

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Обработка материалов давлением»

В. Ф. Буренков

ТЕОРИЯ, РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

КУРС ЛЕКЦИЙ

**для студентов специальности
1-36 01 05 «Машины и технология
обработки материалов давлением»**

дневной формы обучения

Часть 1. Кривошипные машины

Гомель 2011

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73
Б91

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 22.02.2011 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Буренков, В. Ф.
Б91 Теория, расчеты и конструкции кузнечно-штамповочного оборудования : курс лекций для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» днев. формы обучения. Ч. 1. Кривошипные машины / В. Ф. Буренков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 127 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержатся сведения по расчетам и конструированию кривошипных машин, приведена классификация оборудования, расчет основных узлов и деталей оборудования.

Для студентов специальности 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением» дневной формы обучения.

УДК 621.97.06(075.8)
ББК 34.623я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Введение

Количество, темпы роста и удельный вес ПШО в общем станочном парке определяют индустриальную мощь страны и степень совершенства машиностроения. В наиболее развитых (экономически) странах ПШО составляет 1/3 от общего станочного парка. В настоящее время удельный вес КМП (кузнечно-прессовых машин) составляет 18-30% от общего выпуска металлообрабатывающего оборудования по количеству и 20-40% по стоимости. В настоящее время применяется оборудование с ЧПУ, роботы-манипуляторы, автоматизированные склады и транспортные средства, микропроцессорная техника и вычислительные комплексы. Автоматизированное оборудование (холодной листовой штамповки) составляет свыше 50% от общего выпуска ПШО. В год в СССР выпускалось свыше 50 тыс. КП машин.

Автоматизация кузнечно-прессового оборудования с помощью промышленных роботов (ПР) осуществляется путём создания роботизированных технологических комплексов (РТК) для разделительных операций, листовой штамповки, холодной и горячей объемной штамповки,ковки, прессования изделий из металлических порошков. Курс теория, расчёты и конструкции ПШО — один из основных курсов для инженеров специальности «Машины и технология обработки материалов давлением». Он предусматривает изучение классификации, принципов построения и расчёта конструкций ПШО и его основных узлов и деталей.

История развития кузнечно-прессового оборудования

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

15-16 века характеризовались развитием мореплавания и, как следствие, кораблестроения.

Изготовление тяжёлых якорей и другой корабельной оснастки требовало замены ручнойковки и появления первых рычажных молотов. В качестве привода в них использовалась энергия воды, поэтому их называли водяными молотами. Вес подвижных частей не превы-

шал 700н (70кгс). Там, где не было гидроэнергии, применяли конный привод или использовались падающие молоты типа копров.

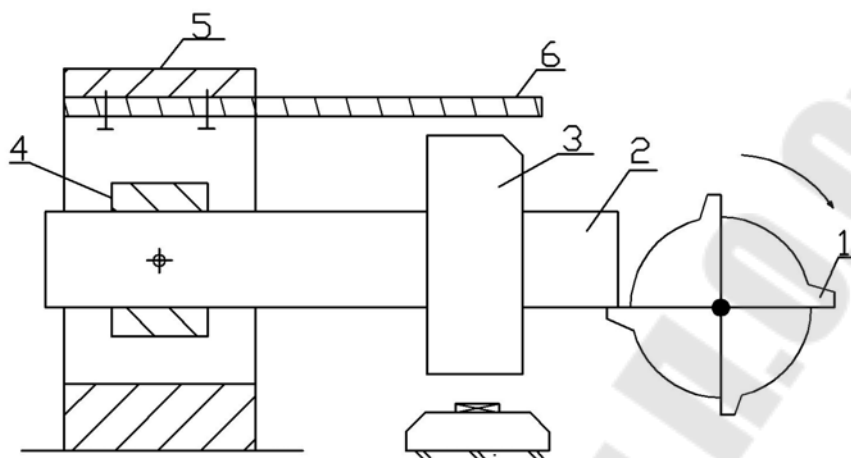


Рис. 1 Схема лобового рычажного молота:
1 – приводной вал; 2 – молотовище; 3 – кулак; 4 – молотовая обойма; 5 – станина; 6 – отбой.

