для разгона кривошипного и приемного валов. Момент трения на дисках в период включения

$$M_{\text{тр.д}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}. \quad (595)$$

Раскрывая значения Q_2 , Q_3 и Q_4 в уравнениях (586), (587) и (588), получим

$$\begin{aligned} Q_1 \left[1 + \frac{1 - \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}}}{1 + \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}}} + \right. \\ \left. + \frac{\left(1 - \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}} \right) \left(1 - \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R''} \mu_{\text{ш}} \right)}{\left(1 + \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}} \right) \left(1 + \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R''} \mu_{\text{ш}} \right)} + \right. \\ \left. + \frac{\left(1 - \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}} \right)^2 \left(1 - \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R''} \mu_{\text{ш}} \right)}{\left(1 + \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R'} \mu_{\text{ш}} \right)^2 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}}}{R''} \mu_{\text{ш}} \right)} \right] R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}} = M_{\Sigma}, \quad (596) \end{aligned}$$

отсюда *

$$Q_1 = M_{\Sigma} : \left\{ R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}} \left[1 + \frac{R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}}{R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}} + \right. \right. \quad (597)$$

$$+ \frac{(R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})}{(R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}})(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})} +$$

$$\left. + \left(\frac{R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}}{R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}} \right)^2 \frac{R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}}{R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}} \right] \Big\}$$

где **

$$R_{\text{ср}} = \frac{2(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)}.$$

Очевидно, что для однодисковой муфты, установленной на приемном валу, ***

$$Q_1 = \frac{M_{\Sigma}}{R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}} \left(1 + \frac{R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}}{R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}} \right)}. \quad (598)$$

Для муфты с тремя ведомыми дисками [см. сноску к уравнению (597)]

$$Q_1 = M_{\Sigma} : \left\{ R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}} \left[1 + \frac{R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}}{R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}}} + \right. \quad (599)$$

$$+ \frac{(R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})}{(R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}})(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})} +$$

$$+ \frac{(R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})}{(R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})} +$$

$$+ \frac{(R' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})}{(R' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})} +$$

$$\left. + \frac{(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^3(R'' - R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2}{(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^3(R'' + R_{\text{ср}\mu_{\text{д}}\mu_{\text{ш}}})^2} \right] \Big\}$$

* Для муфт, установленных на кривошипном валу вместо M_{Σ} следует принимать M_3 согласно (591).

** См. далее уравнение (613).

*** Для муфт, установленных на кривошипном валу, вместо M_{Σ} следует принимать M_3 согласно выражению (591).

Усилие от давления воздуха на поршень муфты, кроме силы Q_1 , должно преодолеть усилие сжатия пружин Q_{π} , силу трения F_1 (см. рис. 268) и трение R_T в уплотнении поршня.

Усилие сжатия пружин определяется следующим расчетом. Обозначим: P_1 — усилие сжатия одной пружины до высоты, соответствующей включенной муфте, Mn ($\kappa\Gamma$); z_1 — число пружин; если пружины расположены между дисками, то z_1 — число пружин, находящихся между одной парой дисков; если каждый ведущий диск отводится самостоятельными пружинами, то z_1 — общее число пружин рассматриваемого диска:

$$P_1 = \frac{f d^4 G}{8 D_{cp}^3 z_{\pi}},$$

где d — диаметр проволоки пружины, m (cm); D_{cp} — средний диаметр пружины (до середины сечения проволоки), m (cm); z_{π} — число витков пружины; f — величина сжатия пружины от свободного состояния до высоты, соответствующей включенной муфте, m (cm); G — модуль сдвига материала пружины, Mn/m^2 ($\kappa\Gamma/cm^2$). Для стальной пружины $G = 81\,000\, Mn/m^2$ ($G = 810\,000\, \kappa\Gamma/cm^2$). При расположении пружин между дисками

$$Q_{\pi} = z_1 \frac{f d^4 G}{8 D_{cp}^3 z_{\pi}}, \quad (600)$$

если каждый диск отводится самостоятельной пружиной, то

$$Q_{\pi} = z_1 \frac{f d^4 G}{8 D_{cp}^3 z_{\pi}} + z_1' \frac{f' d_1^4 G}{8 D_{cp}^3 z_{\pi 1}} + \dots \text{ и т. д.} \quad (601)$$

Трение R_T в манжетах определится из следующих положений. Поверхность манжеты, прижимаемая давлением воздуха к поверхности проскальзывания, составит $\pi D b_1$, где D — диаметр цилиндра поршня муфты, m (cm); b_1 — высота манжеты, m (cm). Усилие, с которым манжета прижимается к проскальзывающей поверхности, при давлении воздуха p будет равно $p \pi D b_1$, а следовательно, сила трения

$$R_T = \mu_2 p \pi D b_1, \quad (602)$$

где μ_2 — коэффициент трения манжеты о поверхность проскальзывания, равный примерно 0,045.

При кольцевой площади поршня

$$F_{\pi} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2),$$

$$R_T = \pi \mu_2 p (D_2 b_2 + D_1 b_1), \quad (603)$$

где D_2 и D_1 — диаметры большей и меньшей манжеты по поверхности скольжения (бóльший и меньший диаметры поршня), m (см); b_2 и b_1 — соответственные высоты манжет, m (см).

Усилие трения F_1 в шлицах определится из равенства моментов:

$$Q_1 R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} = R'' \frac{F_1}{\mu_{\text{ш}}},$$

откуда

$$F_1 = \frac{Q_1 R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''}. \quad (604)$$

Итак,

$$p F_{\text{п}} = Q_1 + Q_{\text{п}} + p \mu_2 \pi D b_1 + F_1.$$

Для поршня, имеющего площадь круга диаметром D , требуемое давление воздуха

$$\begin{aligned} p \frac{\pi D^2}{4} &= Q_1 + Q_{\text{п}} + Q_1 \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} + p \mu_2 \pi D b_1, \\ p \left(\frac{\pi D^2}{4} - \mu_2 \pi D b_1 \right) &= Q_1 + Q_{\text{п}} + Q_1 \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''}, \\ p &= \frac{Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} \right) + Q_{\text{п}}}{\pi D \left(\frac{D}{4} - \mu_2 b_1 \right)}. \end{aligned} \quad (605)$$

При кольцевой площади поршня

$$\begin{aligned} p \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} &= Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} \right) + Q_{\text{п}} + p \pi \mu_2 (D_2 b_2 + D_1 b_1), \\ p &= \frac{Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} \right) + Q_{\text{п}}}{\pi \left[\frac{D_2^2 - D_1^2}{4} - \mu_2 (D_2 b_2 + D_1 b_1) \right]}. \end{aligned} \quad (606)$$

Удельная нагрузка на контактных поверхностях ведущих и ведомых дисков в процессе включения муфты

$$q = \frac{Q_1}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (607)$$

Второй период. Во второй период передаваемый момент сбрасывается. Вследствие этого снимается трение в шлицах, за счет чего возрастает усилие на дисках со стороны порш-

ния, причем на всех контактных поверхностях между ведущими и ведомыми дисками устанавливается одинаковое максимальное давление. Таким образом, усилие на контактных поверхностях дисков достигнет величины

$$Q_{\text{макс}} = Q_1 + F_1 = Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}}}{R''} \mu_{\text{ш}} \right); \quad (608)$$

при этом удельная нагрузка на дисках (давление или напряжение нажатия)

$$q_{\text{макс}} = \frac{Q_{\text{макс}}}{F_{\text{д}}} = \frac{Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} \right)}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (609)$$

Во избежание быстрого износа фередо величина $q_{\text{макс}}$ не должна превышать $0,45 \text{ Мн/м}^2$ ($4,5 \text{ кг/см}^2$). В последнее время появился другой фрикционный материал — ретинакс, допускающий удельную нагрузку $q = 2 \text{ Мн/м}^2$ (20 кг/см^2) и более.

Третий период. В третий период муфта, установленная на кривошипном валу, должна передавать максимальный крутящий момент, допускаемый на кривошипном валу,

$$M_{\text{к}} = P_{\text{н}} W = Q R_{\text{ок}} \cos \varphi = P_{\text{н}} W_{\text{т}}, \quad (610)$$

у муфты, установленной на приемном валу,

$$M_{\text{к}}' = \frac{P_{\text{н}} W_{\text{т}}}{i \eta_{\Sigma}} = \frac{Q R_{\text{ок}} \cos \varphi}{i \eta_{\Sigma}}, \quad (611)$$

где i — передаточное число зубчатой передачи; η_{Σ} — коэффициент полезного действия зубчатой передачи и подшипников приемного вала, приблизительно равный 0,95.

Обозначив внешний радиус ведомого диска (или большой радиус трущейся поверхности дисков) через r_2 , радиус отверстия ведущего диска (или меньший радиус трущейся поверхности дисков) через r_1 , коэффициент трения покоя * $\mu_{\text{д}}'$ (феродо по стали $\mu_{\text{д}}' \approx 0,48 \div 0,55$); удельную нагрузку (давление) на дисках через $q_{\text{р}}$; число трущихся поверхностей через z , найдем момент трения:

$$M_{\text{тр}} = z \int \int q_{\text{р}} \rho^2 d\rho d\alpha \mu_{\text{д}}' = z \mu_{\text{д}}' q_{\text{р}} \int_{r_1}^{r_2} \rho^2 d\rho \int_0^{2\pi} d\alpha,$$

* Диски не должны проскальзывать при передаче допускаемого крутящего момента.

или

$$M_{\text{тр}} = (2/3) \pi \mu_{\text{д}}^2 z q_p (r_2^3 - r_1^3). \quad (612)$$

С другой стороны,

$$M_{\text{тр}} = q_p \mu_{\text{д}}' F_{\text{тр}} z R_{\text{ср}} = q_p \mu_{\text{д}}' \pi (r_2^2 - r_1^2) z R_{\text{ср}},$$

следовательно,

$$q_p \mu_{\text{д}}' \pi (r_2^2 - r_1^2) z R_{\text{ср}} = (2/3) \pi \mu_{\text{д}}^2 z q_p (r_2^3 - r_1^3),$$

откуда

$$R_{\text{ср}} = (2/3) \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)} \quad (613)$$

Момент трения должен быть не менее допускаемого крутящего момента. У муфты, установленной на кривошипном валу $M_{\text{тр}} \geq M_{\text{к}}$, а установленной на приемном валу — $M_{\text{тр}} \geq M_{\text{к}}'$. Отсюда соответственно

$$(2/3) \pi \mu_{\text{д}}^2 z q_p (r_2^3 - r_1^3) \geq P_{\text{н}} W_{\text{т}} \quad \text{и} \quad (2/3) \pi \mu_{\text{д}}^2 z q_p \times \\ \times (r_2^3 - r_1^3) \geq \frac{P_{\text{н}} W_{\text{т}}}{i \eta_{\Sigma}},$$

или удельная нагрузка на дисках муфты, установленной на кривошипном и приемном валах соответственно

$$\left. \begin{aligned} q_p &\geq (3/2) \frac{P_{\text{н}} W_{\text{т}}}{\pi \mu_{\text{д}}' z (r_2^3 - r_1^3)} \\ \text{и} \quad q_p &\geq (3/2) P_{\text{н}} \frac{W_{\text{т}}}{i \eta_{\Sigma} \pi \mu_{\text{д}}' z (r_2^3 - r_1^3)} \end{aligned} \right\} \quad (614)$$

Величина q_p может быть меньше или равна $q_{\text{макс}}$ согласно уравнению (609), что обычно и имеет место, т. е.

$$\begin{aligned} (3/2) P_{\text{н}} W_{\text{т}} \frac{1}{i \eta_{\Sigma} \pi \mu_{\text{д}}' z (r_2^3 - r_1^3)} &\leq \\ &\leq \frac{Q_1 \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_{\text{д}} \mu_{\text{ш}}}{R''} \right)}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}, \end{aligned} \quad (615)$$

тогда следует принять в расчете $q_{\max}$ и требуемое давление по уравнению (605) или (606). Из уравнения (615) имеем

$$Q_1 \geq \frac{3P_n W_T (r_2^2 - r_1^2)}{2i\eta \Sigma \mu'_d z (r_2^3 - r_1^3) \left(1 + \frac{R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}}}{R''}\right)}, \quad (616)$$

где μ'_d — коэффициент трения покоя фередо; μ_d — коэффициент трения скольжения по фередо.

Если окажется, что по соответствующему уравнению [см. от (597) до (599)] Q_1 меньше величины, определяемой уравнением (616), то следует принять его равным по уравнению (616) и пересчитать угол φ_2 при новых условиях — новой, заданной уравнением (616), величине Q_1 . Для муфты с двумя дисками в соответствии с уравнениями (594) и (597) после преобразования полученного выражения и решения его в отношении φ_2 найдем *

$$\begin{aligned} \varphi_2^2 = & \frac{3\pi^2 n_0^2 (1-s)^2 \left(\frac{J}{i} + J_{\pi}\right)}{4 \cdot 30^2 \cdot Q_1 R_{\text{ср}} \mu_d \left[1 + \frac{R' - R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}}}{R' + R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}}} + \rightarrow \dots \right.} \quad (617) \\ & \dots \rightarrow + \frac{(R' - R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})(R'' - R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})}{(R' + R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})(R'' + R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})} + \rightarrow \dots \\ & \left. \dots \rightarrow + \frac{(R' - R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})^2 (R'' - R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})}{(R' + R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})^2 (R'' + R_{\text{ср}} \mu_d \mu_{\text{ш}})} \right]. \end{aligned}$$

Подставляя полученную величину φ_2 в уравнение (589), определим время, затрачиваемое на разгон машины при включении муфты. Необходимое давление воздуха на поршень муфты можно определить по уравнению (605) или (606) при заданной уравнением (616) величине Q_1 .

Давление воздуха не должно превышать $0,55 \text{ Мн/м}^2$ (5,5 атм), поскольку в заводской пневматической сети, откуда поступает воздух к муфте через редукционный клапан и ресивер, давление воздуха редко превышает указанную величину.

В процессе включения муфты, установленной на приемном валу, на дисках развивается момент трения, в среднем равный $\frac{2}{3} M_{\Sigma}$. Работа, переданная подвижным частям машины в процессе включения муфты, установленной на приемном валу,

$$A_j = (2/3) M_{\Sigma} \varphi_2 i,$$

* В случае муфты, установленной на кривошипном валу, член J_{π} равен нулю.

или, согласно уравнению (594),

$$A_j = \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2}{2 \cdot 30^2 \varphi_2} (J + J_{\pi i}). \quad (618)$$

Для муфты, установленной на кривошипном валу,

$$A_j = (2/3) M_3 \varphi_2,$$

или, согласно уравнению (591),

$$A_j = J \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)^2}{2 \cdot 30^2 \varphi_2}. \quad (619)$$

Угол, на который повернутся ведущие диски при проскальзывании в процессе включения муфты, установленной на приемном валу, при перепаде числа оборотов с $n_0 i$ по $n_0 (1-s) i$ составит в радианах

$$\frac{(2-s) \pi n_0 i}{2 \cdot 30} t = \frac{\pi n_0 i \varphi_2 60 (2-s)}{2 \cdot 30 \pi n_0 (1-s)} = \varphi_2 i \frac{2-s}{1-s}.$$

Работа трения дисков при проскальзывании

$$A_{\text{тр.д}} = (2/3) M_3 \varphi_2 i \frac{2-s}{1-s} = \frac{(2-s) \pi^2 n_0^2 (1-s)}{2 \cdot 30^2 \varphi_2} (J + J_{\pi i^2}). \quad (620)$$

Для муфты, установленной на кривошипном валу,

$$A_{\text{тр.д}} = J \frac{\pi^2 n_0^2 (2-s) (1-s)}{2 \cdot 30^2 \varphi_2}. \quad (621)$$

Вся работа трения между дисками переходит в тепло Θ

$$\Theta = \frac{A_{\text{тр.д}}}{42\,700}.$$

Отсюда для муфт, установленных на приемном валу,

$$\Theta = \frac{\pi^2 n_0^2 (2-s) (1-s)}{\varphi_2 2 \cdot 30^2 \cdot 42\,700} (J + J_{\pi i}). \quad (622)$$

Для муфт, установленных на кривошипном валу,

$$\Theta = J \frac{\pi^2 n_0^2 (2-s) (1-s)}{\varphi_2 2 \cdot 30^2 \cdot 42\,700}. \quad (623)$$

Полная энергия, израсходованная системой «электродвигатели — маховик», составит для муфт, установленных на приемном валу,

$$A_m = A_j + A_{\text{тр.д}} = \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)}{2 \cdot 30^2 \varphi_2} (J + J_{\text{п.д}}) (3-2s), \quad (624)$$

и для муфт, установленных на кривошипном валу,

$$A_m = A_j + A_{\text{тр.д}} = J \frac{\pi^2 n_0^2 (1-s)}{2 \cdot 30^2 \varphi_2} (3-2s). \quad (625)$$

Из сравнения уравнений (624) и (625) видно, что расход энергии на включение муфт, установленных на приемном валу, больше, чем у муфт, установленных на коренном валу. Поэтому целесообразнее устанавливать муфту включения на коренном валу.

Если тепло, возникающее в процессе включения фрикционной муфты не отводится, то в течение четырех часов работы пресса при коэффициенте использования числа включений 0,3 ведущие диски могут нагреться до температуры свыше 900° С. Отсюда вытекает необходимость отвода тепла от ведущих дисков, что обеспечивается циркуляцией воздуха, захватываемого карманами корпуса муфты при вращении большой шестерни.

§ 101. ТОРМОЗ

После выключения муфты кривошипный вал и ползун продолжают двигаться под действием накопленной кинетической энергии вращательного и поступательного движений. Тормоз предназначен для того, чтобы после выключения муфты остановить указанные подвижные части пресса, немного перейдя крайнее верхнее положение ползуна, и удержать их в этом положении до следующего хода. Работа фрикционной пневматической муфты тесно связана с работой тормоза. Когда выключается муфта, включается тормоз, и наоборот.

Для горячештамповочных кривошипных прессов применяют ленточные тормозы периодического действия с пневматическим управлением. На левом конце коренного вала устанавливают тормозную шайбу. К стальной ленте на рабочей ее длине приклепывают пластины феродо латунными или медными заклепками с потайными головками. Стальную ленту 5 (рис. 269) одним концом (набегающим на шайбу) прикрепляют к серьге 3, имеющей закрепленную ось. Эта лента охватывает тормозную шайбу под углом 270° и другим концом соединяется со штоком поршня 1 пневматического цилиндра управления тормозом. Лен-

та натягивается пружиной 2, сила нажатия которой на поршень регулируется муфтой 4.

В конструкции, показанной на рис. 270, путем вращения муфты 4 свинчивается или навинчивается гайка 5, скользящая по

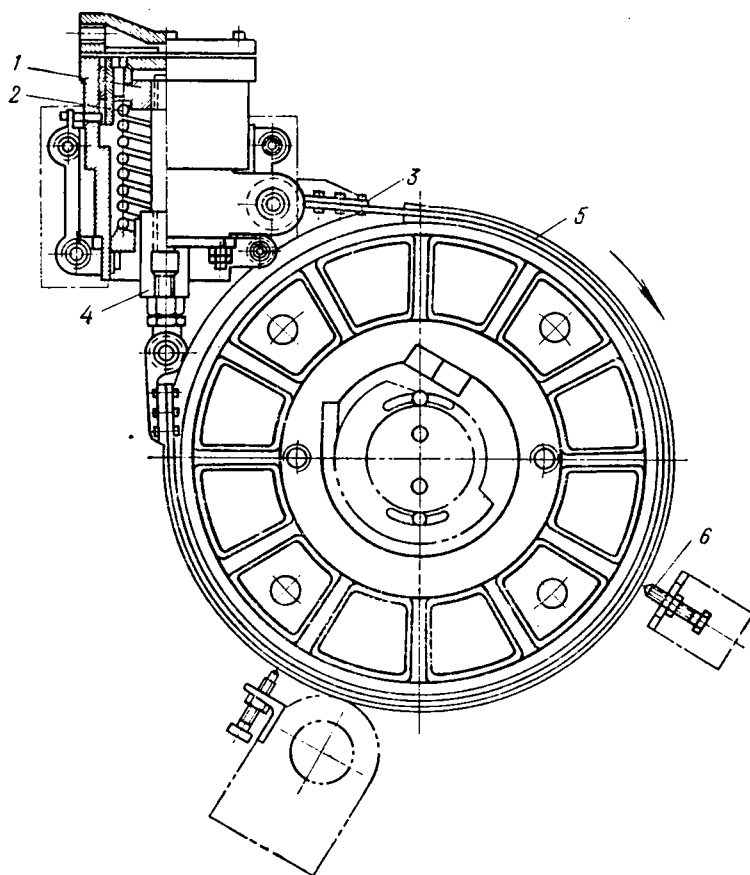


Рис. 269. Тормоз пресса НКМЗ

направляющей 6. Перемещением гайки 5 в большей или меньшей мере сжимается пружина 7, натягивающая штоком 3 ленту 1 со стороны сбегавшей ее части. Другой конец ленты закреплен в серьге 2. При включении фрикционной пневматической муфты пресса с некоторым опережением впускают воздух в пневматический цилиндр под поршень тормоза. Под действием сжатого воздуха поршень 8 передвигается и, сжимая пружину, ослабляет натяг ленты.

Чтобы лента равномерно отходила от поверхности тормозной шайбы, в одной конструкции (см. рис. 269) предусмотрено два

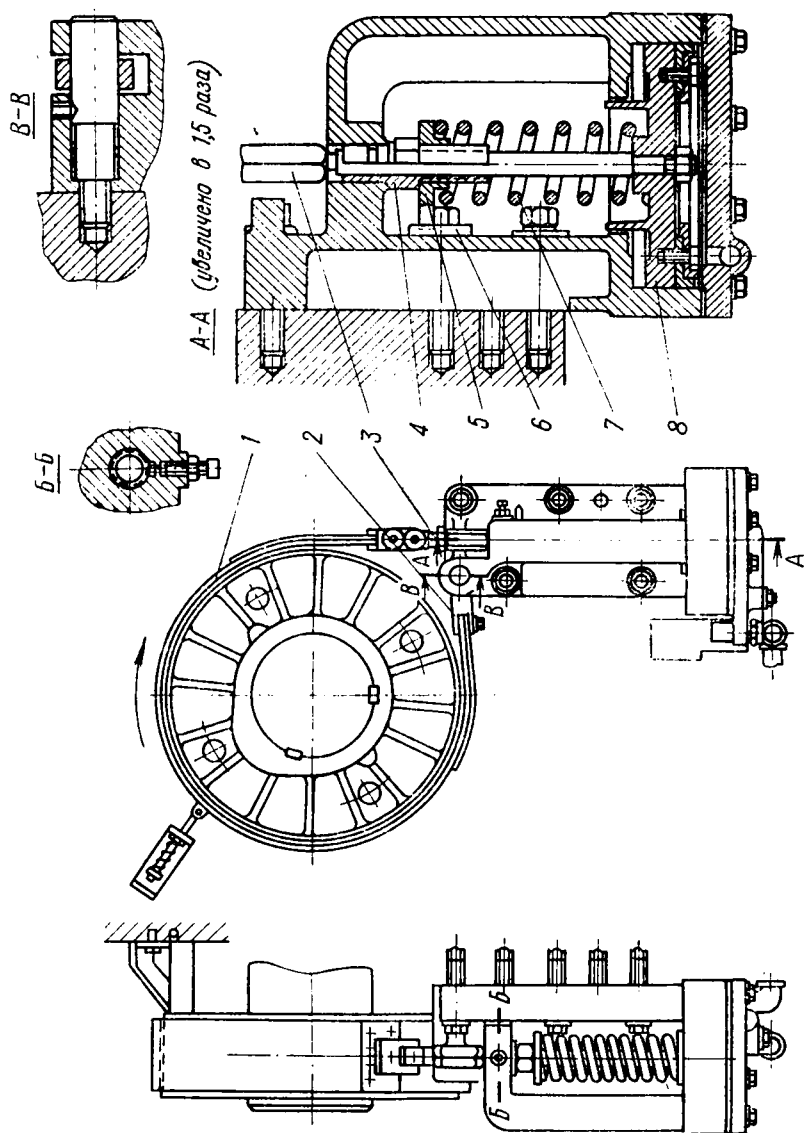


Рис. 270. Тормоз пресса «Аякс»

упора 6 для ограничения свисания ленты, а в другой (см. рис. 270) — к поверхности ленты приварено ушко, за которое лента пружинкой оттягивается от шайбы.

По конструкции, приведенной на рис. 271, оба конца ленты 1 (сбегающий и набегающий) шарнирно закреплены на рычаге 2. На набегающий конец рычаг действует меньшим плечом, чем

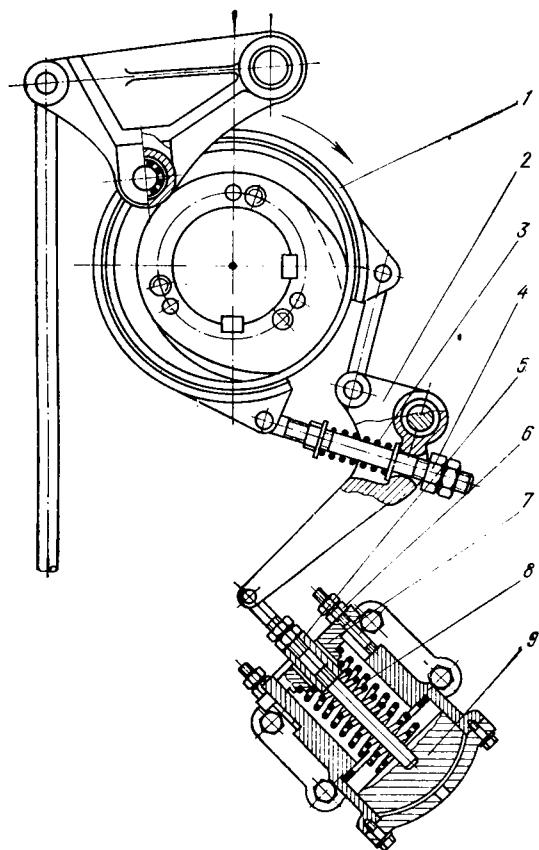


Рис. 271. Тормоз пресса «Националь»

на сбегающий. Лента также натягивается пружинами 8 (набором двух пружин), а тормоз выключается пневматическим поршнем 9. Предварительное сжатие пружин натяжения ленты производится путем перемещения упорной накладки 7 посредством гаек 6 на шпильках. Длину штока можно изменять, навинчивая гайку 5 на нарезанную часть штока. Пружина 3 служит только для того, чтобы при выключении муфты и расслаблении ленты не образовывалось зазора под гайкой 4, который при натяге

ленты пружинами 8 и включении тормоза при отсутствии пружины 3 выбирался бы с ударом. Гайка 4 регулирует соответствующую длину при установке новой ленты и наладке тормоза.

В зависимости от накопленной к моменту выключения муфты кинетической энергии подвижных частей пресса тормоз затормозит их на большем или меньшем пути. Вследствие перепада числа оборотов при выполнении рабочей операции кинетическая энергия подвижных частей пресса в момент выключения муфты будет меньшей, чем тогда, когда муфту выключат после холостого хода (без нагрузки). Поэтому путь торможения подвижных частей при выключении муфты после холостого хода будет большим, чем после рабочего хода, и коренной вал с ползуном остановится соответственно в разных положениях.

Тормоз налаживают при холостом ходе и затем корректируют в зависимости от израсходованной энергии на выполнение самой тяжелой рабочей операции. После холостого хода коренной вал должен остановиться, перейдя крайнее верхнее положение эксцентрика примерно на 15° . Тогда после рабочего хода он будет остановлен ближе к своему крайнему верхнему положению. Путь торможения соответствует углу поворота коренного вала, равному $20-25^\circ$. Начало торможения приходится к моменту недохода эксцентрика до крайнего верхнего положения примерно на $10-15^\circ$.

Если фериодо ленты износится или на ее рабочую поверхность попадет смазка, то тормоз не сможет затормозить систему после выключения муфты и удержать ее в верхнем положении. Под действием собственного веса эксцентрик сможет продолжать свое движение и произойдет так называемый сдвоенный удар, после которого ползун остается в нижнем положении. Сдвоенный удар может привести к травмированию рабочего. Поэтому в процессе эксплуатации пресса необходимо тщательно наблюдать за состоянием тормоза и его наладкой, и в первую очередь за набегающей ветвью тормозной ленты, изнашивающейся в большей степени, чем сбегаящая часть ленты.

Вся энергия торможения переходит в тепло, поэтому тормозная шайба по ободу разогревается. Вследствие теплового расширения в диске и ребрах, соединяющих обод со ступицей, возникают растягивающие радиальные напряжения, которые могут вызвать появление трещин. Поэтому не следует допускать сильного разогрева обода тормозной шайбы.

Следует иметь в виду, что тормоза необходимо строить всегда так, чтобы торможение происходило под воздействием силы пружин, а не давления воздуха, так как при возможном падении давления воздуха тормоз не сможет удерживать ползун в верхнем положении, что небезопасно.

Для удобства расчета тормоза введем следующие обозначения:

P_c — усилие на сбегающем конце тормозной ленты, n (кг)
 μ — коэффициент трения ленты по ободу шайбы (для феродо при скольжении $\mu=0,35$);

α' — угол охвата лентой тормозной шайбы, $рад$; D — внешний диаметр тормозной шайбы, $м$ (см); e — основание натурального логарифма ($e=2,718$); момент торможения M_T

$$M_T = P_c (e^{\mu\alpha'} - 1) \frac{D}{2}; \quad (626)$$

работа торможения A_T :

$$A_T = M_T \varphi_T,$$

где φ_T — угол поворота коренного вала при торможении (обычно $\varphi_T^0 = 20 \div 25^\circ$ или $\varphi_T = 0,35 \div 0,436$), $рад$.

К моменту выключения муфты и началу торможения подвижные части пресса будут обладать кинетической энергией вращательного и поступательного движения:

$$A = J \frac{\omega^2}{2} + \frac{mv^2}{2},$$

где J — момент инерции вращающихся масс, подлежащих торможению, $кг \cdot м^2$ ($кг \cdot см \cdot сек^2$); ω — угловая скорость вращения коренного вала, $сек^{-1}$; m — масса поступательно движущихся частей, $кг$ ($кг \cdot сек^2/см$); v — скорость поступательного движения $м/сек$ ($см/сек$).

Кинетическая энергия поступательного движения $(mv^2)/2$ по сравнению с кинетической энергией вращательного движения $J \cdot \omega^2/2$ мала (составляет менее 1%), и поэтому ею можно пренебречь в расчетах. Работа торможения A_T должна быть равна кинетической энергии останавливаемых масс. Отсюда $A_T = A$ или, приняв $A = J \cdot \omega^2/2$, получим

$$P_c (e^{\mu\alpha'} - 1) \frac{D}{2} \varphi_T = J \frac{\omega^2}{2},$$

откуда

$$P_c = \frac{J \omega^2}{D (e^{\mu\alpha'} - 1) \varphi_T}, \quad (627)$$

или, принимая во внимание, что

$$\omega = \frac{\pi n_0}{30},$$

$$P_c = \frac{J \pi^2 n_0^2}{900 D (e^{\mu\alpha'} - 1) \varphi_T}. \quad (628)$$

Следовательно, пружина 2 (см. рис. 269) или 7 (см. рис. 270) для получения такой силы натяжения ленты должна быть сжата на величину

$$f = \frac{8D_{\text{ср}}^2 P_{\text{с}} z_{\text{п}}}{d^4 G}, \quad (629)$$

где f — величина предварительного сжатия пружины 2 (см. рис. 269) или 7 (см. рис. 270) от свободного состояния в момент натяжения ленты, $\text{м}(\text{см})$; $D_{\text{ср}}$ — диаметр пружины до середины проволоки, $\text{м}(\text{см})$; $z_{\text{п}}$ — количество рабочих витков пружины; d — диаметр проволоки, $\text{м}(\text{см})$; G — модуль сдвига для материала пружины [для стальной пружины $G = 81 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2$ ($810\,000 \text{ кг/см}^2$)].

При выключении муфты величина дополнительного сжатия $f_{\text{д}}$ пружины (или ход поршня) для образования зазора Δ между лентой и шайбой

$$f_{\text{д}} = \frac{\pi(D + 2\Delta)\alpha'}{2\pi} - \frac{\pi D\alpha'}{2\pi} = \alpha'\Delta,$$

где α' — угол охвата лентой тормозной шайбы, рад .

Сила сжатой пружины, преодолеваемая поршнем при выключении тормоза,

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{с}}(f + \alpha'\Delta)}{f}$$

или в соответствии с уравнением (629)

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{с}} + \frac{\alpha'\Delta d^4 G}{8D_{\text{ср}}^3 z_{\text{п}}}.$$

Принимая во внимание уравнение (628),

$$P_{\text{пр}} = J \frac{\pi^2 n_0^2}{900D(e^{\mu\alpha'} - 1)\varphi_{\text{т}}} + \frac{\alpha'\Delta d^4 G}{8D_{\text{ср}}^3 z_{\text{п}}}. \quad (630)$$

Давление воздуха на поршень должно развить усилие, достаточное для преодоления силы $P_{\text{пр}}$ сжатия пружины и силы трения R в уплотнении. При манжетном уплотнении

$$R = \pi d_{\text{ц}} b_{\text{м}} p \mu_{\text{м}},$$

где $d_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра, $\text{м}(\text{см})$; $b_{\text{м}}$ — высота манжеты по поверхности скольжения, $\text{м}(\text{см})$; p — давление воздуха, Мн/м^2 (кг/см^2); $\mu_{\text{м}}$ — коэффициент трения манжеты о стенки цилиндра, $\mu_{\text{м}} = 0,045$.

Отсюда

$$\rho \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} = P_{\text{пр}} + R$$

или, раскрывая значение R ,

$$\rho \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} = P_{\text{пр}} + \pi d_{\text{ц}} b_{\text{м}} \rho \mu_{\text{м}}. \quad (631)$$

Решая это уравнение относительно ρ , получим

$$\rho = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_{\text{ц}} (d_{\text{ц}} - 4b_{\text{м}} \mu_{\text{м}})},$$

или, принимая во внимание уравнение (630), будем иметь

$$\rho = \frac{4 \left(J \frac{\pi^2 n_0^2}{900 (e^{\mu \alpha'} - 1) \varphi_{\text{т}}} + \frac{\alpha' \Delta d^4 G}{8 D^3_{\text{ср}} z_{\text{ц}}} \right)}{\pi d_{\text{ц}} (d_{\text{ц}} - 4b_{\text{м}} \mu_{\text{м}})} \quad (632)$$

Решая уравнение (631) относительно $d_{\text{ц}}$, найдем

$$d_{\text{ц}} = 2b_{\text{м}} \mu_{\text{м}} + \sqrt{4b_{\text{м}}^2 \mu_{\text{м}}^2 + \frac{4P_{\text{пр}}}{\rho \pi}},$$

или, принимая во внимание (630), получим

$$d_{\text{ц}} = 2b_{\text{м}} \mu_{\text{м}} + \sqrt{4b_{\text{м}}^2 \mu_{\text{м}}^2 + 4J \frac{\pi^2 n_0^2}{900 D (e^{\mu \alpha'} - 1) \varphi_{\text{т}} \rho \pi} + \frac{4\alpha' \Delta d^4 G}{8 D^3_{\text{ср}} z_{\text{ц}} \rho \pi}}. \quad (633)$$

Тормозную ленту рассчитывают на усилие растяжения набегающей ее стороны:

$$T_{\text{н}} = T e^{\mu \alpha'},$$

или

$$T_{\text{н}} = J \frac{\pi^2 n_0^2 e^{\mu \alpha'}}{900 D (e^{\mu \alpha'} - 1) \varphi_{\text{т}}}.$$

Расчет проводят с учетом ослабления сечения ленты отверстиями в одном ряду для ее крепления к натяжным устройствам.

Работа торможения переходит в тепло. Количество тепла, выделяемое при одном торможении,

$$\Theta_T = \frac{A_T}{42\,700} = \frac{A}{42\,700}, \quad (634)$$

или

$$\Theta_T = \frac{I \pi^2 n_0^2}{900 \cdot 2 \cdot 42\,700}, \quad (635)$$

где 42 700 — механический эквивалент тепла, $\text{кГ} \cdot \text{см} / \text{кал}$.

При коэффициенте K_1 использования числа ходов за 1 ч делится

$$\Theta_{\text{ч}} = Q_T n_0 K_1 \cdot 60 \text{ кал} / \text{ч}. \quad (636)$$

Если все выделившееся тепло $\Theta_{\text{ч}}$ пойдет на нагрев обода тормозной шайбы (отвода тепла не будет), то обод нагреется до температуры t выше 500°C .

Отсюда видно, как необходимо в конструкции тормозной шайбы предусматривать отвод от обода выделяющегося тепла. Поэтому теплоотводящая поверхность по возможности развивается и снабжается ребрами охлаждения.

§ 102. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРЕССОМ

Управление работой пресса сводится к периодическому чередованию включения и выключения муфты и тормоза в соответствующие моменты. При этом обеспечивается некоторое опережение выключения тормоза перед включением муфты и выключения муфты перед включением в работу тормоза. Система управления работой этих устройств или пневматическая (управление от педали), или электропневматическая (управление кнопочное или от педали). Обе эти системы обеспечивают выполнение трех режимов работы пресса:

- 1) единичных ходов ползуна, не зависящих от продолжительности нажатия на педаль;
- 2) автоматических непрерывных ходов ползуна, продолжающихся все время, пока нажата педаль;
- 3) коротких, толчковых перемещений ползуна, величина хода которого зависит от продолжительности нажатия на педаль (при чисто пневматической системе управления) или на кнопку (электропневматическая система).

Пневматическая система управления прессом. По этой системе (рис. 272) управляются: муфта 26, ленточный тормоз 6 и тормоз маховика 11. Уравновешивающие цилиндры 5, находящиеся под постоянным давлением сжатого воздуха, не управляются. Сжатый воздух из магистрали проходит в резервуар 10

(ресивер) через запорный клапан 24, обратный клапан 23, редукционный клапан 22, который регулируется на заданное давление воздуха, отмечаемое манометром 21, через предохранительный клапан 20.

В системе имеется воздухораспределительный кран 14, который можно при помощи рукоятки устанавливать в четыре рабочие положения, соответствующие: *I* — включению в работу тормоза маховика, *II* — единичным ходам пресса; *III* — толчковым перемещениям ползуна; *IV* — автоматическим ходам пресса.

Единичные ходы. Если рукояткой 19 распределительный кран 14 установлен в положение *II*, соответствующее единичным ходам пресса (см. рис. 272), то при нажатии педали сжатый воздух под определенным давлением, установленным редукционным клапаном 22, поступает из резервуара 10 через впускной клапан 17 педали 18 и распределительный кран 14 в среднюю часть нижней полости клапана единичных ходов 13. Этот клапан нижней пружиной 15 удерживается в верхнем положении, и сжатый воздух может проходить через нижнее отверстие в трубопровод, соединяющий низ клапана единичных ходов 13 с распределительным краном 14. Кран 14 установлен так, что сжатый воздух далее может пройти в нижнюю полость золотника управления 9. Под давлением этого воздуха золотник 9 перемещается вверх и верхней полкой вначале откроет канал, ведущий к цилиндру 8 ленточного тормоза 6, а затем — канал, идущий от золотника управления 9 к нижней полости (под поршнем) золотника 4 муфты 26.

Таким образом, сжатый воздух сначала из резервуара 10 через масленку 7 поступает в цилиндр 8 тормоза и выключает тормоз 6, а затем попадает под поршень золотника 4 управления муфтой, отжимает его вверх и верхней полкой открывает канал для впуска в цилиндр фрикционной муфты сжатого воздуха, поступающего в среднюю часть золотника 4 непосредственно из резервуара 10 вместе с распыленной смазкой из масленки 25. Произойдет включение фрикционной муфты, и ползун начнет двигаться вниз. При подходе к нижнему положению ползун воздействует на шток 12 клапана единичных ходов 13, передвигает последний так, что вначале поршнем перекрывается проход от среднего канала к нижнему, а затем откроется верхний клапан на выпуск воздуха в атмосферу через обводной канал из нижней полости корпуса клапана 13. Давлением сжатого воздуха, поступающего в среднюю часть корпуса клапана 13, поршень этого клапана в дальнейшем удерживается в нижнем положении (пружина 15 сжата). Поскольку нижняя полость корпуса клапана единичного хода 13 соединена с нижним пространством под золотником управления 9, то воздух оттуда также выйдет в атмосферу через верхний клапан единичного хода 13 и каналы в штоке 12.

Вследствие того, что у золотника 9 площадь нижнего поршня больше, чем у верхнего, под действием разности усилий на эти площади от давления сжатого воздуха, поступающего из резервуара 10 через масленку 7 в среднюю часть золотника, последний стремится опуститься. Однако ролик 2 будет находиться в это время на выступе А—Б—В копира 1 и поэтому золотник 9 опуститься не может. Только в тот момент, когда кривошипный вал повернется настолько, что ролик 2 будет катиться по поверхности В—Г копира 1, золотник 9 несколько опустится и откроет на выхлоп в атмосферу окна, соединяющие его с низом золотника 4 управления муфтой 26. Площадь нижнего поршня золотника 4 управления муфтой больше, чем площадь его верхнего поршня, и поэтому сжатый воздух, поступающий в среднюю часть золотника 4 из резервуара 10 через масленку 25, передвинет золотник 4 вниз.

При передвижении золотника 4 верхний поршень его сначала перекроет каналы, идущие к муфте 26, а затем откроет их на выхлоп воздуха из-под поршня фрикционной муфты (см. рис. 266), отчего муфта выключится. К этому времени кривошипный вал успеет повернуться еще на некоторый угол, и ролик 2 покатится по участку Г—Д профиля копира 1, отчего золотник управления 9 передвинется еще на некоторый путь вниз, обеспечивая выхлоп в атмосферу воздуха из-под поршня в цилиндре 8 ленточного тормоза 6. Сначала выключается фрикционная муфта, а затем включается тормоз, останавливающий систему подвижных частей пресса вблизи крайнего верхнего положения ползуна.

Выключение муфты и остановка подвижных частей пресса в верхнем положении производится автоматически, независимо от того, продолжает ли педаль оставаться нажатой. Для повторного хода необходимо отпустить педаль и этим выпустить в атмосферу через выпускной клапан 16 педали сжатый воздух, действующий на поршни клапана единичного хода 13. Тогда пружина 15 передвинет клапан 13 так, что вначале закроется выпуск воздуха через обводной канал в атмосферу, а затем, сжимая верхнюю (менее сильную) пружину, поршень откроет и соединит средний канал с нижним. При нажатии педали цикл повторится.

Толчковые перемещения ползуна. Распределительный кран устанавливается в третье положение, при котором воздух из резервуара 10 (см. рис. 272) через торцовое сверление в распределительном кране попадает в цилиндр 3 отключения ролика 2. При ненажатой педали полость под поршнем золотника 9 соединена через распределительный кран 14 и выпускной клапан 16 педали с атмосферой. Поэтому как цилиндр 8 ленточного тормоза, так и низ золотника 4 управления муфтой соединены с атмосферой. Значит, муфта выключена, а тормоз включен.

При нажатии на педаль золотник управления 9 поднимется сжатым воздухом, поступающим от впускного клапана 17 педали, отчего подается из резервуара 10 сжатый воздух в цилиндр 8 тормоза 6, который выключается, а затем сжатый воздух поступает через золотник 9 к золотнику 4 управления муфтой, поднимает его и включает подачу сжатого воздуха в цилиндр муфты. Как только педаль будет отпущена, так из-под низа золотника 9

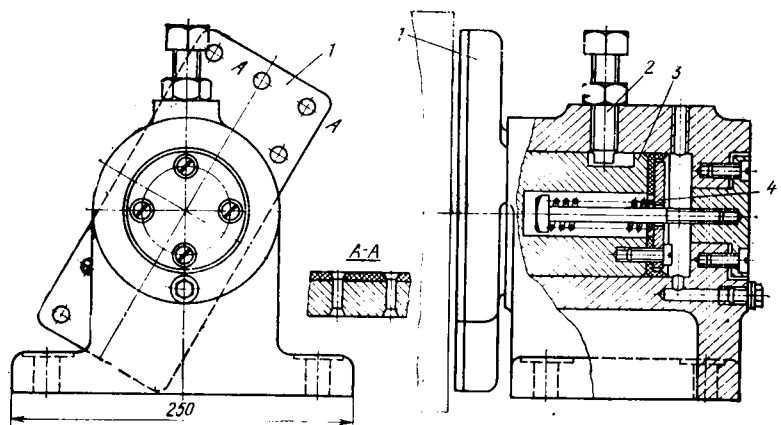


Рис. 273. Тормоз маховика:

1 — тормозная колодка; 2 — ограничитель хода поршня; 3 — поршень; 4 — пружина обратного хода поршня

воздух через выпускной клапан 16 педали будет выпущен, и золотник 9 встанет в нижнее положение, причем муфта выключится, а затем включится тормоз и остановит систему в любом положении. Таким образом, ход ползуна зависит от длительности нажатия на педаль, и как только педаль будет отпущена, так система будет остановлена тормозом в любом желаемом положении.

Автоматические ходы. Распределительный кран устанавливается в положение IV, отчего низ золотника управления 9 (см. рис. 272) соединяется с клапанной коробкой педали 18 и, если она не нажата, то под золотником 9 действует атмосферное давление, и золотник передвигается вниз. При таком положении золотника 9 муфта выключена, а тормоз включен, и система подвижных частей прессы удерживается в верхнем положении.

После нажатия педали сжатый воздух через впускной клапан 17 педали попадает через распределительный кран 14 под золотник управления 9, отчего последний поднимается и выключает тормоз, а затем включает фрикционную муфту.

Так как клапан 13 единичных ходов отключен распределительным краном 14 от пневматической системы, и ролик 2 все время, пока нажата педаль, отодвинут поршеньком 3 и штоком

золотника 9 от копира 1, то, пока нажата педаль, муфта будет включена, а тормоз — отключен. Если отпустить педаль, то вступит в действие копир 1, и, как при единичном ходе, ползун будет остановлен тормозом в верхнем положении.

Таким образом, при нажатой педали будут совершаться непрерывные ходы пресса и, если педаль отпустить в любой момент

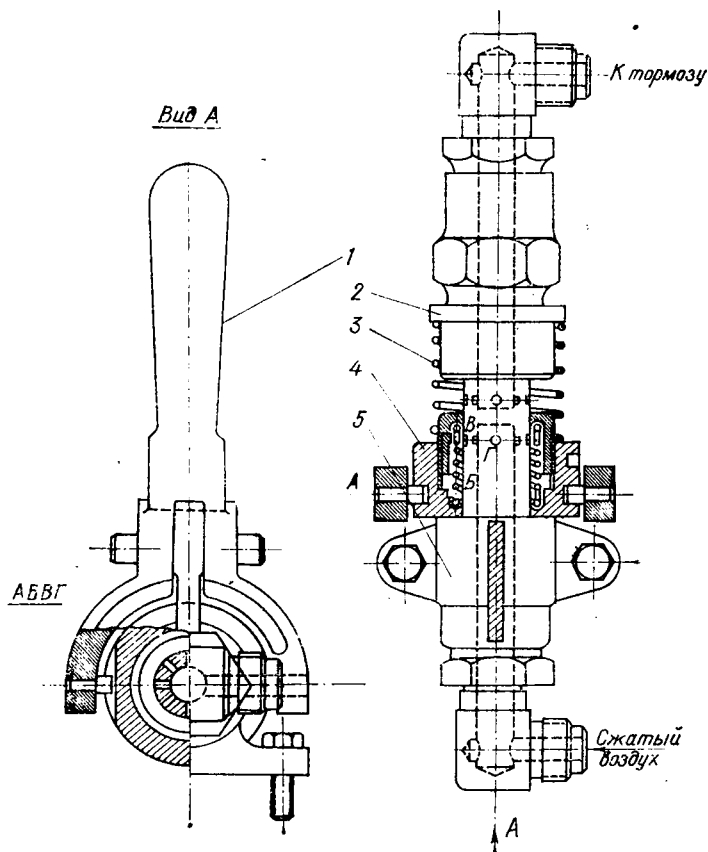


Рис. 274. Устройство управления тормозом маховика:
1 — рукоятка; 2 — трубка к тормозу; 3 — пружина; 4 — муфта переключения; 5 — корпус

хода ползуна, то система подвижных частей после завершения полного хода будет остановлена в верхнем положении.