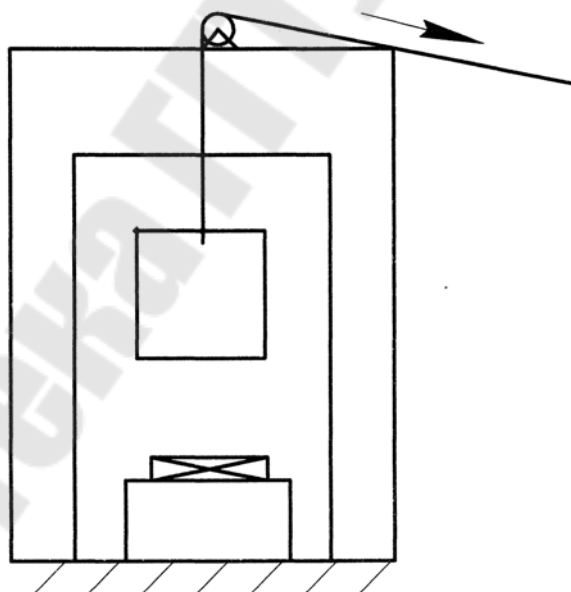


Рис.2 Молот копрового вида

По мере развития артиллерии и стрелкового оружия взамен ручнойковки появляется машинная штамповка. Около 1800г. В. Пасту-

хов применил для горячей штамповки вертикальный винтовой пресс. В 1842г. Джемс Несмит построил первый паровой молот, а в 1846г. Армстронг – первый паровой гидропресс.

Первая половина 19 века характеризуется развитием паровозостроения, вагоностроения, паровых двигателей, что требовало тяжёлых поковок. Поэтому в кузнечном деле назревал переворот, наступление которого ознаменовало внедрение парового ковочного молота.

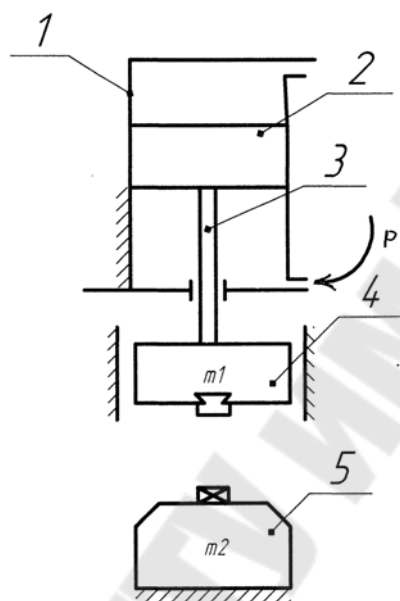


Рис 3 Паровой молот

1 – рабочий цилиндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – баба; 5 – шабот.

Появление первого гидравлического пресса в Венских железнодорожных мастерских было вызвано невозможностью установки тяжёлого молота (из-за плохого грунта и близкого расположения жилых кварталов).

По мере улучшения конструкции гидравлических прессов и повышения их быстроходности началось постепенное вытеснение крупных ковочных молотов гидравлическими прессами.

К концу 19 века имелись молоты с весом падающих частей до 1,2 МН(120тс). В России самый большой молот был установлен в Перми на оружейном заводе (вес падающих частей 0,5 МН (50тс)). В 80-х годах 50т молот был установлен на Обуховском заводе в Петербурге.

Для массового производства мелких изделий паровые молоты и гидравлические пресса стали экономически неоправданны, и назрела

необходимость создания кузнечных машин с механическим индивидуальным приводом.

Появление электродвигателей способствовало прогрессу в развитии кривошипных прессов, к настоящему времени самой многочисленной группы ПШО (60%).

На смену паровоздушному молоту пришёл кривошипный горячештамповочный пресс, который открывал большие возможности для механизации и автоматизации и внедрения экономичных видов штамповки.