Торможение маховика. Для ускорения остановки маховика после выключения электродвигателя у маховика горячештамповочных кривошипных прессов имеется тормоз колодочного типа пневматического действия (рис. 273), управляемый распределительным краном 14 (см. рис. 272). При установке

распределительного крана в положение *I* воздух из резервуара *10* поступает через кран *14* в цилиндр тормоза маховика *11*, поэтому колодка прижимается к ободу маховика (см. рис. 273). Во избежание перегрева тормозной колодки эту операцию рекомендуется производить с перерывами, то включая на 3—5 сек, то выключая тормоз для его охлаждения.

Электропневматическая система управления прессом. При электропневматической системе прессом управляют при помощи электрического тока, пропускаемого через соленоиды, открывающие или закрывающие клапаны управления фрикционной пневматической муфтой сцепления и ленточным тормозом. Колодочный тормоз у маховика управляется специальной рукояткой *1* (рис. 274), открывающей каналы на впуск сжатого воздуха в цилиндр тормоза или на выпуск из него воздуха в атмосферу.

При помощи электропневматической системы можно осуществлять те же три режима работы пресса, что и при использовании пневматической системы.

Единичныеходы. Выключаются контакты *15*, *19*, *24* (рис. 275). Переключатель *7* устанавливается в положение *I*. Электроток при замкнутом выключателе *8* и отпущенной педали *14* проходит через контакты *a* и *b* (рис. 276), далее — через замкнутые контакты *13*, *10* (см. рис. 275) и катушку *11*, замыкающую контакты *9* и *17*, вследствие чего ток пойдет прямо через контакты *9* и *10* в катушку *11*.

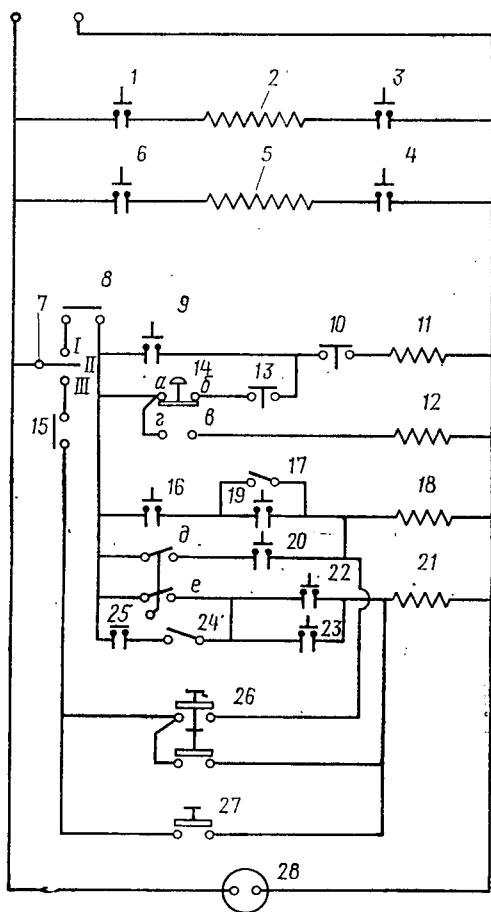


Рис. 275. Принципиальная схема электрической части электропневматической системы управления прессом

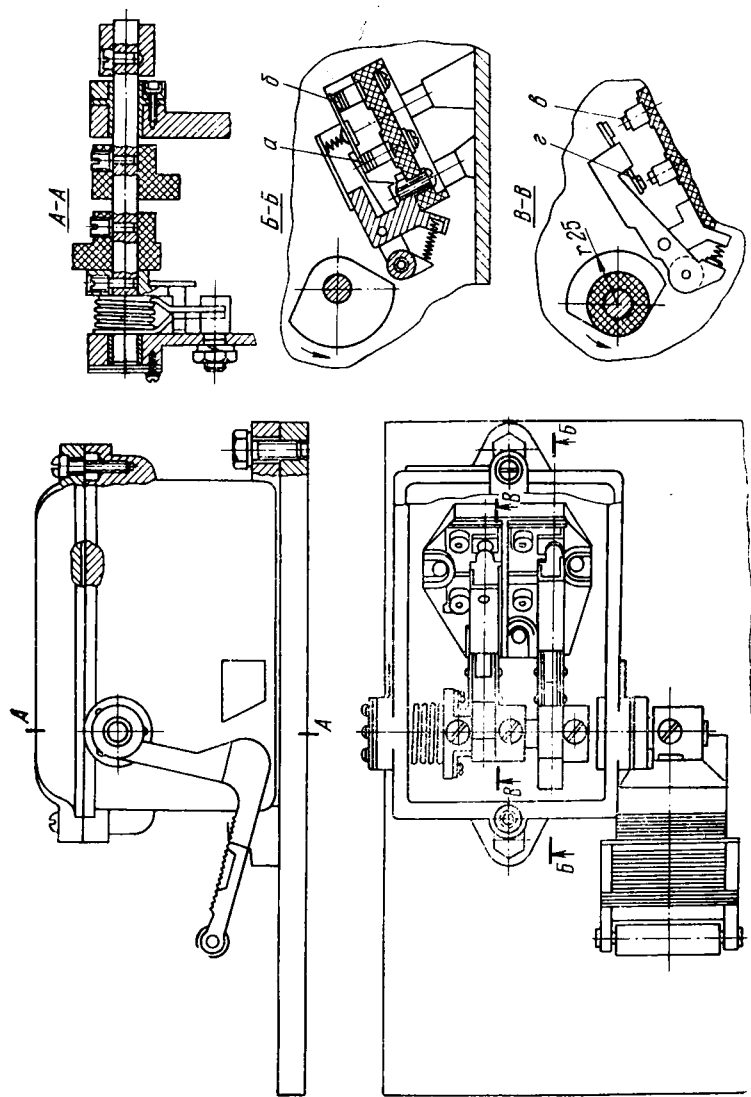


Рис. 276. Педаль у прессы с электропневматической системой управления

При нажатии на педаль размыкаются контакты *a* и *б* (см. рис. 276) и замыкаются контакты *в* и *г*. Ток при замыкании контактов *в* и *г* пойдет через катушку 12, замыкающую контакты 16 и 25. При замыкании контакта 16 ток идет через катушку 18, которая замкнет контакты 1 и 3, отчего сработает соленоид 2 клапана тормоза. Кроме того, катушка 18 замкнет контакты 20 и 22 и одновременно разомкнет контакт 13, находящийся между

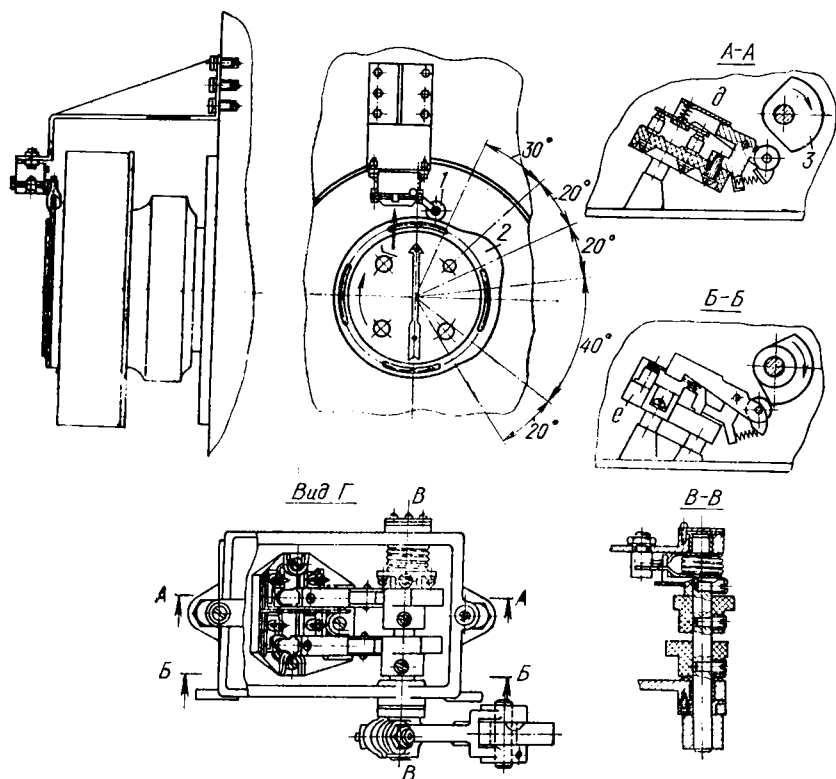


Рис. 277. Переключатель тока соленоидов клапана тормоза и клапана муфты:

1 — ролик выключателя; 2 — копир; 3 — кулачок

педалью и катушкой 11, ток к которой течет через контакты 9 и 10. При замыкании контакта 20 ток пойдет также в катушку 18 через замкнутый контакт *д*, управляемый копиром включения и роликом (рис. 277), а через контакт 22 (см. рис. 275) и контакт *е* (см. рис. 277), управляемый также копиром и роликом, — в катушку 21. Последняя замыкает контакты 4 и 6 у соленоида 5 клапана муфты и таким образом включает его в работу. Кроме того, катушка 21 замыкает контакт 23 и размыкает контакт 10 у

катушки 11. Вследствие этого в катушку 11 ток перестает поступать, что размыкает контакты 9 и 17. Однако ток в катушку 18 будет поступать через контакты д и 20.

Пневматическая часть электропневматической системы управления прессом устроена следующим образом. В резервуар 25 (рис. 278) сжатый воздух поступает из пневматической цеховой сети через соответствующий ventиль 19, обратный клапан 22, редукционный клапан 24 и манометр 26. Для выпуска воздуха из сети установлен кран 23. Такой же кран для выпуска воздуха установлен в днище резервуара 25. При нажатии на педаль и размыкании контактов а и в (рис. 277) сначала сработает соленоид 10 (рис. 278) тормоза и втянет сердечник. При этом вначале закроется клапан выпуска 7, а затем откроется клапан впуска 8 сжатого воздуха из резервуара 25 в цилиндр 6 тормоза. Тормоз выключится из работы, а затем уже сработает соленоид 27 клапана муфты. Соленоид втянет сердечник и поднимет толкатель 30 рычагом 31. Толкатель закроет нижний клапан 29 выпуска и откроет верхний клапан 28 впуска сжатого воздуха в клапан 20 управления муфтой 32.

Сжатый воздух от клапана 28 соленоида 27 попадает в верхнюю полость корпуса клапана муфты и отжимает верхний клапан 20, упирая его в седло. При этом сжимаются пружины, находящиеся между верхним 20 и нижним 21 клапанами. Сила их сжатия плюс давление на стержень и круглые гайки в полости клапана 20 окажутся достаточными для преодоления действия нижней пружины, от сжатия которой откроется нижний клапан 21 на впуск сжатого воздуха из резервуара 25 в цилиндр фрикционной муфты 32, и муфта включится.

Круглые гайки на стержне нижнего клапана, являющиеся направляющими поршнями в полости верхнего клапана, проскальзывают в ней, как в цилиндре, отчего ход верхнего клапана 20 не совпадает по времени и величине с ходом нижнего 21. При совершении обратного хода ползуна в момент недохода на 120° до крайнего верхнего положения эксцентрика коренного вала копир 2 (см. рис. 277) набегит на ролик 1 выключателя, поднимет его на первую ступень, отчего выключится контакт е (см. рис. 275) и прекратится подача тока в катушку 21*. Катушка разомкнет контакты 6 и 4 соленоида 5 клапана муфты.

Соленоид 27 (рис. 278) выключится, и рычаг 31 передвинется в обратном направлении, отчего клапан 28 закроется, а клапан 29 откроется для выпуска в атмосферу воздуха из полости над поршнем клапана 20. Вследствие этого клапан 21 закроется, а клапан 20 откроется. Воздух из-под поршня фрикционной муфты выйдет в атмосферу, т. е. муфта выключится.

* Контакты 19 и 24 разомкнуты, поэтому ток в катушку 21 поступал только через контакт е (см. рис. 276) и 22.

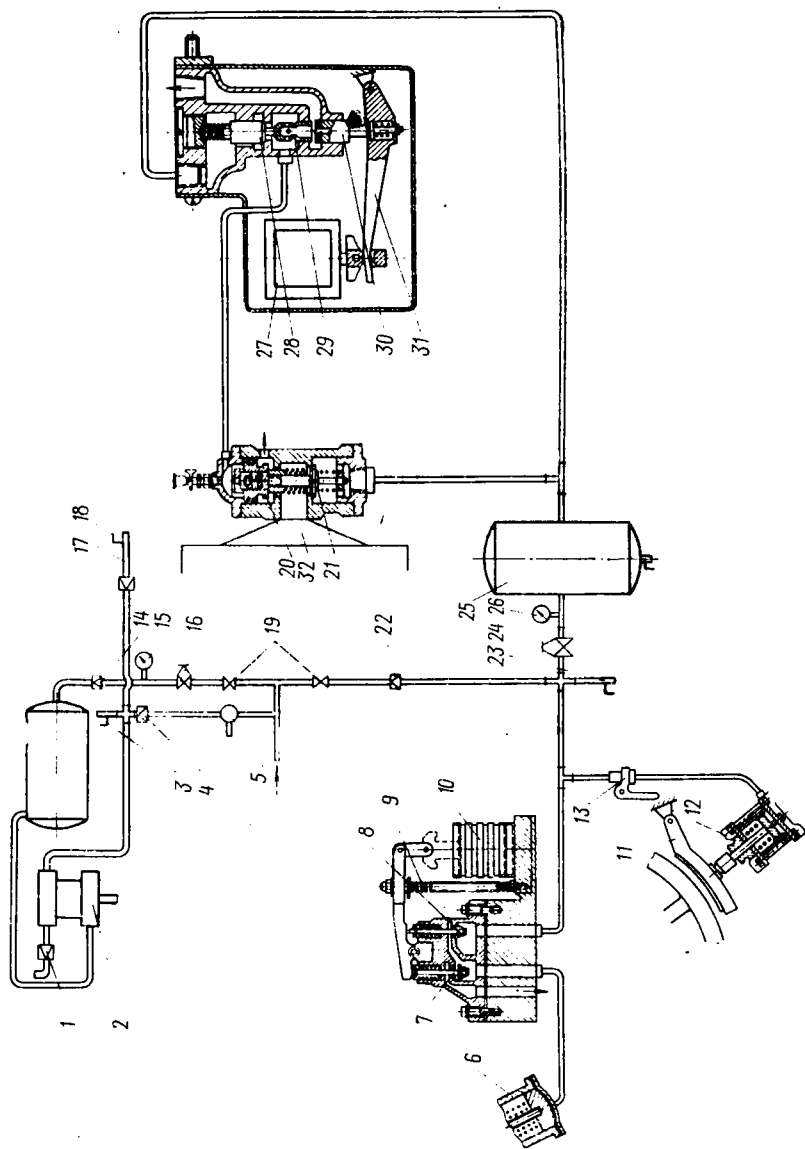


Рис. 278. Принципиальная схема пневматической сети электро-пневматической системы управления прессом

Так как с момента выключения соленоида 27 до момента выпуска сжатого воздуха из-под поршня фрикционной муфты проходит известное время, то фактически муфта выключится, когда коренной вал повернется еще на некоторый угол.

К этому моменту копир 2 (см. рис. 277) набежит наиболее выступающей ступенькой на ролик 1 выключателя. Ролик дополнительно повернет рычаг на соответствующий угол и выключит контакт *д*. Вследствие этого прекратится подача тока в катушку 18* (см. рис. 275), и последняя выключит контакты 1 и 3 у соленоида 2 клапана тормоза. Соленоид 10 (см. рис. 278) выключится и пружина 9 переключит клапаны тормоза на выпуск воздуха из-под поршня тормоза в атмосферу. Произойдет включение тормоза в работу. Кроме того, при прекращении подачи тока в катушку 18 (см. рис. 275) последняя выключит контакты 20 и 22 и, наоборот, включит контакт 13, установленный на пути от педали к катушке 11. Таким образом обеспечивается выключение муфты, торможение и остановка подвижных частей пресса в верхнем положении после совершения одного хода независимо от продолжительности нажатия на педаль.

Для повторного хода нужно отпустить педаль, чтобы через контакты *а* и *б* (см. рис. 275) пропустить ток в катушку 11 (см. рис. 275), замыкающую контакты 9 и 17, после чего все элементы электрической схемы будут находиться в исходном положении, поскольку ролик выключателя при остановке коренного вала будет на поверхности копира малого радиуса, и контакты *д* и *е* замкнутся (см. также контакты *е* и *д* на рис. 277). При повторном нажатии на педаль описанный цикл повторится.

Устройство для уравнивания подвижных частей пресса работает по чисто пневматической системе. В нижнюю полость уравнивающего цилиндра 2 (см. рис. 278) сжатый воздух поступает из специального резервуара и непрерывно воздействует на нижнюю площадь поршня, находящегося в этом цилиндре. В резервуар уравнивающего устройства воздух поступает из цеховой пневматической сети через соответствующий вентиль 19, редукционный клапан 16, манометр 15 и обратный клапан 14. Верхняя полость уравнивающего цилиндра 2 соединена с атмосферой через обратный клапан 1.

При подъеме поршня из верхней полости цилиндра 2 воздух вытесняется через обратный клапан 4 в трубопроводы с трехходовым краном 5, с обратным клапаном 17 и выпускным краном 18, используемым для выпуска воздуха из верхней полости цилиндра при наладке инструмента с целью обеспечения полного уравнивания подвижных частей пресса в любом положении хода ползуна. Трехходовым краном 5 в верхней части цилинд-

* Контакт 17 был выключен ранее, при прекращении подачи тока в катушку 11, а контакт 19 не включен.

ра 2 можно регулировать давление воздуха, выпуская его в атмосферу или добавляя свежую порцию из пневматической цеховой сети. Чтобы в верхней части цилиндра 2 давление воздуха не превышало заданной величины, предусмотрен предохранительный клапан 1, отрегулированный на заданное предельное давление.

Остановка маховика после выключения электродвигателя производится тормозом, управляемым рукояткой 13. Чтобы тормозная колодка не перегрелась, этой рукояткой периодически переключают золотничок на впуск воздуха из пневматической цеховой сети в цилиндр 12 и на выпуск из него в атмосферу, причем поршень цилиндра воздействует на тормозную колодку 11, прижимая или отводя ее от обода маховика.

Автоматические ходы. Для осуществления автоматических ходов пресса следует замкнуть выключатели 8, 17 и 24 (см. рис. 275) и установить переключатель 7 в положение 1, как при единичном ходе. При нажатии на педаль 14 включаются катушки 12, 18 и 21, причем при включении катушки 21 прекращается подача тока в катушку 11 (выключается контакт 10), и она выключает контакты 9 и 19, что не меняет работы остальных узлов электрической системы.

Не меняет ничего также выключение и обратное включение контактов *д* и *е*, осуществляемое копиром 3 и роликом 1 выключателя (см. рис. 277), поскольку в катушку 18 (см. рис. 275) ток будет поступать (при прерванном контакте *д*) через контакт 16 и замкнутый выключатель 17. В катушку 21 ток пойдет через контакт 25, выключатель 24 и далее параллельно через контакты 22 и 23 независимо от того, включен или выключен контакт *е*. Пока нажата педаль, будут совершаться непрерывные ходы пресса. При освобождении педали прекратится подача тока в катушку 12, которая выключит контакты 16 и 25, и ток в катушки 18 и 21, управляющие соленоидами тормоза и муфты, будет проходить только через контакты *д* и *е*, управляемые копиром и роликом выключателя. Поэтому если педаль отпустить, то независимо от момента освобождения педали система подвижных частей будет остановлена в верхнем положении копиром и роликом выключателя контактов *д* и *е* в том порядке, в каком было описано при рассмотрении единичных ходов (сначала выключится контакт *е*, выключающий муфту, а затем контакт *д*, включающий тормоз в работу).

Толчковые (короткие) перемещения ползуна. Для толчкового (короткого) перемещения ползуна, чем пользуются при наладке штампов, замыкают выключатель 15 (см. рис. 275), а переключатель 7 устанавливают в положение III. Выключатели 8, 17 и 24 размыкают. От нажатия на кнопку 26 (толчковые ходы) ток начинает поступать в катушку 18, а затем — в катушку 21; это обеспечивает включение соленоида 2 тормоза. Тормоз выключается, а затем соленоид 5 муфты вклю-

чает последнюю в работу. От длительности нажатия на кнопку 26 зависит больший или меньший путь перемещения ползуна.

Прекращение нажатия на кнопку 26 приостановит подачу тока в катушки 18 и 21, и соленоиды в обратном порядке выключат муфту и включают тормоз, останавливающий подвижные части пресса в любом прерванном положении. Линия на контактах *д* и *е* будет обесточена. Поэтому включение или выключение контактов *д* и *е*, производимое копиром 2 (см. рис. 277) и роликом 1, никакого значения не имеет.

Кнопку 27 (см. рис. 275) используют для включения и выключения муфты в процессе наладки ее работы при выключенном электродвигателе. Пуск электродвигателя для приведения пресса в действие производится путем нажатия на специальную пусковую кнопку. Для остановки электродвигателя имеется кнопка «стоп» (см. § 119). В системе предусматривают возможность переключения электродвигателя на обратный ход, что иногда необходимо при наладке штампов и выведения пресса из состояния распора. Штепсель 28 используется для осветительных целей.

§ 103. СМАЗКА ПРЕССА

Продолжительность срока службы пресса во многом зависит от регулярной и достаточной смазки всех трущихся поверхностей. Смазка осуществляется как от индивидуальных масленок, так и принудительная централизованная от специальных масляных насосов, действующих обычно периодически при совершении хода прессом. Наиболее нагруженные трущиеся поверхности (опоры коренного вала, малая и большая головка шатуна) должны смазываться периодически при совершении хода полугустой смазкой, состоящей из смеси жирового солидола М (100 частей) и машинного масла Л (15—20 частей). Такая смазка не выжимается с трущихся поверхностей, подвергаемых большим давлениям.

Полужидкую смазку применяют также для направляющих поверхностей ползунов, поскольку она меньше стекает и лучше удерживается на вертикальных поверхностях. Густой смазкой (солидолом) набивают подшипники качения. По мере надобности солидол добавляют в подшипники при помощи шприца или пресс-тавотниц.

Клинья стола пресса смазывают густой смазкой (солидол с серебристым графитом — 10÷15%).

Жидкую периодическую смазку (машинное масло Л или СУ) применяют для клапанов и золотников управления прессом, поршней, муфты, тормоза, а также уравнивающих устройств.

§ 104. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

По технологическому назначению листоштамповочные кривошипные прессы разделяются на прессы простого действия, предназначенные в основном для вырубных работ, и прессы двойного и тройного действия — для вытяжных работ.

Применяя соответствующие приспособления, на прессах простого действия можно выполнять самые разнообразные штамповочные операции, но в основном такие прессы предназначены для вырубных (просечных) операций и для обрезки заусенцев на поковках. Прессы двойного действия рассчитаны на выполнение вытяжных операций. Они отличаются тем, что имеют вспомогательный ползун, предназначенный для прижима листового материала (против складообразования), внутри которого направляется рабочий внутренний ползун, выполняющий основную технологическую операцию — вытяжку.

Прессы тройного действия предназначены для выполнения вытяжных работ сложных крупных деталей, имеющих углубления, образуемые путем обратной вытяжки. Для этой цели у этих прессов наряду с двумя верхними ползунами — рабочим внутренним и наружным прижимным — имеется нижний рабочий ползун, перемещающийся внутри стола пресса навстречу верхнему.

Стремление конструкторов создать удобства при выполнении определенного процесса привело к созданию прессов, приспособленных в основном для выполнения каких-либо определенных операций. В связи с этим появилось весьма большое количество типов прессов, описать которые в курсе невозможно. Поэтому рассмотрим лишь основные типы листоштамповочных кривошипных прессы.

Размер листоштамповочного пресса определяют номинальным усилием, соответствующим допускаемому не в конце хода, как у рассмотренных ранее кривошипных машин для горячей деформации, а при некотором номинальном угле поворота кривошипа α_n .

В зависимости от назначения пресса или характера выполняемой операции (вырубка, вытяжка) наибольшее усилие возникает в тот или иной момент процесса, но не в конце хода. На рабочем графике усилий (рис. 279, б) при вырубке пуансоном с плоским торцом максимальное усилие приходится примерно в конце первой трети хода (толщины материала) и к концу хода падает до нуля. При глубокой вытяжке на рабочем графике мак-

симальное значение усилия достигается в начале процесса (рис. 279, а). Далее требуемое усилие несколько снижается, но при приближении к концу процесса может опять возрасти вследствие утолщения стенки и наклепа, не достигая, обычно, максимального значения, имевшегося в начале процесса.

Если вытяжка совершается без образования фланца (на проход), то в самом конце процесса усилие падает до нуля. Поэтому неправильно характеризовать пресс для листовой штамповки допускаемым усилием в конце хода, поскольку это не позволит при подборе прессы сравнить усилие, требуемое для выполнения

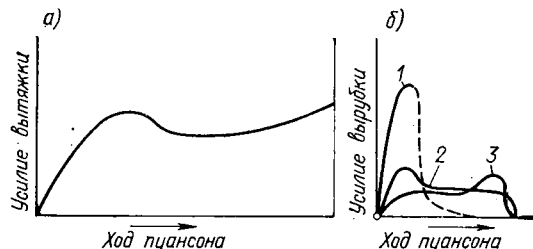


Рис. 279. Рабочие графики усилий:

а — при глубокой вытяжке; б — при вырубки: 1 — плоским пуансоном; 2 — пуансоном, скошенным крышеобразно; 3 — пуансоном, скошенным седлообразно

заданной операции и возникающее в начальной стадии процесса, с номинальным усилием прессы, характеризующим допускаемое усилие на ползуне только в конце хода. Отсюда номинальное усилие P_n для просечных (вырубных) прессов соответствует допускаемому усилию на ползуне прессы при $\alpha_n = 150 \div 160^\circ$ (т. е. при недоходе до крайнего нижнего положения на $20 \div 30^\circ$) в зависимости от того, для какой толщины обрабатываемого материала предназначен пресс. Для обрезных прессов $\alpha_n = 170 \div 160^\circ$, поскольку толщина обрезаемого заусенца невелика.

Операция глубокой вытяжки требует значительного рабочего хода ползуна, поэтому нагрузка может начинаться при угле поворота $\alpha = 105 \div 110^\circ$. Однако в связи с тем, что нагрузка не сразу возрастает до максимальной величины, можно принять у вытяжных прессов $\alpha_n = 130 \div 135^\circ$. При углах поворота около $105 \div 110^\circ$ по ГОСТ 4739—55 усилие внутреннего ползуна должно составлять 40% от P_n . При таких условиях α_n составляет не более 150° (не менее 30° недохода).

§ 105. ПРЕССЫ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ

Кривошипные прессы простого действия применяют для вырубных и просечных работ, а также для неглубокой вытяжки при использовании пневматических и гидропневматических подушек

(см. § 110). Прессы для обрезки заусенцев у поковок также являются прессами простого действия.

Прессы простого действия по расположению опор кривошипного вала разделяют на одностоечные и двустоечные. У одностоечных прессов кривошип расположен консольно, и поэтому опоры коренного вала расположены по одну сторону шатуна (рис. 280, *а*); у двустоечных — опоры коренного вала расположены по обе стороны шатуна (рис. 280, *б—д*).

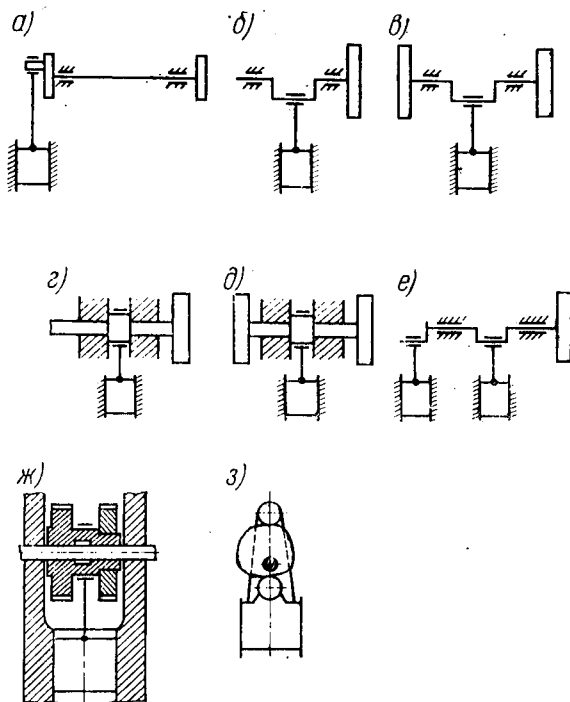


Рис. 280. Схема привода ползуна у кривошипных прессов:

а — одностоечный чисто-кривошипный привод; *б* — привод от коленчатого вала с односторонним приводом; *в* — от коленчатого вала с двусторонним приводом; *г* — от эксцентрикового вала с односторонним приводом; *д* — то же, с двусторонним приводом; *е* — то же, с односторонним приводом коленчатого вала и кривошипа для бокового ползуна; *ж* — с шестерне-эксцентриковым приводом; *з* — с кулачковым приводом

Обрезные прессы часто строят по комбинированной схеме: главный ползун выполняют по двустоечной и, кроме того, устраивают вспомогательный боковой ползун по схеме одностоечного прессы (рис. 280, *е*).

По конструктивному оформлению станины прессы выполняют открытого и закрытого типов. У прессов открытого типа станина С-образной формы и доступ к рабочему (штамповому) пространству открыт с трех (с фронта и с боков) или с четырех сторон (рис. 281, *б*). У прессов закрытого типа свободный доступ к рабочему пространству имеется только с двух сторон: с фронта и с тыла прессы, хотя иногда в стойках устраивают вспомогательные окна (рис. 282), позволяющие автоматически подавать через них ленту.

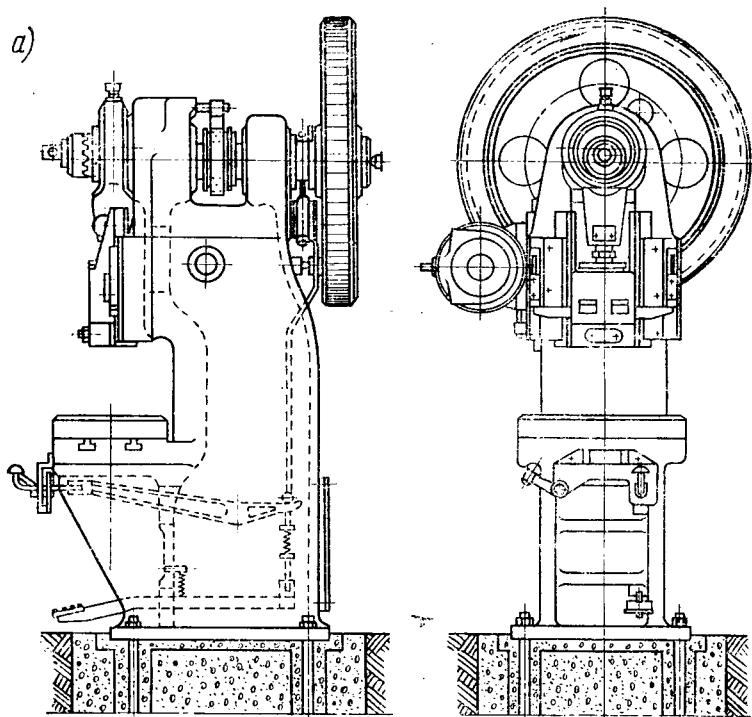


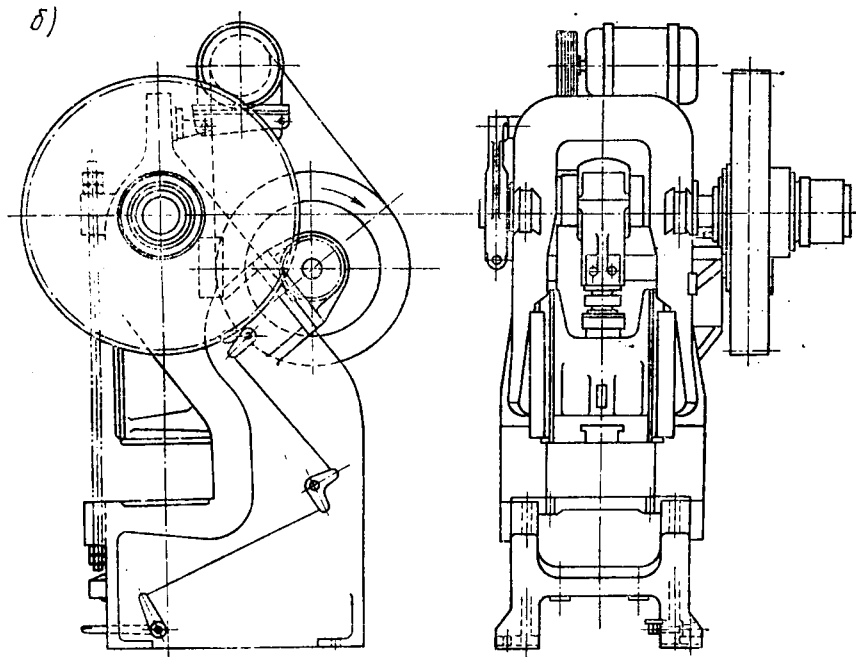
Рис. 281. Прессы

a — одностоечный открытого типа с открытым приводом; *б* — двустоечный

§ 106. ПРЕССЫ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ ОТКРЫТОГО ТИПА

Прессы открытого типа строят как по одностоечной схеме (см. рис. 281, *a*), так и по двустоечной (см. рис. 281, *б*). У этих прессов, имеющих С-образную станину, в процессе нагрузки получается значительная упругая деформация станины, приводящая к отклонению перемещения ползуна (пуансона) от вертикальной оси, а также к повороту оси нижнего инструмента (матрицы). Все это нарушает правильное взаимное положение и равномерность зазора между пуансоном и матрицей, приводит к ухудшению качества изделий (при вырубке получаются заусенцы) и ускоряет износ инструмента. Для уменьшения упругой деформации станины, составляющей у прессов открытого типа основную часть общей упругой деформации прессы в целом, часто предусматривают передние стяжки (см. рис. 281, *б*). Однако их не всегда можно использовать, так как они мешают доступу в рабочее пространство и, кроме того, в малой степени способствуют уменьшению упругой деформации станины. Поэтому устройство передних стяжек в конструкции современных открытых прессов обычно не предусматривают, а стараются придать станине форму, более жесткую против изгиба.

б)



простого действия:

открытого типа с доступом в рабочую зону с четырех сторон

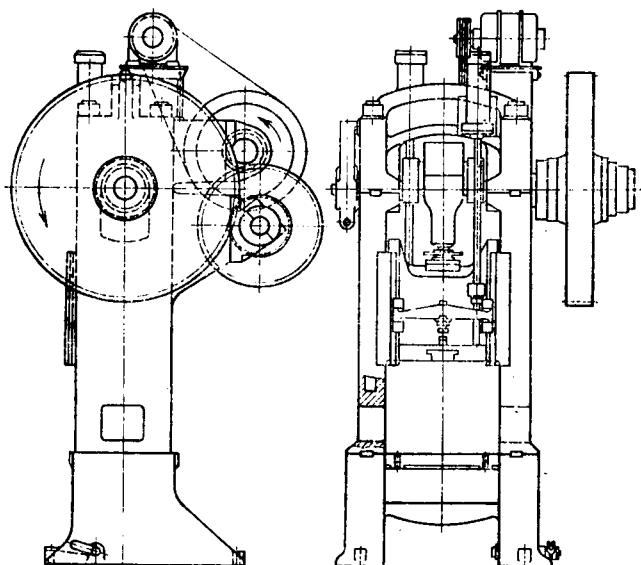


Рис. 282. Пресс простого действия закрытого типа с открытым приводом устаревшей, но применяемой на производстве конструкции

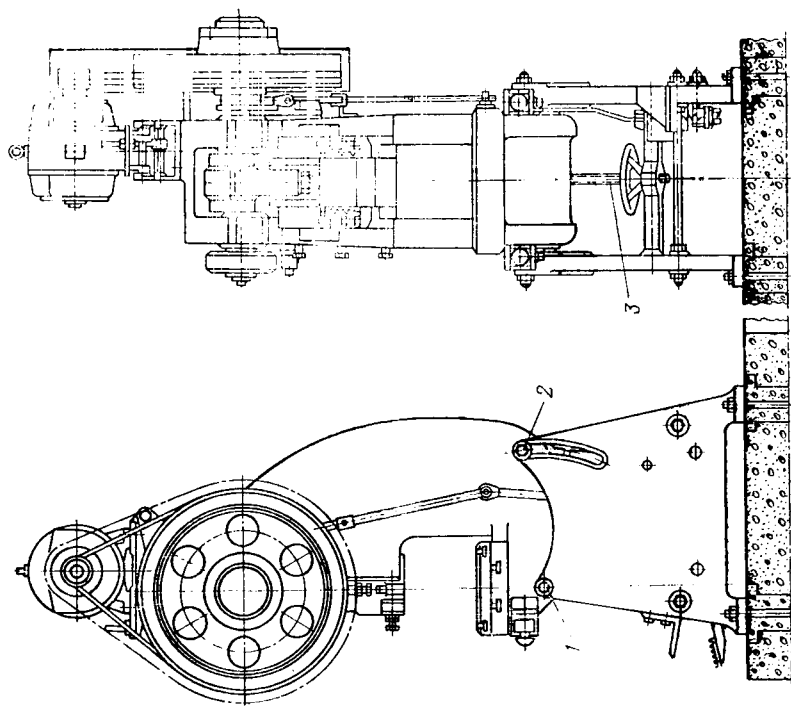


Рис. 283. Пресс двустоечный открытого типа, наклоняемый

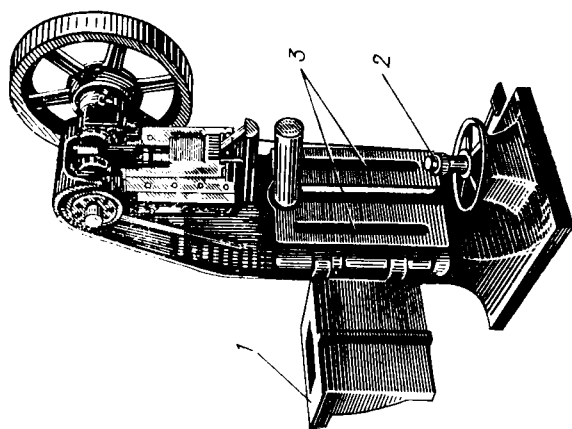


Рис. 284. Пресс двустоечный, открытого типа, с переставным откидным столом и рогом

Характеристика кривошипных одностоенных прессов простого действия

Показатели	Номинальное усилие, Мн (тс)										
	0,06 (6,3)	0,1 (10)	0,16 (16)	0,25 (25)	0,4 (40)	0,63 (63)	0,8 (80)	1,0 (100)	1,25 (125)	1,6 (160)	2,0 (200)
Регулируемый ход ползунов, мм: наибольший наименьший	46 10	50 10	56 12	64 16	72 16	84 20	92 20	100 20	110 22	120 24	130 30
Число ходов в минуту: Быстроходный тихоходный	170 —	145 —	120 —	105 —	90 45	80 40	80 40	75 38	75 38	70 37	70 35
Расстояние между столом и ползуном в его нижнем положении при наибольшем хо- де и наименьшей длине шатуна (закрытая высота прессы), мм	170	185	200	220	260	300	320	340	360	390	420
То же, у прессов с передвижным столом, мм:											
при верхнем положении стола	—	—	—	180	210	240	—	270	—	320	—
при нижнем положении стола	—	—	—	460	490	520	—	550	—	600	—
Регулировка длины шатуна, мм	30	35	45	55	65	80	90	100	100	120	120
Расстояние от оси ползуна до станины (вылет), мм	110	130	150	180	220	260	280	300	320	350	380
Размеры стола, мм: вдоль фронта поперек фронта	300 200	360 240	420 280	480 320	600 400	720 480	780 520	840 560	900 600	960 640	1020 680
Размеры передвижного стола, мм: вдоль фронта поперек фронта	— —	— —	— —	480 330	600 410	720 490	— —	840 570	— —	960 655	— —

Вследствие большой упругой деформации прессы открытого типа строят на номинальное усилие P_n не более 6 Мн (600 тс). Такие прессы могут иметь наклоняемую конструкцию станины (рис. 283), наклоненную и ненаклоняемую (см. рис. 281). Положение наклоняемой станины (см. рис. 283) можно менять при помощи штурвала и винта 3 (обычно в пределах до 25—45°) поворотом станины вокруг шарнира 1 и закрепления ее в требуемом положении болтами 2.

Т а б л и ц а 25

Прессы простого действия открытого типа

Число кривошипных	Расположение опор коренного вала	Тип станины	Тип стола	Номинальное усилие P при $\alpha_n = 150^\circ \pm 10^\circ$, Мн (тс)
Однокривошипные	Одностоечные	Ненаклоняемая	Постоянный	0,005—1,6 (0,5—160)
			Переставной	0,1—1,6 (10—160)
	Двустоечные	Ненаклоняемая	Постоянный	0,16—4 (16—400)
			Переставной	0,1—1,6 (10—160)
		Наклоняемая	Постоянный	0,02—2 (2—200)
Двухкривошипные	Двустоечные	Ненаклоняемая	Постоянный	0,2—6 (20—600)
		Наклоняемая	Постоянный	0,8—1,8 (80—180)

Наклоном пресса пользуются для того, чтобы после вырубки (просечки) изделия не задерживались на столе пресса, а скатывались под действием собственного веса на транспортер или в тару, устанавливаемую сзади пресса. Имеются прессы открытого типа с переставным откидным столом 1 (рис. 284), упирающимся в один или два упорных винта 2, при помощи которых перемещается стол в нужное положение. Стол закрепляют на станине в требуемом положении при помощи болтов, головки которых заводят в Т-образные пазы 3 станины. Эти прессы имеют большую штамповую высоту при опущенном столе, поэтому их применяют для обработки (пробивки и обрезки) высоких деталей. Кроме того, они удобны, когда размеры штампов по высоте сильно меняются. При откинутах (или опущенном) столе можно ус-

тановить в специальное круглое отверстие в станине так называемый рог, используемый при изготовлении деталей, имеющих замкнутый контур (стаканы, бачки, бочки и т. п.). Номинальное усилие при $\alpha_H = 160 \div 155^\circ$ у одностоечных прессов из-за малой жесткости стола ограничивается 2 Мн (200 тс) (табл. 24).

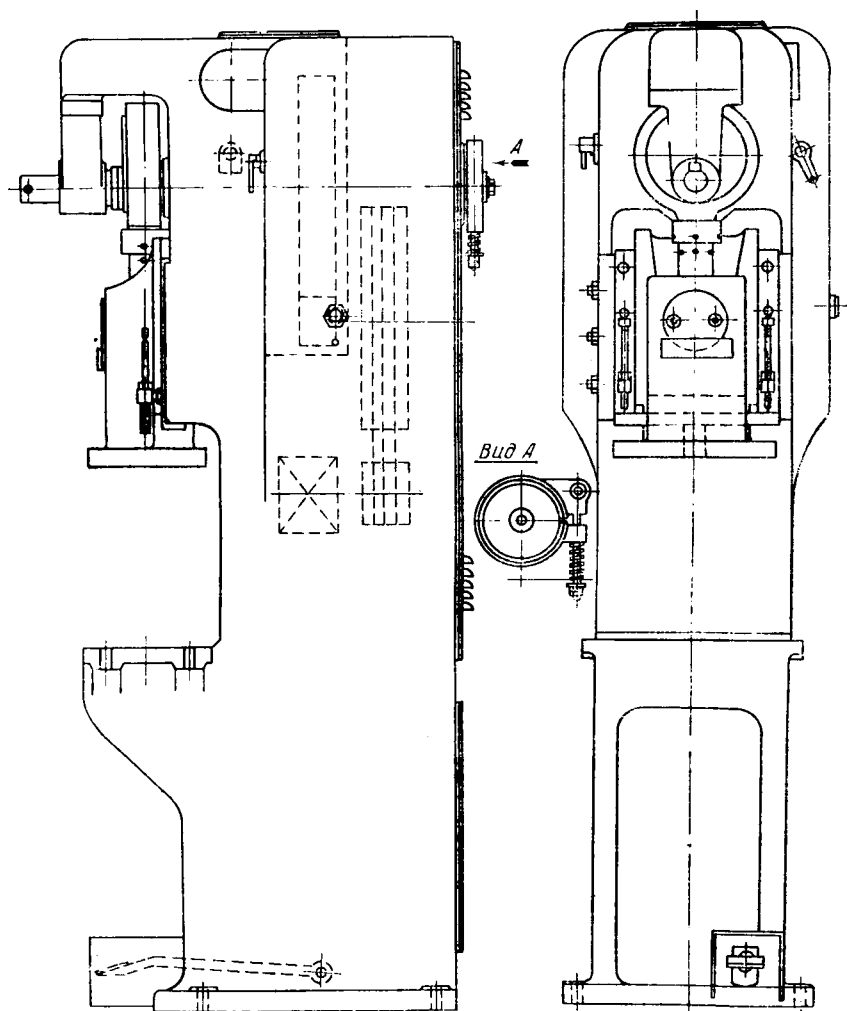


Рис. 285. Пресс одностоечный с закрытым приводом

Привод у прессов простого действия выполняют одноступенчатым или многоступенчатым. При одноступенчатом приводе передача от электродвигателя производится непосредственно на коренной вал (прессы без зубчатого перебора). При многосту-

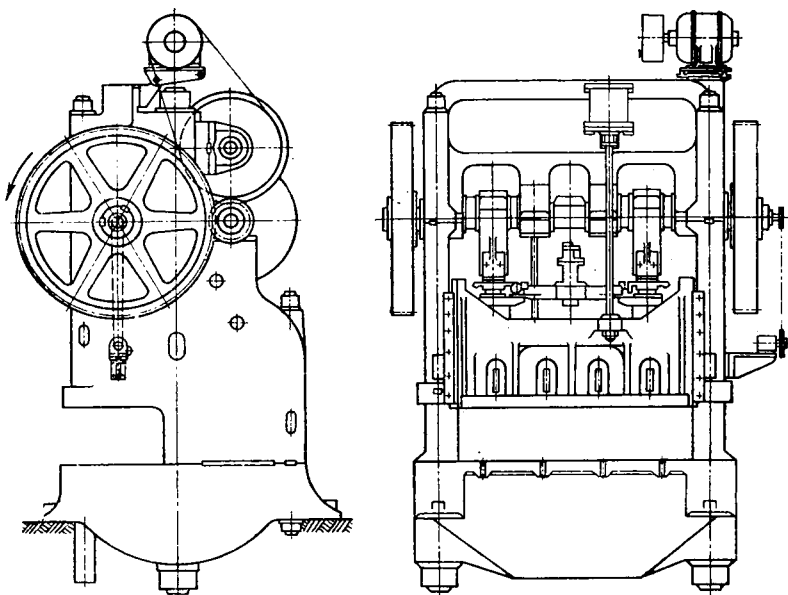


Рис. 286. Пресс двухкровошипный открытый двустоечный

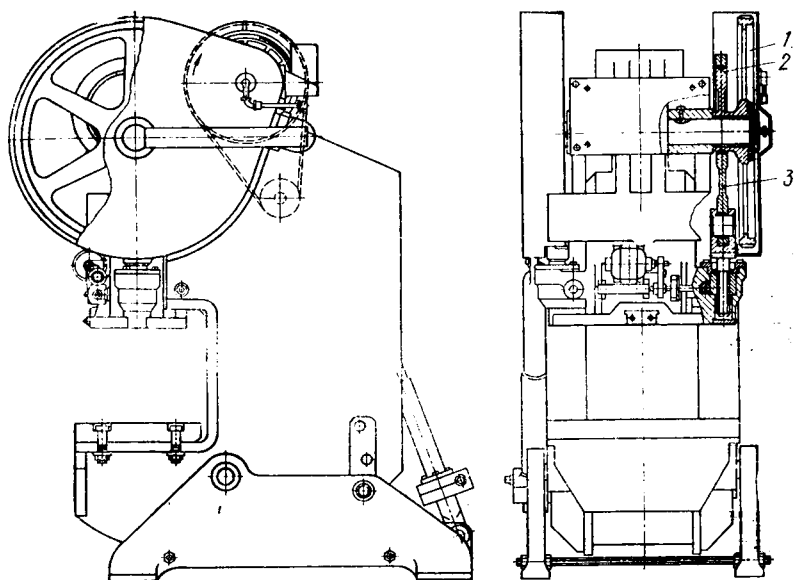


Рис. 287. Пресс двухкровошипный, открытый, наклоняемый, двустоечный, шестерне-эксцентрикового типа:

1 — шестерня; 2 — эксцентрик; 3 — шатун

пенчатом приводе передача осуществляется от электродвигателя на приемный вал, а с него на коренной (привод двуступенчатый или с одним перебором), или от электродвигателя на приемный вал, а с него через промежуточный вал на коренной (привод трехступенчатый или с двумя переборами).

Вследствие большой упругой деформации станины однокривошипные двустоечные ненаклоняемые прессы открытого типа с неподвижным столом строят с номинальным усилием P_n (при

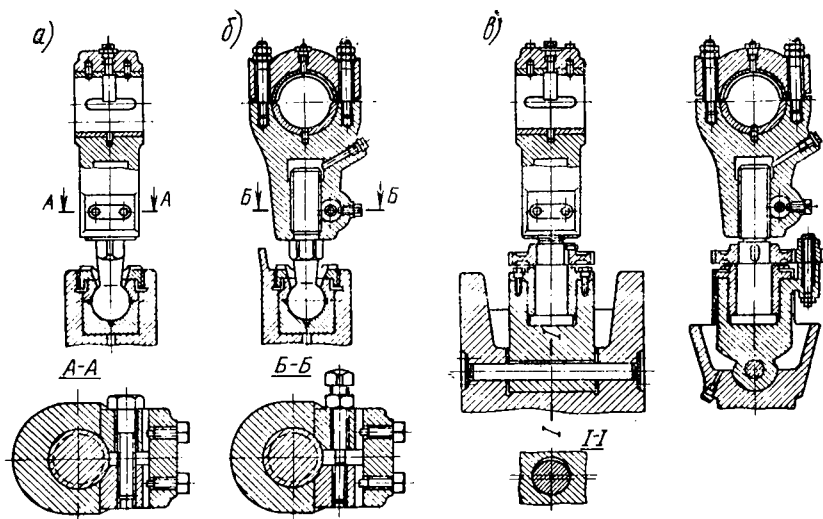


Рис. 288. Шатун:

а и б — с ручной непосредственной регулировкой длины; в — с регулировкой длины через зубчатую передачу

$\alpha_n = 150-165^\circ$), не превышающим $4 M_n$ (400 тс), а наклоняемые — $2 M_n$ (200 тс) (табл. 25). У более современных прессов открытого типа привод устраивают закрытым (рис. 285), что уменьшает шум.

Прессы открытого типа двустоечные изготавливаются как однокривошипные, так и двухкривошипные (рис. 286). Двухкривошипные усилием до $6 M_n$ (600 тс) применяют для штамповки на многопозиционных штампах с автоматической подачей ленты. Особенно удобны для этой цели прессы открытого типа, наклоняемые усилием от 0,8 до $1,8 M_n$ (80—180 тс) шестернеэксцентрикowego типа (рис. 287). Эти прессы имеют сварную из плит станину более жесткую, чем у обычных прессов, и фрикционную муфту с кнопочным управлением.

Закрыва́тая высота у кривошипных прессов (расстояние от лицевой поверхности ползуна при его крайнем нижнем положении до стола прессы) регулируется изменением длины шатуна. У прес-

сов до 2 Мн (200 тс) длина шатуна изменяется путем ввинчивания или вывинчивания винта при помощи ключа (рис. 288, а и б) или трещотки. У более крупных прессов поворот винта осуществляется трещоткой через зубчатую передачу (рис. 288, в).

Резьба регулировочных винтов шатуна бывает специальная

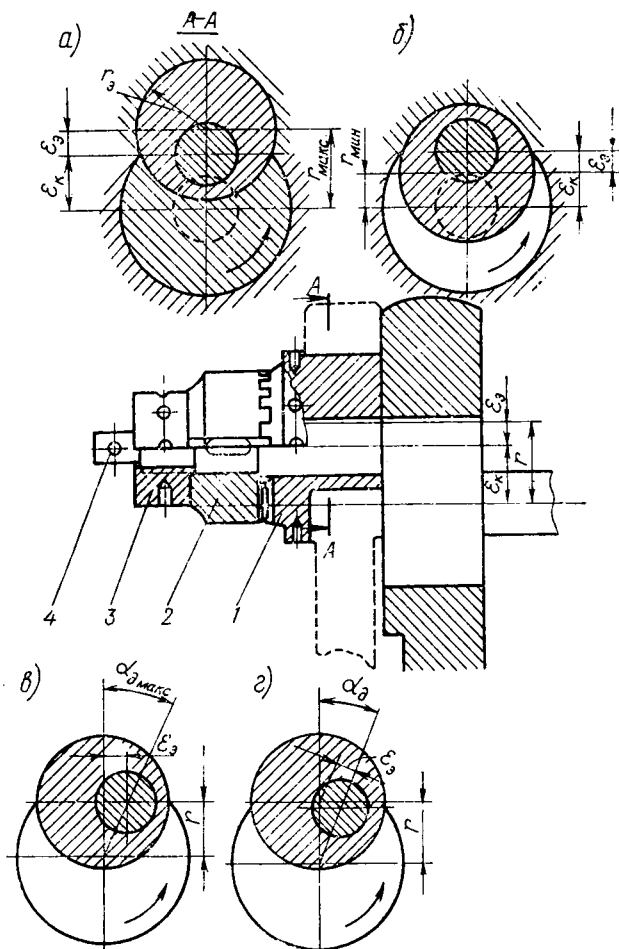


Рис. 289. Устройство для изменения величины хода у одностоечного пресса

или стандартная упорная. Нижнюю головку шатуна в первом случае выполняют в виде шаровой опоры [прессы усилием до 1 Мн (100 тс), см. рис. 288, а и б]. Винт от самопроизвольного вращения зажимается плашками (сухарями), затягиваемыми болтом. Сухари затягивают (см. рис. 288, б) дифференциальным

болтом за счет разности шага резьбы на одном и другом его концах. У шатунов более крупных прессов применяют цилиндрическую опорную поверхность (см. рис. 288, в), представляющую собой отдельную от винта деталь.

У крупных прессов длину шатуна регулируют от отдельного электродвигателя, устанавливаемого на ползуне, и червячной передачи для вращения винта или втулки. Прессы одностоечные имеют устройство, позволяющее изменять величину хода (рис. 289). На кривошип свободно насаживается эксцентриковая втулка 1, которую на нем можно поворачивать и закреплять в любом положении гайкой 3 при помощи кулачковой втулки 2, связанной скользящей шпонкой с кривошипом. От положения эксцентриковой втулки на пальце кривошипа изменяется его радиус, т. е. расстояние от оси опор вала до оси большой головки шатуна. Максимальный радиус кривошипа $r_{\max} = e_k + e_a$ (см. рис. 289, а), а минимальный — $r_{\min} = e_k - e_a$ (см. рис. 289, б), где e_k — эксцентриситет эксцентриковой втулки по отношению к оси кривошипного пальца.

Для остановки пресса после выключения муфты применяют тормоза. Кривошип останавливается в крайнем верхнем положении только при регулировке величины хода на максимум ($r_{\max} = e_k + e_a$) и минимум ($r_{\min} = e_k - e_a$). Таким образом, при изменении r следует соответственно регулировать работу тормоза.

При промежуточном закреплении эксцентриковой втулки на пальце кривошипа и остановке ползуна в крайнем верхнем положении кривошип не дойдет на угол α_d до своего крайнего верхнего положения (см. рис. 289, в и г). Наибольший недоход $\alpha_{d\max}$ будет соответствовать такой регулировке, когда эксцентриситет e_a эксцентриковой втулки располагается строго горизонтально при крайнем верхнем положении ползуна (см. рис. 289, в).

§ 107. ТОРМОЗА У ПРЕССОВ ОТКРЫТОГО ТИПА

Для прессов усилием до 0,2 Мн (20 тс) применяют ленточные и колодочные (рис. 290) тормоза непрерывного действия, а для прессов усилием более 0,2 Мн (20 тс) обычно из-за сильного нагрева и быстрого износа фрикционных накладок устанавливают тормоза периодического действия. Тормозными устройствами периодического действия управляют при помощи копира (см. рис. 290, в). В последнем случае муфту включают, когда вал находится под действием тормоза. Лишь когда вал с тормозной шайбой повернется на некоторый угол, копир отодвинет ролик, который рычагом сожмет пружины и освободит ленты от натяжения. Когда ролик в процессе вращения вала опять сойдется с выступа копира, колодка (или лента) пружиной прижмется к тормозной шайбе, и вновь начнется торможение.

Таким образом, при совершении собственно рабочего хода (рабочей операции) ролик катится по поверхности копира наибольшего радиуса, а тормоз не работает. Следует отметить, что система тормоза тесно связана с системой муфты включения.

Тормоза непрерывного действия при модернизации прессы следует заменять тормозами периодического действия.

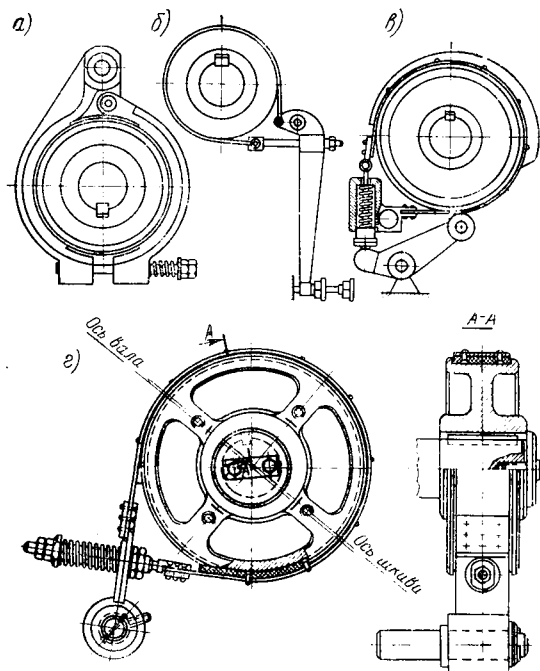


Рис. 290. Тормоза:

а — непрерывного действия колодный; *б* — то же, ленточный; *в* — периодического действия; *г* — периодического действия с дополнительным натягом ленты во время собственного торможения вследствие эксцентричной посадки тормозной шайбы на вал

§ 108. МУФТЫ ВКЛЮЧЕНИЯ У ПРЕССОВ ОТКРЫТОГО ТИПА

Муфты у прессов открытого типа изготавливаются со скользящими пальцами, поворотной шпонкой, кулачковые и фрикционные, устанавливаемые на коренном валу. Отечественные прессы усилием более 0,25 Мн (25 тс) открытого типа в настоящее время строят с фрикционными муфтами.

Пальцевые муфты работают в основном по тому же принципу, что и подобные муфты с сухарем горизонтальноковочных машин, но отличаются несколько иным конструктивным оформле-

нием. Их устанавливают на прессах усилием до 1,5 Мн (150 тс) с числом оборотов, не превышающим 200 об/мин. Такие муфты изготовляют с одним, двумя и тремя пальцами, хотя при включении участвует только один из них, первый, попадающий в паз для включения на рабочий ход в процессе вращения маховика или большой шестерни (в зависимости от того, где установлена муфта, во втулке маховика или шестерни).

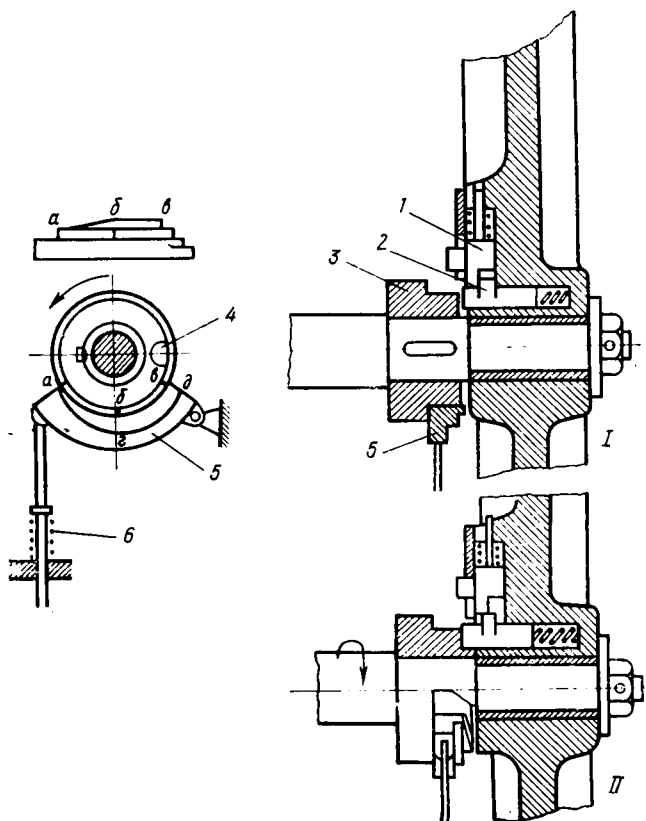


Рис. 291. Однопальцевая муфта включения:
I — выключена; II — включена

Однопальцевую муфту устанавливают на малых прессах без перебора. Маховик (рис. 291) свободно посажен на кривошипном валу. Во втулке маховика имеются гнезда для пальца 2 и для ползунка 1, удерживающего палец за его зуб в утопленном в гнезде положении. Эти детали перемещаются вместе со втулкой маховика при его вращении. На валу жестко (на шпонке) посажена втулка 3, имеющая гнездо 4 для пальца.

При вращении маховика и ненажатой педали выступающий зуб ползунка 1 свободно проходит под копиром. При нажатии на педаль копир 5 опускается и, когда при вращении маховика ползунок 1 будет проходить мимо копира 5, последний поверхностью *agd*, воздействуя на выступающий зуб ползунка 1, отодвинет его от пальца 2. Палец под действием своей пружины выдвинется на величину зазора между ним и втулкой 3. Когда при некотором повороте маховика зуб ползунка 1 сойдет с копира 5, ползунок под действием своей пружины уже не сможет встать в исходное положение, а ляжет на зуб пальца 2 (см. рис. 291, II). Палец 2 сможет под действием своей пружины заскочить в паз втулки 3 и этим жестко свяжет коренной вал с маховиком.

После включения муфты и освобождения педали (или автоматически независимо от того, нажата педаль или нет) копир 5 пружиной 6 повернется вокруг своей неподвижной оси и прижмется к втулке 3. Когда палец 2 будет проходить мимо копира 5, копир поверхностью *abv* утопит палец 2 в гнездо втулки, и в этот момент ползунок 1 свободно заскочит за зуб пальца 2 и будет удерживать его в этом положении до момента нажатия педали.

Другой вариант однопальцевой муфты включения имеет палец прямоугольного поперечного сечения (рис. 292). Палец 4 находится в пазу утолщения вала и удерживается в нем планкой 1. При нажатии педали планка 1 отводится, и палец под действием своей пружины входит в один из трех пазов, образуемых каждый двумя сухарями — ведущим 3 и замыкающим 2.

Пружина пальца 4 сильнее пружины подвижного замыкающего сухаря 2. В процессе включения перед пальцем 4 сначала пробегает замыкающий сухарь 2. Палец, нажимая на этот сухарь, утопляет его и, выдвинувшись на полную предусмотренную величину, встречает ведущий сухарь 3. В этот момент замыкающий сухарь освободится от нажима на него пальцем 4 и под действием своей пружины выдвинется до упора заплечиками, замыкая палец.

При отпущенной педали планка 1 встанет опять в рабочее положение (это может происходить также автоматически после поворота вала на определенный угол независимо от того, нажата или отпущена педаль), и палец скосом планки постепенно будет выведен из паза, образуемого сухарями 2 и 3.

Таким образом, в данной конструкции предусмотрено устройство, исключающее неполное включение, при котором в паз заходит только кромка пальца. Однако если пружина пальца ослабнет и не сможет быстро передвинуть замыкающий сухарь, то кромочное включение может быть и в данной конструкции. В первой рассмотренной схеме муфты включения не предусмотрено приспособление, устраняющее неполное (кромочное) включение муфты.

Муфты с поворотной шпонкой принципиально работают по той же схеме, что и одноименные муфты горизонтальнокозовочных машин. Конструктивно их оформляют весьма разнообразно, но всегда предусматривают регулировку на единичные и автоматические ходы. Например, по рис. 293 кулачок 5 ведущей шпонки

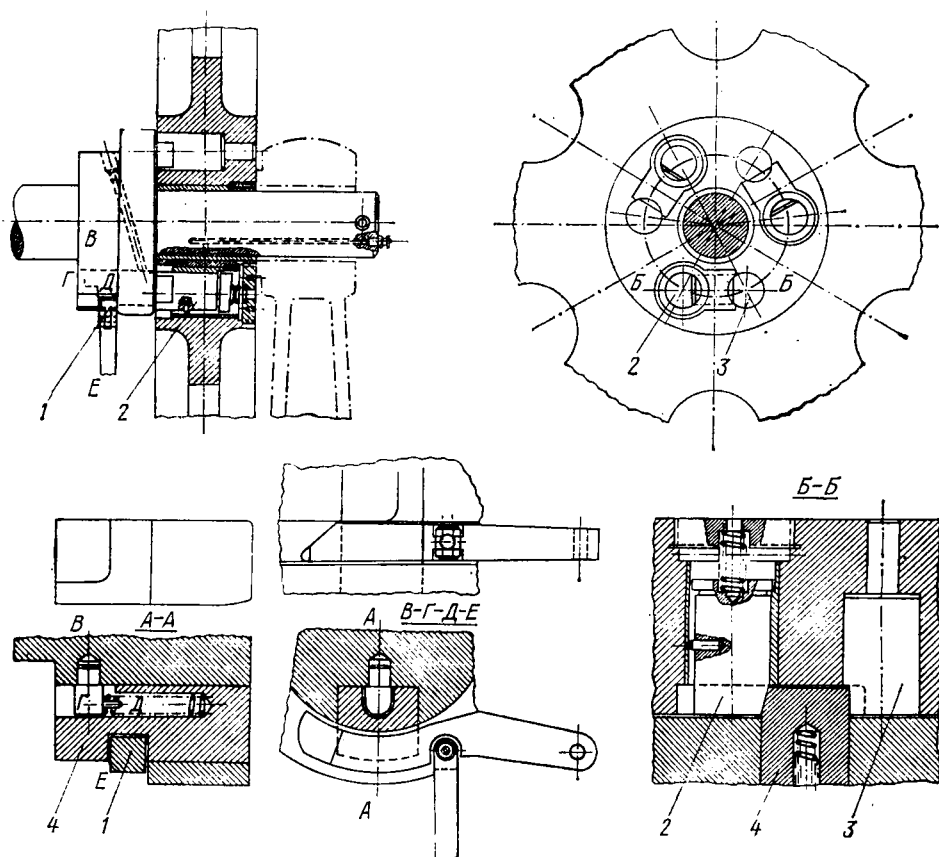


Рис. 292. Однопальцевая муфта включения с тремя гнездами

при ненажатой педали упирается в кулачок 6 автомата выключения. При нажатии на педаль тяга 14 опускает рычаг 3, прижимающийся пружиной 10 своим крючковым зацеплением к пальцу, находящемуся на ползущке 4, и перемещает ее вниз.

Вилка 16, закрепленная на оси 8 кулачка 6 автомата выключения, при этом будет повернута штырем ползущки 4, и кулак 6 будет выведен из зацепления с кулачком 5 ведущей шпонки. Под действием своей пружины 7 шпонка повернется в тот момент, когда мимо нее будет проходить один из четырех пазов

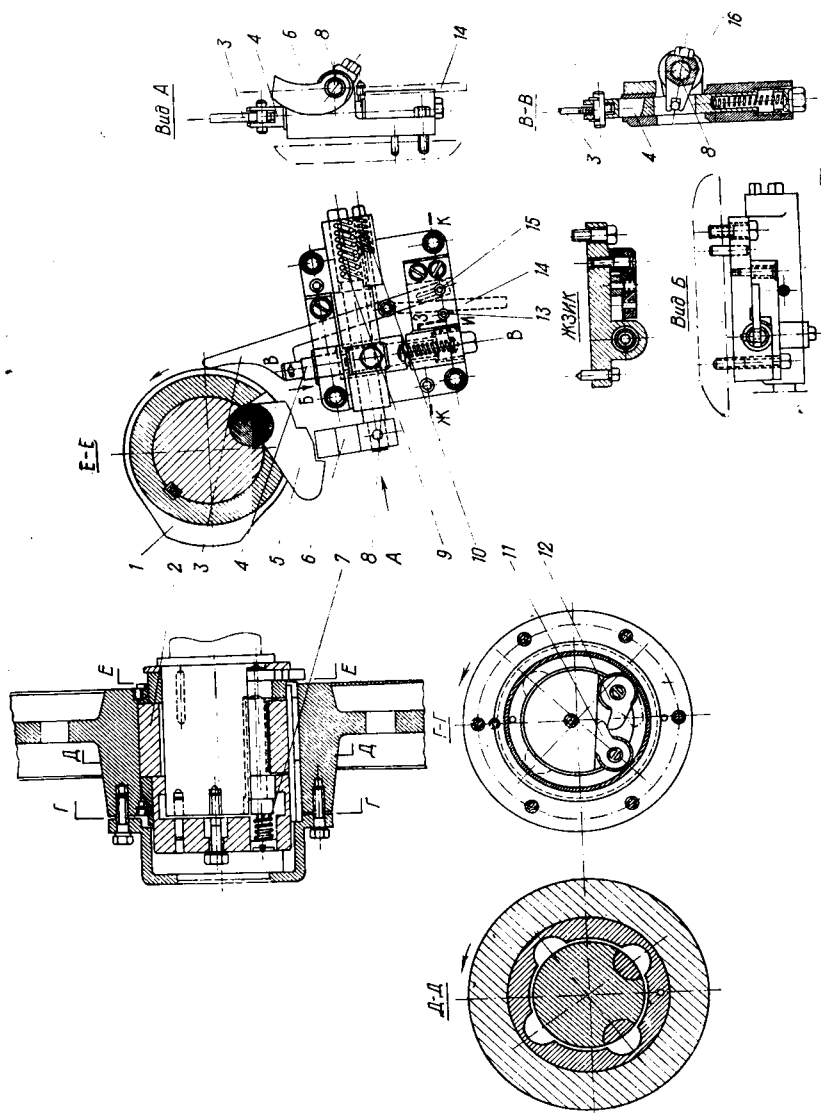


Рис. 293. Муфта включения с поворачивающимися шпонками

втулки 2, запрессованной на шпонке в ступице большой шестерни. При повороте ведущая шпонка системой кулачков 11 и 12 повернет в обратную сторону ведомую, запирающую шпонку.

Вследствие поворота шпонок коренной вал будет жестко связан с втулкой большой шестерни и начнет вращаться вместе с ней. Когда вал повернется примерно на пол-оборота, выступ копира 1 отодвинет конец рычага 3, и его крючок соскочит с пальца ползушки 4. Под действием своей пружины ползушка 4 передвинется вверх до ограничительного упора в нижней части ползушки (см. разрез *В—В* на рис. 293) и повернет вилку 16 с осью 8, причем кулачок 6 встанет в исходное рабочее положение.

При дальнейшем вращении вала в некоторый момент кулачок 5 ведущей шпонки встретит кулачок 6 выключателя, отчего ведущая шпонка будет повернута в обратную сторону, соответствующую выключенному положению. Одновременно под действием своей пружины повернется и ведомая шпонка. После поворота шпонок вал по инерции продолжает вращаться. Вследствие этого кулачок 5 нажимает на кулачок 6 и сжимает пружины 9, на что расходуется часть энергии, накопленной подвижными частями пресса к моменту выключения муфты. Остальная энергия параллельно поглотится тормозом, удерживающим подвижные части пресса в верхнем положении. Для повторного хода необходимо отпустить педаль (если она не была отпущена ранее). При этом крючок рычага 3 заскочит за палец ползушки 4. От следующего нажатия на педаль повторится описанный цикл включения муфты.

Таким образом, независимо от длительности нажатия на педаль совершится единичный ход пресса. Для перехода на автоматические ходы (т. е. непрерывные ходы, пока нажата педаль) необходимо ось 15 вращения рычага 3 переставить на место 13. Тогда при вращении вала выступ копира 1 не будет задевать и отводить рычаг 3, вследствие чего муфта не выключится, пока педаль нажата.

Кулачковые муфты наиболее просты в изготовлении, но зато имеют наибольшую массу передвигаемых деталей в момент включения. По числу кулачков их разделяют на двухкулачковые и более (до 14). Чем большее число кулачков имеет муфта, тем быстрее происходит включение и образуется большая поверхность соприкосновения кулачков. Следовательно, износ кулачков будет меньшим при большем их числе.

Двухкулачковую муфту (рис. 294) устанавливают на малых прессах без перебора. При нажатии на педаль рычаг 1 поднимает палец 2 с грузом, и как только палец выйдет из канавки кулачковой втулки 3, связанной скользящей шпонкой с коренным валом, так кулачковая втулка 3 своими пружинами будет подвинута немного вперед (на величину Δ , рис. 294). Если в этот момент отпустить педаль, то палец 2, опускаясь под действием груза, упрется не в канавку втулки 3, а в выступ, поскольку втулка продвинулась на величину Δ .

Когда мимо пазов кулачковой втулки 3 при вращении маховика будут проходить выступы его кулачков, втулка 3 пружинами еще продвинется вперед. Произойдет включение муфты, и вал жестко свяжется с маховиком. При вращении вала в некоторый момент под палец 2 подойдет широкая часть канавки втулки 3, и палец под действием веса опустится в нее. При дальнейшем вращении палец, воздействуя на скос буртика канавки, отодвинет кулачковую втулку 3, сжимая ее пружины, и выведет

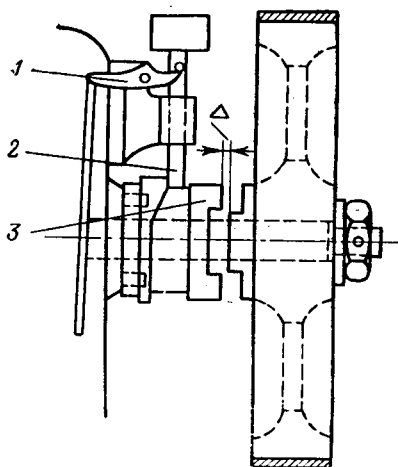


Рис. 294. Двухкулачковая муфта включения

из зацепления кулачки втулки и маховика. Произойдет автоматическое выключение муфты. После этого муфта будет подготовлена для следующего включения. Следует отметить, что если удерживать педаль нажатой, то будут повторяться ходы пресса, пока педаль не отпустят.

Трехкулачковую муфту (рис. 295) с автоматическим включением устанавливают на коренном валу. При нажатии на педаль и на две рукоятки включения, предусматриваемые для безопасности работы (см. § 120), тяга 9 крючком за палец опускает ползун 4, в котором на шарикоподшипниках установлен ролик 6. Ролик сход

дит с копира 3, отчего кулачковая втулка 1, установленная на скользящих шпонках или шлицах на коренном валу, под действием пружин передвинется вдоль оси вала, и в некоторый момент ее кулачки зайдут в пазы кулачковой части ведущей втулки, связанной болтами с большой шестерней (или маховиком) у прессов без перебора), вращающейся свободно на коренном валу. Коренной вал, жестко связанный таким образом с большой шестерней (маховиком), начнет вращаться.

Примерно через $\frac{1}{8}$ оборота коренного вала выступ 2 набегит на ролик рычага 5. Другим плечом рычаг 5 нажмет на толкатель 8, который, сжимая пружину 10, сбросит крючок тяги 9 с пальца ползуна 4. Ползун под действием пружины поднимется, причем ролик 6 будет вначале находиться против низкой ступеньки копира 3. Когда при вращении вала мимо ролика начнет проходить переходная часть копира от низкой ступеньки к высокой, ролик покатится по переходной части и начнет отводить ведомую втулку 1 от кулаков ведущей втулки. Когда к ролику 6 подойдет большая ступенька копира 3, то втулка 1 отведется роликом полностью, и муфта окажется выключенной.

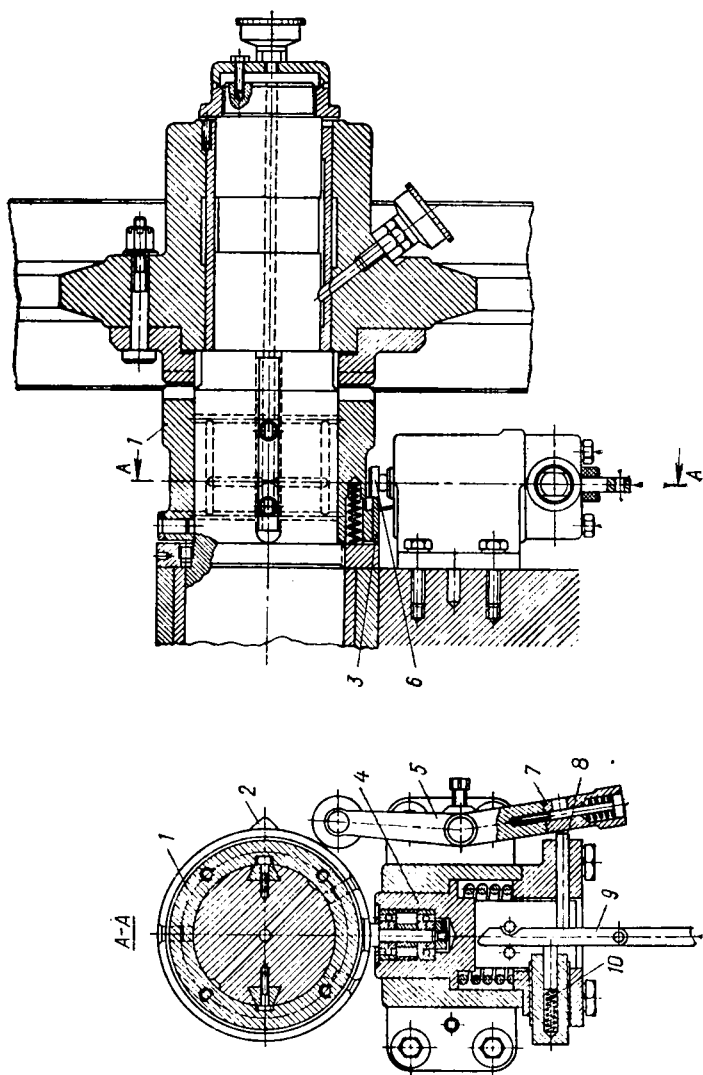


Рис. 295. Трехкулачковая муфта включения

Система подвижных частей пресса остановится тормозом в верхнем положении независимо от того, осталась педаль нажатой или нет.

Для повторного хода следует отпустить педаль, чтобы крючок тяги 9 зацепился за палец ползуна 4. В случае перехода работы на автоматические ходы следует оттянуть колпачок 7 и повернуть его вокруг оси на 180° . Тогда отверстие в колпачке 7 окажется против толкателя 8. Когда ролик рычага 5 набегит на выступ 2, то рычаг 5 не сможет сбросить крючок тяги 9 с пальца ползуна 4, так как толкатель свободно будет входить в отверстие колпачка 7.

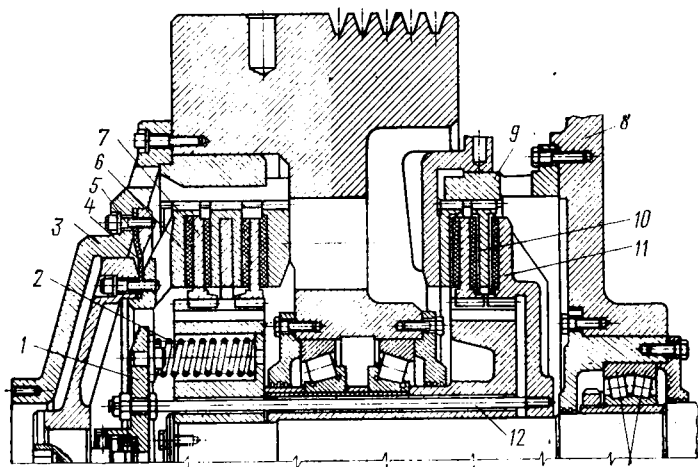


Рис. 296. Муфта спаренная с тормозом

В кулачковых муфтах нет гарантии против зацепления кулачков только своими кромками, что приводит к выключению (соскакиванию кулачков) муфты в момент нагрузки при выполнении рабочей операции.

Фрикционные муфты листоштамповочных кривошипных прессов отличаются от уже рассмотренных фрикционных муфт горизонтальноковочных машин и горячештамповочных прессов тем, что их спаривают с дисковыми тормозами (рис. 296). Диск 1 управления тормозом посажен на шарикоподшипниках, закрепленных на пальце, жестко соединенном с поршнем 3. При впуске сжатого воздуха в цилиндр 4 поршень передвигает нажимной диск 6, сжимая систему ведомых 7 и ведущих дисков муфты. Одновременно поршень воздействует через палец на диск 1, сжимая пружины 2. При передвижении диска 1 тяги 12 раздвигают систему дисков 10 и 11 тормоза. Диски 10 тормоза нахо-

дятся в зацеплении со шлицами 9, жестко связанными со станиной 8. Другие диски тормоза находятся на шлицах, закрепленных на валу.

В первую очередь выключается из работы тормоз, а затем включается муфта. При выпуске воздуха из цилиндра 4 пружины 2 передвигают диск 1 и через палец вытесняют поршнем воздух из цилиндра 4. Происходит выключение муфты, а тягами 12 — включение в работу тормоза.

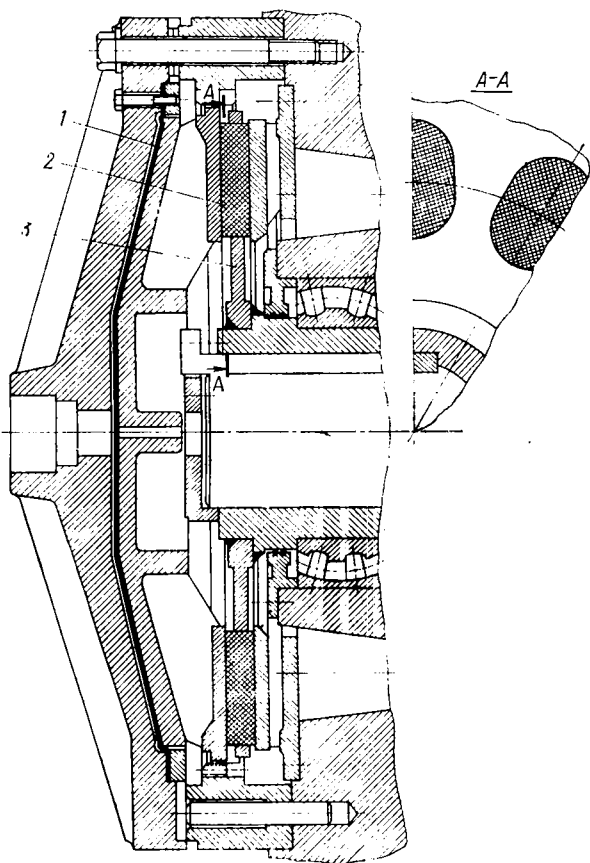


Рис. 297. Муфта с вкладышем из ратинакса

Уплотнением поршня служит мягкая диафрагма 5. В современных пневматических фрикционных муфтах кривошипных прессов уплотнение у поршня выполняют в виде диафрагм, а вместо феродо используют вкладыши из ратинакса (рис. 297). Диафрагмы изготовляют в виде трех рядов стальных секторов (4—6 секторов в ряду) из листовой стали толщиной 1,5—2 мм,

пригнанных друг к другу, а также к поршню и к крышке. Стыки секторов одного ряда перекрываются последующим рядом. Кроме того, применяют мягкие диафрагмы из листовой резины.

§ 109. ОДНОКРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ ЗАКРЫТОГО ТИПА

Однокривошипные закрытые прессы простого действия строят с одним ползуном, а также с дополнительным боковым ползуном, приводимым в движение от кривошипа, установленного на конце коренного вала. Дополнительный ползун работает как

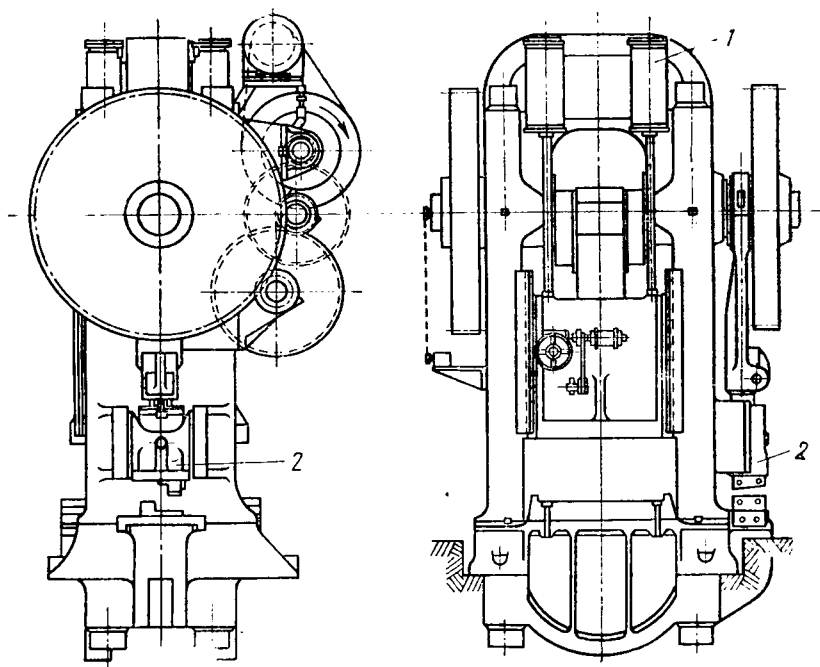


Рис. 298. Обрезной пресс

пресс открытого типа (рис. 298). Прессы с дополнительными ползунами предназначены для обрезки заусенцев (облоя) у горячих и холодных поковок и поэтому называются обрезными прессами. Боковой ползун 2 служит, например, для прошивки отверстий в поковках, заусенцы на которых уже были обрезаны основным ползуном. Такие прессы строят обычно с открытым приводом и номинальным усилием от 0,5 до 26 Мн (50—2600 тс). Обычно устанавливают пневматические цилиндры 1, у равнове-

шивающие вес ползуна. Прессом управляют с помощью педали (жесткие муфты), а при фрикционных муфтах — преимущественно кнопками.

Листоштамповочные однокривошипные универсальные прессы закрытого типа до 0,8 Мн (80 тс) строят с цельнолитой станиной. Прессы номинальным усилием более 5 Мн (500 тс) (табл. 26) строят с разъемной станиной, состоящей из четырех частей: стола, двух стоек и верхней траверсы, стягиваемых четырьмя стяжными болтами. Коленчатый вал располагают вдоль фронта. У прессов номинальным усилием до 4 Мн (400 тс) он имеет односторонний привод (см. рис. 280, б), а у прессов усилием более 4 Мн (400 тс) — обычно двусторонний (см. рис. 280, в). В последнем случае пневматическую фрикционную муфту включения, устанавливаемую на приемном валу, встраивают во втулку маховика. Для прессов с односторонним приводом коленчатого вала применяют жесткие муфты включения с двумя поворотными шпонками при P_n до 1,6 Мн (160 тс) и кулачковые — до 2,5 Мн (250 тс); при большем усилии — фрикционные пневматические, устанавливаемые на коленчатом валу. Жесткими муфтами управляют с помощью педали, а фрикционными — посредством кнопок.

Все универсальные прессы имеют жесткий выталкиватель, работающий по принципу упора стержня выталкивателя, расположенного в ползуне в поперечную планку, частично выступающую из ползуна. При подходе к крайнему верхнему положению ползуна выступающие части планок упираются в планки, жестко закрепляемые на стойках пресса. В конструкции другого варианта в ползуне имеется планка 9 с выталкивателем (рис. 299), упирающаяся в некоторый момент при подъеме ползуна в регулируемые упорные болты, установленные в планках, закрепленных на стойках пресса.

Интерес представляют закрытые прессы с закрытым приводом и коленчатым валом, расположенным поперек фронта (см. рис. 299). Коленчатый вал 2 имеет односторонний [прессы усилием до 5 Мн (500 тс)] или двусторонний привод [прессы усилием 5,5—21 Мн (550—2100 тс)], шестерни 3 которого расположены на щеках вала. Опорные шейки 1 вала не передают крутящего момента.

Привод от приемного вала к промежуточному находится в масляной ванне. Закрытую высоту прессов усилием до 2,5 Мн (250 тс) регулируют вручную от рукоятки маховичка через цепную и червячную передачи на гайку 5, расположенную в ползуне 7. Ползун будет опускаться или подниматься при вращении гайки 5 винта 6, служащего одновременно пятой для малой головки шатуна 4.

В прессах, развивающих усилие более 2,5 Мн (250 тс), при регулировке закрытой высоты пресса, гайка вращается от отдельного электродвигателя, устанавливаемого на ползуне. В сто-

Характеристика универсальных однокривошипных прессов простого действия закрытого типа

Г*оказатели	Номинальное усилие <i>Мн</i> (т <i>с</i>)																	
	0,4 (40)	0,63 (63)	1,0 (100)	1,25 (125)	1,6 (160)	2 (200)	2,5 (250)	3,15 (315)	4 (400)	5 (500)	6,3 (630)	8 (800)	10 (1000)	12,5 (1250)	16 (1600)	18 (1800)	22 (2200)	26 (2600)
Ход ползуна, мм	80	100	130	145	160	170	190	210	230	250	280	310	340	380	430	300— 1015	300— 1115	300— 1120
Число ходов в минуту:																		
с тройным перебором	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6	6	5	4
с двойным перебором	—	—	20	18	16	15	14	13	11	10	9	8	7,5	7	6	—	—	—
с одинарным перебором	48	40	37	36	30	26	26	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
без перебора	90	85	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Закрытая высота пресса (наибольшая), мм	260	320	400	440	480	520	560	600	660	720	780	850	920	1000	1080	1120	1220	1220
Регулировка закрытой высоты пресса, мм	65	80	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	—	—	—
Размеры стола, мм:																		
вдоль фронта	430	510	620	670	730	790	850	930	1010	1110	1230	1350	1490	1640	1830	1830	1830	1980
поперек фронта	510	590	690	740	790	840	900	980	1060	1150	1260	1370	1500	1650	1850	1830	1830	1980
Размеры ползуна, мм (между направляющими):																		
вдоль фронта	320	390	490	540	590	650	710	770	850	940	1040	1150	1270	1410	1580	1580	1580	1650
поперек фронта	290	360	460	510	560	610	670	730	810	900	990	1110	1230	1370	1540	1500	1500	1600
Нормальная толщина подштамповой плиты, мм	65	80	90	95	105	110	115	120	130	140	155	170	185	200	220	—	—	—
Ориентировочная мощность электродвигателя, кВт	2,2	5,2	5,5	6,6	8,1	11	17	22	26	29	37	44	55	74	100	110	125	150

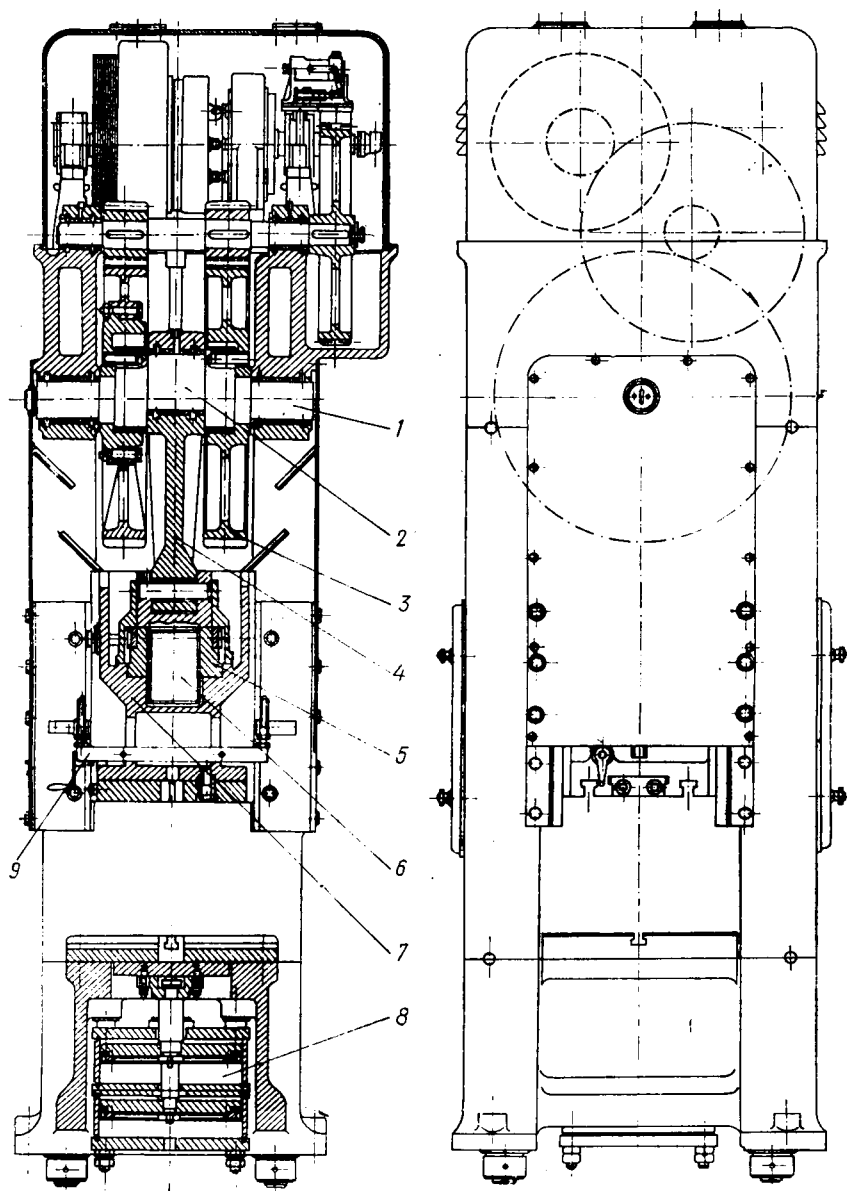


Рис. 299. Пресс однокривошипный, закрытый с закрытым приводом и шестернями, расположенными на щеках вала, установленного поперек фронта

ле пресса располагают пневматические подушки 8*. Коренной вал, расположенный поперек фронта, короче вала, расположенного вдоль фронта, и обладает меньшей упругой деформацией при нагрузке пресса, что является преимуществом по сравнению с другими конструкциями. Такие прессы получают все большее распространение.

Прессы с шестернями, расположенными на щеках коленчатого вала, целесообразно строить и использовать для выполнения операций, требующих примерно постоянного усилия в процессе деформации (например, глубокой вытяжки) и нецелесообразно — для высадки, горячей штамповки и гибки с дожимом.