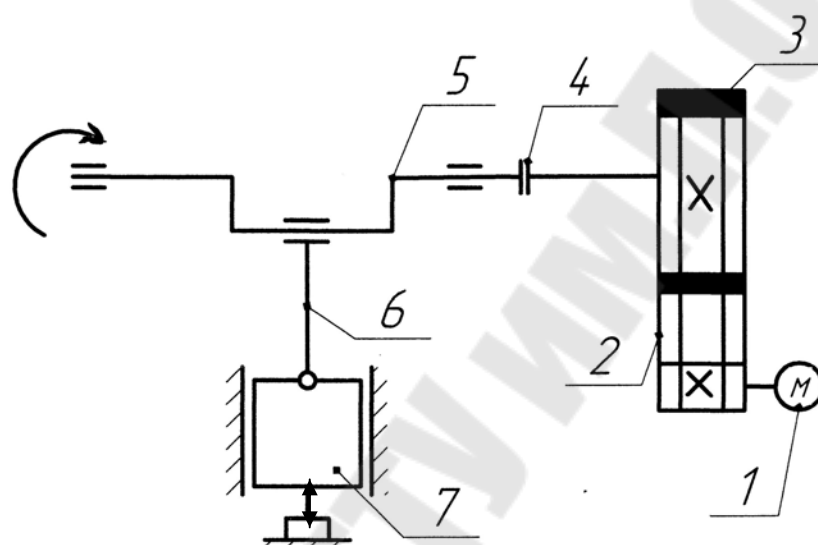


Рис 4 Схема кривошипного пресса

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик;
4 – муфта; 5 – главный вал (кривошип); 6 – шатун; 7 – ползун.

Развитие авиации и ракетостроения поставило особые задачи перед технологией обработки давлением специальных сплавов на титановой и магниевой основе. Большие габариты деталей потребовали создания гидропрессов усилием 700-800 МН (70-80 тыс.тс) при общей массе прессов до 25000 тонн.

Применение в технике таких материалов как молибден, цирконий, ниобий, уран, имеющих особый термомеханический режим обработки давлением (необходим мощный импульс энергии за малый промежуток времени) потребовали скоростей деформации 60м/с и более. В качестве энергоносителей используется энергия сжатого газа или энергия взрыва горючей смеси или пороха.

В дореволюционной России по существу не было кузнечно-прессового машиностроения. С 1901 по 1917 было изготовлено всего

2375 единиц КПО на заводах: Ревельском (Таллинский) судостроительном, Обуховском оружейном, Таганрогском котельном и др.

Индустриализация в СССР потребовала создания и развития КП машиностроения. В 1931-1932г.г. был реконструирован Воронежский литейный завод и на его базе создан Воронежский завод КПО, затем Серпуховский завод пресс-автоматов. Выпуск кузнечных машин начал осуществлять Новокраматорский и Старокраматорский заводы, Уралмаш, Ижорский завод. После войны были введены в действие Днепропетровский завод прессов, Воронежский завод тяжелых механических прессов и др.

В СССР выпускалось самое мощное гидропрессовое оборудование (750 МН в СССР и 650 МН установлен во Франции).

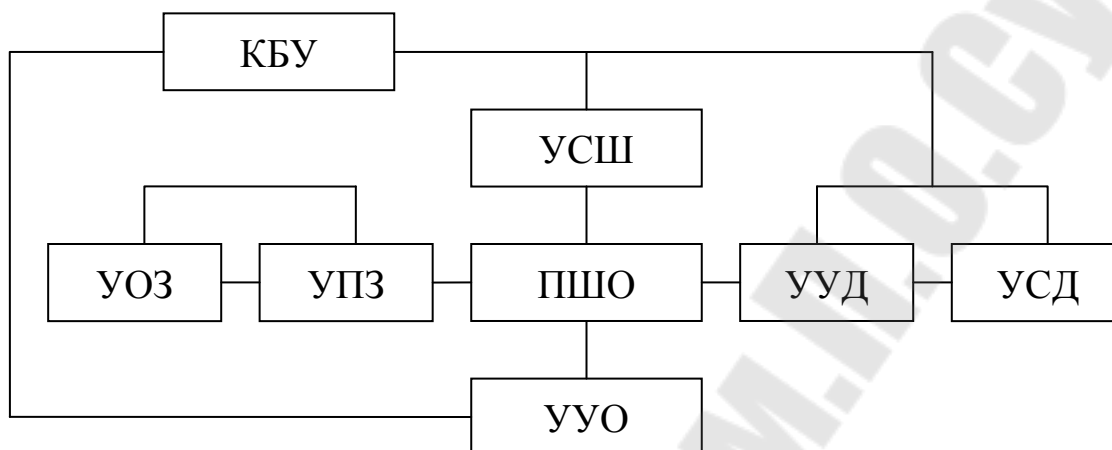
В России ещё до революции появились работы по конструированию и расчёту КПО. Русские инженеры (профессор П.М. Мухачёв, профессор И.А.Тиме, профессор А.П.Гавриленко, профессор Я.Н. Маркович и др.) разработали элементы расчёта молота.