Для процессов, требующих примерно постоянного усилия, строят так называемые шестерне-эксцентрикковые прессы, однокривошипные, закрытые, с закрытым приводом и дополнительным плунжерным направлением, воспринимающим на себя боковое усилие со стороны шатуна (рис. 300). Строят их с номинальным усилием от 0,9 до 30 Мн (90—3000 тс). Зубчатые колеса 4, выполняющие двусторонний привод эксцентрика 3, отлиты каждое отдельно с половинкой эксцентрика. Затем эти колеса с половинками эксцентрика стягивают тремя болтами 2. Эта система свободно посажена на ось 1, расположенную поперек фронта. Таким образом, получается жесткая конструкция эксцентрика. Эксцентрик шатуном 5 связан с плунжером 8, направляемым бронзовой втулкой 7, жестко закрепленной в траверсе 6 пресса. Станина пресса сваривается из толстых стальных плит и состоит из четырех частей (стол, две стойки, траверса), стягиваемых стяжными болтами. Взаимное положение отдельных частей станины фиксируется призматическими шпонками.

Вся конструкция пресса обладает малой упругой деформацией, что при выполнении процессов вырубки, просечки и вытяжки на проход имеет значение с точки зрения экономии работы, так как значительная часть работы упругой деформации деталей пресса в этом случае безвозвратно теряется. При гибке с дожимом, высадке и горячей штамповке в упор, при обратном ходе, после выхода кривошипно-шатунной системы из зоны трения часть работы упругой деформации деталей машины обратной отдачей отбрасывает ползун и помогает коленчатому валу в его вращении. Таким образом, известная часть работы упругой деформации деталей пресса возвращается обратно при выполнении рабочих операций, связанных с распором пресса в конце хода, и теряется в большей мере безвозвратно при выполнении операции «на проход».

Привод пресса расположен в траверсе, герметично закрыт и залит маслом, что улучшает условия работы трущихся пар привода. Масло необходимо периодически менять, иначе оно из-за частичек наклепанного металла износа будет служить абрази-

* Назначение и типы пневматических подушек см. в § 113.

вом и ускорит износ трущихся поверхностей, особенно шестеренной передачи. Закрытый привод обеспечивает бесшумность и безопасность работы на прессе.

У прессов номинальным усилием более 2,5 Мн (250 тс) вес ползуна уравнивается пневматическими цилиндрами, располагаемыми в стойках пресса. Закрытую высоту прессов усилием более 2,5 Мн (250 тс) регулируют вращением гайки 9 (см.

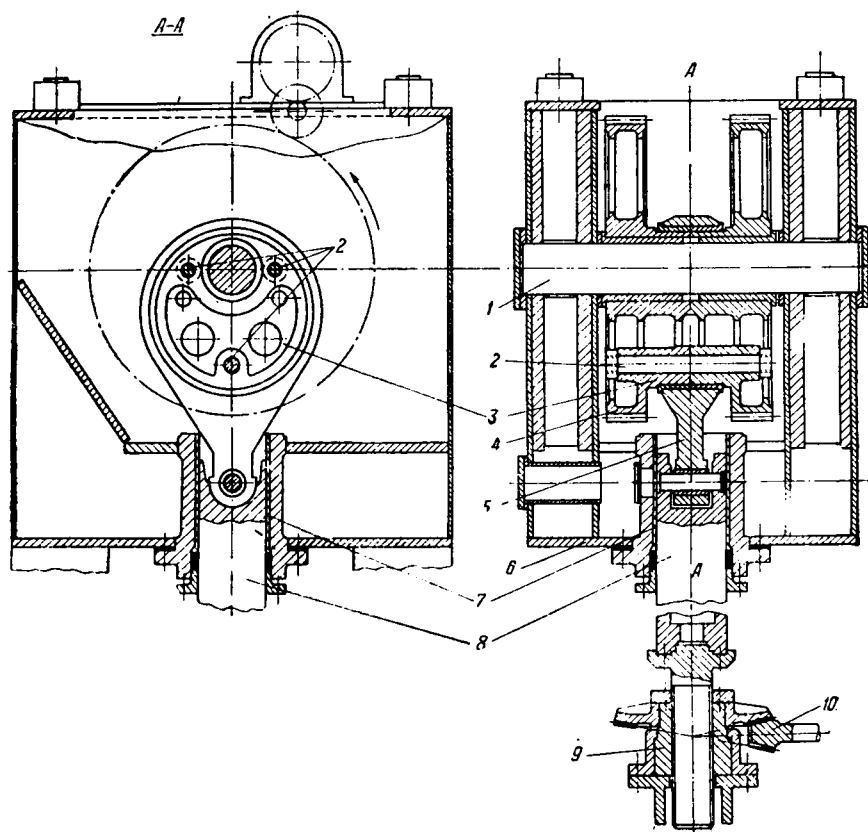


Рис. 300. Схема привода шестерне-эксцентрикового закрытого пресса с закрытым приводом и дополнительным плунжерным направлением ползуна

рис. 300) при помощи зубчатой передачи 10 от отдельного электродвигателя, устанавливаемого на ползуне пресса. У прессов меньшего тоннажа привод ручной, обычно осуществляемый посредством червячной передачи на гайку 9. Муфта включения у рассматриваемых прессов фрикционная, расположенная на приемном валу и спаренная с дисковым тормозом. Управление — электропневматическое, кнопочное.

ный вал в первой опоре (рис. 301),

$$P_{Iв} \approx P_I = P \frac{l_3}{l_2}, \quad (637)$$

$$Q_{Iв} = -P \frac{(l_1 + l_2) W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi}, \quad (638)$$

где все обозначения те же, что и ранее принятые, а размеры (см. рис. 301)

$$l_1 = l_{ш} + b_{0I} + d_{0I}/3; \quad l_2 = d_{0I}/3 + l_c + (2/3) b_{II};$$

$$l_3 = b_a/3 + b_{0II}/3.$$

Равнодействующая этих сил

$$N_{Iв} = N_I = P \left[\frac{l_3}{l_2} - \frac{(l_1 + l_2) W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi} \right]. \quad (639)$$

Вертикальные составляющие сил, действующих на вал со стороны второй опоры,

$$P_{IIв} \approx P_{II} = -P \frac{l_2 + l_3}{l_2}$$

и

$$Q_{IIв} = P \frac{l_1 W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi};$$

их равнодействующая

$$N_{IIв} \approx N_{II} = -P \left[\frac{l_2 + l_3}{l_2} - \frac{l_1 W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi} \right]. \quad (640)$$

Подставляя в общее выражение (445) для приведенного плеча крутящего момента абсолютные * значения $N_{Iв}$ и $N_{IIв}$ и используя выражение (426), найдем

$$\begin{aligned} W = r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_{0I} \left[\frac{l_3}{l_2} - \frac{(l_1 + l_2) W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi} \right] + \\ + \mu r_{0II} \left[\frac{l_2 + l_3}{l_2} - \frac{l_1 W \sin(\gamma + \varphi)}{l_2 R_{ок} \cos \varphi} \right] \end{aligned}$$

где $r_{0I} = d_{0I}/2$ и $r_{0II} = d_{0II}/2$ (рис. 301).

* Знак минус у выражения для N_{II} показывает, что эта сила направлена вниз. При определении момента трения этот знак никакой роли не играет, так как момент трения в опорах всегда действует против направления вращения вала.

Решая это уравнение относительно W , найдем

$$W = r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_{0I} \frac{l_3}{l_2} + \mu r_{0II} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) - \\ - W \frac{\mu \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \left(r_{0I} \frac{l_1 + l_2}{l_2} + r_{0II} \frac{l_1}{l_2} \right),$$

откуда

$$W = \frac{r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_{0I} \frac{l_3}{l_2} + \mu r_{0II} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right)}{1 + \frac{\mu}{R_{ок}} \left[r_{0I} \left(1 + \frac{l_1}{l_2} \right) + r_{0II} \frac{l_1}{l_2} \right] \frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\cos \varphi}},$$

или, согласно уравнению (429), имеем

$$W = \frac{r (\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) - \lambda (r_a + r_b) \mu \cos \alpha + \mu r_a + \mu r_{0I} \frac{l_3}{l_2} + \mu r_{0II} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right)}{1 + \frac{\mu}{R_{ок}} \left[r_{0I} \left(1 + \frac{l_1}{l_2} \right) + r_{0II} \frac{l_1}{l_2} \right] \frac{\sin(\gamma + \varphi)}{\sin \varphi}},$$

или, приняв $\cos \alpha = \cos 180^\circ = -1$,

$$W = \frac{r (\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \mu \left[(1 + \lambda) r_a + \lambda r_b + r_{0I} \frac{l_3}{l_2} + r_{0II} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) \right]}{1 + \frac{\mu}{R_{ок}} \left[r_{0I} \left(1 + \frac{l_1}{l_2} \right) + r_{0II} \frac{l_1}{l_2} \right] \frac{\cos(\gamma + \varphi)}{\cos \varphi}}.$$

Для удобства без особой погрешности (менее 2%) можно написать

$$W = W_{вд} + W_{т},$$

или

$$W = r (\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \\ + \mu \frac{(1 + \lambda) r_a + \lambda r_b + r_{0I} \frac{l_3}{l_2} + r_{0II} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right)}{1 + \frac{\mu \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \left[r_{0I} \left(1 + \frac{l_1}{l_2} \right) + r_{0II} \frac{l_1}{l_2} \right]}. \quad (641)$$

У прессов с регулируемой величиной хода вместо r_a следует принимать $r_э$ — радиус окружности эксцентриковой втулки (см.

рис. 289) или иначе — радиус большой головки шатуна. Величина λ у этих прессов находится в пределах от $\frac{\varepsilon_k - \varepsilon_3}{l}$ до $\frac{\varepsilon_k + \varepsilon_3}{l}$, а r — от $\varepsilon_k - \varepsilon_3$ до $\varepsilon_k + \varepsilon_3$ в зависимости от наладки

на минимальный или максимальный ход ползуна.

Определение приведенного плеча крутящего момента у односторонних прессов с непосредственным приводом кривошипного вала (без перебора). В данном случае маховик установлен непосредственно на коренном валу. Независимо от способа привода (ременная или зубчатая передача от двигателя к маховику) маховик развивает на коренном валу крутящий момент за счет накопленной кинетической энергии и усилия на ремне или зубьях от крутящего момента, развиваемого электродвигателем. Усилие от крутящего момента по сравнению с усилием P_{AB} крайне мало, поэтому им можно пренебречь; отсюда

$$\begin{aligned} N_I &= P \frac{l_3}{l_2}, \\ N_{II} &= -P \frac{l_2 + l_3}{l_2}, \\ W &= r \sin \delta + \mu r_a + \mu r_{OI} \frac{l_3}{l_2} + \mu r_{OII} \frac{l_2 + l_3}{l_2}. \end{aligned}$$

После преобразований, аналогичных предыдущим, получим

$$\begin{aligned} W &= r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \\ &+ \mu \left[(1 + \lambda)r_a + \lambda r_b + r_{OI} \frac{l_3}{l_2} + r_{OII} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) \right], \end{aligned} \quad (642)$$

где

$$\begin{aligned} r(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha) &= W_{ид}, \\ \mu \left[(1 + \lambda)r_a + \lambda r_b + r_{OI} \frac{l_3}{l_2} + r_{OII} \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) \right] &= W_{т}. \end{aligned}$$

§ 111. УСИЛИЯ, ДОПУСКАЕМЫЕ НА ПОЛЗУНЕ ОДНОКРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

Допускаемые усилия на ползуне однокривошипных прессов определяют в соответствии с рассмотренной ранее методикой. Эти усилия находят исходя из прочности шестеренной передачи и кривошипного вала по опасным его сечениям. Опасные сече-

Усилия на ползуне одностоечного пресса с зубчатым перебо-
ром (многоступенчатого),

ром (многоступенчатого),

Усилие на ползуне
одностоечного пресса
с зубчатым перебо-
ром, допускаемое

У прессов с переменным ходом при установке на максимальный ход (см. рис. 289) $r = \varepsilon_k + \varepsilon_3$. Момент скручивания кривошипной шейки (рис. 302)

534

Напоминаем, что было принято $P_{AB}=P$. Из рис. 302 $\overline{ac} = \varepsilon_0 \sin \delta + r_0 \mu$. Согласно уравнению (429),

$$\sin \delta = \sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \lambda \sin^2 \alpha \frac{r_a + r_b}{l} \mu - \\ - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \cos \alpha.$$

В данном случае r_a есть радиус r_0 поверхности эксцентрика (радиус большой головки шатуна), т. е. вместо r_a в уравнение следует поставить r_0 , отсюда

$$P_{AB}\overline{ac} = P \left[\varepsilon_0 \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \lambda \sin^2 \alpha \frac{r_0 + r_b}{l} \mu - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{r_0 + r_b}{l} \mu \cos \alpha \right) + r_0 \mu \right].$$

Ввиду весьма малой величины третьего члена $\left(\lambda \sin^2 \alpha \times \right. \\ \left. \times \frac{r_0 + r_b}{l} \mu \right)$ по сравнению с остальными членами им можно пренебречь. Тогда

$$P_{AB}\overline{ac} = P \left[\varepsilon_0 \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \frac{r_0 + r_b}{l} \mu \cos \alpha \right) + r_0 \mu \right].$$

Результирующий изгибающий момент в сечении $a-a$

$$M_{a\Sigma} = \sqrt{\left(P \frac{b_a}{3} \right)^2 + P^2 \left[\varepsilon_0 \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{r_0 + r_b}{l} \mu \cos \alpha \right) + r_0 \mu \right]^2} \quad \dots \rightarrow$$

или

$$M_{a\Sigma} = P \sqrt{\frac{b_a^2}{9} + \left[\varepsilon_0 \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{r_0 + r_b}{l} \mu \cos \alpha \right) + r_0 \mu \right]^2} \quad (643)$$

По условию прочности с учетом концентрации напряжения

$$M_{a\Sigma} = 0,1 d_a^3 \sigma_{-1n} \frac{1}{K_d n_{1,43}}, \quad (644)$$

где d_a — диаметр шипа кривошипного вала, $м(см)$; $\sigma_{-1и}$ — предел выносливости для симметричного цикла при изгибе материала кривошипного вала, $Мн/м^2$ ($кг/см^2$); K_d — коэффициент эквивалентной нагрузки, равный 0,8; 1,43 — коэффициент концентрации напряжения в галтели.

Допускаемое усилие на ползуне по прочности кривошипного вала в сечении $a-a$ найдем, решив уравнение (644) относительно P , заменив $M_{a\lambda}$ его значением из уравнения (643):

$$P_{дa} = \frac{0,07d_a^3\sigma_{-1и}}{K_d n_{и} \sqrt{\frac{b_a^2}{9} + \left[\varepsilon_a \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \right. \right.} \quad (645)$$

$$\left. \left. \rightarrow \dots \frac{r_a + r_b}{l} \cos \alpha \right) + r_a \mu \right]^2},$$

где b_a — длина вкладыша большой головки шатуна, $м(см)$; ε_a — эксцентриситет эксцентриковой втулки относительно пальца кривошипа (см. рис. 289 и 302), $м(см)$;

$$\lambda = \frac{\varepsilon_k + \varepsilon_a}{l};$$

r_a — внешний радиус эксцентриковой втулки, $м(см)$; r_b — радиус малой головки шатуна, $м(см)$; l — длина шатуна между осями головок, $м(см)$; μ — коэффициент трения в малой и большой головках шатуна.

Для прессов, не имеющих регулировки величины хода, $\varepsilon_a = 0$. Вместо r_a следует поставить r_a , тогда

$$P_{дa} = \frac{0,07d_a^3\sigma_{-1и}}{K_d n_{и} \sqrt{0,111b_a^2 + \mu^2 r_a^2}}. \quad (646)$$

Из сравнения уравнений (646) и (645) видно, что при регулировке величины хода допускаемое усилие на ползуне пресса изменяется. Наименьшее допускаемое усилие будет при наладке пресса на наибольший ход. Отсюда видно также, что у одностоечных прессов, не имеющих регулировки величины хода, усилие на ползуне, допускаемое прочностью кривошипа по сечению $a-a$, не зависит от угла поворота и графически в координатах P_d / α изображается прямой линией, параллельной оси абсцисс.

Усилие на ползуне одностоечного пресса с зубчатым перебором, допускаемое прочностью кривошипного вала по сечению $c-c$. Для вертикальных прессов вертикальная слагающая окружного усилия,

развиваемого на зубьях большой шестерни в процессе преодоления крутящего момента от силы P на ползуне,

$$Q = \frac{PW}{R_{\text{ок}} \cos \varphi},$$

согласно формуле (433) *,

$$Q_{\text{в}} = P \frac{W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi}.$$

Реакцию от силы $Q_{\text{в}}$ во второй опоре ($Q_{\text{вII}}$) можно определить (см. рис. 301) по формуле:

$$Q_{\text{вII}}[d_{0\text{I}}/3 + l_c + (2/3)b_{0\text{II}}] - Q_{\text{в}}(l_{\text{ш}} + b_{0\text{I}} - d_{0\text{I}}/3) = 0,$$

откуда

$$Q_{\text{вII}} = Q_{\text{в}} \frac{l_{\text{ш}} + b_{0\text{I}} - d_{0\text{I}}/3}{d_{0\text{I}}/3 + l_c + \frac{2}{3}b_{0\text{II}}},$$

или

$$Q_{\text{вII}} = P \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (l_{\text{ш}} + b_{0\text{I}} - d_{0\text{I}}/3)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi [d_{0\text{I}}/3 + l_c + (2/3)b_{0\text{II}}]}.$$

Реакция $P_{\text{вII}}$ во второй опоре от силы P на кривошипе определится из уравнения

$$P(b_{\text{а}}/3 + b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3) - P_{\text{вII}}[(2/3)b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3] = 0,$$

$$P_{\text{вII}} = P \frac{b_{\text{а}}/3 + b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3}{(2/3)b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3},$$

отсюда

$$N_{\text{II}} = P \frac{b_{\text{а}}/3 + b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3}{(2/3)b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3} - P \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (l_{\text{ш}} + b_{0\text{I}} - d_{0\text{I}}/3)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi [d_{0\text{I}}/3 + l_c + (2/3)b_{0\text{II}}]},$$

или

$$N_{\text{II}} = P \left[\frac{b_{\text{а}}/3 + b_{0\text{II}} + d_{0\text{I}}/3 + l_c}{(2/3)b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3} - \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (l_{\text{ш}} + b_{0\text{I}} - d_{0\text{I}}/3)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi [d_{0\text{I}}/3 + l_c + (2/3)b_{0\text{II}}]} \right]. \quad (647)$$

* Формула (433) определяет горизонтальную составляющую для горизонтальной машины. Для вертикальных машин по этой формуле можно найти вертикальную составляющую.

Изгибающий момент в сечении $c-c$:

$$M_c = P(b_a/3 + b_{0II}) - N_{II}(2/3)b_{0II};$$

крутящий момент

$$M_K = PW,$$

где W — приведенное плечо крутящего момента определяют для одностоечных прессов с зубчатым перебором по формуле (641).

Резльтирующий изгибающий момент:

$$M_{c\Sigma} = \sqrt{M_c^2 + M_K^2}.$$

Подставляя значения моментов, найдем

$$M_{c\Sigma} = P \sqrt{\left[b_a/3 + b_{0II} - (2/3)b_{0II} \frac{b_a/3 + b_{0II} + l_c + d_{0I}/3}{(2/3)b_{0II} + l_c + d_{0I}/3} + \right.} \rightarrow \\ \rightarrow \left. + (2/3)b_{0II} \frac{W \sin(\gamma + \varphi)(l_{III} + b_{0I} - d_{0I}/3)}{R_{OK} \cos \varphi [d_{0I}/3 + l_c + (2/3)b_{0II}] \right]^2 + W^2}. \quad (648)$$

В данном выражении при определении W по формуле (641) и $\lambda = r/l$ принимают $r = \epsilon_K + \epsilon_a$ и вместо r_a , т. е. радиуса кривошипной шейки вала, берут r_a — величину радиуса эксцентриковой втулки, закрепляемой на кривошипе (радиус большой головки шатуна) (см. рис. 289 и 302).

Уравнение прочности вала в сечении $c-c$ по галтели будет иметь следующий вид:

$$\frac{0,7 \cdot 0,1 d_c^3 \sigma_{-II}}{K_d n_{II}} = M_{c\Sigma}.$$

Решая это уравнение относительно P и принимая во внимание, что оно будет представлять собой допускаемое усилие на ползуне $P_{дс}$ по прочности кривошипного вала в сечении $c-c$, найдем

$$P_{дс} = \frac{0,07 d_c^3 \sigma_{-II}}{K_d n_{II} \sqrt{\left[b_a/3 + b_{0II} \left(1 - \frac{b_a/3 + b_{0II} + l_c + d_{0I}/3}{b_{0II} + (3/2)l_c + d_{0I}/2} + \right.} \rightarrow \right.} \\ \rightarrow \left. + \frac{W \sin(\gamma + \varphi)(l_{III} + b_{0I} - d_{0I}/3)}{R_{OK} \cos \varphi [b_{0II} + (3/2)l_c + d_{0I}/2]} \right]^2 + W^2} \quad (649)$$

Усилия на ползуне одностоечного пресса без перебора (одноступенчатого), допускаемые прочностью кривошипного вала. У прессов без перебора крутящий момент в процессе выполне-

ния рабочей операции развивается маховиком. Окружное усилие от передачи крутящего момента со стороны электродвигателя на коренной вал по сравнению с усилием P на кривошипе весьма мало, и им можно пренебречь.

Усилие на ползуне одностоечного пресса без перебора, допускаемое прочностью сечения $a-a$ кривошипного вала. Прочность кривошипа одностоечного пресса по сечению $a-a$ не зависит от того, имеется перебор или отсутствует. Поэтому допускаемое усилие на ползуне пресса по прочности кривошипа в этом сечении определяют для прессов с регулируемой величиной хода в соответствии с уравнением (645):

$$P_{дз} = \frac{0,07d_a^3 \sigma_{-1п}}{K_{дп} \sqrt{\frac{b_a}{l} + \left[\varepsilon_a \left(\sin \alpha - 0,5\lambda \sin 2\alpha - \right. \right.} \rightarrow \dots \left. \left. - \frac{r_a + r_b}{l} \mu \cos \alpha \right) + r_{э\mu} \right]^2}}$$

Для прессов, не имеющих регулировки величины хода, в соответствии с уравнением (646)

$$P_{да} = \frac{0,07d_a^3 \sigma_{-1п}}{K_{дп} \sqrt{0,111b_a + \mu^2 r_a}}$$

Усилие на ползуне одностоечного пресса без перебора, допускаемое прочностью сечения $c-c$ кривошипного вала. В связи с указанной ранее особенностью привода величину Q_b при практических расчетах следует принять равной нулю.

Отсюда в соответствии с выражением (647)

$$N_{п} = P \frac{b_a/3 + b_{0п} + l_c + d_{0п}/3}{(2/3)b_{0п} + l_c + d_{0п}/3}. \quad (650)$$

Результирующий изгибающий момент по формуле (648):

$$M_{сз} = P \sqrt{\left[b_a/3 + b_{0п} - (2/3)b_{0п} \times \right. \rightarrow \dots \left. \times \frac{b_a/3 + b_{0п} + l_c + d_{0п}/3}{(2/3)b_{0п} + l_c + d_{0п}/3} \right]^2 + W^2}, \quad (651)$$

где W — приведенное плечо крутящего момента на кривошипном валу для одностоечных прессов без перебора, определяемого по формуле (642).

$$P_{\text{dc}} = \frac{0,07 d_c^3 \sigma_{\text{IIH}}}{K_{\text{д}} n_{\text{II}} \sqrt{[b_a/3 + b_{0\text{II}} \times \dots \rightarrow} \rightarrow \dots \frac{1}{\times \left(1 - \frac{b_a/3 + b_{0\text{II}} + l_c + d_{0\text{I}}/3}{b_{0\text{II}} + (3/2)l_c + d_{0\text{I}}/2}\right)^2 + W^2}}. \quad (652)$$

Усилия на ползуне двустоечных прессов с двусторонним приводом коренного вала, допускаемые прочностью последнего. У прессов с двусторонним приводом коренного вала распределение нагрузки и изгибающий момент симметричны относительно оси пресса (рис. 303).

Вследствие неизбежной неточности изготовления и посадки зубчатых пар одна из них при работе пресса получит большую нагрузку. Учитывая это обстоятельство, при расчете следует принимать не половину крутящего момента $PW/2$, приходящуюся на одну пару шестерен, а $0,6 PW$. Отсюда вертикальная составляющая от силы Q в одной из опор коленчатого вала с учетом указанной поправки

где W определяется по формуле (454).

540

правление. Отсюда на одной из опор

$$N = \frac{P}{2} \left[1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right]. \quad (654)$$

Усилие на ползуне двустоечных прессов с двусторонним приводом коренного вала, допускаемое прочностью коренного вала в сечении кривошипной шейки. Изгибающий момент в сечении $a-a$

$$M_{\text{иа}} = N(d_0/3 + B/2 - b_a/2) - Q_{\text{в}}(l_{\text{ш}} + b_0 + B/2 - b_a/2),$$

или

$$M_{\text{иа}} = \frac{P}{2} \left[1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right] \left(\frac{d_0}{3} + \frac{B}{2} - \frac{b_a}{2} \right) - \frac{P}{2} \cdot \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \left(l_{\text{ш}} + b_0 + \frac{B}{2} - \frac{b_a}{2} \right).$$

После преобразования получим

$$M_{\text{иа}} = \frac{P}{2} \left[\frac{d_0}{3} + \frac{B}{2} - \frac{b_a}{2} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \times \left(b_0 + l_{\text{ш}} - \frac{d_0}{3} \right) \right].$$

Скручивающим моментом от сил трения в кривошипной шейке можно пренебречь ввиду его малой величины, тогда

$$0,1d_a^3 \frac{\sigma_{-1\text{н}}}{1,43K_{\text{д}}n_{\text{и}}} = M_{\text{иа}}.$$

Отсюда допускаемое усилие на ползуне по прочности коренного вала в сечении $a-a$

$$P_{\text{да}} = \frac{0,14d_a^3 \sigma_{-1\text{н}}}{K_{\text{д}}n_{\text{и}} \left[\frac{d_0/3 + B/2 - b_a/2 - \dots \rightarrow}{1,2W \sin(\gamma + \varphi)} (b_0 + l_{\text{ш}} - d_0/3) \right]} \quad (655)$$

где W можно определить с достаточной точностью по формуле (454).

Усилие на ползуне двустоечного прессы с двусторонним приводом коренного вала, допускаемое прочностью вала в сечении опорных шеек. Изгибающий момент в сечении $O-O$ (см. рис. 303)

$$M_{\text{но}} = (P/2) \left\{ \left[1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right] (d_0/3) - \right. \\ \left. - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} (b_0 + l_{\text{ш}}) \right\}$$

или

$$M_{\text{но}} = \frac{P}{2} \left[\frac{d_0}{3} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \left(b_0 + l_{\text{ш}} - \frac{d_0}{3} \right) \right]; \quad (656)$$

скручивающий момент —

$$M_{\text{к}} = 0,6PW,$$

результатирующий момент —

$$M_{\text{но}\Sigma} = \frac{P}{2} \times \\ \times \sqrt{\left[\frac{d_0}{3} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \left(b_0 + l_{\text{ш}} - \frac{d_0}{3} \right) \right]^2 + 1,44W^2}.$$

Уравнение прочности сечения $O-O$ с учетом концентрации напряжения в галтели будет иметь вид:

$$0,1d_0^3 \sigma_{-1\text{н}} = \frac{P}{2} \times \\ \times \sqrt{\left[\frac{d_0}{3} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \left(b_0 + l_{\text{ш}} - \frac{d_0}{3} \right) \right]^2 + 1,44W^2}.$$

Решая это уравнение относительно P и обозначая P через $P_{\text{до}}$, найдем усилие на ползуне прессы, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении $O-O$:

$$P_{\text{до}} = \frac{0,14d_0^3 \sigma_{-1\text{н}}}{K_{\text{д}} n_{\text{н}} \sqrt{\left[\frac{d_0}{3} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right]^2 + 1,44W^2}} \times \dots \rightarrow \dots \rightarrow \dots \times \left(b_0 + l_{\text{ш}} - \frac{d_0}{3} \right) \right]^2 + 1,44W^2} \quad (657)$$

где W достаточно точно можно определить по формуле (454).

Из сопоставления формул, по которым определяются допускаемые усилия на ползуне прессы с двусторонним и односторонним приводом коленчатого вала, можно сделать следующие выводы. Для сечения $a-a$ коленчатого вала $P_{\text{да}}$ по формуле (516), действительной для одностороннего привода, знаменатель имеет большее значение, чем в выражении (655), выведен-

ном применительно к двустороннему приводу коленчатого вала. В (516) к первому члену знаменателя прибавлена некоторая положительная величина, а в (655) — вычтена. Следовательно, величина $P_{до}$ по сечению кривошипной шейки коленчатого вала при прочих равных условиях будет большей при двустороннем приводе.

Для сечения $O—O$ коленчатого вала в выражениях (519) и (657) в явной форме не видно, по какому из них допускаемое усилие на ползуне пресса имеет большее значение. Приведем числитель формулы (657) к одинаковому виду с числителем формулы (519), получим

$$P_{до} = \frac{0,07d_a^3 \sigma_{-III}}{K_3 n_{II} \sqrt{\left[\frac{d_0}{3} - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right]^2 + 1,44W^2}} \times \dots \rightarrow$$

Принимая во внимание, что $l_{III} + b_0 - d_0/3 = l'_{III}$ и вводя $1/2$ под знак радикала, будем иметь

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-III}}{K_3 n_{II} \sqrt{\left[d_0/6 - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \cdot \frac{l'_{III}}{2} \right]^2 + 0,36W^2}}.$$

Примем равные условия, например $b_0 = 52$ см; $d_0 = 26$ см; $W_{180} = 1$ см при $\alpha = 180^\circ$; $W_{90} = 21$ см при $\alpha = 90^\circ$, $R_{ок} = 107$ см для одностороннего привода и $R_{ок} = 85$ см для двустороннего привода*; $l_{III} = 43$ см; $B = 73$ см; $\gamma = 70^\circ$; $\varphi = 20^\circ$;

$$l'_{III} = 52 + 43 - \frac{26}{3} = 86,3 \text{ см};$$

$$l_1 = \frac{B}{2} + \frac{d_0}{3} = \frac{73}{2} + \frac{26}{3} = 45,2 \text{ см}.$$

Подставив эти значения в сравниваемые формулы, получим по формуле (519) при $\alpha = 180^\circ$

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-III}}{K_3 n_{II} \sqrt{\left[\frac{26}{6} + \frac{4 \cdot 86,3 \cdot 1}{107 \cdot 0,94} \left(\frac{26}{6 \cdot 45,2} - 1 \right) \right]^2 + 4^2}} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-III}}{4,2K_3 n_{II}}.$$

* При двустороннем приводе коренного вала вследствие того, что каждая шестерня передает в 2 раза меньший крутящий момент, радиус начальной окружности этих шестерен меньше и составляет не более 0,8 радиуса начальной окружности шестерни при одностороннем приводе.

при $\alpha = 90^\circ$

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-1и}}{K_{дн} \sqrt{\left[\frac{26}{6} + \frac{21 \cdot 1 \cdot 86,3}{107 \cdot 0,94} \left(\frac{26}{6 \cdot 45,2} - 1 \right) \right]^2 + 21^2}} =$$

$$= \frac{0,07d_0 \sigma_{-1и}}{24,4K_{дн}}.$$

По формуле (657) при $\alpha = 180^\circ$

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-1и}}{K_{дн} \sqrt{\left[\frac{26}{6} - \frac{1,2 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 86,3}{85 \cdot 0,94 \cdot 2} \right]^2 + 4^2 \cdot 0,36}} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-1и}}{3K_{дн}}.$$

При $\alpha = 90^\circ$

$$P_{до} = \frac{0,07d_0^3}{K_{дн} \sqrt{\left[\frac{26}{6} - \frac{1,2 \cdot 211 \cdot 86,3}{85 \cdot 0,94 \cdot 2} \right]^2 + 21^2 \cdot 0,36}} = \frac{0,7d_0^3 \sigma_{-1и}}{21,5K_{дн}}.$$

Таким образом, при двустороннем приводе возрастает допускаемое усилие $P_{до}$ в начале хода ($\alpha = 90^\circ$) и в меньшей степени в конце хода ($\alpha = 180^\circ$). Следовательно, целесообразно применять двусторонний привод коренного вала, особенно для прессов, предназначенных для выполнения операций, требующих большого рабочего хода, например для вытяжных работ.

Усилия на ползуне, допускаемые прочностью коленчатого вала у двустоечных однокривошипных прессов с двусторонним приводом коленчатого вала и зубчатыми колесами, расположенными на щеках вала. Если двусторонний привод коленчатого вала осуществляют зубчатые колеса, расположенные на его щеках, то опоры вала не передают крутящего момента, а реакции в опорах будут такие же, как у прессов с двусторонним приводом, и определяются по формуле (654).

Изгибающий момент в сечении $a-a$ коленчатого вала (рис. 304)

$$M_{иа} = N(d_0/3 + B/2) - Q_{ша} - (P/2)(b_a/4)$$

или *

$$M_{иа} = \frac{P}{2} \left[\left(1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right) \left(\frac{d_0}{3} + \frac{B}{2} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} l_{ша} - b_a/4 \right]$$

* См. формулы (653) и (654).

или

$$M_{на} = \frac{P}{2} \left[d_0/3 + B/2 - b_a/4 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (d_0/3 + B/2 - l_{ша}) \right].$$

Крутящий момент в сечении $a-a$ при двустороннем приводе отсутствует.

Написав уравнение прочности и решив его относительно допускаемого усилия на ползуне пресса по прочности коленчатого вала в сечении $a-a$, найдем

$$P_{да} = \frac{0,2d_a^3 \sigma_{-1н}}{K_{дн} n_n \left[d_0/3 + B/2 - b_a/4 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (d_0/3 + B/2 - l_{ша}) \right]} \dots \rightarrow (658)$$

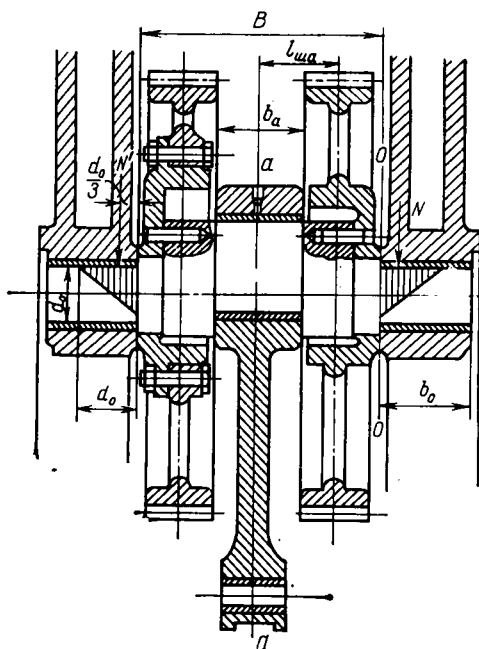


Рис. 304. Схема двустороннего привода коленчатого вала с зубчатыми колесами, расположенными на щеках вала

Изгибающий момент в сечении $O-O$ (см. рис. 305):

$$M_{и0} = N \cdot d_0/3,$$

или

$$M_{н0} = (P/2) \left[1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right] (d_0/3).$$

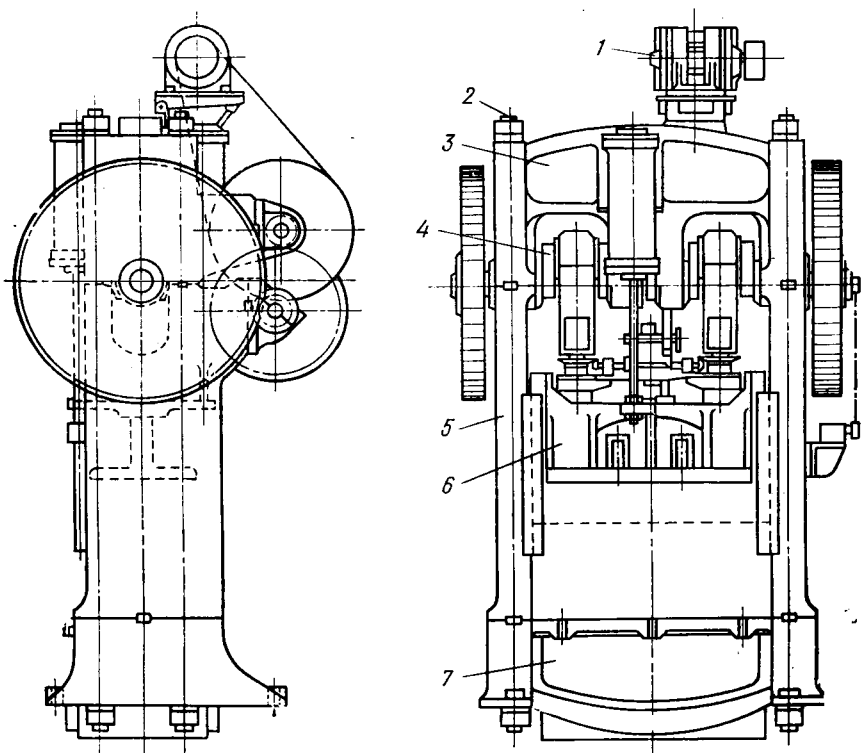


Рис. 305. Двухкривошипный закрытый двустоечный пресс с открытым приводом:

1 — электродвигатель; 2 — стяжные болты; 3 — траверса пресса; 4 — коленчатый вал; 5 — стойки пресса; 6 — ползун; 7 — стол пресса

В сечении $O-O$ вала крутящий момент не передается, а скручивающий момент от трения в опорах мал и его можно принять равным нулю. Тогда уравнение прочности с учетом концентрации напряжения в галтели будет иметь вид:

$$\frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1н}}{K_3 n_{1,43}} = (P/2) \left(1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right) (d_0/3).$$

Решая это уравнение относительно $P_{до}$, найдем

$$P_{до} = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1н}}{K_3 n_{1,43} \left(1 + \frac{1,2W \sin(\gamma + \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right) (d_0/3)}. \quad (659)$$

Если привести численный пример для сопоставления формул (657) и (659) в случае расположения шестерен на щеках вала [формула (659)] для начала хода $\alpha=90^\circ$ значения P будут больше, а в конце хода ($\alpha=180^\circ$) — меньше, причем $P_{до}$ от $\alpha=90^\circ$ к $\alpha=180^\circ$ возрастает примерно на 20 %.

Таким образом, у прессов с двусторонним приводом и расположением шестерен на щеках коленчатого вала разница между допускаемым усилием $P_{до}$ в начале ($\alpha=90^\circ$) и в конце хода ($\alpha=180^\circ$) меньше, чем у прессов с двусторонним приводом и расположением шестерен за опорными шейками вала.

Усилие на ползуне пресса, допускаемое прочностью коленчатого вала по сечению a — a , меньше * как в начале ($\alpha=90^\circ$), так и в конце ($\alpha=180^\circ$) рабочего хода в случае расположения шестерен на щеках вала. Поэтому диаметр d_a кривошипной шейки вала имеет больший размер примерно на 8—10 %.

Из сказанного вытекает, что установка шестерен непосредственно на щеках коленчатого вала целесообразна у прессов, предназначенных для вытяжных и других операций, требующих большого рабочего хода и примерно постоянного рабочего усилия. Наоборот, такая конструкция нецелесообразна для прессов, у которых максимальное усилие наблюдается в конце рабочего хода ($\alpha=180^\circ$) и резко отличается от требуемого усилия в начале рабочего хода (например, процессов высадки, горячей облойной и безоблойной штамповки, гибки с дожимом и т. п.).

§ 112. ПРЕССЫ ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ, ЗАКРЫТЫЕ, ДВУХКРИВОШИПНЫЕ И ЧЕТЫРЕХКРИВОШИПНЫЕ

Прессы с двухкривошипным и четырехкривошипным приводом ползуна отличаются большими размерами стола и ползуна и меньшей чувствительностью к перекосам при эксцентричной нагрузке, чем однокривошипные. Они предназначены для штамповки (вырубки и вытяжки с применением пневматических подушек) крупных деталей из листа.

Все узлы двухкривошипных и четырехкривошипных прессов однотипные. Во избежание перекоса ползуна в конструкции прессов предусматривают одновременную регулировку закрытой высоты у всех кривошипно-шатунных систем. Основные типы этих прессов следующие:

1) прессы с открытым приводом и коленчатым валом, расположенным вдоль фронта пресса: а) с литой (сварной) станиной (см. рис. 305) устарели, но еще эксплуатируются; б) со станиной колонного типа (рис. 306);

* Знаменатель в формуле (658) имеет большую величину, чем знаменатель в формуле (655), что видно из структуры формул. Кроме того, величина B в (658) больше, чем в формуле (655) (см. рис. 304 и 303). Числитель в этих формулах разнится меньше, чем знаменатель.

2) прессы с закрытым приводом: а) с коленчатыми валами, и, расположенными поперек фронта прессы (рис. 307), б) шестерне-эксцентриковые с дополнительным плунжерным направлением; в) шестерне-эксцентриковые с шатунно-кривошипным механизмом в стойках прессы; г) эксцентриковые с закрытым приводом, расположенным в ползуне; д) с нижним закрытым приводом.

Современные четырехкривошипные прессы строят только с закрытым приводом, что уменьшает шум и обеспечивает условия безопасности труда при возможных обрывах болтов крепления крышек, шатунов и т. п.

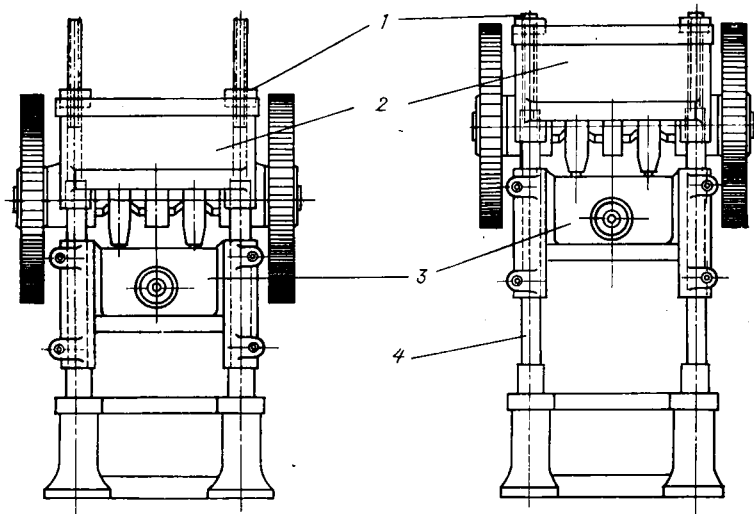


Рис. 306. Двухкривошипный пресс колонного типа:
1 — гайки, фиксирующие положение траверсы; 2 — верхняя переставная траверса; 3 — ползун; 4 — колонны

Прессы двухкривошипные закрытые с открытым приводом. Двухкривошипные закрытые прессы с открытым приводом устарели, но еще применяются. Их изготавливают номинальным усилием от 0,3 до 32 Мн (30—3200 тс). Они имеют двухколенчатый вал 4 (рис. 305), расположенный вдоль фронта. Станина состоит из трех частей: стола 7, стойки 5, верхней траверсы 3, стягиваемых болтами 2 с предварительной их затяжкой, как указывалось ранее. Стол, стойки и траверсу отливают из стали или изготавливают сварными.

Привод прессов от индивидуального электродвигателя 1 выполняют одноступенчатым, двухступенчатым или трехступенчатым в зависимости от размера прессы. Следовательно, имеются прессы быстроходные (одноступенчатые) и тихоходные (трех-

ступенчатые) с разной величиной хода; с большим ходом предназначены для вытяжных операций, для этого прессы снабжают пневматическими подушками.

Прессы с большим расстоянием между стойками и номинальным усилием более 4 Мн (400 тс) обычно имеют двусторонний привод коленчатого вала. Муфты включения у прессов усилием до 1,36 Мн (136 тс) жесткие с двумя поворотными шпонками, а у больших прессов — пневматические фрикционные устройства, уравнивающие ползун, соответственно пружинные и пневматические. Чтобы избежать повторного (сдвоенного) удара под действием собственного веса системы подвижных частей прессы, если тормоз по каким-либо причинам перестанет работать, подъемная сила уравнивающих устройств должна быть достаточной, чтобы удерживать ползун в верхнем положении.

Закрытую высоту прессов усилием до 2,3 Мн (230 тс) регулируют вручную, а у прессов больше указанного тоннажа — специальным электродвигателем, установленным на ползуне.

Прессы закрытые, двухкришопные с открытым приводом и со станией колонного типа (см. рис. 306) имеют переставную верхнюю траверсу 2 на колоннах 4 с упорной винтовой нарезкой в верхней части. Колонны в средней своей части служат направляющими для ползуна 3 прессы. Гайки 1, фиксирующие положение траверсы, вращаются синхронно от специального электродвигателя. Такое устройство станины позволяет изменять закрытую высоту прессы в широких пределах и дает свободный доступ в рабочее (штамповое) пространство. Вместе с тем такие станины отличаются большей упругой деформацией, чем станины со стяжными болтами, что является существенным недостатком прессов с колоннами, и их в настоящее время не изготавливают.

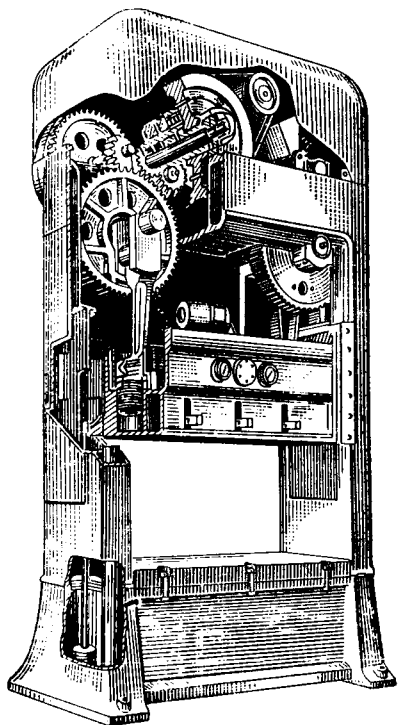


Рис. 307. Пресс закрытого типа с закрытым приводом и двумя коленчатыми валами, расположенными поперек фронта

Характеристика двухкривошипных прессов простого

Показатели	Номинальное усилие				
	1,6 (160)	2,5 (250)	4,0 (400)	5,0 (500)	6,3 (630)
Ход ползуна прес- са, мм	315	400	500	500	500
Число ходов в ми- нуту	17	12	10	9	9
Закрытая высота пресса (наибольшая), мм	685	720	900	900	1100
Регулировка закры- той высоты пресса, мм	100	120	140	150	160
Размеры стола, мм:					
вдоль фронта	2000	2500	2800	2800	2500—3150
поперек фронта	900 1250	1000 1400	1250 1600	1400 1800	1400 1800
Размеры ползуна, мм:					
вдоль фронта	1820	2320	2610	2610	2300—2950
поперек фронта	710 1000	800 1250	1000 1320	1120 1400	1120—1180 1500
Толщина плиты сто- ла, мм	120	140	160	175	190
Число окон для пневматических поду- шек в столе	1	1	2	2	1—2
Усилие пневматиче- ской подушки, Мн (тс)	0,315(31,5)	0,5(50)	0,8(80)	1,0(100)	1,25(125)
Расстояние между стойками, мм	2000	2500	2800	2800	2500—3150
Мощность основно- го электродвигателя, квт (л. с.)	20(27)	26(35)	33(45)	37(50)	46(62)
Мощность электро- двигателя для регули- ровки закрытой высо- ты пресса, квт (л. с.)	2,6(3,5)	3,7(5)	5,1(7)	5,1(7)	5,9(8)

действия, закрытого типа, с закрытым приводом

пресса <i>Мн (тс)</i>					
8 (800)	10 (1000)	12,5 (1250)	16 (1600)	20 (2000)	
500	315	500	630	630	630
8	13	8	6	6	6
1100	935	1100	1170	1170	1170
170	180	180	190	200	220
2500—3150	2500	3150—4000	3150—4000	4000—5000	4000—5000
1500 1800	1500 1800	1500 1800	1500 1800	1600 1900	1600 1900
2280—2930	2270	2920—3770	2900—3750	3750—4730	3710—4710
1180 1500	1180 1600	1180 1600	1250 1600	1250 1700	1320 1700
205	220	220	235	255	275
1—2	1	2—1	2—2	2—3	2—3
1,6(160)	2(200)	2(200)	2,5(250)	3,15(315)	4(400)
2500—3150	2500	3150—4000	3150—4000	4000—5000	4000—5000
58(78)	71(98)	71(98)	90(122)	110(150)	132(180)
5,9(8)	6,6(9)	6,6(9)	6,6(9)	7,4(10)	7,4(10)

Прессы двухкривошипные закрытые с закрытым приводом. Прессы с двумя параллельно расположенными коленчатыми валами, оси которых направлены поперек фронта прессы (см. рис. 307), строят усилием от 1,1 до 20 Мн (110 до 2000 тс) (табл. 27). Коленчатые валы у них имеют взаимно противоположное направление вращения, вследствие чего боковые усилия, передаваемые со стороны шатунов, взаимно поглощаются в ползуне и не передаются на направляющие, что является принципиальным преимуществом таких прессов по сравнению с прессами, имеющими коленчатый вал, расположенный вдоль фронта. Так же как и однокривошипные (см. рис. 299), они имеют двусторонний привод, с расположением больших шестерен непосредственно на щеках коленчатого вала. В столе прессы вмонтированы пневматические уравнивающие цилиндры, штоки от поршней которых проходят внутри стоек прессы и работают на продольное сжатие. Эти прессы снабжены пневматическими подушками и особенно подходят по графику допускаемых усилий на ползуне для вытяжных работ. Муфты включения — фрикционные пневматические, спаренные с дисковым тормозом.