После революции теорию кузнечных машин разрабатывали профессор Я.Н. Маркович (теория парового и пневматического молота), профессор д.т.н. А.И. Зимин (метод теоретического анализа парового молота, теория фрикционного пресса), д.т.н. М.В. Сторожев (теория гидравлических прессов и кривошипных прессов), к.т.н. И.И.Гирш профессор В.И. Залесский (теория кривошипных гибочных машин и ГКМ), профессор Е.П. Унксов (теория пружинного и пневматического молота), профессор И.В. Климов (теория бесшаботного молота, уточнённый метод теплового расчёта паровых молотов) и др.

Разработкой теории конструирования и расчёта КМП заняты экспериментальный научно-исследовательский институт кузнечного машиностроения (ЭНИКМАШ), центральный институт технологии машиностроения (ЦИНИТМАШ), Всесоюзный научно-исследовательский институт металлургического машиностроения (ВНИИ-МЕТМАШ), Центральное бюро кузнечного машиностроения (ЦБКМ), конструкторские бюро при специализированных заводах, научные коллективы кафедр ОМД (МиТОМД) вузов.

Структура автоматизированного кузнечно-штамповочного производства

Автоматизированное ПШО в своей структуре должно содержать следующие устройства:



УОЗ – устройство ориентации заготовок (создаёт некоторый запас заготовок, изменяет и сохраняет положение заготовки для захвата). Это бункерные загрузочно-ориентирующие устройства для штучных заготовок или разматывающие устройства для ленточного материала.

УПЗ – устройство подачи заготовок в штамп (обеспечивает подачу ориентированных заготовок с позиции загрузки на позицию штамповки – шиберные или валковые подачи, клещевые или револьверные).

При многооперационной штамповке имеются *УМТ* (устройство межоперационного транспортирования). Это манипуляторы, грейферные передающие устройства.

УУД – устройства удаления деталей, *УУО* – устройства удаления отходов.

Они выполняются в виде механической руки, пневмосдувателя, механического сбрасывателя или лотка и т.п.

УСД – устройство для складирования (стапелирования) – осуществляет укладку отштампованных деталей, вынесенных из зоны обработки.

УСШ – устройство для автоматизации и механизации смены штампового инструмента.

КБУ – контрольно – блокирующее устройство – контроль правильности положения заготовки и последовательности выполнения движений.

Общие требования к технологическому оборудованию комплектующему РТК

Для того, чтобы КПО можно было встроить в РТК, оно должно отвечать следующим основным требованиям (часть из них может быть реализована на существующих моделях):

1. Конструктивные элементы, исполнительные механизмы, формы и габаритные размеры рабочей зоны оборудования должны обеспечить возможности загрузки-выгрузки деталей и отходов с помощью ПР, а также удобство визуального наблюдения за ходом процесса обработки;

2. Оборудование должно быть оснащено датчиками, контролирующими исходное положение его рабочих органов и момент завершения технологической операции

3. В системе управления электро автоматике следует предусматривать разъемы для линий сигналаобмена, обеспечивающих синхронность работы с ПР и другим вспомогательным оборудованием, в том числе блокировку по командам от робота.

4. Штамповочное оборудование ударного действия должно быть оснащено устройствами программирования энергии и числа ударов на технологических переходах штамповки.

5. Система управления оборудованием должна обеспечивать контроль срабатывания устройств или механизмов выталкивания деталей (полуфабрикатов) из штампа и их фиксирования в определенном положении (или удаления из рабочей зоны).

6. В РТК для горячей штамповки расстояние от нагревательных устройств должно быть минимальным для сохранения температурных режимов штамповки.

7. Управление, диспетчирование и синхронизация работы оборудования, механизмов и устройств, комплектующих РТК, должны осуществляться по командам системы управления ПР.

В серийном и крупносерийном производстве применяется универсальное КПО, оснащенные быстро перенастраиваемыми средствами автоматизации и механизмами с применением ПР.

Специализированное оборудование применяется главным образом в массовом производстве. Это различные виды штамповочных автоматов.

Исходные данные для проектирования оборудования

Исходным инструментом для проектирования КПО является техническое задание, содержащее назначение и цель разработки машины, технические требования, ожидаемые технико-экономические показатели.

КПМ характеризуются размерными, линейными, скоростными, энергетическими и массовыми параметрами.

Главный размерный параметр для машин статического действия является величина номинального усилия R_n , развиваемого при определенных условиях рабочим органом исполнительного механизма; для машин динамического действия — масса подвижных частей m , или величина кинетической энергии $Tэ$, накапливаемой к началу рабочего хода. Главный размерный параметр является исходной величиной для конструкторского расчета.

Линейные параметры определяют технологическое назначение (это линейные размеры рабочего пространства, ход рабочего органа машины) связанные с монтажом (установочно-монтажные размеры, габаритные) или характеризующие крепление инструмента (параметры элементов крепления).

Скоростным показателем является число ходов рабочего органа в минуту n [мин^{-1}].

Энергетические параметры характеризуют двигатель, энергоноситель или рабочее тело машины. Если энергетические параметры заданы (давление воздуха или пара) – они вносятся в стандарт.

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

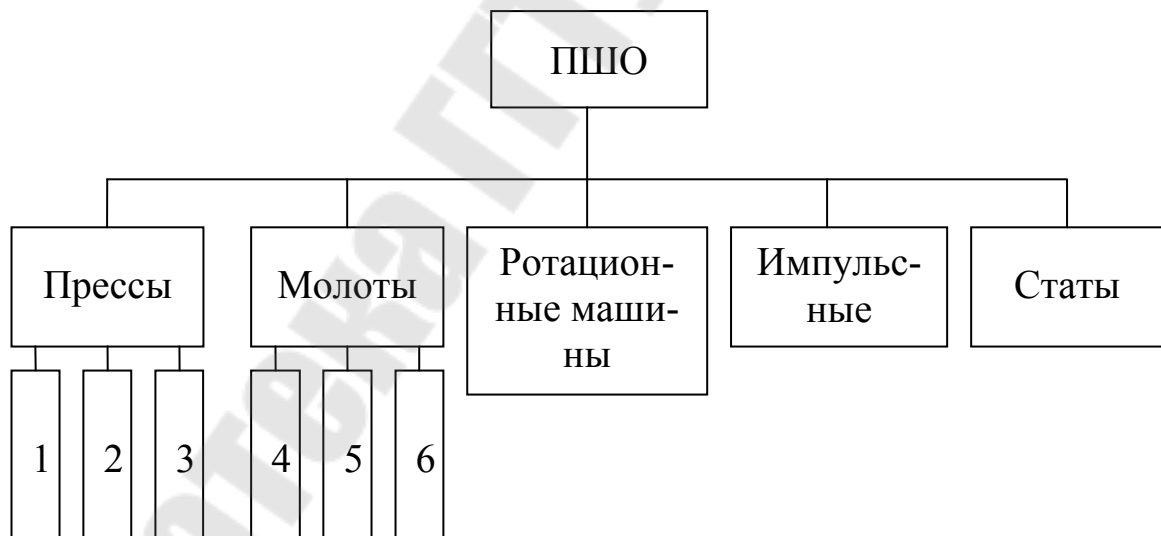
На основные параметры и размеры большинства КПМ имеются ГОСТы.

Классификация КШМ (кузнечно-штамповочных машин)

В связи с большим разнообразием КШМ (число типоразмеров их составляет несколько тысяч при общем количестве свыше 400 тыс. единиц) их принято классифицировать. Первую научную классификацию предложил А.И. Зимин, принявший за ее основу характер изменения скорости рабочего звена исполнительного органа машины на участке рабочего хода, т.е. перемещения во время преодоления сопротивления деформирования. По этому признаку А.И. Зимин все КШМ подразделил на 4 группы: молоты, гидравлические прессы, кривошипные прессы и ротационные машины.