Прессы двухкривошипные с шестерне-эксцентриковым приводом имеют конструкцию основных узлов такую же, как и у аналогичных однокривошипных прессов (см. рис. 300). Плунжерная подвеска ползуна дает возможность создать герметическую полость в верхней головке (в траверсе) прессы, где размещается, в масляной ванне, весь привод прессы. Вследствие этого обеспечивается почти бесшумная, плавная работа привода. Плунжерная подвеска ползуна у двухкривошипных прессов служит для создания герметичности головки.

Большая жесткость и прочность шестерне-эксцентриковых валов позволяет строить их с расчетом на значительные усилия — до 45 Мн (4500 тс). Такие прессы с большим ходом (тихоходные) предназначены для вытяжных работ, а с меньшим ходом (быстроходные, табл. 28) используются в большей мере для вырубных работ. Этот тип прессов является одним из наиболее современных. Подобные прессы изготавливают также четырехкривошипными.

У двухкривошипных прессов (рис. 308) с шестерне-эксцентриковым приводом 3, расположенным в стойках станины, силы замыкаются в ползуне 9, стойках 4 и столе 11 прессы. Боковые усилия от шатунов 5 на ползун воспринимают направляющие. Ползун имеет значительно увеличенную базу направления из-за особой конструкции его привода. Закрытую высоту прессы регулируют специальным электродвигателем, установленным в ползуне 9 и приводящим во вращение через шестеренную передачу 8 одновременно два регулировочных винта 7 в гайках 6, представляющих одно целое с пятой шатунов 5. Муфта 1 и тормоз 2 пневматические фрикционные дисковые, принципиально такие же, как и у описанных ранее прессов. Смазка — насосами 10.

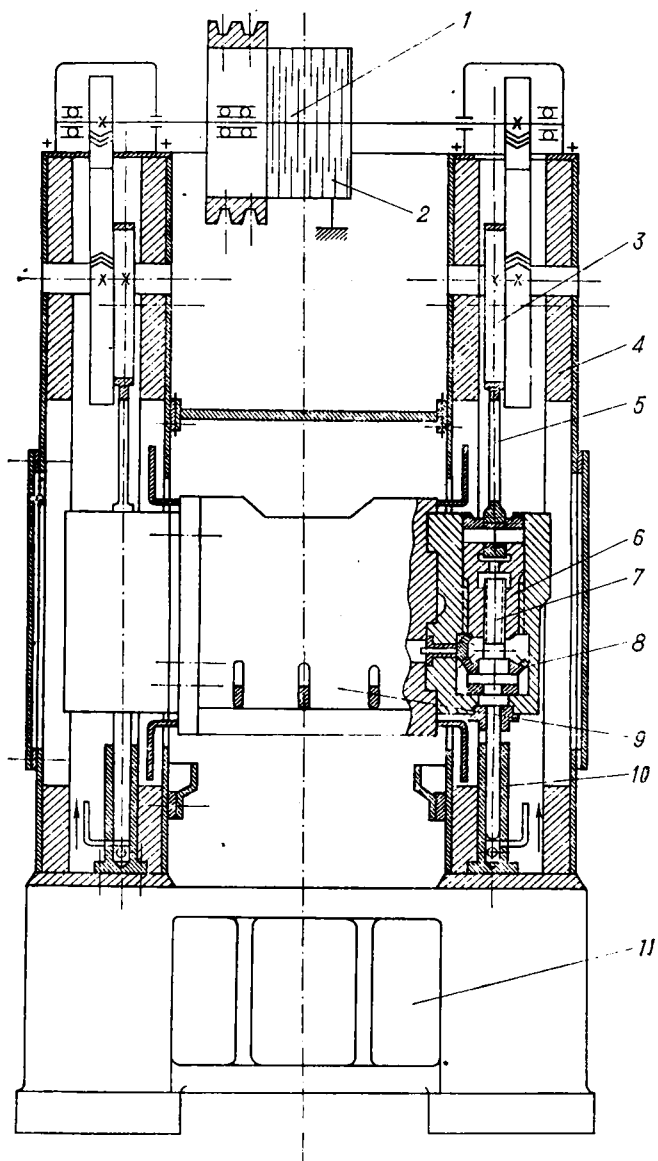


Рис. 308. Двухкривошипный пресс с шестерне-эксцентриковым приводом, расположенным в стойках станины

Характеристика двухкривошипных шестерне-эксцентриковых закрытых двухстоечных прессов с закрытым приводом и дополнительным плунжерным направлением ползуна

Показатели	Номинальное усилие, Мн (тс)									
	0,9 (90)	1,35 (135)	1,8 (180)	2,7 (270)	4,5 (450)	9,2 (920)	18 (1800)	27 (2700)	45 (4500)	
Ход ползуна, мм	200—300	300—400	300—450	300—500	350—600	450—760	600—760	760	760	760
Число ходов в минуту	45—16	40—15	38—14	35—12	15—8	11—6	8—5	7—4	5—3	5—3
Размеры стола, мм:										
вдоль фронта	915	1220	1220	1525	1830	2140	2740	3050	3350	3350
поперек фронта	2740	3660	4570	5200	5200	5800	7600	8200	8850	8850
Размеры отверстий в столе, мм:										
вдоль фронта	760	810	915	1070	1370	1525	1525	1525	1830	1830
поперек фронта	1320	1525	1525	1830	1830	1830	1830	1830	2140	2140
Размеры ползуна, мм:										
вдоль фронта	735	1040	1040	1350	1625	1930	2460	2700	2920	2920
поперек фронта	2560	3480	4400	5000	4975	5600	7300	7900	8400	8400
Размеры ползуна, мм:										
вдоль фронта	510	560	610	765	1015	1120	1070	1015	1220	1220
поперек фронта	1070	1270	1220	1525	1475	1425	1375	1325	1525	1525
Размеры ползуна, мм:										
вдоль фронта	785	1090	1090	1400	1680	1980	2510	2800	3050	3050
поперек фронта	2680	3530	4440	5050	5050	5650	7400	7950	8520	8520
Регулировка закрытой высоты пресса, мм	560	610	660	810	1070	1220	1220	1220	1525	1525
Расстояние между стойками в свету, мм	1320	1525	1525	1830	1830	1830	1830	1830	2140	2140
Мощность электродвигателя, квт (л. с.)	100	100	150	150	200	250	300	300	300	300
	300	460	610	610	610	610	610	610	610	610
	915	1220	1220	1525	1830	2140	2740	3050	3350	3350
	2740	3660	4570	5200	5200	5800	7600	8200	8850	8850
	5,5—7,4 (7,5—10)	7,4—11 (10—15)	14,7—18,5 (20—25)	18,5—22 (25—30)	29,5—37 (40—50)	44—55 (60—75)	74—92 (100—125)	92—111 (125—150)	111—147 (150—200)	111—147 (150—200)

Таблица 29

Характеристика четырех кривошипных шестерне-эксцентриковых прессов простого действия, закрытого типа, с закрытым приводом и дополнительным плунжерным направлением

Показатели	Номинальное усилие пресса, <i>Мк</i> (<i>тс</i>)							
	4 (400)	5 (500)	8 (800)	10 (1000)	15 (1500)	20 (2000)	27 (2700)	45 (4500)
Ход ползуна пресса, <i>мм</i>	250 600	250 600	280 800	280 800	300 800	400 800	760	760
Число ходов в минуту	18—8	18—8	12—7	11—6	10—6	8—5	7—4	5—3
Закрытая высота прес- са (наибольшая), <i>мм</i>	900	1200	1500	1500	1500	1500	1500	1600
Регулировка закрытой высоты пресса, <i>мм</i>	200 600	200 600	250 750	250 750	750	750	300 600	300 600
Размеры ползуна, <i>мм</i> : вдоль фронта	2150 4000	2450 5000	3000 5800	3650 6400	4000 7000	5000 7600	4000 9800	4260 10 400
поперек фронта	1800 2450	2150 2450	2150 2750	2450 2750	2450 2750	2450 2750	1680 2740	1985 2740
Мощность основного электродвигателя, <i>квт</i> (<i>л. с.</i>)	22 (30)	37 (50)	44 (60)	55 (75)	74 (100)	92 (125)	92—110 (125—150)	110—147 (150—200)
Габариты пресса в пла- не, <i>мм</i> :								
вдоль фронта	3850 5350	3950 6400	4550 7300	5000 7800	6100 9200	7350 9750	—	—
поперек фронта	3400 3950	3650 3950	3900 4500	4250 4900	5000 5250	5250	—	—
Высота пресса над уров- нем поля, <i>мм</i>	6000	6500 7000	8000 8500	8500 9000	9500 10 000	10 100 11 000	—	—

Рассмотренные прессы усилием более 4 Мн (400 тс) имеют значительную высоту над уровнем пола, так же как и четырех-кривошипные (табл. 29). Высоту здания цеха определяют по наибольшей высоте установленного оборудования. Поэтому иногда приходится из-за одного прессы, имеющего большую высоту, все здание цеха поднимать до соответствующей отметки, хотя остальное оборудование не требует такого высокого помещения.

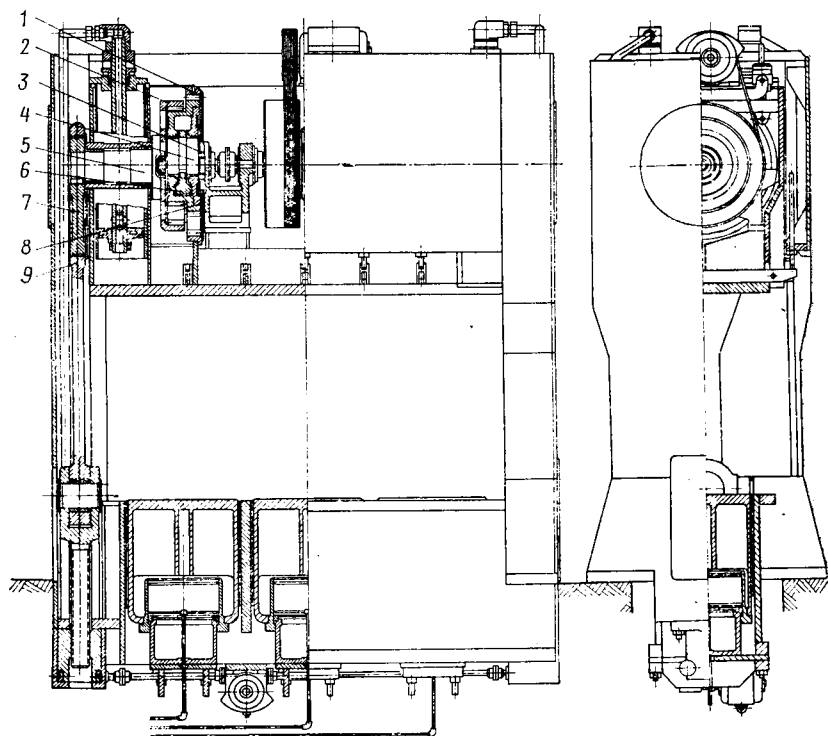


Рис. 309. Двухкривошипный шестерне-эксцентровый пресс с закрытым приводом, расположенным в ползуне

В связи с этим конструкторы разработали методы уменьшения строительной высоты мощных кривошипных прессов. Были построены два типа мощных кривошипных прессов, описание которых дается далее.

Прессы двухкривошипные, шестерне-эксцентровые с закрытым приводом, расположенным в ползуне (рис. 309), строят с усилием от 1,5 до 30 Мн (150—3000 тс). Весь привод с электродвигателем и цилиндры пневматического уравнивания вмонтированы в ползун. Это позволяет уменьшить строительную высоту прессы на 20—25% и снизить его вес. Электродвигатель,

установленный на ползуне, через клиноременную передачу приводит во вращение маховик, свободно посаженный на приемном валу, на котором смонтирована также муфта включения с тормозом (на рис. 309 загорожены щитом).

Концы приемного вала за опорными подшипниками связаны соединительными муфтами с промежуточными эксцентриковыми валами, являющимися как бы продолжением приемного вала. Каждый промежуточный эксцентриковый вал 4 имеет одну роликовую опору 3, находящуюся в ползуне, и другую — встроенную в основной эксцентриковый вал 5. Вращение основного эксцентрикового вала осуществляется при помощи своеобразной зубчатой передачи от промежуточного эксцентрикового вала 4. На эксцентрик жестко посажены балансировочный контргруз 6 и свободно (на бронзовых втулках) шестерня 8, состоящая из двух частей и имеющая два зубчатых венца. Зубчатый венец меньшего диаметра имеет тот же шаг, что и венец 2, жестко на шпошках посаженный на основной эксцентриковый вал 5. При вращении вала 4 после включения муфты шестерня 8 своим венцом большего диаметра будет перекачиваться по закрепленному в ползуне венцу 1 и вследствие разного числа зубьев у них возникнет вращательное движение соответственно передаточному числу. Одновременно венец меньшего диаметра будет, вращаясь, перекачиваться по внутренним зубьям шестерни 2, что приведет к ее вращению, а вместе с ней и вал 5.

На консольном конце вала 5 на шпонке посажен эксцентрик 7, а на нем — большая головка шатуна 9, связанного малой головкой с регулировочным винтом, проходящим через гайку, помещенную в столе пресса. При включении муфты эксцентрик 7 будет вращаться, и так как конец шатуна связан регулировочным винтом со столом пресса, то шатун будет передвигать ползун сначала вниз, осуществляя рабочий ход, а затем вверх — обратный ход. Шатун и регулировочный винт при рабочем ходе работают на растяжение. Стойки пресса служат только для направления ползуна. Силы, развиваемые прессом при рабочем ходе, замыкаются в системе «стол — шатун — ползун».

Закрытую высоту пресса регулируют путем вращения гаек у регулировочных винтов. Вращение осуществляют синхронно при помощи трансмиссии и червячной передачи от специального электродвигателя.

В ползуне имеются два по диагонали расположенные цилиндра пневматического уравнивающего устройства. Шток у каждого поршня этого устройства закреплен в балке, приваренной к стойке пресса. Шток представляет собой трубу с пробкой на конце, на котором насажен поршень. В пространстве между поршнем и верхней крышкой цилиндра через боковые сверления в штоке непрерывно действует сжатый воздух. В столе пресса установлены пневматические подушки. Пресс в основном предназначен для выполнения вытяжных работ.

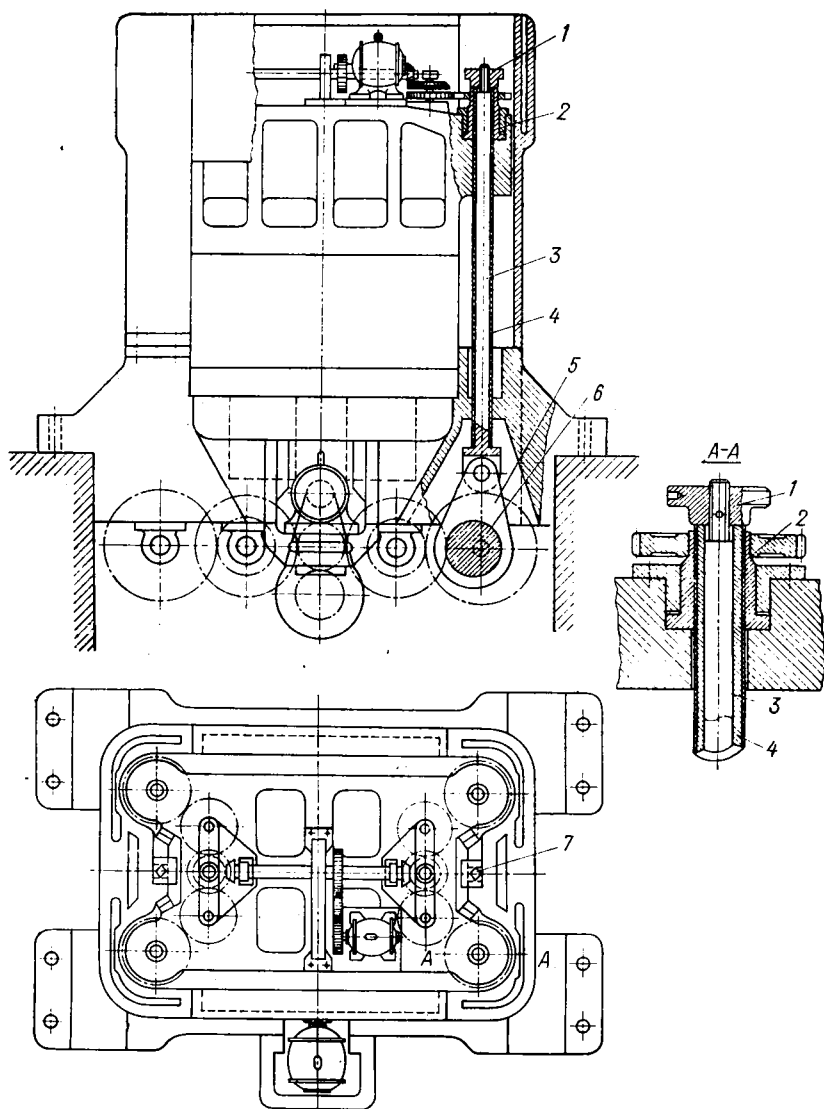


Рис. 310. Схема четырехкривошипного закрытого двустоечного пресса с нижним приводом

Прессы двух- и четырехкривошипные с нижним закрытым приводом (рис. 310) выполняют с маховичным и безмаховичным приводом. В последнем случае применяют специальные электродвигатели переменного тока с пониженным числом оборотов (360—600 об/мин). Такие прессы не имеют муфт включения. Каждый раз для выполнения рабочего хода включают электро-

двигатель. Хотя при безмаховичном приводе используется более мощный электродвигатель, работающий на пусковых моментах, но ввиду того, что при остановке пресса останавливается и электродвигатель, электроэнергия при паузах между рабочими ходами не потребляется, поэтому достигается даже некоторая экономия в расходе электроэнергии. Весь привод спрятан под столом пресса, что, с одной стороны, позволяет значительно сократить высоту пресса над уровнем пола (до 35% и более) и понизить центр тяжести пресса (повышается его устойчивость), но, с другой стороны, ухудшает условия ремонта привода, демон- тажа и т. п.

Электродвигатель при безмаховичном приводе можно включать на прямой или обратный ход путем нажатия соответствующей кнопки, что облегчает условия установки и наладки штампов. Кроме того, можно получать различные скорости в процессе хода ползуна, что является важным условием при выполнении глубокой вытяжки. После выключения электродвигатель останавливается колодочным тормозом, воздействующим на ротор.

От электродвигателя через несколько ступеней зубчатой передачи вращаются валы с эксцентриками 6 (см. рис. 310), связанными посредством шатунов 5 (всего четыре шатуна по углам пресса) с тягами. Тяги состоят из трубы 4, имеющей в верхней части упорную винтовую нарезку, проходящую через гайку 2, которая может вращаться в ползуне, но не может передвигаться в нем поступательно. В нижней (гладкой) части труба имеет направление в столе пресса. Внутри трубы проходит стержень 3 тяги, имеющей в нижней части вилку для соединения с малой головкой шатуна. Труба затянута на стержне между вилкой и гайкой 1, навинченной на конец стержня и закрепленной на нем от самопроизвольного отвинчивания при помощи шпильки.

Закрытую высоту пресса регулируют путем синхронного вращения в ту или иную сторону гаек 2, находящихся в ползуне. Гайки вращаются специальным электродвигателем, установленным на ползуне пресса. Для уменьшения закрытой высоты гайки навинчивают на винтовую нарезку тяг, а для увеличения — свинчивают.

Направляющие для ползуна, расположенные с фасадной стороны, регулируют при помощи продольного клина 7. При регулировке направляющих необходимо следить, чтобы не изгибалась ось тяг (трубы 4). Стойки пресса разгружены от передачи усилий, развиваемых на ползуне. Пресс в силовом отношении замкнут в системе «стол — тяги — ползун».

Четырехкривошипные прессы независимо от конструкции в меньшей степени подвержены перекосам лобовой плоскости ползуна по отношению к плоскости стола, чем прессы двухкривошипные и тем более однокривошипные.

§ 113. ПРИЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА (ПОДУШКИ)

Для прижима листового материала при вытяжных операциях современные кривошипные прессы простого действия снабжают специальными устройствами — подушками, которые используют также и для выталкивания отштампованной детали. Подушки подразделяются на механические, пневматические и гидropневматические.

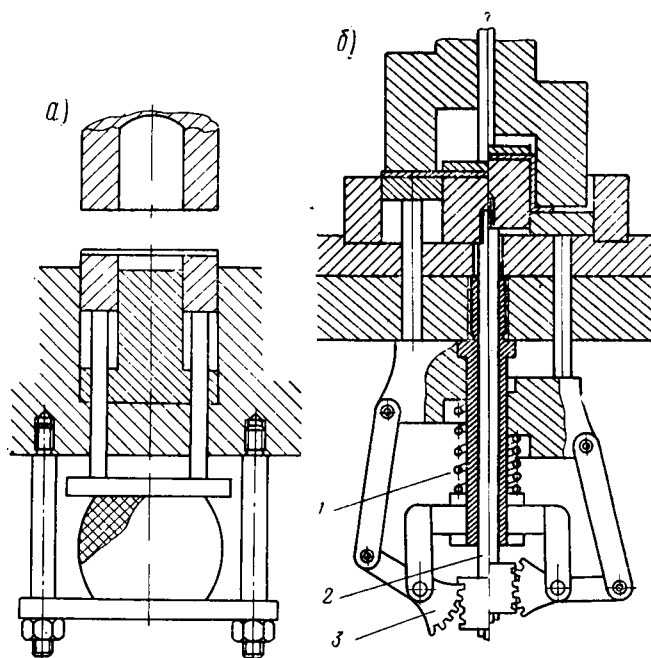


Рис. 311. Механические подушки:

а — с резиновым буфером; б — с пружинно-рычажной системой

В механических подушках используются упругие свойства пружин или резины. Такие подушки применяют только на мелких кривошипных прессах (рис. 311). Высоту пружин принимают не менее 1,8—2 глубин вытяжки. Резиновые буферы должны иметь высоту, в 4—5 раз большую глубины вытяжки, причем для сжатия резины на 1% требуется удельная нагрузка (давление) $40 \div 60 \text{ кН/м}^2$ ($0,4 \div 0,6 \text{ кг/см}^2$).

Сила прижима у механических подушек в процессе вытяжки возрастает к концу хода, что является их принципиальным недостатком. Для устранения этого недостатка были разработаны пружинно-рычажные (резинорычажные) подушки (рис. 311, б). Усилие прижима у них создается путем уравновешивания через

систему рычагов и зубчатый сектор 3 усилия вытяжки, воспринимаемого центральным стержнем 2, а также силы сжатия пружины. Пружина предназначена не для создания усилия прижима, а для приведения системы устройства в исходное положение и выталкивания отштампованной детали из штампа. Поэтому пружина 1 развивает сравнительно небольшое усилие, и в основном усилие прижима зависит от усилия вытяжки, передаваемого на стержень подушки. Поскольку стержень 2 подушки передвигается навстречу ползуну, то для выполнения одинаковой глубины вытяжки требуется меньший ход ползуна, чем у прессов без применения такой подушки.

Пневматические подушки бывают простого и двойного действия. У подушек простого действия (рис. 312) подача сжатого воздуха производится по одну сторону поршня, а у подушек двойного действия — по обе стороны поршня (рис. 313), причем по одну сторону подается воздух одного давления, а по другую — другого. Различают подушки с подвижными цилиндрами (см. рис. 312) и подвижными поршнями (см. рис. 313), причем обе системы могут быть одно-, двух- и трехпоршневыми. Многопоршневые подушки позволяют при ограниченном пространстве под столом пресса создавать значительную силу прижима.

Воздух в цилиндры подушек подается из специальных резервуаров (ресиверсов) под определенным давлением, устанавливаемым редукционным клапаном, регулируемым на подачу воздуха любого давления, не превышающего давления цеховой

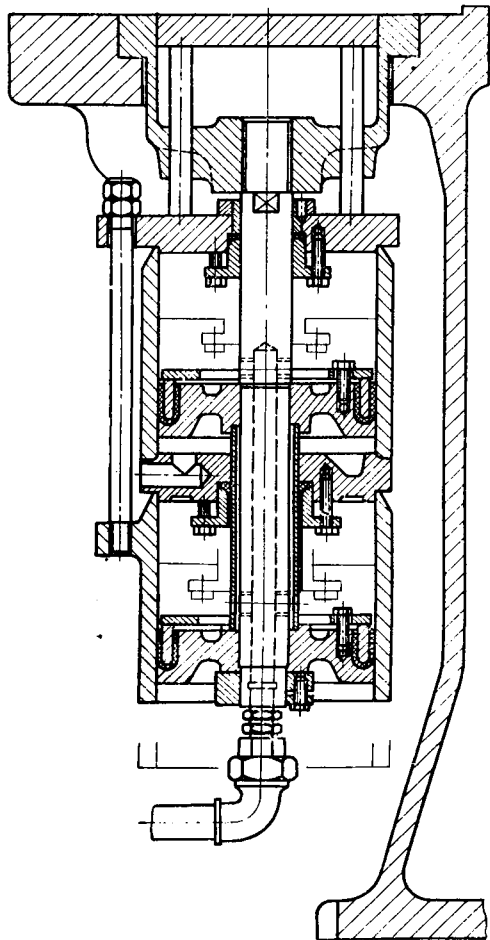


Рис. 312. Двухпоршневая пневматическая подушка простого действия с подвижными цилиндрами

пневматической сети. Обычно используют давление воздуха $0,4—0,6 \text{ Мн/м}^2$ ($4—6 \text{ атм}$). При работе подушек сжатый воздух вытесняется из цилиндров обратно в специальные резервуары

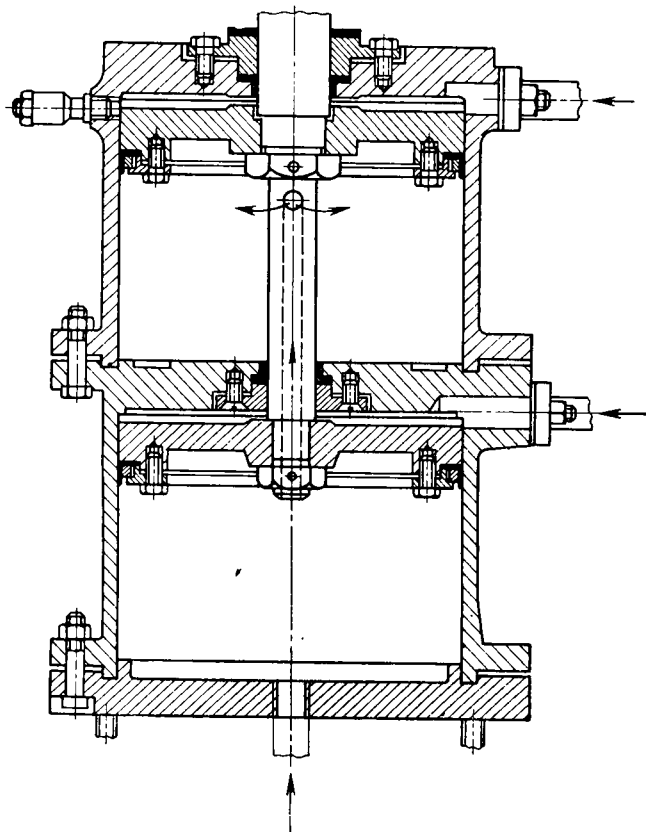


Рис. 313. Пневматическая подушка двухпоршневая двойного действия с неподвижными цилиндрами

(ресиверы). Чтобы при рабочем ходе не получилось значительного повышения давления, объем всей системы «цилиндр подушки — редукционный клапан» выполняют $8÷10$ -кратным по отношению к объему, вытесняемому из цилиндров подушки при максимальном ее ходе. Максимальный ход подушек обычно составляет величину, равную половине полного хода ползуна прессы. Максимальное усилие пневматических подушек для прессов простого действия составляет $15÷18\%$ от номинального усилия прессы. Для прессов двойного действия однокривошипных — $6÷10\%$, а для двух- и четырехкривошипных — $12÷20\%$. В каждом отдельном случае в зависимости от типа подушки на основе

элементарных соображений может быть составлено соответствующее уравнение для определения усилия, развиваемого подушкой. При составлении уравнения можно также учесть трение в манжетах и других уплотнениях. Например, без учета трения в уплотнениях для подушек с подвижными поршнями (см. рис. 313)

$$P = Fp_n + \alpha F[p_n(n-1) - p_v n], \quad (660)$$

где F — полная площадь поршня; αF — кольцевая площадь поршня, равная полной площади поршня за вычетом площади f штока, т. е. $\alpha F = F - f$; p_n и p_v — соответственно избыточное давление снизу и сверху поршня; n — число поршней.

Если подушка простого действия, то сверху подвижного поршня цилиндр сообщается с окружающим воздухом и $p_v = 0$. Тогда

$$P = [F + \alpha F(n-1)]p_n. \quad (661)$$

Для подушек простого действия с подвижным, открытым снизу цилиндром (см. рис. 312)

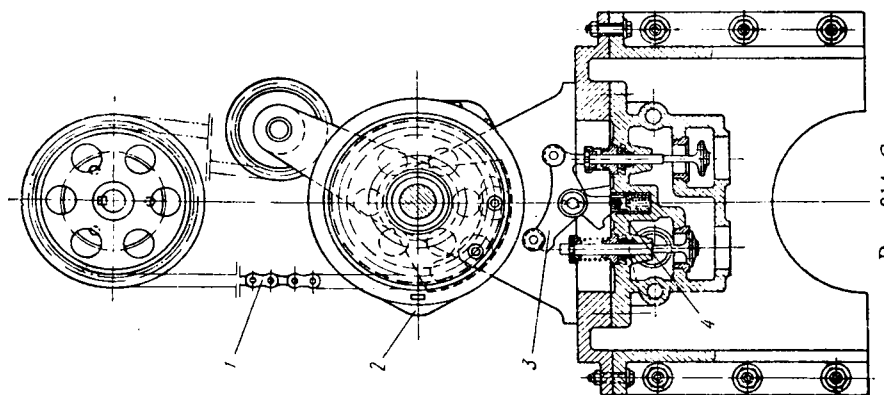
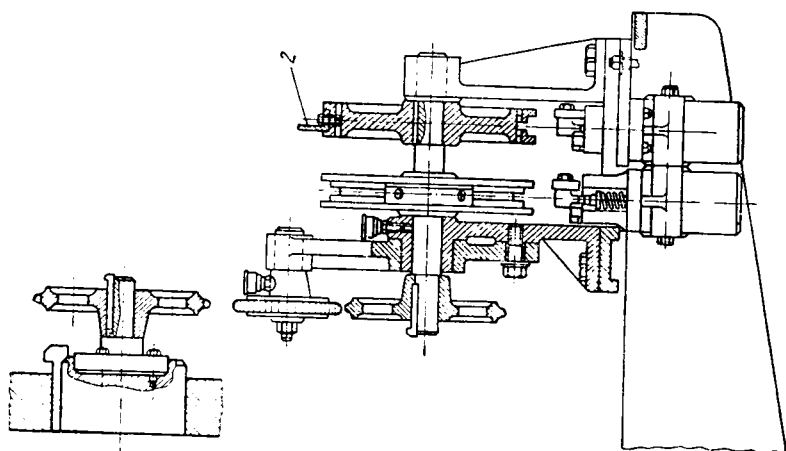
$$P = \alpha F p_n n. \quad (662)$$

Если учесть трение, то усилие прижима больше на 8—12%, так как при опускании прижима преодолевается усилие от действия как сжатого воздуха, так и трения в уплотнениях. При выталкивании, наоборот, силы трения противодействуют усилию от давления воздуха и соответственно усилие выталкивания будет на 8—12% меньше, чем усилие, получаемое без учета сил трения. Теоретически величину сил трения в манжетном уплотнении можно определить по методу, рассмотренному ранее [см. выражение (602)]. В набивочном уплотнении (у штоков) сила трения зависит от степени затяжки сальника и точно определить ее невозможно. Ориентировочно ее принимают

$$R = 0,15\pi db\mu p, \quad (663)$$

где d — диаметр штока; b — высота набивки; μ — коэффициент трения, равный 0,2; p — давление воздуха, действующее в цилиндре.

При вытяжке крупных деталей, требующих неравного расстояния между толкающими стержнями и неодинакового усилия прижима в разных местах, приходится ставить несколько пневматических подушек, составляющих так называемую батарею. Если на прессе будут штамповать только симметричные детали, то можно ставить батарею из подушек простого действия. В большинстве случаев, однако, наряду с симметричными штампуют и несимметричные детали, требующие неодинакового усилия прижима в разных местах, поэтому прессы снабжают батареями из подушек двойного действия, связанных с разными упорными (прижимными) плитками.



Каждая подушка управляется при помощи двухклапанных воздухораспределительных коробок. Клапаны переключаются от кулачковой системы 2 (рис. 314), приводимой в действие от кривошипного вала пресса через цепную передачу 1. Рычаг 3 клапана имеет защелку 4, удерживающую его после переключения кулачком в том или ином положении. Кулачок можно переставлять и таким образом изменять момент открывания и закрывания клапанов, а следовательно, и режим работы подушки.

Усилие прижима отдельных подушек батареи можно регулировать путем подачи воздуха соответствующего давления или использованием подушек двойного действия. При батарейном использовании подушек изделия из штампа выталкивает средняя подушка, не участвующая в прижиге и начинающая совершать выталкивание только после того, как ползун отойдет от крайнего нижнего положения на величину, не меньшую величины хода подушки (т. е. высоты изделия), чтобы избежать повреждения изделия при быстром выталкивании и ударе его о верхний штамп, еще не поднятый на достаточную высоту.

В случае не батарейного, а индивидуального применения пневматических подушек иногда применяют специальные гидрорпневматические удерживатели (правильнее — маслянопневматические). Шток 2 этого устройства (рис. 315) является продолжением штока пневматической подушки с подвижными поршнями (на рис. 315 поршни не показаны). В верхней части шток закрепляют в упорной (прижимной) плите 12 штампа. Система удерживателя залита маслом (веретенное масло 3, ГОСТ 1707—51).

В процессе вытяжки поршень 4 устройства вследствие опускания прижимной плиты 12 также опускается и перегоняет масло из нижней полости в верхнюю через шариковые клапаны 3 в поршне или специальные перепускные обратные клапаны в устройствах другого варианта, а также через открытый клапан 8. У сервопривода этого клапана воздух под давлением действует на кольцевую площадь поршня 11 с левой стороны. Так как вытесняемый из-под поршня 4 объем масла больше, чем освобождаемый объем над поршнем (за счет объема, вытесненного штоком 2), излишек масла из нижней полости через клапан 5 в торце штока по осевому каналу в нем перетекает в полость нижнего цилиндра пневматической подушки, расположенной над удерживателем.

При повороте кривошипного вала пресса на угол $\alpha = 145^\circ$ от крайнего верхнего положения кривошипа (недоход до крайнего нижнего положения 35°) происходит автоматическое переключение золотника управления сервопривода клапана 8. При этом из цилиндра 10 слева поршня 11 воздух выпускается, а справа впускается под давлением не менее $0,3 \text{ Мн/м}^2$ (3 атм), отчего клапан 8 закроется и будет находиться под действием сжатой пружины 9.

При обратном ходе ползуна пресса нагрузка на прижимную плиту 12 прекратится, однако под действием сжатого воздуха на поршне пневматическая подушка (на рис. 315 не показано) не сможет передвинуть шток 2, а следовательно и прижимную плиту, вверх, так как сверху поршня 4 удерживателя масло не сможет выходить (клапаны 3 и 8 закрыты). Лишь когда кривошипный вал пресса повернется при обратном ходе примерно на 120°

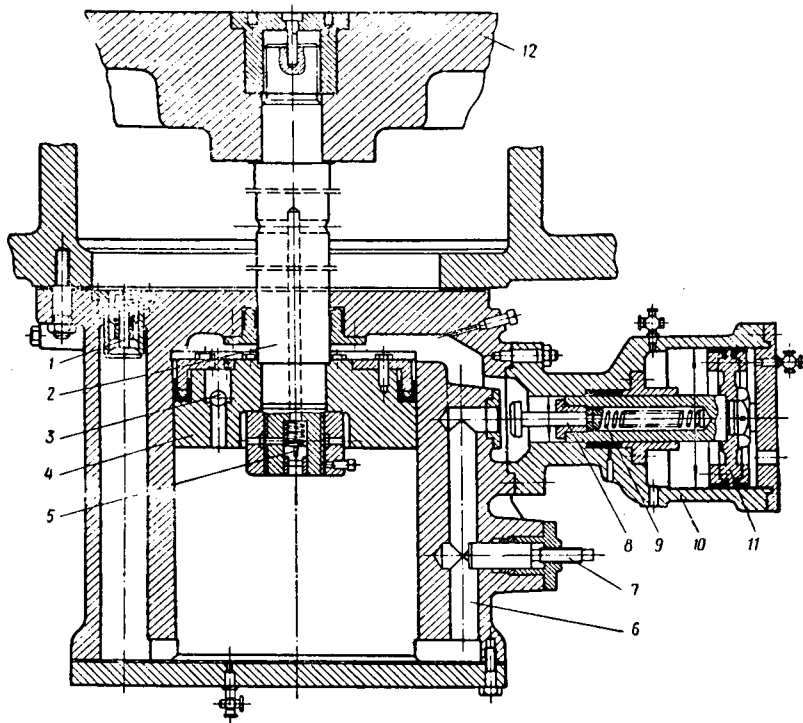


Рис. 315. Гидропневматический удерживатель

от крайнего нижнего положения (или 300° от начала хода), при помощи кулачковой системы кривошипный вал переключит электроток у двух соленоидов (на рис. 315 не показаны). Один из соленоидов установит золотник на выпуск воздуха из правой части (перед поршнем 11) сервопривода клапана 8. Другой установит второй золотник на впуск сжатого воздуха в левую его часть, за поршнем. Вследствие этого клапан 8 откроется. Масло сверху поршня удерживателя сможет переходить в пространство под ним, и пневматическая подушка начнет поднимать прижимную плиту и выталкивать отштампованную деталь из нижнего штампа.

The diagram illustrates a mechanical assembly, possibly a pump or a valve, in two views: a side elevation and a cross-sectional view.

- Side Elevation (Left):** Shows a vertical cylindrical component with a handle or lever mechanism at the top. A horizontal pipe or shaft extends from the bottom of this component towards the right.
- Cross-sectional View (Right):** Shows the internal components of the device. A central vertical shaft is surrounded by a housing. The housing has a flange at the top and a base. The central shaft is connected to a piston or plunger mechanism. The piston is shown in a cross-section with a central rod. The housing has a flange at the bottom. The central shaft is labeled with the number 1. The piston is labeled with the number 2. The housing is labeled with the number 3. The base is labeled with the number 4.

масла, находящегося под давлением сжатого воздуха подушки. Скорость выталкивания можно регулировать при помощи винта 7, в большей или меньшей мере открывающего проход в канале 6 для масла из верхней полости в нижнюю. В другом варианте винт устанавливают в крышке цилиндра 10 сервопривода. В этот винт упирается поршень 11 сервопривода при его пра-

вом положении, следовательно, при помощи винта можно регулировать степень передвижения вправо поршня 11 сервопривода, а также степень открывания клапана 8.

Гидропневматические подушки устанавливают на мощных прессах, у которых требуется настолько большое усилие прижима, что пневматические подушки с давлением воздуха $0,6 \text{ Мн/м}^2$ (6 *ати*) из-за своих размеров не помещаются в пространстве под столом прессы. Усилие на прижимной плите в процессе вытяжки развивается за счет вытеснения масла (рис. 316) плунжером 1 через клапан 2, открывающийся только при достижении в цилиндре подушки давления масла, достаточного для преодоления усилия, развиваемого сжатым воздухом снизу поршня 4 сервопривода клапана 2. Давление масла при этом получается в 5—10 раз больше, чем давление воздуха (в зависимости от соотношений площади клапана 2 и площади поршня 4 снизу). Давление воздуха можно регулировать редукционным клапаном. При обратном ходе ползуна давление масла в цилиндре упадет, и клапан 2 немедленно закроется, вследствие чего прижимная плита с плунжером 1 останется неподвижной, занимая нижнее положение.

Золотниковым воздухораспределителем 3 сервопривода клапана 2 управляет соленоид. При вращении коренного вала прессы кулачком (или копиром) переключается ток, поступающий в соленоид. Таким образом, момент открывания клапана 2 синхронизирован с вращением коренного вала или с ходом ползуна. Когда произойдет переключение золотника 3 управления сервоприводом клапана 2 (а это происходит, когда ползун отойдет при обратном ходе на величину, соответствующую глубине вытяжки) и воздух снизу поршня 4 сервопривода будет выпущен, в пространство сверху него поступит сжатый воздух; только тогда клапан 2 принудительно откроется. Масло из резервуара под давлением $0,5—0,6 \text{ Мн/м}^2$ (5—6 *ати*) может поступать в цилиндр подушки и выталкивать отштампованную деталь из штампа. Таким образом, усилие выталкивания получается в несколько раз меньше (в 5—6 раз), чем усилие прижима.

С началом нового хода кулачком на коренном валу выключится электрический ток соленоида, и золотник 3 передвинется в обратном направлении, причем воздух сверху поршня 4 сервопривода клапана 2 будет выпущен, а в пространство снизу поршня поступит сжатый воздух, которым клапан 2 прижмется к своему седлу. При выполнении вытяжки описанный ранее цикл повторится. Следует учитывать, что имеются гидропневматические подушки без удерживателя от выталкивания отштампованной детали одновременно с началом обратного хода.

В цилиндрах масляной системы как гидропневматического удерживателя, так и гидропневматических подушек в верхней части должен быть предусмотрен винтовой клапан для выпуска воздуха при заливке системы маслом и в случае необходимости

для выпуска воздуха, накопившегося в цилиндре уже во время работы устройства.

Редукционный клапан (рис. 317) работает по следующему принципу. Пружина 3 действует на диафрагму 4, от которой идет стержень с клапаном 6 на конце. Воздух от пневматической

сети, подаваемый справа, поступает через клапан 6 в левую сторону, соединенную с резервуаром (ресивером) через обратный клапан, необходимый для того, чтобы из резервуара воздух не мог уходить в пневматическую сеть, если в ней по каким-либо причинам давление упадет. В левой части редуктора проходит канал 5 в полость, где расположена диафрагма. Давление воздуха, находящегося в левой части редуктора, воздействует на диафрагму, выгибая ее против действия пружины 3. При некотором давлении воздуха в левой части редуктора диафрагма выгнется в сторону пружины настолько, что клапан 6 прикроется, и доступ воздуха из пневматической сети через редукционный клапан в резервуар прекратится.

Регулируя усилие предварительного сжатия пружины при помощи маховика 1, можно наладить редуктор на требуемое давление воздуха в резервуаре. Нажимной винт маховика от самопроизвольного отвинчивания закрепляется при помощи барашка 2.

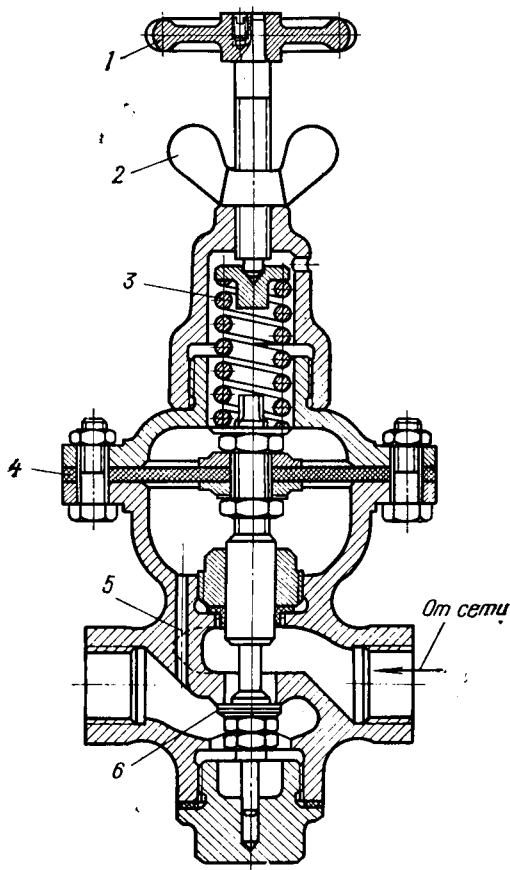


Рис. 317. Редукционный клапан

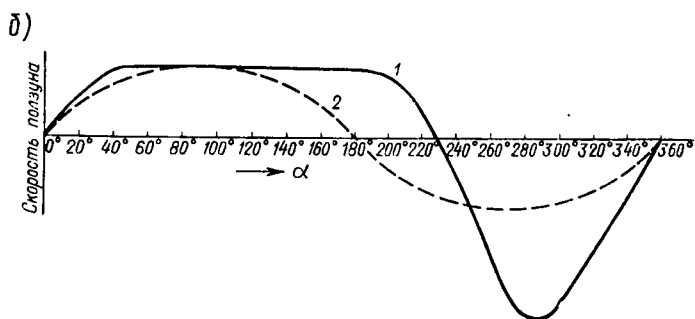
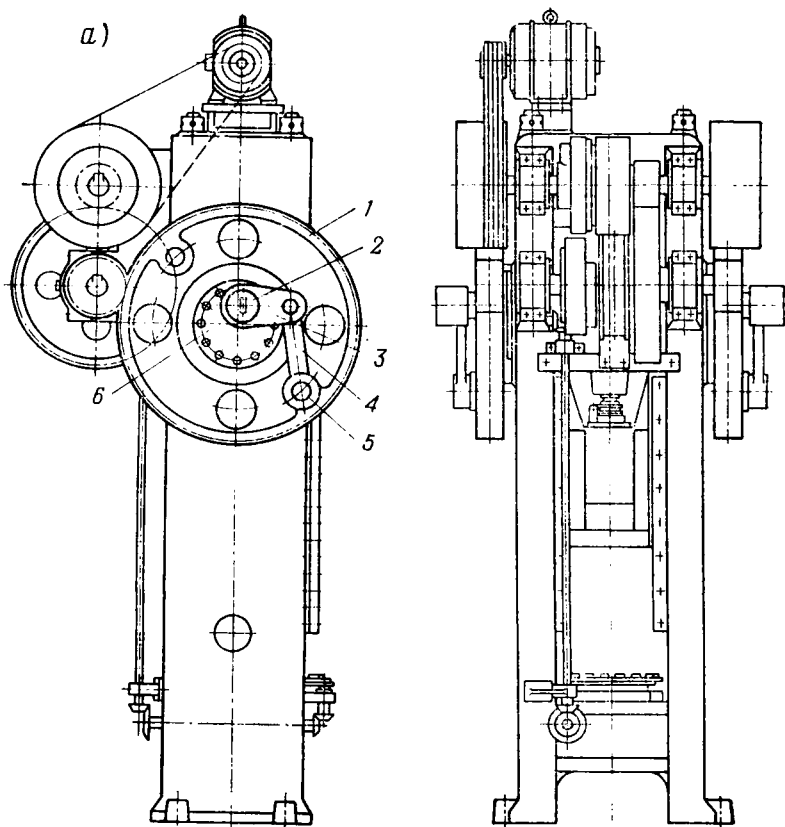


Рис. 318. Пресс с механизмом для выравнивания скорости ползуна:
 а — схема пресса; б — график скорости ползуна; 1 — у пресса с механизмом
 для выравнивания скорости ползуна, 2 — у обычного кривошипного пресса

§ 114. ПРЕССЫ ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ ВЫТЯЖНЫЕ
С МЕХАНИЗМОМ ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ СКОРОСТИ ПОЛЗУНА
ЗАКРЫТЫЕ С ДВУСТОРОННИМ ПРИВОДОМ КОРЕННОГО ВАЛА

Прессы простого действия, специально предназначенные для вытяжных работ, требующих большого рабочего хода, строят по наивыгоднейшему графику скорости с примерно постоянной, максимальной допустимой скоростью ползуна и использованием для рабочего хода угла поворота коренного вала более 180° . Для этого опоры коренного вала 2 (рис. 318) находятся во втулках 6, имеющих эксцентрично расположенные внешние поверхности, выступающие из станины. На них свободно посажены большие шестерни 1, несущие на себе кривошипы 5, связанные при помощи шатунов 4 с рычагами 3, жестко посаженными на коренном валу 2. При таком приводе вращение коренного вала становится неравномерным, и скорость ползуна во время рабочего хода получает примерно постоянное значение (рис. 318, б). При одной и той же максимально допустимой скорости вытяжки число оборотов коленчатого вала у рассматриваемого прессы может быть повышено по сравнению с обычным приводом, причем средняя скорость получится в два с лишним раза большей за период рабочего хода, чем при обычной кривошипно-шатунной системе привода ползуна. Как видно из графика (см. рис. 318, б), при обратном ходе также получается повышенная скорость, что сокращает продолжительность всего цикла.

Прессы с выравниванием скорости ползуна снабжают пневматическими подушками. Эти прессы динамически не сбалансированы и часто выходят из строя.

§ 115. ПРЕССЫ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Прессы двойного действия предназначены для выполнения вытяжных работ. Они имеют два ползуна: наружный или прижимной, и внутренний — вытяжной. Наружный ползун 2 (рис. 319) находится в направляющих 3 станины и приводится в движение от коренного вала при помощи кривошипно-рычажной или кулачковой системы. Внутренний ползун 1, выполняющий вытяжку, находится в направляющих, расположенных внутри прижимного, наружного ползуна, и приводится в движение кривошипно-шатунным или кулачковым механизмом коренного вала.

Поскольку вытяжка может начинаться, лишь когда вытягиваемый лист прижат наружным ползуном, последний должен в своем движении опережать внутренний ползун (см. рис. 319, I и II) и выставлять в нижнем положении до тех пор, пока происходит процесс вытяжки (см. рис. 319, III—IV) внутренним ползуном, продолжающим свое движение вниз. При обратном ходе

внутреннего и наружного ползунов обеспечивается съем детали с вытяжного пуансона (см. рис. 319, V).

В соответствии с этим будем иметь в общем виде следующую цикловую диаграмму движения ползунов пресса двойного действия (рис. 320). Примем за исходное (нулевое) положение момент, когда вытяжной (внутренний) ползун занимает верхнее положение. К этому моменту наружный ползун уже перейдет через крайнее верхнее положение и успеет опуститься на некоторый путь $S_{н1} + S_{н2}$, соответствующий опережению $\alpha_{оп} \approx 30^\circ$ угла поворота кривошипа внутреннего ползуна. Поэтому для

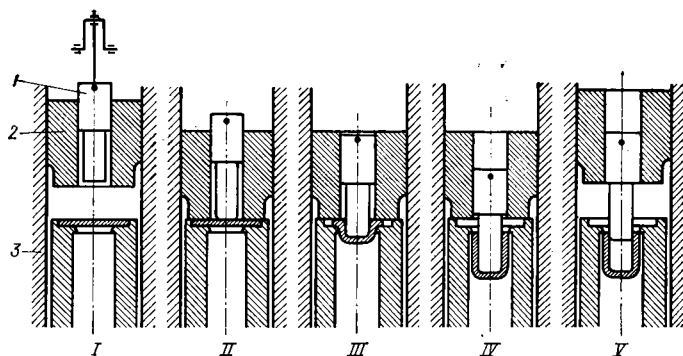


Рис. 319. Схема работы пресса двойного действия

того чтобы при остановке ползунов наружный ползун находился в возможно более приподнятом положении, муфту включения и тормозное устройство налаживают с таким расчетом, чтобы вытяжной (внутренний) ползун останавливался при его недоходе на $\alpha_2 \approx 15^\circ$. Тогда наружный ползун, опережающий внутренний по углу поворота кривошипа на $\alpha_{оп} \approx 30^\circ$, перейдет через крайнее верхнее положение всего на $\alpha_1 \approx 15^\circ$, что не вызовет значительного его опускания относительно крайнего верхнего положения (опустится к моменту остановки на величину $S_{н1}$). Наряду с этим внутренний ползун, хотя и не дойдет до крайнего верхнего положения, но также будет находиться весьма близко от него (на величину $S_{д}$).

Таким образом, в действительности, при включении муфты внутренний ползун на угле поворота кривошипа α_2 совершит еще некоторый путь $S_{д}$ подъема, а затем, перейдя через нулевое положение, начнет совершать ход вниз. Наружный ползун сразу при включении муфты начнет опускаться.

Когда после включения муфты кривошип внутреннего ползуна повернется на α_2 и от крайнего верхнего (нулевого) положения еще на $\alpha_x \approx 85^\circ$, наружный ползун успеет опуститься до крайнего нижнего положения (пройдет путь $S_{н2} + S_{н0}$) и прижмет заготовку листа. С этого момента может начинаться про-

цесс вытяжки, на что может быть использован ход вытяжного (внутреннего) ползуна, равный величине S_p , соответствующей углу поворота кривошипа α_p . Когда кривошип внутреннего ползуна повернется на угол $\alpha = 180^\circ$ от нулевого положения или на угол $\alpha_2 + 180^\circ$ от момента включения муфты, внутренний ползун начнет совершать обратный ход (подъем). Наружный ползун на

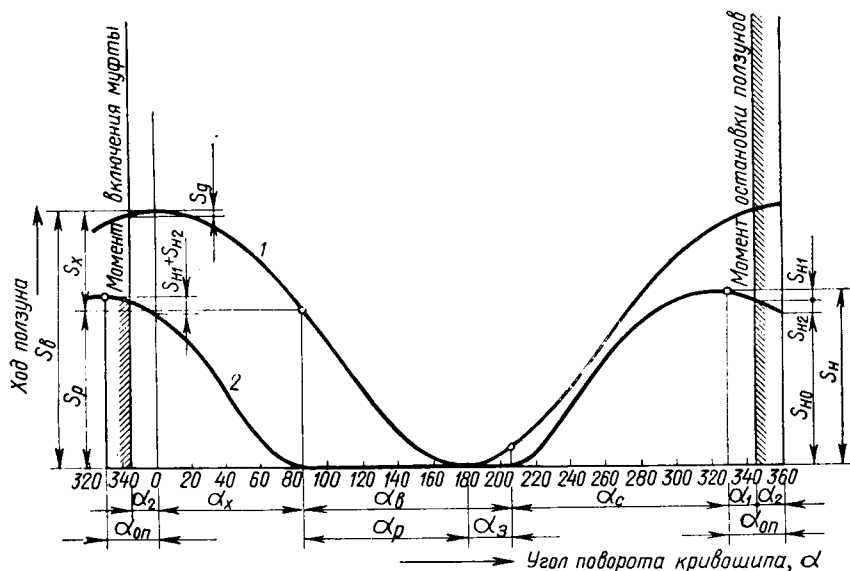


Рис. 320. Цикловая диаграмма пресса двойного действия:

1 — график хода внутреннего ползуна; 2 — график хода наружного ползуна; S_p , S_x , S_n — соответственно рабочий ход, холостый ход вниз и полный ход внутреннего ползуна; $S_{н1}$ — полный ход наружного ползуна

участке угла поворота $\alpha_v = 120^\circ$ выстаивает в нижнем положении, а на участке угла поворота коренного вала α_3 , когда внутренний ползун уже совершает обратный ход, наружный остается в покое. Далее происходит совместный подъем внутреннего и наружного ползунов на участке угла поворота кривошипного вала α_c .

К моменту остановки ползунов коренной вал повернется еще на угол α_1 , причем внутренний ползун остановится, не дойдя до крайнего верхнего положения на величину S_d , а наружный ползун, находясь в зоне угла опережения $\alpha_{оп}$, уже начнет опускаться и к моменту остановки продвинется вниз на путь $S_{н1}$.

Прессы двойного действия трехкривошипные изготовляют двухстоечными с открытой, в том числе наклоняемой [до 0,15—0,35 Мн (15—35 тс)], и закрытой станиной [0,15—1,6 Мн (15—160 тс)]. К среднему кривошипу подвешива-

ют внутренний ползун, к двум крайним — наружный (рис. 321). Положение ползун относительно стола пресса регулируют винтами. Прессы снабжают автоматической подачей для многооперационных работ. Число ходов в минуту достигает у открытых прессов $120 \div 150$, у закрытых — $100 \div 120$. Кроме того, имеются тихоходные варианты с числом ходов $40 \div 85$ в минуту.

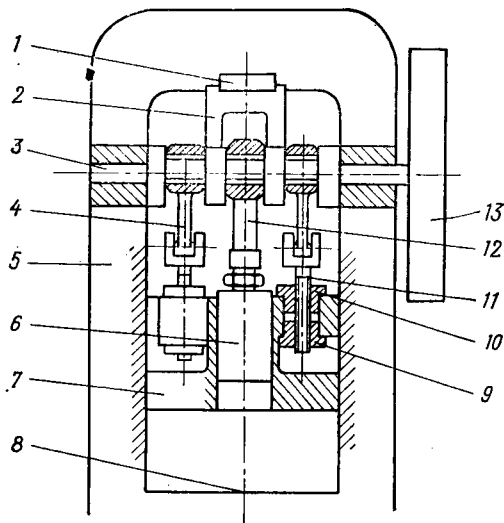


Рис. 321. Схема пресса двойного действия с кривошипно-шатунной системой привода наружного ползуна:

1 — регулировочный клин; 2 — упор против прогиба вала; 3 — трехколенчатый вал; 4 — шатун наружного ползуна; 5 — станина пресса; 6 — внутренний ползун; 7 — наружный ползун; 8 — стол; 9 и 10 — регулировочные гайки наружного ползуна; 11 — регулировочный винт наружного ползуна; 12 — шатун внутреннего ползуна; 13 — зубчатое колесо

Трехкривошипные прессы используются для неглубокой вытяжки. На наружном ползуне для прижима применяются амортизаторы прижима (см. § 116). Муфта включения, как правило, имеет поворотные шпонки. В настоящее время применяют фрикционные пневматические муфты.

Прессы кривошипно-кулачковые двойного действия выполняют с открытой наклоняемой [усилием $0,15—0,35 \text{ Мн}$ ($15—35 \text{ тс}$)] и ненаклоняемой станиной [$0,4—1,2 \text{ Мн}$ ($40—120 \text{ тс}$)] и станиной закрытого типа [$0,4—2,5 \text{ Мн}$ ($40—250 \text{ тс}$)] как с верхним, так и с нижним приводом. Эти прессы применяют для вытяжки средней глубины. Их снабжают механизмами автоматической подачи заготовок.

У прессов с верхним приводом внутренний ползун передвигается шатуном от коленчатого вала, а наружный 8 (рис. 322, а) — при помощи двух кулачков 4, расположенных на коленчатом валу 3 с боков колена. По поверхности кулачков 4 сверху и снизу катятся ролики 2 и 10, оси которых закреплены в траверсах 1 и 6, связанных четырьмя стяжными болтами 5 в отдельную раму, к которой на четырех винтах 11 подвешивают наружный ползун 8. Положение этого ползуна закрепляют

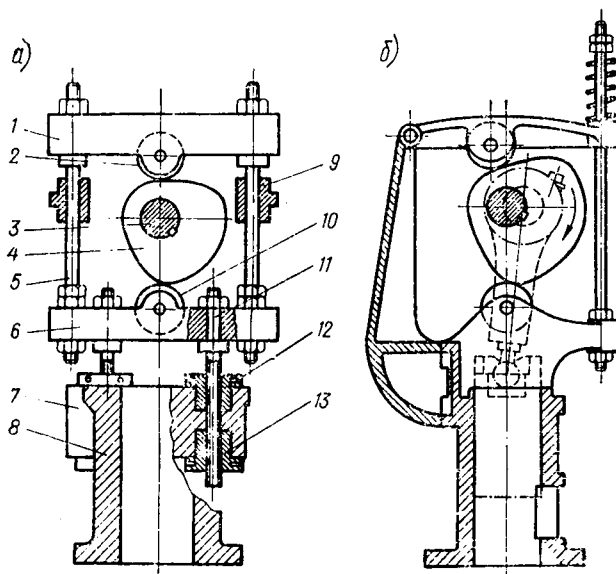


Рис. 322. Схема кулачковой системы привода наружного ползуна:
а — с регулировкой положения ползуна; б — без регулировки положения ползуна

на винтах 11 гайками 12 и 13, расположенными в приливах 7 наружного ползуна 8. Рама несколько иного вида (см. рис. 322, б) жестко притянута болтами к наружному ползуну. В первом случае (см. рис. 322, а), кроме направления наружного ползуна, направляют еще и стяжные болты 5 рамы при помощи специальных перекладин 9, соединяющих стойки прессы. Во втором случае (см. рис. 322, б) — вся система имеет только направляющие у наружного ползуна. Муфта включения у прессов номинальным усилием до 0,8 Мн (80 тс) имеет две поворачивающихся шпонки, а у больших прессов — фрикционная.

У прессы с нижним приводом (рис. 323) наружный ползун 7 в процессе работы остается неподвижным, но его положение можно изменять. При помощи маховика 2 через червячную передачу 13 и втулку 12 с зубчатым венцом можно одновременно

вращать гайки 11 и этим поднимать или опускать винты 1, а с ними и наружный ползун 7, находящийся в направляющих стоек 16. Прижим осуществляют, поднимая стол 8 при помощи кулаков 10 и закрепленных в столе 8 роликов 19. Кулаки 10 посажены на коренном валу 9, который приводится во вращение с двух сторон при помощи зубчатых колес 20. На этих колесах

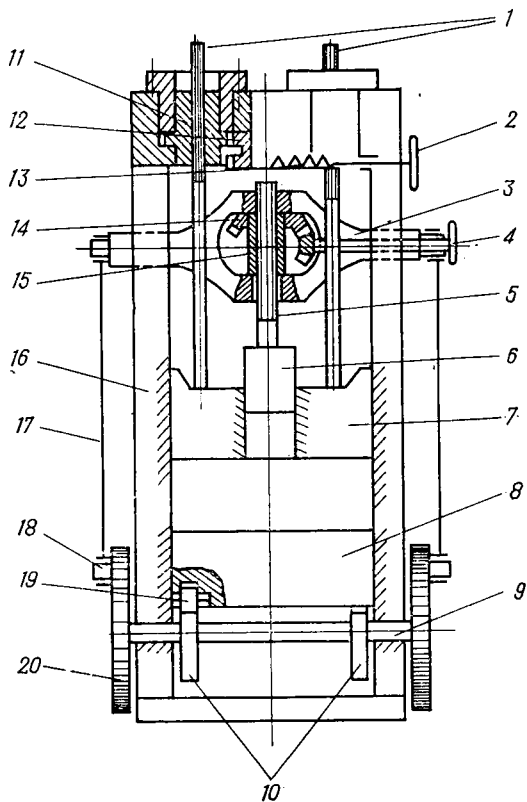


Рис. 323. Схема прессы двойного действия с нижним приводом

находятся кривошипные пальцы 18, связанные шатунами 17 с поперечиной 3. Средняя часть этой поперечины сильно развита, и в ней помещается гайка 15 с зубчатым венцом 14, которые от маховика 4 при помощи конической передачи могут вращаться в ту или иную сторону. При вращении в гайку 15 входит (или выходит) винт 5, закрепленный во внутреннем ползуне 6. Таким образом можно изменять положение внутреннего ползуна. При вращении коренного вала 9 кулаки 10 поднимают стол и прижимают заготовку к наружному ползуну 7. Кривошипы 18 передвигают поперечину 3, а с нею — и внутренний ползун 6, осуще-

ствляя требуемый цикл для выполнения вытяжной операции в соответствии с графиком, показанным на рис. 320.

К недостаткам прессов с кулачковым приводом следует отнести быстрый по сравнению с другими элементами пресса износ рабочей поверхности кулаков, соприкасающихся с роликами. На этой поверхности получают вмятины, что приводит к неровному ходу процесса прижима заготовки.

Кривошипно-коленорычажные прессы двойного действия применяют для особенно глубокой вытяжки и крупных деталей. Эти прессы имеют закрытую станину. Строят их усилием до 23 Мн (2300 тс). Привод внутреннего ползуна осуществляется от кривошипно-шатунного механизма, а наружного — при помощи коленорычажного механизма, приводимого в движение от кривошипного вала. Коленорычажные системы очень разнообразны. Из них можно выделить две основные схемы привода наружного ползуна: с боковым ползуном и без бокового ползуна.

При наличии бокового ползуна наружный ползун подвешивают в четырех точках. Боковой ползун 3 (рис. 324) приводится в движение от кривошипа 1, имеющегося на конце коленчатого вала. При крайнем верхнем положении кривошипа 1 боковой ползун 3, находящийся в боковых направляющих 11 стойки пресса, также занимает крайнее верхнее положение и при помощи звеньев устанавливает вертикально рычаги 4, жестко закрепленные на двух валах 5, параллельных коленчатому валу. На валах 5 жестко закреплено по два рычага 6, соединенных шатунами 7 с регулировочными винтами 8. При помощи гаек 9 можно отрегулировать необходимое нижнее положение наружного ползуна 10 относительно стола пресса.

Как следует из рис. 324, б, крайнему верхнему положению кривошипа 1 и бокового ползуна 3 соответствует крайнее нижнее положение наружного (прижимного) ползуна 10. Наоборот, при крайнем нижнем положении кривошипа 1 и бокового ползуна 3 (рис. 324, в) наружный ползун 10 поднимается до своего крайнего верхнего положения. В этот момент вследствие опережения колено 2 коренного вала не дойдет до своего крайнего верхнего положения на угол $\alpha_{оп}$. В соответствии с этим внутренний ползун 12 также не будет поднят до крайнего верхнего положения. Выставивание наружного ползуна в крайнем нижнем положении происходит за счет прохождения звеньями механизма пути вблизи нейтральных положений шарниров, когда передвижение шарниров практически не вызывает перемещения наружного ползуна и поглощается упругими деформациями системы звеньев привода. Но, несмотря на это, сила прижима наружного ползуна все же будет несколько пульсировать.

Для получения большего значения α_p применяют более сложные системы звеньев механизма привода наружного ползуна (рис. 325). От бокового ползуна 8, находящегося в направляю-

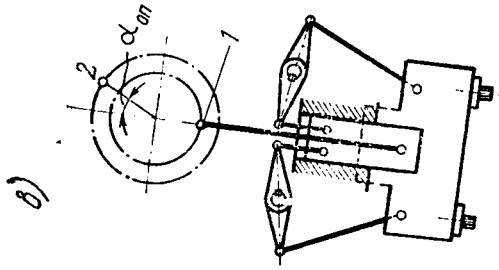
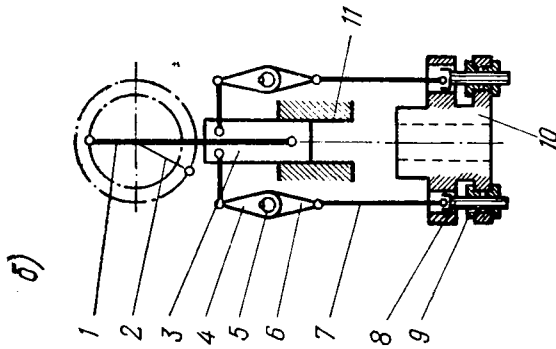
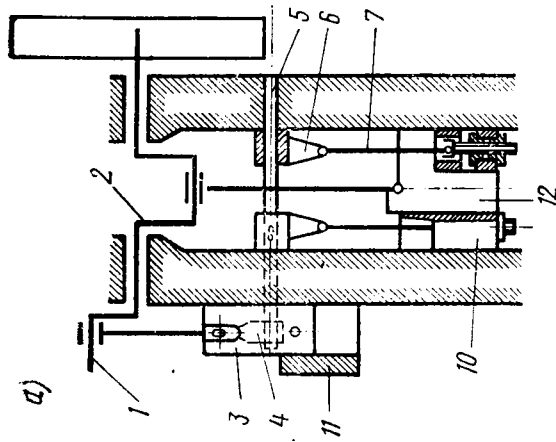
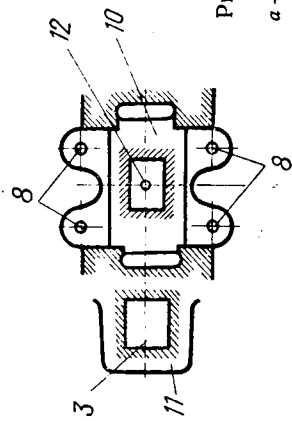


Рис. 324. Кривошипно-коленорычажный пресс двойного действия с боковым ползуном:
а — схема пресса; б — нижнее положение наружного ползуна; в — верхнее положение наружного ползуна



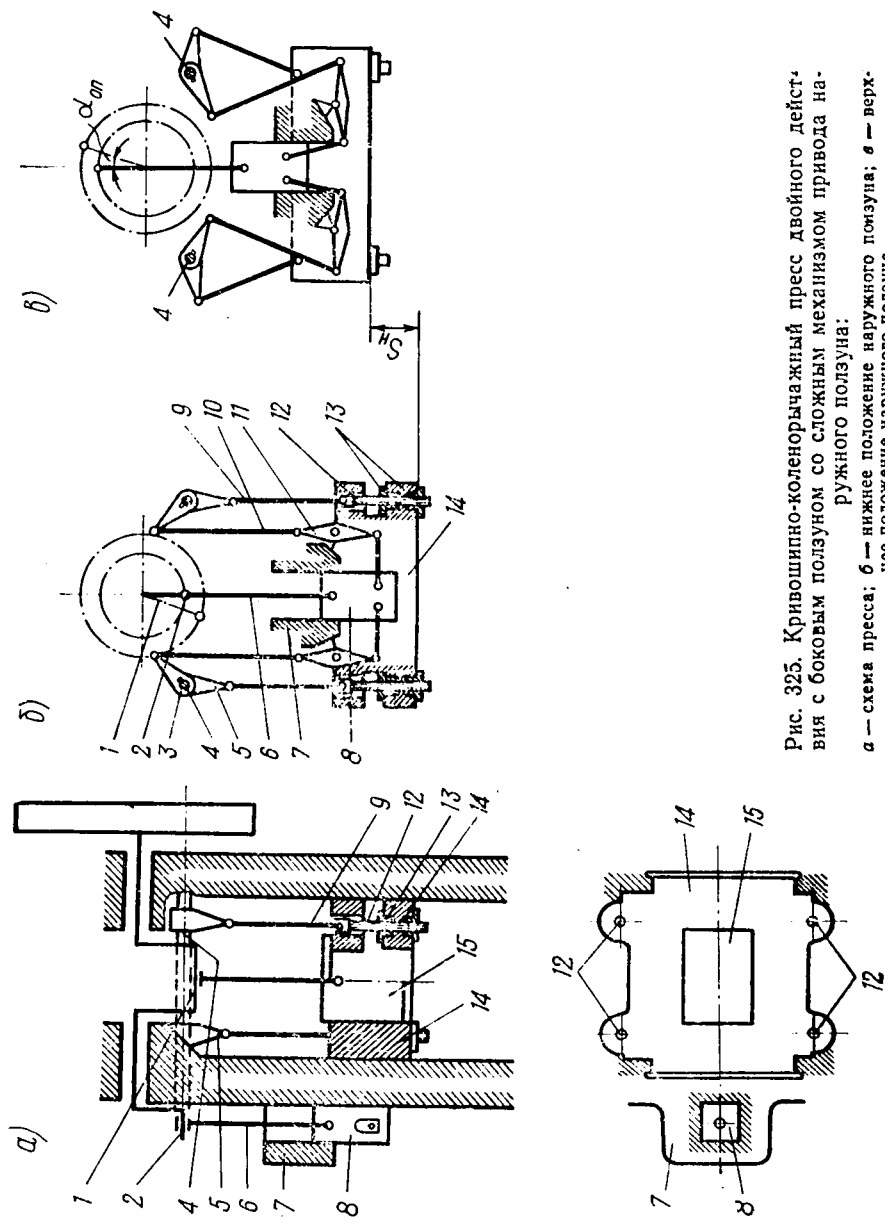


Рис. 325. Кривошипно-коленорычажный пресс двойного действия с боковым ползуном со сложным механизмом привода на ружного ползуна:
 а — схема пресса; б — нижнее положение наружного ползуна; в — верхнее положение наружного ползуна

щих 7, при помощи звеньев поворачиваются два двуплечих рычага 11 вокруг неподвижных, закрепленных в станине осей. Другие плечи этих рычагов связаны шатунами 10 с рычагами 3, жестко закрепленными на валах 4, находящихся в подшипниках стоек прессы. При повороте рычагов 3 поворачиваются валы 4, на которых жестко посажены рычаги 5, соединенные шатунами 9 с головками регулировочных винтов 12 наружного ползуна 14. В данной системе при крайнем нижнем положении кривошипа 2 и бокового ползуна 8, связанных между собой шатуном 6, наружный ползун 14 занимает нижнее положение.

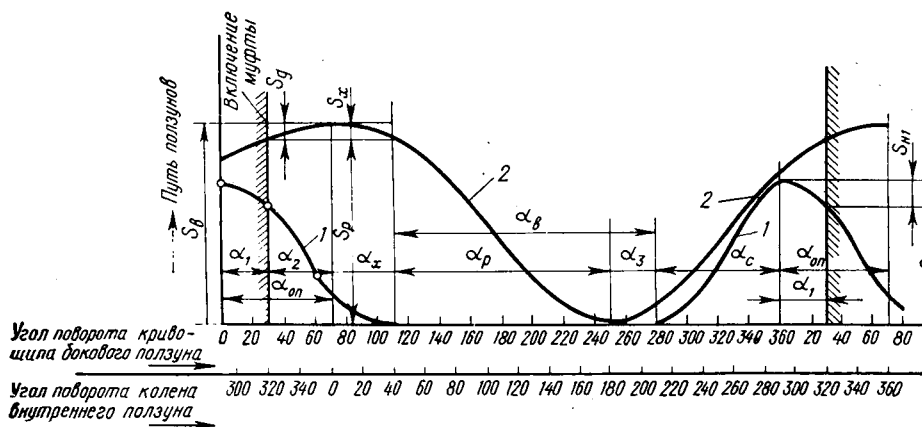


Рис. 326. Цикловая диаграмма пути наружного и внутреннего ползунков для прессы по схеме рис. 325:

1 — график пути наружного ползуна; 2 — график пути внутреннего ползуна; α_3 — угол поворота коленчатого вала, когда внутренний ползун осуществляет обратный ход при выставлении наружного ползуна; α_c — угол поворота коленчатого вала в процессе совместного подъема внутреннего и наружного ползунков

При крайнем верхнем положении кривошипа 2 и бокового ползуна наружный ползун также занимает верхнее положение. Кривошип 2 смещен вперед на угол $\alpha_{оп}$ по отношению к колену 1, связанному шатуном с внутренним ползуном 15, не достигающим поэтому в это время до своего крайнего верхнего положения.

Практически выставление наружного ползуна начинается при угле α поворота кривошипа 2 бокового ползуна, равном 110° , и заканчивается при $\alpha \approx 280^\circ$, т. е. угол поворота коленчатого вала при выставлении наружного ползуна $\alpha_n \approx 170^\circ$ (рис. 326). Отсюда следует, что $\alpha_p = 180 - 110 + \alpha_{оп} = 70 + \alpha_{оп}$. Угол опережения $\alpha_{оп}$ у многорычажных кривошипно-коленорычажных прессов двойного действия может достигать $55-60^\circ$. Боковой ползун может располагаться как под кривошипом, так и над ним. Прессы с боковым ползуном и открытым приводом строят усилием от 0,4 до 18 Мн (40—1800 тс).

Прессы двойного действия без бокового ползуна с открытым приводом бывают одно- и двухкривошипные. Коренной вал расположен вдоль фронта и у крупных прессов имеет двусторонний привод. Наружный ползун 5 (рис. 327) подвешен в четырех точках и передвигается через коленорычажную систему от двух кривошипов 3, закрепленных

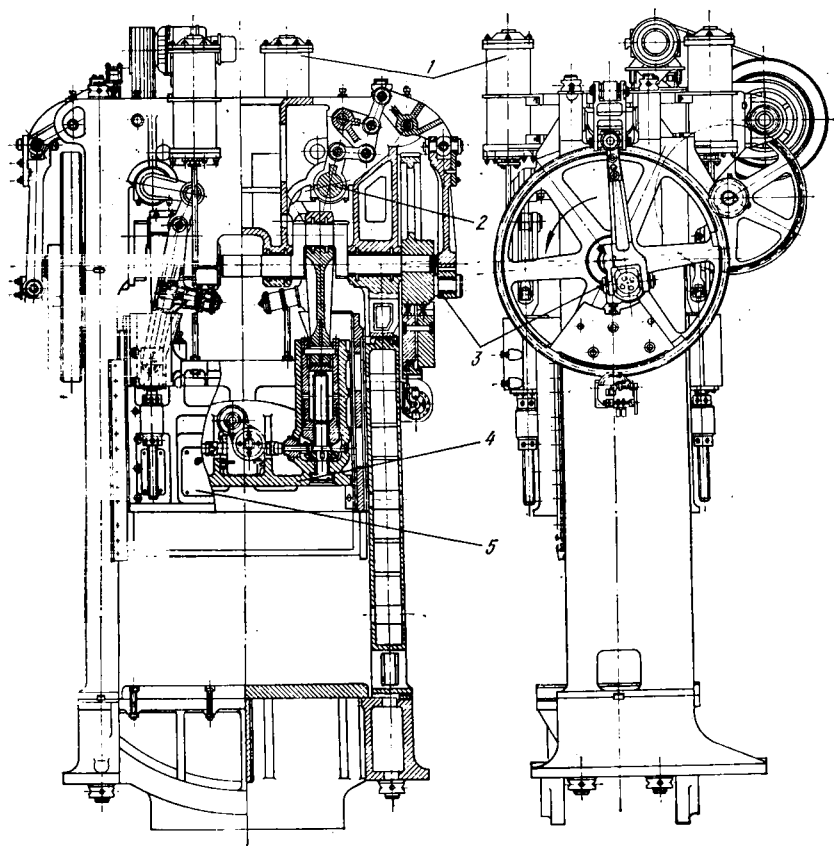


Рис. 327. Двухкривошипный коленорычажный пресс двойного действия с открытым приводом

на зубчатых колесах. Коленорычажная система привода наружного ползуна имеет два вала 2, расположенных перпендикулярно фронту прессы. Положение внутреннего ползуна 4 регулируется от специального электродвигателя, установленного внутри ползуна и через трансмиссию воздействующего на все его подвески одновременно.

У крупных прессов наружный ползун имеет уравнивающее устройство — обычно пневматические цилиндры 1. В связи

с тем, что нагрузка при вытяжке может начинаться при малых углах поворота колена коренного вала, в том числе близких к $\alpha=90^\circ$, зубчатые колеса у прессов двойного действия должны быть прочнее, чем у обрезных и просечных прессов простого действия, а маховик более мощный, так как на операцию глубокой вытяжки требуется затратить больше работы, чем при вырубке.

Прессы двойного действия для выталкивания изделий из штампа оснащаются пневматическими и гидропневматическими подушками, у крупных и средних прессов обязательно с удерживателями, так как начало выталкивания можно осуществлять, избегая порчи отштампованной продукции, только после подъема прижимного (наружного) ползуна на величину, соответствующую ходу подушки при выталкивании.

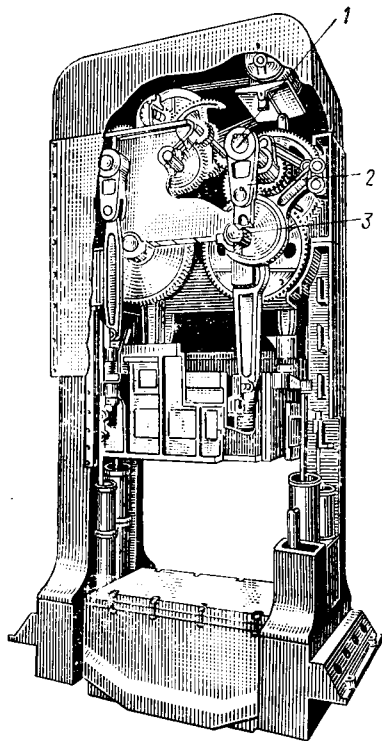


Рис. 328. Коленорычажный пресс двойного действия с закрытым приводом

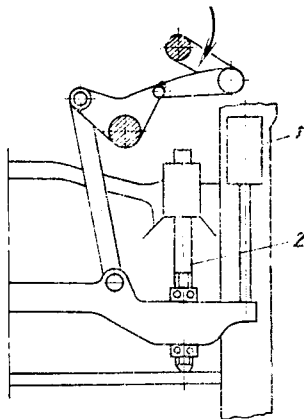


Рис. 329. Подвеска наружного ползуна:

1 — уравновешивающий цилиндр; 2 — регулировочный винт

Прессы двойного действия с верхним расположением закрытого привода наружного и внутреннего ползунов (рис. 328) имеют коленчатые валы 3, расположенные поперек фронта. Привод наружного ползуна осуществлен через рычажную систему 2 и два параллельных вала 1, расположенных также перпендикулярно к фронту прессы. Эти прессы строят усилием от 0,4 до 23 Мн (40—2300 тс). График взаимного перемещения наружного и внутреннего ползунов в

принципе аналогичен рассмотренному ранее, но величины α_p и S_p относительно меньше ($\alpha_p \leq 120^\circ$). Наружный и внутренний ползуны уравновешены при помощи пневматических цилиндров, встроенных в стойки пресса. Регулировочные винты, на которых подвешен наружный ползун, работают во время выстаивания или на сжатие (см. рис. 327 и др.), или на растяжение (позиция 2 на рис. 329). При работе на растяжение регулировочные винты выполняют длинными, эластичными; за счет их растяжения в значительной мере устраняется пульсация напряжения прижима при выстаивании наружного ползуна.

Прессы двухкривошипные с плунжерным соединением внутренних и наружных ползунов по типу, показанному на рис. 300, имеют герметично закрытые головки, в которые залито масло. Весь привод ползунов находится в масляной ванне.

Все, что говорилось ранее (см. § 109) о плунжерном приводе, относится и к плунжерному приводу прессов двойного действия. Станина пресса двойного действия воспринимает все усилие деформации обрабатываемого листа. Вследствие того, что при вытяжке «на проход» работа упругой деформации станины, возникающая под действием указанных усилий, не возвращается обратно маховику, величина этой работы должна быть возможно меньшей. Поэтому станину прессов двойного действия, особенно у крупных прессов, выполняют достаточно жесткой, несмотря на то, что у станины закрытого типа степень ее жесткости мало отражается на точности выполняемых вытяжных работ. Таким образом, жесткость станин закрытого типа у прессов двойного действия имеет несколько иное значение, чем у горячештамповочных прессов и горизонтальноковочных машин.

§ 116. АМОРТИЗАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПРИЖИМНЫХ ПОЛЗУНОВ

Чтобы избежать возникновения чрезмерного усилия прижима на наружном ползуне, получающегося вследствие неправильной наладки и колебания размера по толщине вытягиваемого материала, а также для компенсации упоминавшейся ранее пульсации силы прижима наружного ползуна, применяют амортизационные устройства, устанавливаемые на прижимной поверхности ползуна (рис. 330) или на шатунах, к которым подвешивают наружный ползун (см. рис. 327 и 331). Эти устройства являются одновременно предохранительными от перегрузки при прижиге наружного ползуна.

Амортизационные устройства, устанавливаемые на прижимной поверхности ползуна, действуют при помощи пружин 1, обычно тарельчатых (рис. 330, а), располагаемых в нескольких местах между наружным ползуном 2 и нажимным кольцом 3, в которое устанавливают вставки 4, соответствующие конфигурации изделия. Амортизационные устройства этого вида работа-

ют также при помощи надуваемых сжатым воздухом резиновых пневматических камер 5 (рис. 330, б), закладываемых в соответствующие полости устройства, между наружным ползуном 2 и нажимным кольцом 3. Наконец, имеются амортизационные

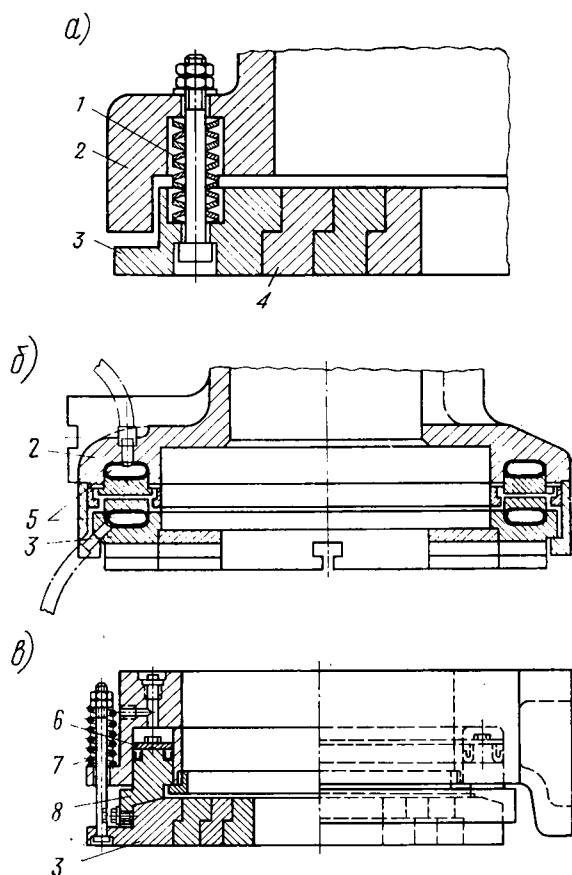


Рис. 330. Амортизационные устройства наружного (прижимного) ползуна:

а — с тарельчатыми пружинами; б — с пневматическими камерами; в — с пневматическими кольцевыми цилиндрами

устройства, действующие при помощи пневматического кольцевого цилиндра (рис. 330, в), в который входит кольцевой поршень 8 с манжетным уплотнением 6 и прикрепленным к нему нажимным кольцом 3. Пружины 7 служат для регулирования прижима при различных вытягиваемых деталях.

Амортизационное устройство, встраиваемое в шатуны, состоит из двух рычагов 1 и 3 (рис. 331), имеющих общий шарнир 2,

рычага 3. Сжатый воздух подается через редуктор, регулируемый на требуемое давление. Если усилие прижима окажется больше, чем усилие, на которое отрегулировано давление воздуха, то нижний конец рычага 1, преодолевая силу давления воздуха на поршни, отойдет от упора рычага 3. Вследствие это-

го расстояние между головками шатуна (рычаги 1 и 3, соединенные вместе, представляют собой составной шатун) уменьшится, и коленорычажная система привода наружного ползуна предохранится от перегрузки.

Расчет амортизирующих устройств, устанавливаемых на прижимной поверхности наружного ползуна (см. рис. 330), элементарно прост, поэтому на нем останавливаться не будем.

Расчет амортизатора (предохранителя), устанавливаемого на шатунах (см. рис. 331, а), сводится к определению необходимого давления воздуха в сдвоенном цилиндре устройства, обеспечивающего необходимую силу прижима P , приходящуюся на данный шатун. Рассмотрим условие равновесия рычага 3 составного шатуна в условиях, когда только начинается работа амортизатора. Рычаг 1, отходя от упора, снимает с него нагрузку, а на рычаг 3 со стороны, противоположной упору, действует давление сжатого воздуха в цилиндрах, создающее усилие T (см. рис. 331, б). Сила прижима P действует по касательной к кругам трения с радиусами μr_1 и μr_3 . Перенесем силу P в центр шарнира 5. Получим пару сил $P r_3 \mu$ и силу P . Разложив силу P на вертикальную и горизонтальную слагающие, найдем

$$P_{\Gamma} = P \sin \phi_1.$$

Из треугольника 1, 1', 5 имеем

$$\begin{aligned} \sin \phi_1 &= \frac{\mu r_1 + \mu r_3}{l_1}, \\ P_{\Gamma} &= P \mu \frac{r_1 + r_3}{l_1}; \\ P_{\text{в}} &= P \cos \phi_1. \end{aligned} \tag{664}$$

Ввиду весьма малой величины угла ϕ_1 можно принять * $\cos \phi_1 = 1$ и $P_{\text{в}} = P$. Перенеся силы $P_{\text{в}}$, P_{Γ} и T в центр шарнира 2, получим моменты вращения — $P \mu r_3 + P_{\text{в}} H = +PH$; $+P_{\Gamma} l_3$; $-TR$ и силы $P_{\text{в}} = P$ и $T - P_{\Gamma}$. Эти силы уравниваются реакцией со стороны рычага 1, но вместе с тем вызывают в шарнире 2 момент трения, равный

$$-M_{T2} = -\mu r_2 \sqrt{P^2 + (T - P_{\Gamma})^2}$$

и действующий против направления вращения рычагов в момент амортизации. Ввиду малого значения P_{Γ} относительно P ($P_{\Gamma} \approx 0,01P$) и величины T относительно P ($T < 0,05P$), причем они частично взаимно друг друга компенсируют, можно принять

* Например, у прессы усилием 2,5 Мн (250 тс): $r_1 = r_5 = 10$ см, $l_1 = 184$ см, и, при $\mu = 0,1$ $\sin \phi_1 = 0,0109$, $\cos \phi_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \phi_1} = \sqrt{1 - 0,0109^2} = 0,9999 \approx 1$.

с достаточной для практики точностью (доли %), что $-M_{T2} = -P\mu r_2$. Баланс моментов

$$PH - P\mu r_3 + P r l_3 - TR - R\mu r_2 = 0,$$

откуда

$$T = P \frac{H - \mu r_3 + \mu \frac{r_1 + r_3}{l_1} l_3 - \mu r_2}{R}. \quad (665)$$

С учетом сил трения в манжетном уплотнении поршней и штока

$$T = pF_{\Sigma} + p\mu(2\pi D_{\Pi} b_{\Pi} + \pi d_1 b_1 + \pi d_2 b_2), \quad (666)$$

где p — избыточное давление (манометрическое) воздуха в цилиндрах, $\text{н/м}^2 (\text{кг/см}^2)$; F_{Σ} — суммарная активная площадь поршней за вычетом площадей штока, см^2 ; μ — коэффициент трения манжет о металл; D_{Π} , d_1 , d_2 — соответственно диаметр поршней и их штоков, см ; b_{Π} , b_1 , b_2 — соответственно высота манжет у поршней и штока, см .

Вставив в уравнение (665) вместо T его значение из уравнения (666) и решив полученное уравнение относительно p , найдем

$$p = P \frac{H - \mu \left(r_2 + r_3 - \frac{r_1 + r_3}{l_1} l_3 \right)}{R[F_{\Sigma} + \mu \pi (2D_{\Pi} b_{\Pi} + d_1 b_1 + d_2 b_2)]}. \quad (667)$$

Если

$$H = \mu \left(r_2 + r_3 - \frac{r_1 + r_3}{l_1} l_3 \right),$$

то уравнения (665) и (667) обращаются в нуль. Это свидетельствует о нахождении шарнира 2 в зоне трения и «омертвления» амортизатора, у которого при таком значении H никакая сила P не заставит сработать амортизатор. Отсюда следует необходимость:

$$H > \mu \left(r_2 + r_3 - \frac{r_1 + r_3}{l_1} l_3 \right).$$

Для достаточной чувствительности амортизатора величину H принимают равной:

$$H = (8 \div 9) \mu \left(r_2 + r_3 - \frac{r_1 + r_3}{l_1} l_3 \right). \quad (668)$$

§ 117. РАБОТА КОРЕННОГО ВАЛА У ПРЕССОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Номинальное усилие P_n у прессов двойного действия принимают в соответствии с допускаемым при $\alpha_n = 130—150^\circ$.

Коленчатый вал у трехкривошипных прессов двойного действия (см. рис. 321) нагружен на средние колена силой P_n со стороны внутреннего ползуна и на боковые колена — со стороны прижимного (наружного) ползуна с силой, примерно равной 50—60% от усилия P_n , развиваемого на внутреннем ползуне, или 25—30% от P_n на каждое боковое колено. Кроме того, у пресса с зубчатым перебором на коленчатый вал действует окружное усилие большой шестерни под углом γ посадки малой шестерни. В опоре со стороны большой шестерни в случае одно-стороннего привода вал передает полный крутящий момент. Реакция в опоре вала распределяется по треугольнику на длине опоры до d_0 .

В других сечениях вала передается часть полного крутящего момента, определяемого в соответствии с указанной схемой нагружения коренного вала. У прессов с кулачковой системой привода наружного ползуна коленчатый вал работает на изгиб от такой же нагрузки, как и в описанной ранее трехкривошипной системе, и передает крутящий момент, возникающий от усилия внутреннего ползуна на колено вала и сил трения в опорах в соответствии со схемой нагружения (P_n на колено, по 50—60% от P_n на кулаках и силы Q на зубьях шестерен). Крутящим моментом от сил трения качения роликов по кулакам можно пренебречь ввиду малой величины сил от трения качения.

У прессов двойного действия с коленорычажным приводом усилие прижима может достигать величины, равной 100% от P_n . Однако при расчете можно принимать, что коленчатый вал кривошипно-рычажных прессов двойного действия нагружен на колено со стороны внутреннего ползуна усилием P_n и крутящим моментом, передаваемым на колено со стороны большой шестерни. Крутящий момент и усилия, передаваемые со стороны наружного ползуна через систему звеньев и боковой ползун на консольно расположенный кривошип коренного вала в момент прижима наружного ползуна, относительно малы*, их можно не учитывать при расчете на прочность колена вала (сечение $a—a$) и его опорных шеек (сечение $O—O$).

* В момент прижима наружного ползуна ряд звеньев механизма его привода проходят положение, близкое к полному распуру (см. рис. 325), отчего на боковом ползуне усилие от кривошипа получается небольшим.

Прессы тройного действия, кроме двух ползунов — наружного (прижимного) и внутреннего (вытяжного) — имеют еще и нижний ползун с направляющими, расположенными в столе прессы. Нижний ползун предназначен для глубокой обратной вытяжки при штамповке крупных деталей.

В зависимости от типа привода нижнего ползуна прессы тройного действия подразделяются на прессы с общим приводом и с независимым приводом. В прессах первого типа общий привод располагают сверху или внизу. Их конструировали путем добавления нижнего ползуна к прессам двойного действия. Нижний ползун приводили в действие двумя тягами от общего верхнего привода. Для уменьшения строительной высоты пресса было предложено располагать весь привод под столом прессы и, наоборот, передавать движение верхним ползунам при помощи тяг. Указанные конструкции с общим приводом для всех ползунов не позволяют регулировать по времени взаимное действие ползунов, что является их принципиальным недостатком. Этот недостаток устранен в прессах с независимым приводом нижнего ползуна, который может быть пущен в ход в любой заданный момент, что облегчает получение требуемого взаимного перемещения ползунов.

Современные прессы строят с независимым приводом нижнего ползуна. Муфты включения применяют электропневматического действия. Нажатием кнопки муфта включается и приводит в движение верхние ползуны (рис. 332), взаимно перемещающиеся (рис. 333), так же как и у прессов двойного действия. Когда происходит выставление наружного 2 (прижимного) ползуна (см. рис. 333), внутренний ползун 1 производит вытяжку и конечным выключателем выключает муфту. Вследствие этого внутренний и наружный ползуны останавливаются в крайнем нижнем положении. В заранее установленный момент хода внутреннего ползуна 1 устройство, заблокированное с его ходом, включает муфту нижнего ползуна 3, который производит вытяжку в обратном направлении.

Включающее устройство может быть заранее настроено с таким расчетом, чтобы муфта сцепления нижнего ползуна включалась в момент угла поворота колена вала внутреннего ползуна, находящегося в диапазоне $\alpha = 90^\circ \div 135^\circ$. При $\alpha = 90^\circ$ нижний ползун достигнет крайнего верхнего положения (см. на рис. 333 штриховую линию) в момент, когда внутренний ползун только остановится, и глубина обратной вытяжки получится почти равной нулю. При $\alpha = 135^\circ$ может быть достигнута максимальная глубина $S_{\text{рж}}$ обратной вытяжки в процессе выставления внутреннего ползуна. Когда нижний ползун, пройдя крайнее верхнее положение, начнет опускаться, предельный выключатель, заблокированный с ходом нижнего ползуна, включит муфту

привода верхних ползунов. Момент ее включения также регулируется, и включение может осуществиться при отходе нижнего ползуна вниз на больший или меньший путь, соответствующий углу поворота его кривошипа в пределах $\alpha_{\text{нж}} = 220 \div 280^\circ$. В соответствии с этим опережение ухода нижнего ползуна от начала отхода внутреннего ползуна может быть заранее отрегулировано.

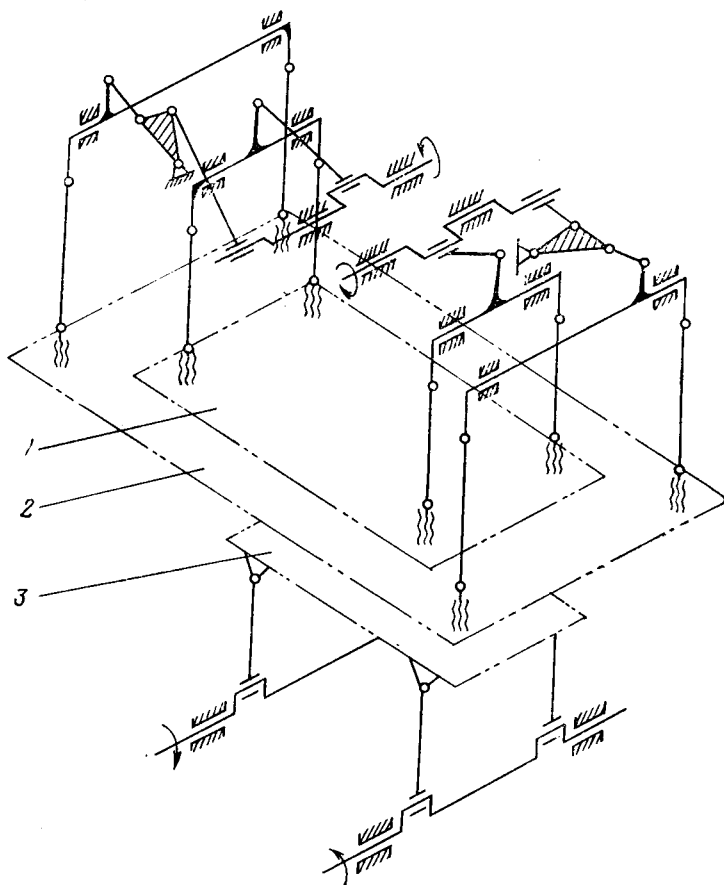


Рис. 332. Схема рабочего механизма пресса тройного действия

При обратном ходе ползунов автоматически выключаются соответствующие муфты; верхние ползуны останавливаются в исходном положении (внутренний, не доходит до крайнего верхнего положения, наружный — переходит его), а нижний займет крайнее нижнее положение. Для повторения хода необходимо снова нажать кнопку включения. Если работа нижнего

ползуна не требуется, его привод отключают, и пресс будет работать, как пресс двойного действия.

Современные прессы тройного действия имеют закрытые верхний и нижний приводы ползунов, причем все вращающиеся части находятся в масляной ванне. В отличие от прессов двойного действия, внутренний и наружный ползуны прессов тройного действия приводятся в движение кривошипно-рычажной системой (см. рис. 332). Коленчатые валы ползунов расположены перпендикулярно фронту прессы.

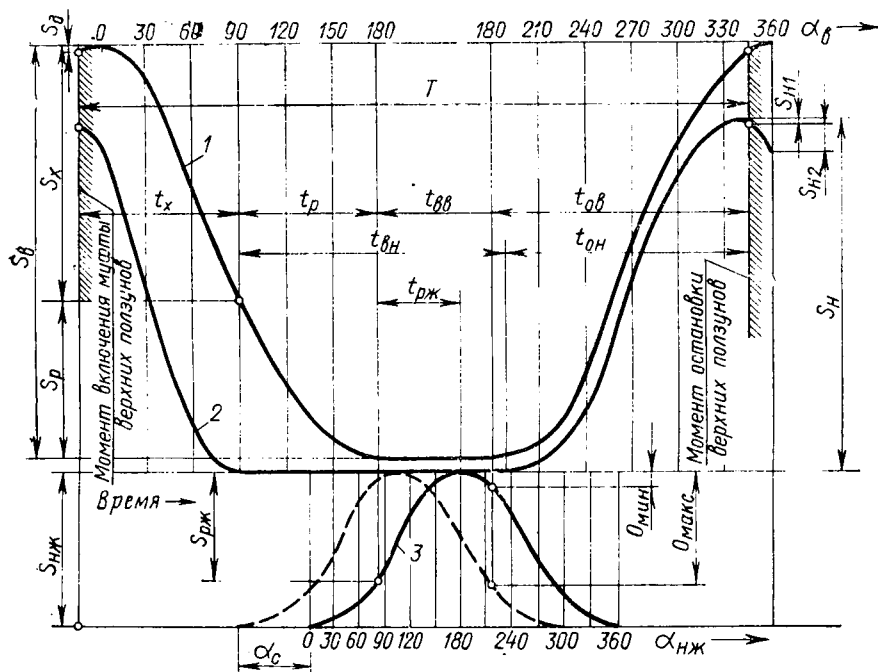


Рис. 333. Цикловая диаграмма пути ползунов у прессы тройного действия с независимым приводом нижнего ползуна:

1 — график пути внутреннего ползуна; 2 — то же, наружного ползуна; 3 — то же, нижнего ползуна; T — время одного хода S_x внутреннего ползуна; t_x — время холостого хода S_x внутреннего ползуна; t_p — время рабочего хода S_p внутреннего ползуна; $t_{вв}$ — время выставания внутреннего ползуна; $t_{нн}$ — время выставания наружного ползуна; $t_{рж}$ — время максимальной обратной вытяжки $S_{рж}$; $t_{ов}$ — время обратного хода внутреннего ползуна; $t_{он}$ — время обратного хода наружного ползуна; S_v — полный ход внутреннего ползуна; $S_{вн}$ — недоход внутреннего ползуна до крайнего верхнего положения в момент останова верхних ползунов; $S_{н1}$ — переход наружного ползуна за крайнее верхнее положение в тот же момент; $S_{н2}$ — ход опускания наружного ползуна в процессе подъема внутреннего ползуна после включения муфты; S_n — полный ход наружного ползуна; α_v — угол поворота коленчатого вала внутреннего ползуна; $\alpha_{нж}$ — угол поворота коленчатого вала нижнего ползуна; α_c — угол регулировки сдвига момента включения муфты нижнего ползуна; $O_{макс}$ — максимальное опережение ухода нижнего ползуна; $O_{мин}$ — минимальное опережение ухода нижнего ползуна

Регулировка положения внутреннего и наружного ползунов — независимая, при помощи регулировочных винтов. Гайки регулировочных винтов внутреннего ползуна вращаются одновременно специальным электродвигателем, а наружного, подвешенного в четырех точках, — вручную, каждый винт отдельно. Положение нижнего ползуна не регулируют. Его приводят в движение четыре муфты шатунами двухколенчатых валов.

Пневматические муфты включения устанавливают на приемных валах как у верхнего, так и у нижнего приводов. Усилия, допускаемые на ползунах прессов тройного действия, находятся примерно в следующих соотношениях: на внутреннем — номинальное усилие P_n пресса; на наружном — $0,5 \div 0,75 P_n$; на нижнем — $0,5 \div 0,65 P_n$.

§ 119. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КРИВОШИПНЫМИ ПРЕССАМИ

Системы управления кривошипными прессами простого, двойного и тройного действия принципиально одинаковы. Электродвигатель современных прессов включают в работу при помощи кнопок. Можно отметить три основных типа кнопочного управления электродвигателем:

1) с ручным пусковым реостатом, при котором после нажатия кнопки «Пуск» (рис. 334, а) необходимо вывести из цепи пусковой реостат путем поворота его штурвала по часовой стрелке до отказа; для выключения электродвигателя требуется нажать кнопку «Стоп» и ввести реостат, повернув его штурвал в обратную сторону до отказа;

2) с двухкнопочным пускателем (рис. 334, б); электродвигатель приводят в действие нажатием верхней кнопки «Пуск» в течение $25 \div 30$ сек, после чего кнопку следует отпустить и нажать вторую кнопку «Пуск», управляющую автотрансформатором. Для выключения электродвигателя достаточно нажать на нижнюю кнопку «Стоп»;

3) однокнопочным пускателем (рис. 335, а) с пусковым автотрансформатором, управляемым при помощи реле времени. В данном случае требуется нажать кнопку «Пуск», реле времени сработает и само переключит автотрансформатор.

После того как маховик наберет полное число оборотов, можно включить муфту сцепления. У прессов с жесткой муфтой сцепления ее включают механически рукояткой или педалью, а также при помощи пневматического или электромагнитного кнопочного устройства. У крупных прессов с пневматической муфтой сцепления можно осуществлять четыре режима работы: *I* — единственный ход при кратковременном нажатии кнопки; *II* — единственный ход при удерживании кнопки в нажатом состоянии; *III* — автоматические ходы и *IV* — толчковый, прерывистый ход.

Пуск электродвигателя выполняют по третьей описанной системе простым нажатием кнопки «Пуск».

Для осуществления указанных четырех режимов работы пресс имеет следующую систему кнопок, размещенных на разных щитках (см. рис. 335). Щиток *в* служит для управления электродвигателем (кнопки «Пуск» и «Стоп») по третьей описанной системе; щиток *г* переключает режимы работы пресса, три кнопки на щитке *б* служат для включения в сеть и выключения из нее переключателя режимов работы пресса; кнопка «Ход» на щитке *а* — для включения фрикционной муфты сцепления и осуществления хода пресса. Перед включением кнопки «Ход» (щиток *а*) необходи-

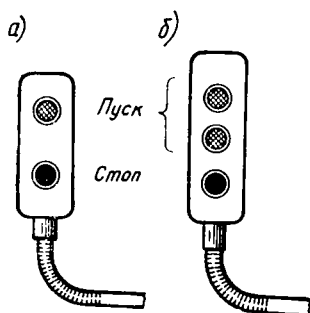


Рис. 334. Типы кнопочного управления электродвигателем кривошипных прессов:

а — с пусковым реостатом;
б — с двухкнопочным пускателем и автотрансформатором

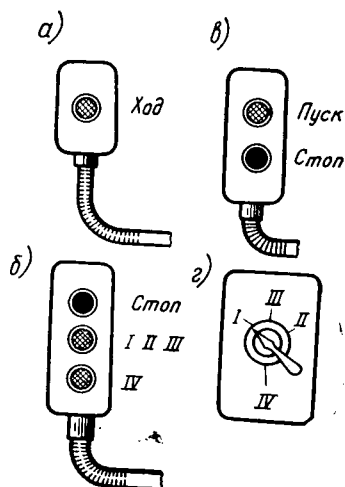


Рис. 335. Система кнопок управления прессами с электропневматической муфтой включения:

а — щиток включения муфты;
б — щиток включения в сеть и выключения из сети переключателя режимов работы пресса;
в — щиток управления электродвигателем; *г* — щиток переключателя режимов работы пресса

мо установить рукоятку переключателя режимов (щиток *г*) в одно из четырех положений и нажатием соответствующей кнопки на щитке *б* включить переключатель режимов (щиток *г*) в цепь. Так, при установке рукоятки переключателя режимов (щиток *г*) в положение *I* его включают в цепь нажатием средней кнопки щитка *б*. Кратковременным или длительным нажатием кнопки «Ход» (щиток *а*) осуществляется единичный полный ход ползуна и остановка его в верхнем исходном положении. В случае установки рукоятки переключателя режимов в положении *II* для включения его в цепь требуется нажать среднюю кнопку щитка *б*.

Пуск пресса в ход требует длительного нажатия кнопки «Ход» (щиток *а*), пока ползун не пройдет крайнего нижнего положения. После этого можно отнять руку от кнопки, и ползун после совершения полного хода остановится в верхнем (исходном) положении. Если кнопка «Ход» не будет отпущена при обратном ходе, то все равно ползуны остановятся в верхнем положении. Если же прекратить нажатие на кнопку «Ход» во время хода ползуна вниз, то он немедленно затормозится. Следовательно, нужно прекращать нажатие на кнопку «Ход», когда ползун уже пройдет крайнее нижнее положение, т. е. в момент совершения ползуном обратного хода.

Система управления прессом может иметь несколько сброкированных кнопок «Ход» (щитков *а*) в зависимости от числа рабочих, одновременно обслуживающих пресс. Пока не будут нажаты все кнопки «Ход», муфта сцепления не включится. На каждого рабочего должно приходиться по две кнопки «Ход» (так называемое двурукое включение), чтобы в процессе опускания ползунов обе руки находились на кнопках во избежание несчастных случаев при случайном попадании рук в рабочую зону пресса. Этим режимом работы пресса нужно пользоваться в случаях ручной подачи заготовок. Положение *III* рукоятки переключателя режимов соответствует автоматическим ходам пресса.

Переключатель режимов включается в цепь также путем нажатия средней кнопки щитка *б*. Если нажать и отпустить кнопку «Ход», пресс пойдет самоходом до тех пор, пока не будет нажата кнопка «Стоп» щитка *б*, тогда ползун, завершив начатый ход, остановится в верхнем, исходном, положении. Этот режим работы пресса используют при автоматической подаче заготовок.

При положении рукоятки в позиции *IV* для включения переключателя режимов в цепь следует нажать нижнюю кнопку на щитке *б*. Ползун будет передвигаться, пока нажата кнопка «Ход», и остановится в любом положении, как только прекратится нажатие на кнопку. Кратковременные, мгновенные включения кнопки «Ход» сопровождаются коротким, толчковым ходом ползуна пресса. Этим режимом пользуются при наладке штампов.

При окончании работы на прессе следует соблюдать определенный постоянный порядок выключения электродвигателя, обеспечивающий безопасность при последующем его включении. Электродвигатель следует включать, когда переключатель режимов отключен от сети, и случайное нажатие кнопки «Ход» не приведет в движение ползун. Поэтому при выключении пресса сначала надо нажатием кнопки «Стоп» на щитке *б* отключить от сети переключатель режимов (щиток *г*), а затем выключить электродвигатель нажатием кнопки «Стоп» на щитке *в* управления электродвигателем. После окончания работы необходимо

опустить ползун пресса в нижнее положение во избежание случайного самопроизвольного его опускания под действием собственного веса (например, если давление воздуха упадет и уравновешивающие цилиндры и тормоз не смогут удерживать ползун в верхнем положении). Ползун можно опустить в нижнее положение, используя четвертый режим работы пресса.

Все элементы кузнечно-прессовых установок, могущие оказаться при неисправности электросхемы под напряжением (станина, корпус электродвигателя, металлические шкафы с пусковой электроаппаратурой и т. п.), подлежат заземлению и занулению. Рукоятка вводного выключателя электросети должна быть выведена наружу из запираемого шкафа с электроаппаратурой, отдельного для каждой машины.

§ 120. УСТРОЙСТВА ДЛЯ БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ НА ПРЕССАХ

Все выступающие, вращающиеся детали и узлы прессов должны иметь ограждения.

Педаля у всех кузнечных машин вообще, в том числе у кривошипных прессов, должна иметь ограждение, прикрывающее сверху от случайного нажатия (например, если рабочий уронит

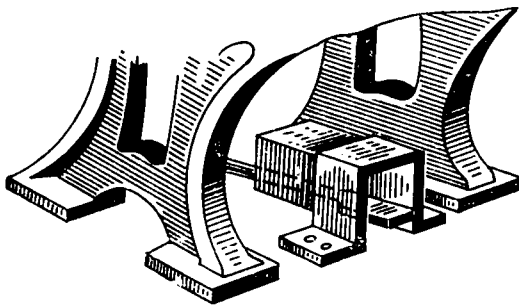


Рис. 336. Ограждение педали

поковку и т. п.). Наряду с этим ограждение педали должно обеспечить свободный доступ к педали для ноги (рис. 336).

У прессов с жесткими муфтами сцепления и управлением от рукоятки и педали при ручной работе для предотвращения травмы рук рабочего устраивается двуручное блокирующее устройство, при котором муфта сцепления включится только тогда, когда одновременно с педалью 7 будут нажаты две рукоятки 1 и 6 (рис. 337). С этой же целью устраивают сблокированные с педалью предохранительные решетки, закрывающие опасную зону, в которую могут попасть руки рабочих. Прежде чем на-

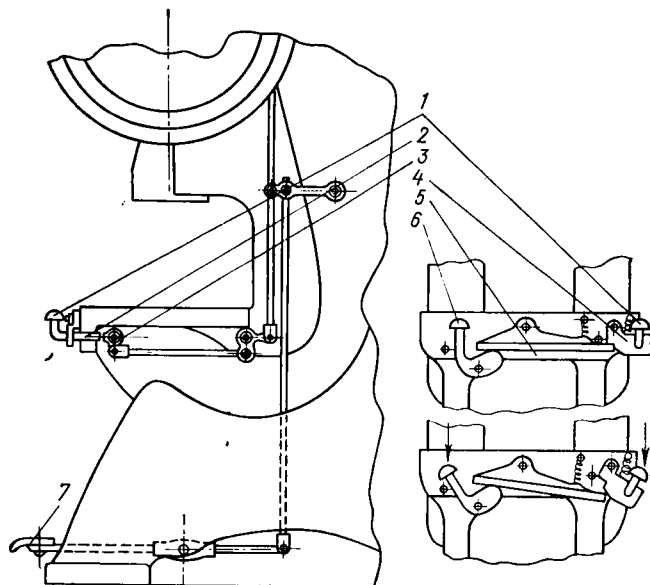


Рис. 337. Схема двуручного блокирующего рычажного устройства включения муфты сцепления:

1 и 6 — рукоятка; 2 — упор; 3 — кулачок упора; 4 — блокирующий кулачок; 5 — блокирующий кулачок; 7 — педаль

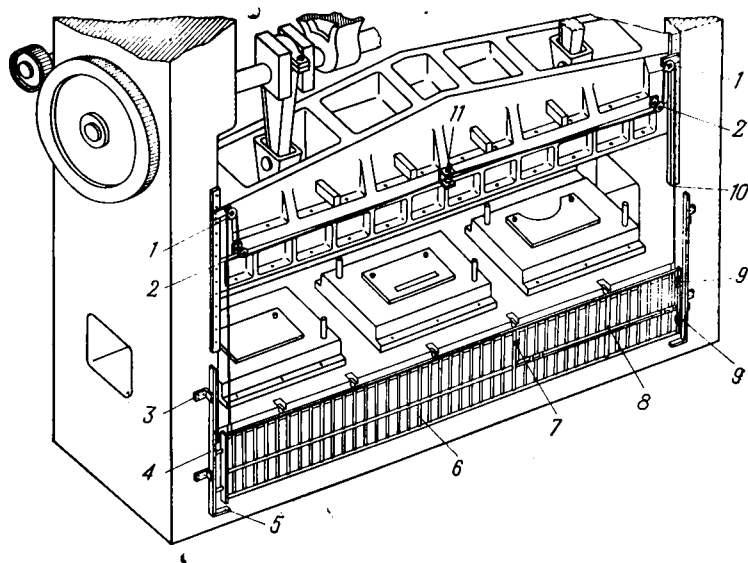


Рис. 338. Подвижная ограждающая решетка:

1 — блок, укрепленный на стойке; 2 — блок, укрепленный на ползуне; 3 — кронштейн направляющей; 4 — направляющая для решетки; 5 — упор для решетки на случай обрыва троса; 6 — решетка; 7 — защелка двери в решетке; 8 — дверь в решетке; 9 — ролик решетки, скользящий по направляющим; 10 — трос; 11 — лебедка для регулирования исходного положения решетки

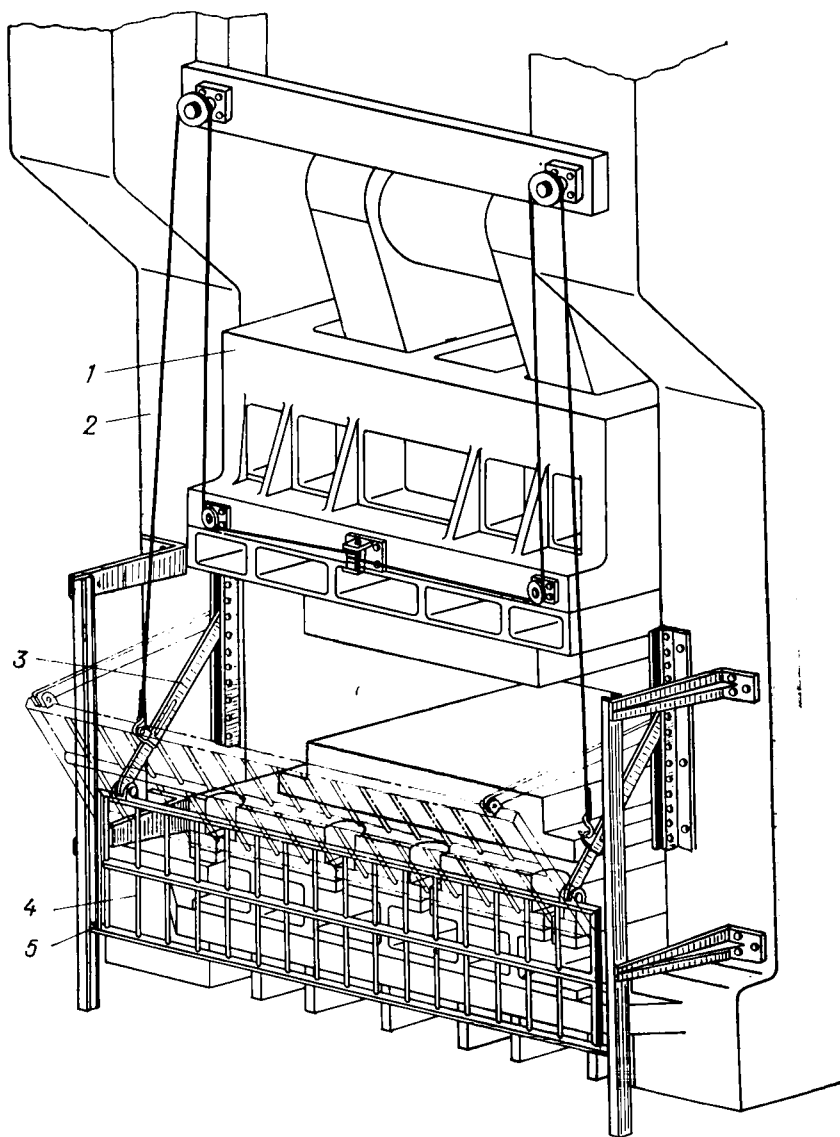


Рис. 339. Подвижное защитное приспособление отталкивающего действия

жать на педаль, необходимо опустить эту решетку. Только в этом случае педаль сработает. Однако такое устройство снижает производительность работы прессовщика. Устройства, оттягивающие руки рабочего из опасной зоны в момент движения ползуна вниз, применять нецелесообразно, так как надеваемые на

руки рабочего специальные оттяжки, связанные с ползуном посредством тросов, перекинутых через блоки, утомляют рабочего.

Наиболее удачными механическими защитными устройствами следует признать подвижные ограждающие решетки (рис. 338), отталкивающие (рис. 339) и принудительно отводящие приспособления (рис. 340), приводимые в действие от пол-

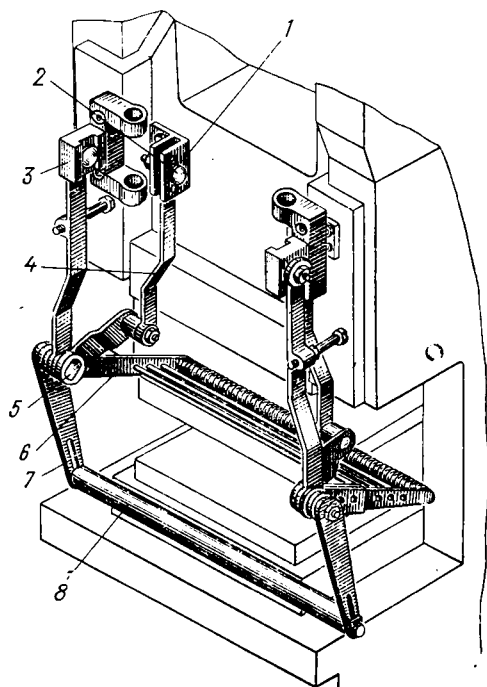


Рис. 340. Подвижное защитное приспособление принудительно отводящего действия

зуна. Имеются подобные приспособления, действующие от коренного вала, но они менее удачны, так как в случае обрыва болтов на шатунах и падения ползуна приспособление не сработает.

Подвижные ограждающие решетки (см. рис. 338) можно применять для прессов, имеющих значительную величину хода (более 500 мм). При рабочем ходе ползуна решетка, подвешенная к нему на тросах, перекинутых через блоки, движется в направлении снизу вверх и загромождает доступ в опасную зону при подходе к ней ползуна.

Если величина хода ползуна меньше 500 мм, то для увеличения хода решетки можно применить ее подвеску на тросах, закрепленных внизу, на стойках пресса, и перекинутых через бло-

ки, установленные на кронштейнах, закрепленных на ползуне. На других концах тросов подвешивают предохранительную решетку. При опускании ползуна решетка опускается, опережая движение ползуна (ход решетки при такой подвеске в 2 раза больше хода ползуна) и загромождая опасную зону.

Отталкивающие приспособления (см. рис. 339) применяют на прессах, имеющих величину хода от 180 до 500 мм с числом ходов до 25 в минуту. Направляющие ролики 5 (по одному с каждой стороны) имеются только в нижней части защитной решетки 4. При опускании ползуна 1 защитная решетка рычагами 3, связанными с ползуном тросами 2, поднимается и одновременно верхней частью отводится от пресса (на рис. 339 показано штриховой линией), отталкивая руки рабочего от опасной зоны. Можно применять и чисто рычажную (без тросов) подвеску решетки отталкивающего действия.

У прессов с величиной хода от 150 до 200 мм и числом ходов до 75 в минуту наиболее удачно решено принудительно отводящее приспособление (см. рис. 340). На кронштейнах 1 имеется несколько отверстий для регулировки положения тяг 4, шарнирно подвешиваемых на переставных пальцах 2. Угол между решеткой 6 и рычагами, связанными с тягами 4, — жесткий. Рамка 7 с валиком 8, на котором натянут резиновый шланг или (как и на нижнем валике защитной решетки) насажены кольца губчатой резины, свободно (шарнирно) подвешена на оси 5. Рычаги, подвешенные на кронштейнах 3, установленных на стойках пресса, соединены с рамкой 7 муфтами, имеющими на торцах зубчатую насечку, необходимую для регулировки положения валика 8 относительно штампа. При опускании ползуна, если руки рабочего окажутся в опасной зоне, то они будут мягко зажаты губчатой резиной между валиками защитной решетки 6 и валиком 8 рамки и отодвинуты от пресса на 250—280 мм, что достаточно для обеспечения удаления рук из опасной зоны.

Одним из современных предохранителей от попадания рук рабочего в рабочую зону пресса является фотоэлектрическая блокировка включения пресса. По данной предохранительной системе (рис. 341) пучки света от излучателей 17 в виде световой завесы между рабочим местом и опасной зоной штампового пространства направляются каждый через линзы 16 на свой фотоэлемент 15 типа СЦВ-3. Фотоэлементы последовательно соединены в группы, каждая из которых включена в цепь управляющей сетки одной из электронных ламп 1 или 14 типа 6Ф6.

Когда на фотоэлементы данной группы падает световой поток, то на управляющей сетке электронной лампы действует небольшой положительный заряд. Вследствие этого в анодной цепи электронной лампы протекает ток, и анодные реле 2 и 13 замыкают соответствующие контакты 5 и 6 промежуточного реле 7, а последнее замыкает контакт 8 на электрической цепи соленоида управления муфтой сцепления (соленоид на рис. 341

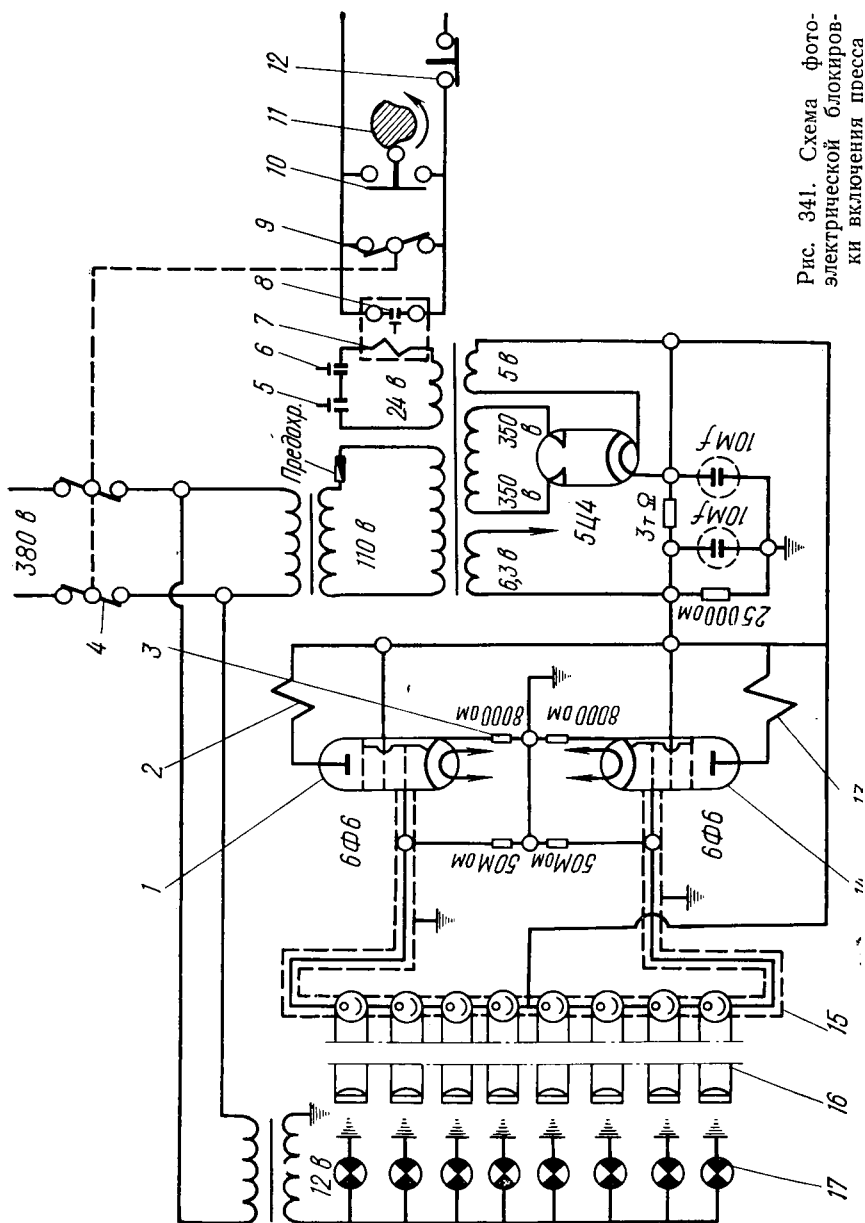


Рис. 341. Схема фото-электрической блокировки включения пресса

не показан). Если кнопка «Ход» (см. рис. 335) будет нажата, то электрический ток пройдет через замкнутый контакт 8 (см. рис. 341) к соленоиду управления муфтой сцепления, и муфта включится. Если даже один пучок света будет пересечен рукой или каким-либо предметом, то соответствующий фотоэлемент перестанет проводить ток. Вследствие этого за счет падения напряжения у катодных сопротивлений 3 (8000 ом) на управляющей сетке электронной лампы появится отрицательный потенциал, и ток в анодной цепи резко упадет. При этом реле 2 (или 13) выключится и разомкнет соответственно контакт 5 (или 6) промежуточного реле 7, которое выключит контакт 8. Цепь соленоида управления муфтой сцепления будет разомкнута, муфта выключится, и ползун будет остановлен тормозом.

При обратном ходе ползуна кулак 11, установленный на коренном валу, включит контакт 10, и предохранительная фотоэлектрическая система перестанет воздействовать на движение ползуна, поскольку независимо от того, замкнут или разомкнут контакт 8, соленоид муфты будет работать, так как цепь замкнута контактом 10. Это обстоятельство позволяет штамповщику перекрывать машинное время обратного хода ручным временем, затрачиваемым на уборку отштампованной детали и установку новой заготовки. При помощи выключателя 4 фотоэлектрическую систему можно выключить из работы. Тогда контакт 9 все время будет замкнут. Кнопка 12 является аварийной. При ее нажатии размыкается цепь соленоида, и ползун затормаживается в любом положении в процессе его хода.

Фотоэлектрическая предохранительная система сложна. Ее можно применять только на прессах, имеющих электропневматическое управление фрикционной муфтой при числе ходов, не превышающем 30 в минуту. При большем числе ходов ползун пресса успеет пройти значительный путь, прежде чем вся фотоэлектрическая и пневматическая системы сработают, и это может привести к травме рабочего. На прессах с жесткими муфтами сцепления, управляемыми механическим путем от педали или рукоятки, фотоэлектрический предохранитель, естественно, не может быть применен, так как по конструкции жесткая муфта после включения не может выключиться, пока не завершится прямой ход ползуна.

§ 121. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Чеканочные прессы предназначены для холодной или полугорячей плоскостной чеканки, калибровки и других подобных работ, деформация поковки при которых обычно не превышает 2—3 мм. Отсюда следует, что у этих прессов требуется небольшой рабочий ход. Во время чеканки максимальное усилие при больших удельных нагрузках имеет место в конце хода ползуна. Поэтому такие прессы должны развивать максимальное усилие в конце рабочего хода. Эти требования обеспечиваются использованием кривошипно-коленного механизма для привода пресса.

Впервые в мире сочетал кривошипный механизм с колено-шарнирным устройством талантливый русский механик И. А. Неведомский. В 1809 г. он построил модель, а в 1811 г. — опытный образец пресса, предназначенный для чеканки монет. Этот пресс имел револьверное устройство для подачи заготовок. Схема пресса И. А. Неведомского стала известной за границей. В 1817 г. немецкий фабрикант Дитрих Ульгорн начал выпускать по этой схеме кривошипно-коленные прессы для чеканки монет. Эти прессы получили название чеканочных машин Ульгорна.

Кривошипно-коленный механизм состоит из двух распорных звеньев (рис. 342), связанных общим шарниром с шатунно-кривошипной системой. Верхнее звено 5 упирается в подушку 4 и клин 3, прижимаемые пружинами 1 к верхней поперечине 2 станины. Другое звено 7 связано с ползуном 9 пресса. При передвижении общего шарнира 6 в положение распора звеньев 5 и 7 ползун 9 перемещается в направляющих 8 станины 10. Средний шарнир 6 несколько (примерно на 3—3,5 мм) переходит за положение полного распора, что увеличивает время воздействия давления на поковку. В связи с большим давлением в шарнирах на опорных поверхностях распорных звеньев устанавливают вкладыши из инструментальной ванадиевой стали, закаленной на твердость $H_{RC}=55-59$. Эта система привода ползуна позволяет получать большие усилия на ползуне в конце его хода при сравнительно небольшом крутящем моменте на коренном валу.

У легких прессов с открытым приводом (см. рис. 342) коренной вал выполняют одноколенчатым обыкновенного типа, а у средних и тяжелых — двухколенчатым без опоры между коленами. При одноколенчатом вале шатун имеет малую головку в виде вилки, охватывающей с двух сторон распорные звенья и связанной с выступающими за распорные звенья частями пальца общего (среднего) шарнира.

При двухколенчатом валу (рис. 343) для каждого колена имеется отдельный шатун. Малые головки этих шатунов 5 надевают на выступающие концы пальца 4 общего шарнира распорных звеньев. Распорные звенья 3 и 7 не связаны с пальцами 1, 4 и 9, а только упираются в них при рабочем ходе. Для

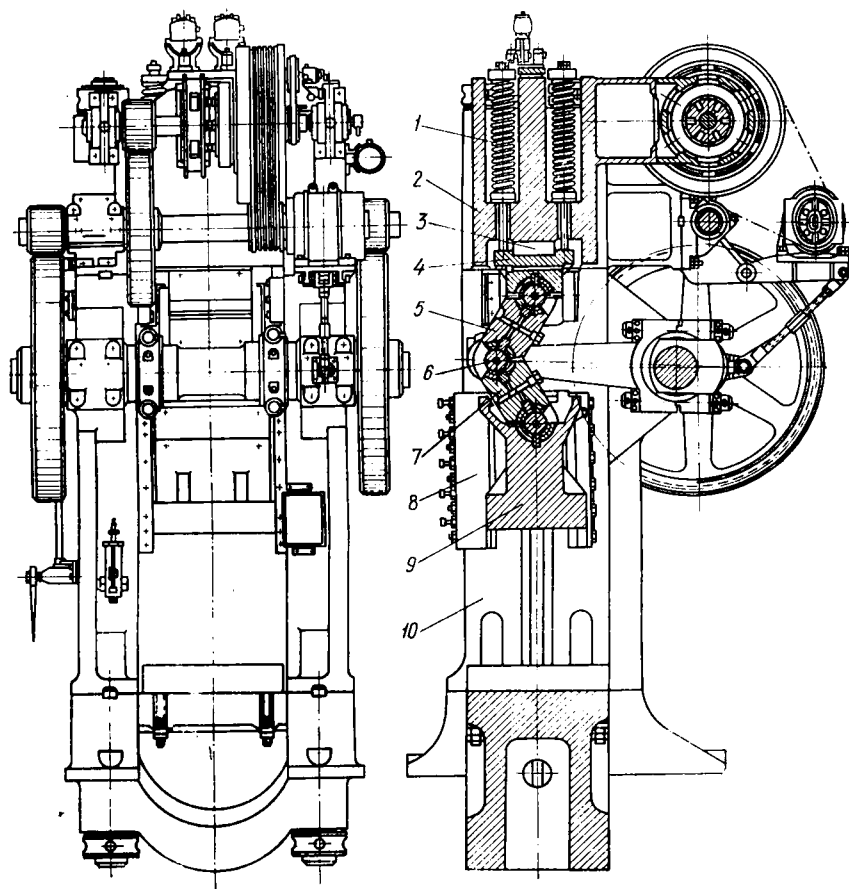


Рис. 342. Чеканочный кривошипно-коленный с двухколенчатым валом

осуществления обратного хода ползуна на звеньях прикреплены с боков накладки 2 и 6, связывающие пальцы 1, 4 и 9 в единую систему. Ползуны прессов усилием более 8 Мн (800 тс) имеют уравнивающие устройства пневматического типа, расположенные в стойках и столе. Штоки 8 этого устройства прикреплены к ползуну 10 и направлены вниз. Снизу на них действует усилие сжатого воздуха на поршни уравнивающих пневматических цилиндров. К началу деформации поковки все зазоры в

системе «ползун — распорные звенья» должны быть выбраны уравновешивающим устройством. Опорная подушка верхнего звена притягивается через клин к поперечине станины при помощи болтов с пружинами. Поэтому не может получиться зазора между подушкой и поперечиной станины.

Закрытую высоту пресса (штамповая высота) регулируют в пределах 6—20 мм путем перемещения упорного клина 1

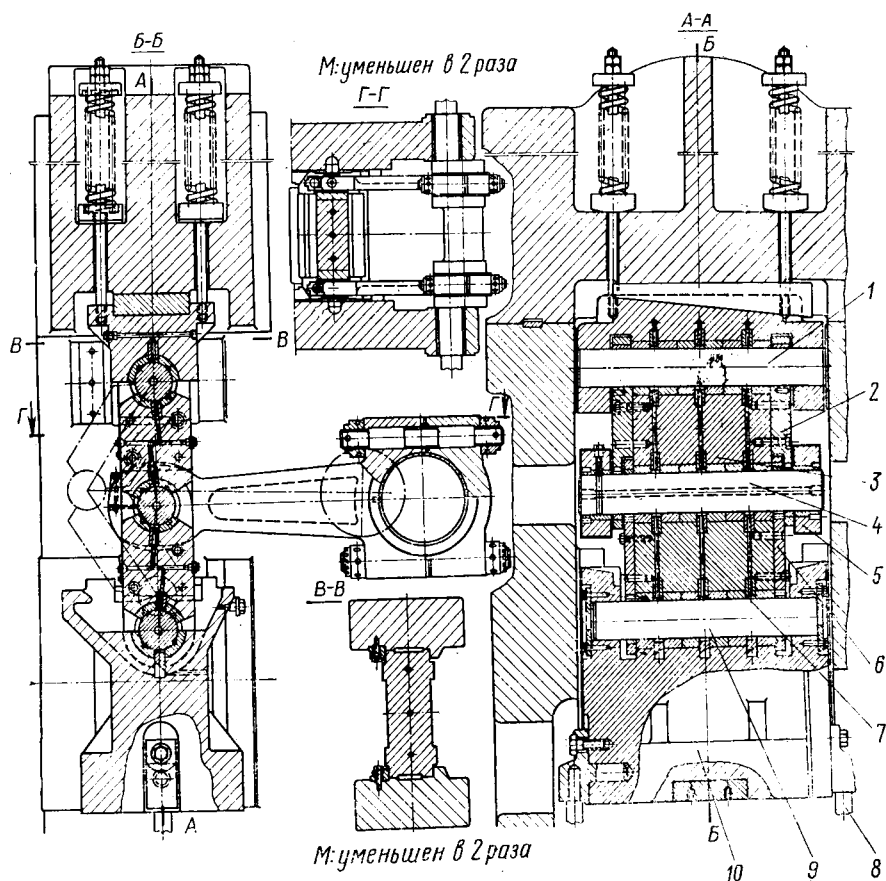


Рис. 343. Кривошипно-коленный механизм пресса с двухколенчатым валом

(рис. 344). У тяжелых прессов, усилием более 20 Мн (2000 тс), упорный клин перемещается приводом от специального электродвигателя. У прессов более легких — системой шестеренной передачи 2 при помощи съемной трещотки (на рис. 344 трещотка снята), приспособленной для работы в одну и другую сторону (путем выключения одной или другой собачки). В еще более легких прессах клин перемещают съемной трещоткой через одну

верхнюю пару конической передачи. Наконец, у прессов усилием до 1 Мн (100 тс) клин перемещается при помощи связанного с ним винта и штурвала, расположенного сверху со стороны фасада пресса.

Станина у рассматриваемых прессов разъемная. Она состоит из стола, стоек и верхней поперечины, стянутых четырьмя стяжными болтами, затягиваемыми в горячем состоянии (см. § 98). Муфта сцепления и тормоз у этих прессов обычного типа. Для

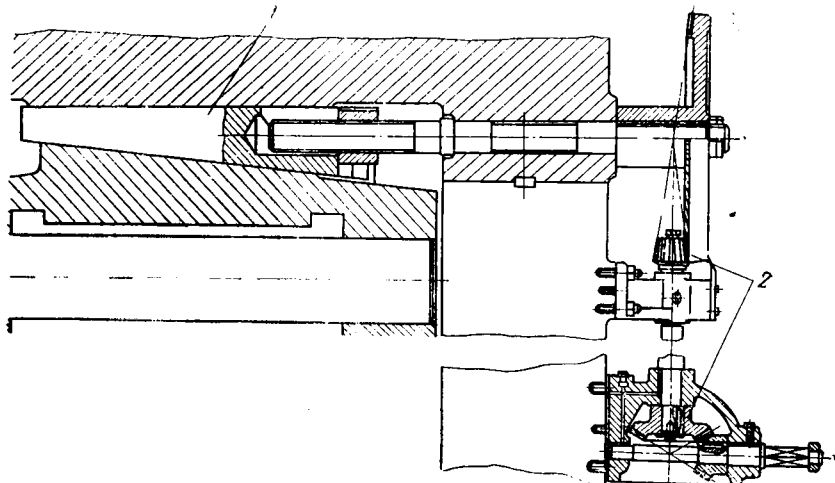


Рис. 344. Механизм регулировки штамповой высоты

прессов усилием до 8 Мн (800 тс) устанавливают муфту пневматическую, фрикционную и жесткого типа с поворотной шпонкой, управляемой от педали. Более мощные прессы снабжают только пневматической муфтой, управляемой по электропневматической системе, рассмотренной ранее и позволяющей осуществлять три режима работы: единичные, автоматические и толчковые ходы ползуна.

Смазка коленошарнирного механизма — жидкая принудительная от специального шестереночного насоса, приводимого в движение ременной передачей от приемного вала. Смазка подводится в подушку верхнего распорного звена, откуда стекает по специальным каналам и по наружной поверхности звеньев, смазывая все шарниры. Стекающая смазка скапливается в масло-сборнике ползуна и оттуда через фильтр засасывается опять шестереночным насосом. В прессах усилием до 1 Мн (100 тс) подшипники и направляющие смазываются жидкой смазкой от индивидуальных масленок. В прессах усилием до 12 Мн (1200 тс) применяют густую смазку отдельных блоков или централизованную густую смазку от лубризатора (в тяжелых прессах). Клин

регулировки закрытой высоты нужно смазывать также густой смазкой в смеси с графитом (10—15%).

Кроме прессов с открытым приводом, имеются более современные кривошипно-коленные прессы с закрытым приводом, плунжерной 2 подвеской ползуна 3 и одноэксцентриковым 1

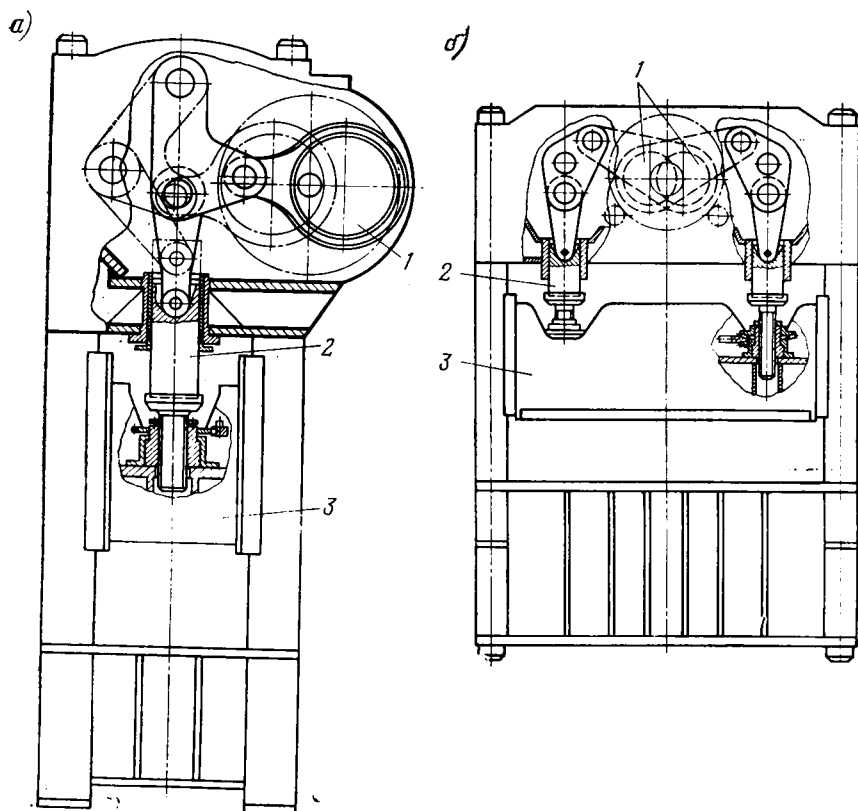


Рис. 345. Кривошипно-коленный пресс с закрытым приводом и плунжерной подвеской ползуна:

а — с одноэксцентриковым валом; б — с двухэксцентриковым валом

(рис. 345, а) или двухэксцентриковым валом (рис. 345, б), расположенным перпендикулярно фронту прессы. Головка станины снизу герметична и залита маслом. Штамповую высоту регулируют при помощи винтов, расположенных под плунжерами, как и у всех рассмотренных ранее прессов с такой подвеской ползуна. Эти прессы имеют сварную станину из стальных плит, стянутую четырьмя стяжными болтами, затягиваемыми в горячем состоянии.

Наибольшее применение в СССР получили прессы с открытым приводом (см. рис. 342 и табл. 30).

§ 122. ДОПУСКАЕМОЕ УСИЛИЕ НА ПОЛЗУНЕ
КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ЧЕКАНОЧНОГО ПРЕССА
С ОТКРЫТЫМ ПРИВОДОМ И ОДНОКОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ

Так как при чеканке величина деформации по высоте поковки обычно не превышает 2—3 мм, то нагрузка на ползуне чеканного пресса наступает недалеко от конца его хода. На этом участке хода можно без особой погрешности принять, что шарнир D (рис. 346) перемещается по отрезку горизонтальной прямой DO , совпадающей с осью кривошипного механизма. Наибольшее

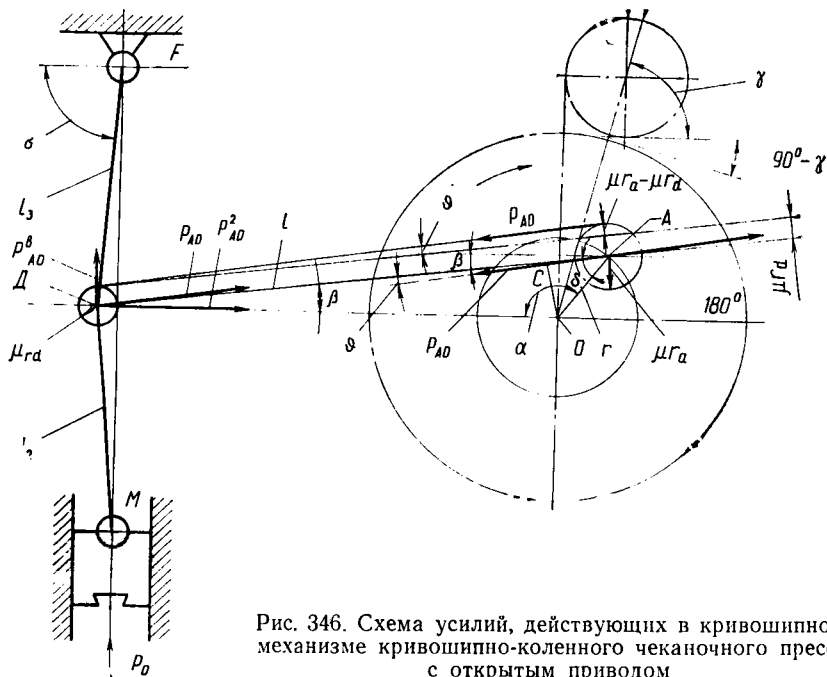


Рис. 346. Схема усилий, действующих в кривошипном механизме кривошипно-коленного чеканочного пресса с открытым приводом

усилие на ползуне возникает при положении полного распора звеньев l_2 и l_3 . Как уже отмечалось, шарнир D несколько переходит через положение полного распора. Поэтому такое состояние наступает в момент, когда кривошип проходит угол поворота от крайнего заднего положения $\alpha \approx 155^\circ$. Если бы этого не было, то по мере износа вкладышей шарниров, шатуна и опор коленчатого вала шарнир D все более не доходил бы до положения полного распора, вследствие этого падало бы максимальное допускаемое усилие на ползуне пресса.

Итак, у рассматриваемых кривошипно-коленных прессов шарнир переходит через положение полного распора, наступающее при угле поворота α кривошипов, меньшем 180° . При этом

Характеристика чеканочных

Показатели	Номинальное усилие					
	25 (0,25)	45 (0,45)	63 68 (0,63—0,68)	90 [100] (0,9—1)	135 [160] (1,35—1,6)	225 [250] (2,25—2,5)
Ход ползуна **, мм	32	38	38 [40]	38 [40]	[45] 50	[50] 62
Число ходов ползуна в минуту	110	100	[50] 100	48 [50]	43 [50]	43 [45]
Размер стола, мм: вдоль фронта	300	350	310 [400]	330 [370]	390 [440]	440 [540]
поперек фронта	300	350	[310] [400]	330 [370]	380 [440]	440 [540]
Максимальная закрытая высота прессы, мм	225	250	[270] 280	280 [290]	300 [320]	340 [360]
Регулировка закрытой высоты, мм	—	—	[15]	[15]	[15]	[15]
Расстояние между направляющими, мм	300	350	[210] 400	[260] 330	[320] 380	[410] 440
Размер ползуна поперек фронта, мм	—	—	[160]	[200]	[250]	[320]
Мощность электродвигателя, л. с. (квт)	2 (1,44)	3 (2,2)	3 (2,2)	3 (2,2)	5 (3,7)	5 (3,7)

* Цифры, взятые в прямоугольные скобки соответствуют ГОСТ согласно которому предусмотрены прессы от 100 до 4000 тс (1—40 Мн).

** По ГОСТ 5384—50 прессы усилием более 225 тс (2,5 Мн) строились заннх в таблице. По действующему ныне ГОСТ 5384—64 ход ползуна

возникает и максимально допустимое усилие на ползуне прессы, в соответствии с которым принимается номинальное значение P_n . Номинальное усилие кривошипно-коленных чеканочных прессов примерно в 5—6 раз выше, чем у обычных кривошипных прессов, имеющих одинаковые с ними размеры коленчатого вала и зубчатых колес. Размеры B , d_a и b_a (см. рис. 193) у колен-

Таблица 30

кривошипно-коленных прессов *

пресса, тс (Мк)								
360 [400] (3,6—4)	550 [630] (5,5—6,3)	730 [800] (7,3—8)	910 [1000] 1100 (9—11)	[1250] 1350 (12,5—13,5)	[1600] 1800 (16—18)	[2000] (200)	[2500] (25)	[3150] (31,5)
[55] 62	[60] 62	[65] 62	[70] 62	[70] 75	[80] 75	[80]	[90]	[100]
20 [40]	20 [35]	20 [33]	20 [31]	18 [29] 30	18 [27] 30	[27]	[25]	[20]
510 [660]	585 [790]	685 [860]	790 [930]	[1010] 1090	[1120] 1295	[1300]	[1400]	[1500]
510 [660]	585 [790]	685 [860]	790 [930]	[1010] 1090	[1120] 1295	[1300]	[1400]	[1500]
380 [410]	390 [470]	400 [500]	460 [540]	570 [580]	610 [620]	[660]	[700]	[760]
[15]	[15]	[15]	[15]	[15]	[15]	[15]	[20]	[20]
500 [510]	585 [610]	[670] 685	[730] 940	[880] 1090	[880] 1295	[1040]	[1100]	[1170]
[400]	[490]	[530]	[580]	[640]	[710]	790	870	960
7,5 (5,5)	10 (7,36)	15 (11)	25 (18,4—22)	50 (37)	75 (55)	—	—	—

5384—50, действовавшему до 1966 г. С января 1966 г. введен ГОСТ 5384—64,

также с увеличенным ходом (примерно в 2,5 раза) против величин, указывает только одно исполнение (от 95 до 200 мм).

чатых валов кривошипно-коленных прессов несколько иные, чем у обычных кривошипных прессов.

Направление вращения коленчатого вала должно быть таким, чтобы усилие, действующее со стороны шатуна на кривошипную шейку вала, прижимало его опоры в сторону станины пресса. Отсюда вращение коленчатого вала соответствует на-

правлению движения часовой стрелки (см. рис. 346). Реакции N_I и N_{II} в опорах коренного вала определяют по условию, что окружное усилие Q направлено противоположно усилию P_{AD} (рис. 346), а само усилие P_{AD} касательно к кругам трения в шарнирах A и D . При расчете примем во внимание только горизонтальную составляющую Q_r окружного усилия Q вследствие малой величины его вертикальной составляющей. Распределение Q_r по опорам можно определить из равенства моментов (см. рис. 193) при $b_0' = d_0$:

$$Q_I 2l_1 = Q_r(l_{III} + b_0 + B + d_0/3),$$

где

$$2l_1 = (2/3)d_0 + B.$$

Отсюда

$$Q_I = \frac{Q_r(l_{III} + b_0 + B + d_0/3)}{(2/3)d_0 + B}.$$

На рис. 346 имеем

$$Q_r = Q \cos(90 - \gamma + \varphi) = Q \sin(\gamma - \varphi).$$

Поскольку

$$Q = \frac{P_{AD}W}{R_{OK} \cos \varphi},$$

то

$$Q_r = \frac{P_{AD}W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{OK} \cos \varphi} \quad (669)$$

и

$$N_I = \frac{P_{AD}}{2} - Q_I = \frac{P_{AD}}{2} - \frac{P_{AD}W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 + B + d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]}. \quad (670)$$

Аналогично

$$Q_{II}[(2/3)d_0 + B] = Q_r(l_{III} + b_0 - d_0/3)$$

и

$$N_{II} = \frac{P_{AD}}{2} + \frac{P_{AD}W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 - d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]}. \quad (671)$$

Крутящий момент на коренном валу

$$N_{кр} = P_{AD}W = P_{AD}\mu r_a + P_{AD}\overline{OC} + N_I\mu r_0 + N_{II}\mu r_0.$$

После преобразования имеем

$$P_{АД}W = P_{АД} \left\{ \mu r_a + r \sin \delta + \mu r_0 \left[1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right] \right\}$$

или

$$W = \frac{\mu r_a + r \sin \delta + \mu r_0}{1 + \mu \frac{r_0 \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi}}.$$

В этом выражении, согласно рис. 346,

$$\sin \delta = \sin(180 - \alpha - \beta - \vartheta) = \sin(\alpha + \beta + \vartheta).$$

Принимая во внимание, что $\cos \varphi \approx 1$, $\cos \vartheta \approx 1$ и

$$\sin \vartheta = \mu \frac{r_a - r_d}{l},$$

имеем

$$\begin{aligned} \sin \delta = \sin(\alpha + \beta + \vartheta) &= \sin \alpha - \lambda \sin^2 \alpha \frac{r_a - r_d}{l} \mu + \\ &+ 0,5\lambda \sin 2\alpha + \mu \frac{r_a - r_d}{l} \cos \alpha, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{OC} = r \sin \delta &= r(\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) - \\ &- \lambda^2 \sin^2 \alpha \mu (r_a - r_d) + \lambda \mu (r_a - r_d) \cos \alpha. \end{aligned}$$

Вследствие малого значения члена $\lambda^2 \mu (r_a - r_d) \sin^2 \alpha$

$$\overline{OC} = r(\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \lambda \mu (r_a - r_d) \cos \alpha, \quad (672)$$

отсюда

$$W = \frac{\mu r_a + r(\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \lambda \mu (r_a - r_d) \cos \alpha + \mu r_0}{1 + \mu \frac{r_0 \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi}}$$

Если произвести те же преобразования, что и в предыдущих случаях, без заметной ошибки можно принять

$$\begin{aligned} W &= r(\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha) + \\ &+ \mu \frac{r_a + r_0 + \lambda(r_a - r_d) \cos \alpha}{1 + \mu \frac{r_0 \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi}}, \end{aligned} \quad (673)$$

где μ — коэффициент трения в кривошипной системе, равный 0,06.

Следовательно, приведенное плечо крутящего момента у кривошипно-коленного пресса иное, чем у обычных кривошипных машин. Усилие P_{AD} на пальцы шарнира D , допускаемое прочностью коленчатого вала в кривошипной шейке (сечение $a-a$ на рис. 193), определится из следующего условия. Изгибающий момент в сечении $a-a$ коленчатого вала при вращении последнего по часовой стрелке (см. рис. 346)

$$M_a = Q_r(l_{ш} + b_0 + B/2 - b_a/2) + \\ + N_I(d_0/3 + B/2 - b_a/2).$$

Раскрывая значение Q_r в соответствии с уравнением (669) и N_r — в соответствии с выражением (670), получим

$$M_a = P_{AD} \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (l_{ш} + b_0 + B/2 - b_a/2) + \\ + (P_{AD}/2) (d_0/3 + B/2 - b_a/2) - \\ - P_{AD} \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 + B + d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (2/3 d_0 + B)} (d_0/3 + B/2 - b_a/2)$$

или

$$M_a = (P_{AD}/2) \left\{ d_0/3 + B/2 - b_a/2 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \times \right. \\ \times [d_0(l_{ш}/3 + b_0/3 - d_0/9 - B/6) - b_a(b_0/6 + d_0/6 - l_{ш}/2) + \\ \left. + B(l_{ш}/2 + b_0/2) \right\}. \quad (675)$$

Обозначим член в фигурных скобках

$$\left\{ d_0/3 + B/2 - b_a/2 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} [d_0(l_{ш}/3 + b_0/3 - \right. \\ - d_0/9 - B/6) - b_a(b_0/6 + d_0/6 - l_{ш}/2) + \\ \left. + B(l_{ш}/2 + b_0/2) \right\} = K, \quad (676)$$

тогда

$$M_a = (P_{AD}/2) K. \quad (677)$$

Момент кручения в сечении $a-a$ коленчатого вала согласно (514)

$$M_{кр} = N_{II}(r \sin \alpha + \mu r_0) + P_{AD} \mu r_a.$$

Раскрывая значение N_{II} (671), получим

$$N_{кр} = \frac{P_{АД}}{2} \left[\left(1 + \frac{W \sin(\gamma + \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right) \times \right. \\ \left. \times (r \sin \alpha + \mu r_0) + 2\mu r_a \right], \quad (678)$$

или, обозначив

$$\left[\left(1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right) \times \right. \\ \left. \times (r \sin \alpha + \mu r_0) + 2\mu r_a \right] = m, \quad (679)$$

будем иметь

$$M_{кр} = \frac{P_{АД}}{2} m.$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_{a\Sigma} = \frac{P_{АД}}{2} \sqrt{K^2 + m^2}. \quad (680)$$

Учитывая концентрацию напряжения коэффициентом 1,43, уравнение прочности будет иметь вид:

$$\frac{0,1d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_d n_{и1,43}} = \frac{P_{АД}}{2} \sqrt{K^2 + m^2}.$$

Решая полученное выражение относительно $P_{АД}$, найдем

$$P_{АД} = \frac{0,14d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_d n_{и} \sqrt{K^2 + m^2}} \quad (681)$$

где K и m соответственно определяются по выражениям (676) и (679).

Допускаемое усилие на пальцах шарнира по прочности коленчатого вала в сечении $O-O$. Изгибающий момент в сечении $O-O$ коленчатого вала (см. рис. 193)

$$M_{и0} = Q_{г}(l_{ш} + b_0) - N_I d_0/3.$$

Раскрывая значение $Q_{г}$ и N_I в соответствии с уравнениями (669) и (670), будем иметь

$$M_{и0} = \frac{P_{АД} W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (l_{ш} + b_0) + (P_{АД}/2) (d_0/3) -$$

$$- \frac{P_{АД} W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 + B + d_0/3) d_0/3}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3) d_0 + B]}$$

или

$$M_{и0} = P_{АД} \left[d_0/6 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3) d_0 + B]} \right] \quad (682)$$

Через данное сечение передается весь крутящий момент $M_{кр} = P_{АД} W$:

$$M_{0\Sigma} = \sqrt{M_0^2 + M_{кр}^2},$$

$$M_{0\Sigma} = P_{АД} \sqrt{\left[d_0/6 + \right.}$$

$$\left. + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3) d_0 + B]} \right]^2 + W^2}. \quad (683)$$

Принимая во внимание, что сечение $O—O$ проходит через галтель, напомним уравнение прочности

$$\frac{0,1 d_0^3 \sigma_{-1и}}{K_3 n_{и1,43}} = M_{0\Sigma}.$$

Раскрывая значение $M_{0\Sigma}$ и решая полученное уравнение относительно $P_{АД}$, найдем

$$P_{АД} = \frac{0,07 d_0^3 \sigma_{-1и}}{K_3 n_{и1} \sqrt{\left[d_0/6 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3) d_0 + B]} \right]^2 + W^2}} \quad (684)$$

Формула для определения величины $P_{АД}$, допускаемой прочностью зубчатой передачи, в соответствии с уравнением (475) будет иметь вид

$$P_{АД} = \frac{Q R_{ок} \cos \varphi}{W}, \quad (685)$$

где W — определяется по формуле (673), *см*; Q — определяется по формуле (520), *Мн(кг)*; $R_{ок}$ — радиус начальной окружности большой шестерни, *см*; φ — угол зацепления, *град*.

С другой стороны, в соответствии с уравнением (486) усилие $P_{АД}$, действующее вдоль шатуна со стороны распорных звеньев,

$$P_{АД} = P_D \left[\cos \sigma_a (1 + l_3/l_2) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]. \quad (686)^*$$

Очевидно, что для определения усилия на ползуне пресса, допускаемого прочностью коленчатого вала в сечениях $a-a$ и $O-O$ и прочностью зубьев шестеренной передачи, необходимо приравнять соответственно правые части уравнений (681), (684) и (685) к правой части уравнения (686) и решить полученные уравнения в отношении P_D . Усилие на ползуне кривошипно-коленного пресса, допускаемое прочностью коленчатого вала по сечению $a-a$,

$$P_{дА} = \frac{0,14 d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_3 n_{и} \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right] \sqrt{K^2 + m^2}}, \quad (687)$$

где K и m определяют соответственно по (676) и (679).

Усилие на ползуне кривошипно-коленного пресса, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении $O-O$:

$$P_{до} = \frac{0,07 d_o^3 \sigma_{-1и}}{K_3 n_{и} \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right] \sqrt{A^2 + W^2}}, \quad (688)$$

где

$$A = d_o/6 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_o/3 + B) (l_{ш} + b_0 - d_o/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3) d_o + B]}$$

* В уравнении (686) по сравнению с уравнением (486) обозначения заменены применительно к данному случаю: P_D — вместо P_m ; $P_{АД}$ — вместо Pl_1 ; μ_1 — коэффициент трения в шарнирах M , D и F распорных звеньев. Несмотря на обильную смазку, μ_1 приближается к сухому трению (смазка выжимается) при высоких удельных нагрузках [150—250 $Мн/м^2$ (1500—2500 $кг/см^2$)] и достигает соответственно $\mu_1 \approx 0,425$ —0,48 и более. Иногда слышно как пресс скрипит под нагрузкой, а вкладыши на опорных поверхностях распорных звеньев приходится ставить из инструментальной закаленной стали, иначе они сразу сдираются. Удельная нагрузка по контакту распорных звеньев с пальцами шарниров распределяется в поперечном сечении по куполообразной эпюре с максимумом, составляющим $3/2$ от среднего значения. При выборе величины μ_1 учитывается максимальное значение удельной нагрузки.

Усилие на ползуне чеканочного пресса, допускаемое прочностью зубьев шестеренной передачи

$$P_{\text{д}Q} = \frac{QR_{\text{ок}} \cos \varphi}{W \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]}, \quad (689)$$

причем W подсчитывают по уравнению (673), а Q — по (520), μ_1 — см. примечание к уравнению (686).

§ 123. ДОПУСКАЕМОЕ УСИЛИЕ НА ПОЛЗУНЕ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ЧЕКАНОЧНОГО ПРЕССА С ДВУХКОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ И ОТКРЫТЫМ ДВУСТОРОННИМ ПРИВОДОМ

Горизонтальная составляющая силы Q (см. рис. 346) направлена в противоположную силе $P_{\text{д}A}$ сторону, причем $Q_{\text{г}}$ определяют по уравнению (669). На каждое колено действует только половина $P_{\text{д}A}$, поэтому реакция в опорах коренного вала

$$\begin{aligned} N_{\text{I}} = N_{\text{II}} = N &= \frac{P_{\text{д}A}}{2} - \frac{P_{\text{д}A} W \sin(\gamma - \varphi)}{2R_{\text{ок}} \cos \varphi} = \\ &= \frac{P_{\text{д}A}}{2} \left(1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right). \end{aligned} \quad (690)$$

Изгибающий момент в сечении $c-c$ (рис. 347)

$$\begin{aligned} M_{\text{ис}} &= \frac{P_{\text{д}A}}{2} \left(1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \right) (d_0/3 + B/2) + \frac{P_{\text{д}A}}{2} \times \\ &\times \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} (l_{\text{ш}} + b_0 + B/2) - \frac{P_{\text{д}A}}{2} (b_a/2 + b_c/2). \end{aligned} \quad (691)$$

Через сечение $c-c$ крутящий момент не передается. Уравнение прочности

$$\frac{0,1d_c^3 \sigma_{-1\text{н}}}{K_{\vartheta} n_{\text{н}}} = M_{\text{ис}}.$$

Раскрывая значение $M_{\text{ис}}$ и решая полученное уравнение относительно $P_{\text{д}A}$, после преобразований получим

$$P_{\text{д}A} = \frac{0,2d_c^3 \sigma_{-1\text{н}}}{K_{\vartheta} n_{\text{н}} \left[d_0/3 + b_a/2 + b_{\text{ш}} + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{\text{ок}} \cos \varphi} \times \right.} \quad (692)$$

$$\left. \times (l_{\text{ш}} + b_0 - d_0/3) \right]};$$

где W определяется по уравнению (673).

Изгибающий момент в сечении a — a коленчатого вала

$$M_{ia} = \frac{P_{Ad} W \sin(\gamma - \varphi)}{2R_{ок} \cos \varphi} (l_{ш} + b_0 + b_{ш} + b_a) + \\ + \frac{P_{Ad}}{2} \left(1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right) \left(\frac{d_0}{3} + b_{ш} + b_a \right) - \frac{P_{Ad}}{2} \cdot \frac{b_a}{2}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_{кр} = 0,1 P_{Ad} W$ вследствие возможно большей нагрузки шестерен с одной стороны вала.

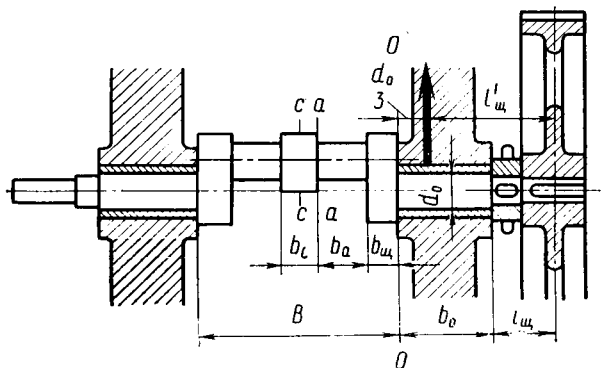


Рис. 347. Схема двухколенчатого вала кривошипно-коленного чеканочного прессы с двусторонним приводом

Уравнение прочности с учетом концентрации напряжения в галтели

$$\frac{0,1 d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_{э} n_{и} 1,43} = \sqrt{M_{ia}^2 + M_{кр}^2}.$$

Раскрывая значение M_{ia} и решая полученное уравнение относительно P_{Ad} , найдем

$$P_{Ad} = \frac{0,14 d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_{э} n_{и} \sqrt{\left[\frac{d_0}{3} + b_{ш} + b_a + 2 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right]^2 + 0,04 W^2}} \rightarrow \dots \quad (692)$$

Изгибающий момент в сечении O — O (см. рис. 347)

$$M_{иО} = Q_{г}(l_{ш} + b_0) + N(d_0/3).$$

Крутящий момент в сечении $O-O$ вследствие большей нагрузки на одну сторону

$$M_{кр} = 0,6P_{дА}W.$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{иО\Sigma} = \sqrt{M_{иО}^2 + M_{кр}^2}.$$

Уравнение прочности для данного сечения $O-O$ с учетом концентрации напряжения по галтели:

$$\frac{0,1d_0^3\sigma_{-и}}{K_3n_{и}1,43} = M_{иО\Sigma}.$$

Раскрывая значение $M_{иО\Sigma}$ и решая полученное уравнение относительно $P_{дА}$, найдем

$$P_{д0} = \frac{0,14d_0^3\sigma_{-и}}{K_3n_{и} \sqrt{\left[d_0/3 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (l_{ш} + b_0 - \dots \rightarrow \dots \rightarrow \frac{l^2}{-(2/3)d_0} + 1,44W^2\right]}} \quad (693)$$

Усилие на шатунах, допускаемое прочностью зубьев шестеренной передачи, определится по формуле

$$P_{дА} = \frac{2QR_{ок} \cos \varphi}{W}, \quad (694)$$

где Q — окружное усилие на одной паре шестерен; определяется по формуле (520).

Аналогично предыдущему, усилие на ползуне чеканочного прессы с двухколенчатым коренным валом и двустороннем приводе по прочности коленчатого вала в сечении $c-c$:

$$P_{дс} = \frac{0,2d_c^3\sigma_{-и}}{K_3n_{и}A_1 \left[\cos \sigma_a \left(1 + \frac{l_3}{l_2} \right) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]} \quad (695)$$

где

$$A_1 = d_0/3 + b_0/2 + b_{ш} + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} (l_{ш} + b_0 - d_0/3). \quad (696)$$

То же, по сечению $a-a$:

$$P_{да} = \frac{0,14d_a^3 \sigma_{-1н}}{K_9 n_n A_2 \left[\cos \sigma_a (1 + l_3/l_2) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]}, \quad (697)$$

где
$$A_2 = \sqrt{\left[d_0/3 + b_{ш} + b_a/2 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \right]^2 \times \dots \times (l_{ш} + b_0 - d_0/3)^2 + 0,04 W^2};$$

то же, по сечению $O-O$:

$$P_{до} = \frac{0,14d_0^3 \sigma_{-1н}}{K_9 n_n A_3 \left[\cos \sigma_a (1 + l_3/l_2) + \dots \rightarrow \dots \rightarrow \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]}, \quad (698)$$

где
$$A_3 = \sqrt{\left[d_0/3 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi)}{R_{ок} \cos \varphi} \left(l_{ш} + b_0 - \frac{2d_0}{3} \right) \right]^2 + 1,44 W^2}.$$

По прочности зубчатой передачи:

$$P_{дQ} = \frac{2QR_{ок} \cos \varphi}{W^{\Gamma} \cos \sigma_a (1 + l_3/l_2) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right)}. \quad (699)$$

В уравнениях (695)–(699) W определено по формуле (673); для определения μ_1 — см. сноску к формуле (686); окружное усилие Q на одной паре шестерен определяется по уравнению (520). Обычно $r_d = r_m = r_f$ и $l_3 = l_2$.

§ 124. ДОПУСКАЕМОЕ УСИЛИЕ НА ПОЛЗУНЕ КРИВОШИПНО-КОЛЕННОГО ЧЕКАНОЧНОГО ПРЕССА С ДВУХКОЛЕНЧАТЫМ ВАЛОМ И ОТКРЫТЫМ ОДНОСТОРОННИМ ПРИВОДОМ

Изгибающий момент в сечении $c-c$ коленчатого вала (см. рис. 347):

$$M_{ис} = N_{II}(d_0/3 + B/2) - (P_{дA}/2)(b_a/2 + b_c/2),$$

где в соответствии с (671)

$$N_{II} = \frac{P_{AD}}{2} \left[1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 - d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right].$$

После преобразования имеем

$$\begin{aligned} M_{ис} &= P_{AD}/2 A_4, \\ A_4 &= \frac{d_0}{3} + b_{III} + \frac{b_a}{2} + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 - d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi}. \end{aligned} \quad (700)$$

Крутящий момент, передаваемый через сечение $c-c$,

$$\begin{aligned} M_{крс} &= N_{II} r \sin \alpha + N_{II} d_0 \mu + P_{AD}/2 \cdot r_a \mu = P_{AD}/2 \times \\ &\times \left\{ \left[1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 - d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right] (r \sin \alpha + \mu d_0) + \mu r_a \right\}, \end{aligned}$$

или

$$M_{крс} = P_{AD}/2 \cdot B_1,$$

где

$$\begin{aligned} B_1 &= (r \sin \alpha + \mu d_0) \times \\ &\times \left[1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{III} + b_0 - d_0/3)}{R_{OK} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right] + \mu r_a. \end{aligned} \quad (701)$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{ис\Sigma} = (P_{AD}/2) \sqrt{A_4^2 + B_1^2},$$

где A_4 и B_1 определяются соответственно по выражениям (700) и (701).

Уравнение прочности по сечению $c-c$ имеет вид

$$\frac{0,1 d_c^3 \sigma_{-1II}}{K_\vartheta n_{II}} = M_{ис\Sigma} = \frac{P_{AD}}{2} \sqrt{A_4^2 + B_1^2}.$$

Решая полученное выражение относительно P_{AD} , найдем

$$P_{AD} = \frac{0,2 d_c^3 \sigma_{-1II}}{K_\vartheta n_{II} \sqrt{A_4^2 + B_1^2}}. \quad (702)$$

Усилие на ползуне прессы, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении $c-c$,

$$\begin{aligned} P_{дс} &= \frac{0,2 d_c^3 \sigma_{-1II}}{K_\vartheta n_{II} \sqrt{A_4^2 + B_1^2} \left[\cos \alpha \times \right. \\ &\times \left. (1 + l_3/l_2) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_f}{l_3} \right) \right]}, \end{aligned} \quad (703)$$

где A_4 и B_1 определяются соответственно по формулам (700) и (701).

Изгибающий момент в сечении $a-a$ (см. рис. 347)

$$M_{на} = (P_{Ад}/2) \left[1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right] \times$$

или

$$\times (d_0/3 + b_{ш} + b_a + b_c) - P_{Ад}/2 (b_a/2 + b_c)$$

$$M_{на} = P_{Ад}/2 \cdot A_5,$$

где

$$A_5 = d_0/3 + b + b_a/2 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \times$$

$$\times (d_0/3 + B/2 + b_c/2) \quad (704)$$

или

$$M_{кра} = N_{II} r \sin \alpha + P_{Ад} r_a \mu + N_{II} r_0 \mu$$

$$M_{кра} = (P_{Ад}/2) \left\{ \left[1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right] \times \right.$$

$$\left. \times (r \sin \alpha + \mu r_0) + \mu r_a \right\}.$$

Обозначим:

$$\left[1 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right] (r \sin \alpha + \mu r_0) + \mu r_a = B_2, \quad (705)$$

тогда $M_{кра} = (P_{Ад}/2) B_2$,

$$M_{на\Sigma} = (P_{Ад}/2) \sqrt{A_5^2 + B_2^2}.$$

Уравнение прочности для сечения $a-a$ с учетом концентрации напряжения в галтели будет иметь вид:

$$\frac{0,1 d_a^3 \sigma_{-II}}{K_3 n_{II} 1,43} = (P_{Ад}/2) \sqrt{A_5^2 + B_2^2}.$$

Решая данное уравнение относительно $P_{Ад}$ найдем

$$P_{Ад} = \frac{0,14 d_a^3 \sigma_{-II}}{K_3 n_{II} \sqrt{A_5^2 + B_2^2}}$$

отсюда усилие на ползуне прессы, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении $a-a$,

$$P_{да} = \frac{0,14d_a^3 \sigma_{-1и}}{K_{\Phi} n_{и} \sqrt{A_5^2 + B_2^2} \left[\cos \sigma_a (1 + l_3/l_2) + \mu_1 \left(\frac{r_d + r_m}{l_2} + \frac{r_d + r_m}{l_3} \right) \right]}$$

где A_5 и B_2 определяются соответственно по выражениям (704) и (705).

Изгибающий момент в сечении $O-O$:

$$M_{иО} = N_I \cdot d_0/3 + Q_r(l_{иш} + b_0),$$

где

$$N_I = \frac{P_{АД}}{2} \left[1 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{иш} + b_0 + B + d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi (d_0/3 + B/2)} \right],$$

откуда

$$M_{иО} = P_{АД} \left\{ \left[1/2 - \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{иш} + b_0 + B + d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]} \right] \times \right. \\ \left. \times d_0/3 + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (l_{иш} + b_0)}{R_{ок} \cos \varphi} \right\},$$

$$M_{иО} = P_{АД} \left[d_0/6 + \right. \\ \left. + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B) (l_{иш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]} \right]$$

Через сечение $O-O$ передается весь крутящий момент:

$$M_{кр} = P_{АД} W.$$

Суммарный изгибающий момент определится по формуле (684):

$$M_{иО\Sigma} = P_{АД} \sqrt{\left[d_0/6 + \right.} \\ \left. + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B) (l_{иш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]} \right]^2 + W^2}.$$

Принимая во внимание концентрацию напряжения в галтели, напишем уравнение прочности

$$\frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1H}}{K_{\Sigma} n_H 1,43} = M_{HOS}.$$

Раскрывая значение M_{HOS} и решая полученное уравнение относительно $P_{дА}$, найдем выражение, тождественное с (684):

$$P_{дА} = \frac{0,07d_0^3 \sigma_{-1H}}{K_{\Sigma} n_H \sqrt{\left[d_0/6 + \dots \rightarrow \right.}} \\ \left. \dots \rightarrow + \frac{W \sin(\gamma - \varphi) (d_0/3 + B) (l_{ш} + b_0 - d_0/3)}{R_{ок} \cos \varphi [(2/3)d_0 + B]} \right] + W^2}.$$

Следовательно, усилие $P_{до}$ на ползуне, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении $O-O$, будет в данном случае определяться по формуле (688). Усилие на ползуне чеканного пресса, допускаемое прочностью зубьев шестеренной передачи, определится по формуле (689).

Во всех уравнениях данного параграфа приведенное плечо крутящего момента W определяется по формуле (673); величина Q по формуле (520), μ_1 — см. сноску к формуле (686).

Банкетов А. Н. Установление номинальных углов поворота кривошип-на механических прессов. Стандартиздат, 1960.

Березкин В. Г. К вопросу о расчете штоков штамповочных молотов. Машины и технология обработки металлов давлением. Сб. трудов МВТУ. Машгиз, 1953.

Гирш И. И. Современные направления развития конструкций горизон-тально-ковочных машин. Машгиз, 1960.

Глушков В. Н., Бойченко А. Н. Машины высокой энергии. «Куз-нечно-штамповочное производство», № 2, 1963.

Дунаев П. А. Расчет параметров кузнечных молотов. М., Машгиз, 1949.

Живов Л. И. Циклоновые к. п. д. и потери энергии в кривошипных прессах. «Известия вузов», сер. машиностроение, № 5, 1965.

Живов Л. И. и Овчинников А. Г. Кузнечно-штамповочное оборудо-вание (прессы). Харьков. Изд. Харьковского гос. университета им. Горь-кого, 1966.

Зайденберг Г. Я. Неравномерность распределения давления по дли-не коренных подшипников кривошипных прессов. «Кузнечно-штамповочное производство», № 9, 1960.

Залесский В. И. Графики допускаемых усилий на ползуне гибочных машин. Сб. XXXII МИС. Металлургиздат, 1954.

Зимин А. И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производст-ва, ч. I. Машгиз, 1953.

Зимин А. И. Гидровинтовой пресс-молот. Сб. «Машины и технология обработки металлов давлением», Машгиз, 1957.

Золотников С. Л. и др. Техника безопасности в кузнечно-прессовых цехах. М., «Машиностроение», 1967.

Игнатов А. А. Кривошипные горячештамповочные прессы. Машгиз, 1953.

Игнатов А. А. Горизонтально-ковочные машины. Машгиз, 1948.

Игнатов А. А. и Власов В. И. Муфты, тормоза и механизмы уп-равления кривошипных кузнечно-прессовых машин. М., Машгиз, 1963.

Ильинский В. С. Фундаменты с амортизаторами под молоты. «Вест-ник машиностроения», № 10, 1955.

Климов И. В. Основы теории и теплового расчета паровоздушных мо-лотов. М., Машгиз, 1958.

Кожевников В. Я., Ксенжук И. Г. [и др.]. Горизонтально-ковоч-ные машины. Киев, Машгиз, 1961.

Ланской Е. Н. О жесткости прессов для объемной штамповки. «Вест-ник машиностроения», № 5, 1959.

Ланской Е. Н. и Банкетов А. Н. Элементы расчета деталей и уз-лов кривошипных прессов. М., Изд-во «Машиностроение», 1966.

Лошкарев В. Ф. Производство стальных поковок, ч. I. М., Метал-лургиздат, 1953.

«Машиностроение». Энциклопедический справочник, т. 8. Машгиз, 1948.

Ровинский Г. Н. и Злотников С. Л. Листоштамповочные меха-нические прессы. М., Изд-во «Машиностроение», 1968.

Ровинский Г. Н. Прессовое оборудование листоштамповочных цехов. М., Машгиз, 1960.

Розанов Б. В. Гидравлические прессы. М., Машгиз, 1959.

Сагателян Л. С. Подвижные защитные приспособления на холодно-штамповочных прессах. «Кузнечно-штамповочное производство», № 11, 1960.

Сагателян Л. С. Приспособления для безопасной работы на холодно-штамповочных прессах. М., Изд-во «Машиностроение», 1964.

Середин П. И. Молоты с двусторонним ударом. М., Машгиз, 1955.

Сторожев М. В. Конструкция узлов и деталей гидравлических прес-сов. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 8, Машгиз, 1948.

Щеглов В. Ф. Работа паровоздушных молотов. Машгиз, 1953.

Щеглов В. Ф. Уточненный метод расчета и исследования паровоздуш-ных молотов. «Вестник инженеров и техников», № 9—10, 1946.

Оглавление

	<i>Стр.</i>
Предисловие ко второму изданию	3
Предисловие к первому изданию	4
Введение	6
 Глава I. Паровоздушные молоты	 12
§ 1. Общие сведения	12
§ 2. Прямое центральное соударение двух тел	15
§ 3. Схема установки парового молота	18
§ 4. Схема установки молота, работающего на сжатом воздухе	21
§ 5. Сравнение затраченной энергии при работе молотов на паре и на сжатом воздухе	24
§ 6. Элементы молотовой установки	26
§ 7. Расчет штока	32
 Глава II. Ковочные паровоздушные молоты	 37
§ 8. Типы ковочных молотов и их фундаменты	37
§ 9. Расчет фундамента молота с амортизаторами	42
§ 10. Рабочий цикл парового ковочного молота двойного действия	45
§ 11. Система управления ковочными паровоздушными молотами	47
§ 12. Анализ работы парового ковочного молота с автоматическим управлением	69
§ 13. Построение индикаторной диаграммы с учетом мятая пара	80
 Глава III. Штамповочные паровоздушные молоты	 87
§ 14. Отличие штамповочных молотов от ковочных	87
§ 15. Крепление стоек на шаботе	89
§ 16. Предохранительные устройства	91
§ 17. Парораспределение у штамповочных молотов	92
§ 18. Особые конструкции штамповочных паровоздушных молотов	96
§ 19. Расход пара при работе молота	103
§ 20. Подсчет расхода пара и воздуха	105
§ 21. Смазка паровоздушных молотов	107
 Глава IV. Пневматические молоты	 109
§ 22. Общие сведения	109
§ 23. Пневматические молоты простого действия	109
§ 24. Пневматические молоты двойного действия	113

	<i>Стр.</i>
Глава V. Высокоскоростные газовые молоты	119
§ 25. Общие сведения	119
§ 26. Высокоскоростные молоты с амортизаторами	119
§ 27. Высокоскоростные молоты со встречным ударом	123
Глава VI. Фрикционные молоты	125
§ 28. Общие сведения	125
§ 29. Фрикционные молоты с доской	125
§ 30. Устройство управления молотом	130
§ 31. Работа молота	131
§ 32. Элементы расчета фрикционного молота с доской	132
Глава VII. Молоты с механическим приводом (рычажные и рессорно-пружинные)	144
§ 33. Общие сведения	144
§ 34. Рычажные молоты с резиновыми буферами	145
§ 35. Рессорные молоты	146
Глава VIII. Винтовые прессы	148
§ 36. Общие сведения	148
§ 37. Двухдисковые фрикционные винтовые прессы с верхним подвижным штампом	149
§ 38. Трехдисковый фрикционный винтовой пресс с верхним подвижным штампом	153
§ 39. Элементы расчета двухдискового фрикционного винтового прессы	155
§ 40. Фрикционный винтовой пресс с нижним подвижным штампом	173
§ 41. Винтовые прессы с гидравлическим (или пневматическим) приводом, работающие только за счет накопления кинетической энергии	174
§ 42. Отечественные гидровинтовые пресс-молоты	177
Глава IX. Гидравлические прессы	181
§ 43. Общие сведения	181
§ 44. Рабочий цикл гидравлического прессы с насосно-аккумуляторным приводом	182
§ 45. Сеть низкого давления	192
§ 46. Насосная установка	193
§ 47. Сеть высокого давления	199
§ 48. Грузовые аккумуляторы	201
§ 49. Поршневой воздушно-гидравлический аккумулятор	207
§ 50. Беспоршневый воздушно-гидравлический аккумулятор	209
§ 51. Распределительные устройства гидравлических прессов	218
§ 52. Наполнительные клапаны	223
§ 53. Анализ движения подвижных частей гидравлического прессы с насосно-аккумуляторным приводом	230
§ 54. Гидропрессовые установки с непосредственным приводом от насоса	246

	Стр.
Глава X. Гидравлические прессы с мультипликаторным приводом	257
§ 55. Общие сведения	257
§ 56. Паровоздухогидравлические прессы	257
§ 57. Рабочий цикл парогидравлического прессы	264
§ 58. Расход пара (воздуха) и воды парогидравлическим прес- сом	264
§ 59. Гидравлические прессы с электромultiпликатором	268
§ 60. Элементы конструкции гидравлических прессов	271
Глава XI. Кривошипные машины	283
§ 61. Общие сведения	283
§ 62. Путь ползуна	284
§ 63. Скорость ползуна	285
§ 64. Ускорение ползуна	287
§ 65. Крутящий момент на кривошипном валу горизонтальных кривошипных машин	289
§ 66. Коэффициент полезного действия кривошипных машин	297
Глава XII. Гибочные машины (бульдозеры)	303
§ 67. Общие сведения	303
§ 68. Бульдозеры нормального типа (тихоходные)	303
§ 69. Предохранительные устройства у бульдозеров нормального типа	308
§ 70. Графики усилий, допускаемых на ползуне бульдозеров нор- мального типа	312
§ 71. Быстроходные бульдозеры	322
§ 72. Графики усилий, допускаемых на ползуне быстроходных бульдозеров	323
Глава XIII. Горизонтальноковочные машины	330
§ 73. Общие сведения	330
§ 74. Системы зажимных механизмов	335
§ 75. Предохранители в механизмах зажима матриц	339
§ 76. Величина недохода распорных звеньев до положения пол- ного распора у кулачкового механизма зажима матриц	344
§ 77. Определение усилия, действующего вдоль шатуна l_1 в про- цессе зажима матриц	347
§ 78. Усилие, действующее со стороны кулака на ролик бокового ползуна	349
§ 79. Усилие, действующее вдоль звена n на шарнир X предохра- нителя в боковом ползуне	352
§ 80. Определение силы S предварительного сжатия пружины предохранителя в кулачковом механизме зажима матриц	354
§ 81. Упругая деформация машины	356
§ 82. Условия работы коренного вала	360
§ 83. Усилия на высадочном ползуне, допускаемые прочностью коленчатого вала и сечении кривошипной шейки	364
§ 84. Усилия на ползуне, допускаемые прочностью коленчатого вала в сечении опорной шейки	367
§ 85. Усилие на ползуне, допускаемое прочностью зубчатой пе- редачи	369
§ 86. Расчет предохранителя, срезающегося во втулке маховика	373

	<i>Стр.</i>
§ 87. Расчет фрикционного предохранителя	375
§ 88. Расчет предохранителя на шатуне	379
§ 89. Механизмы включения (муфты) и тормоза	381
§ 90. Ползуны	403
§ 91. Станина	416
§ 92. Ограничители (упоры)	424
§ 93. Горизонтальнокошечные машины с горизонтальным разъемом матриц	427
 Глава XIV. Кривошипные прессы для горячей штамповки	 428
§ 94. Общие сведения	428
§ 95. Ползуны	429
§ 96. Уравновешивающее устройство	434
§ 97. Нижний выталкиватель	436
§ 98. Станина	439
§ 99. Усилия, допускаемые на ползуне горячештамповочных кривошипных прессов	456
§ 100. Муфты включения	461
§ 101. Тормоз	479
§ 102. Системы управления прессом	487
§ 103. Смазка прессы	500
 Глава XV. Листоштамповочные кривошипные прессы	 501
§ 104. Общие сведения	501
§ 105. Прессы простого действия	502
§ 106. Прессы простого действия открытого типа	504
§ 107. Тормоза у прессов открытого типа	513
§ 108. Муфты включения у прессов открытого типа	514
§ 109. Однокривошипные прессы простого действия закрытого типа	524
§ 110. Определение приведенного плеча крутящего момента у одностоечных прессов	530
§ 111. Усилия, допускаемые на ползуне однокривошипных прессов	533
§ 112. Прессы вертикальные простого действия, закрытые, двухкривошипные и четырехкривошипные	547
§ 113. Прижимные устройства (подушки)	560
§ 114. Прессы простого действия вытяжные с механизмом для выравнивания скорости ползуна закрытые с двусторонним приводом коренного вала	571
§ 115. Прессы двойного действия	571
§ 116. Амортизационные устройства прижимных ползунов	583
§ 117. Работа коренного вала у прессов двойного действия	588
§ 118. Прессы тройного действия кривошипно-рычажные	589
§ 119. Системы управления кривошипными прессами	592
§ 120. Устройства для безопасной работы на прессах	595
 Глава XVI. Чеканочные кривошипно-коленные прессы	 602
§ 121. Общие сведения	602
§ 122. Допускаемое усилие на ползуне кривошипно-коленного чеканочного прессы с открытым приводом и одноколенчатым валом	607

	<i>Стр.</i>
§ 123. Допускаемое усилие на ползуне кривошипно-коленного че- каночного пресса с двухколенчатым валом и открытым двусторонним приводом	616
§ 124. Допускаемое усилие на ползуне кривошипно-коленного че- каночного пресса с двухколенчатым валом и открытым односторонним приводом	619
Литература	624