В последнее время созданы машины деформирования энергией взрыва и импульсного магнитного поля, гидростатические и газостатические машины для прессования трудно деформируемых сплавов и порошков.

Вследствие этого, в основу классификации наряду с характеристиками изменения скоростей рабочего звена на участке рабочего хода положены принцип его работы и характер воздействия на заготовку. На этом основании можно выделить 5 классов кузнечно-штамповочных машин.



1 – кривошипные и кулачковые ($V < 0,6$ м/с; $t_d = 0,01-3$ с);

2 – гидравлические ($V < 0,3$ м/с; $t_d = 0,1-100$ с);

3 – винтовые ($V = 0,8 \div 2$ м/с; $t_d = 0,01-0,1$ с);

4 – паровоздушные ($V = 5 \div 50$ м/с; $t_d = 0,001-0,01$ с);

5 – гидравлические и газогидравлические ($V = 5 \div 50$ м/с; $t_d = 0,001-0,01$ с);

6 – взрывные ($V = 5 \div 50$ м/с; $t_d = 0,001-0,01$ с).

Прессы – КШМ квазистатического действия на поковку, в которых преодоление полезного сопротивления осуществляется при перемещении рабочего звена-ползуна, а усилие деформирования воспринимается замкнутой силовой несущей системой, включающей исполнительный механизм, станину и другие элементы. В зависимости от конструкции главного исполнительного механизма и кинематики рабочего звена выделены 3 группы прессов: кривошипные и кулачковые (с кинематически заданным характером изменения скоростей), гидравлические и винтовые (с произвольным изменением скоростей).

Характер изменения скорости

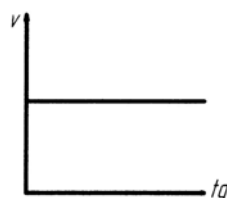


Главным параметром в прессах является номинальное усилие. В качестве аккумуляторов в кривошипных и винтовых прессах являются маховики, в гидропрессах — гидроаккумуляторы, а в гидровинтовых прессах — маховики и гидроаккумуляторы.

Молоты – КШМ ударного и квазиударного воздействия на заготовку, в которых сопротивление деформированию преодолевается путем использования кинетической энергии, накопленной подвижными частями. Ударная масса является аккумулятором механической энергии в молоте.

Ротационные машины – КШМ, в которых преодоление сопротивления деформированию происходит при вращении рабочего органа с инструментом или (и) заготовки при непрерывном перемещении зоны контакта заготовки с инструментом. Характер воздействия инструмента на половину — квазистатический. Главный параметр – номинальное усилие или номинальный крутящий момент. Большинство машин аккумуляторов не имеет, за исключением машин с пиковым характером работы (ковочные вальцы), имеющие маховики.

Характер изменения скорости



Импульсные машины и статы – это машины, в которых преодоление сопротивления деформированию осуществляется непосредственно

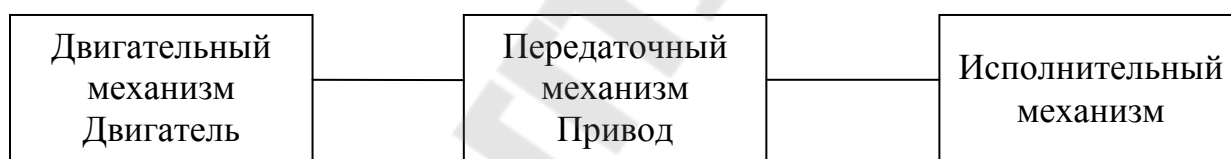
венно средой, передающей энергию. В импульсных машинах в качестве энергоносителя используется взрывчатое вещество, горючий газ и т.д., а передающей средой служит воздух, газ, твёрдое тело, непосредственно воздействующие на деформируемый материал в течение очень короткого промежутка времени. Главным параметром является энергия импульса.

В статах воздействие осуществляется длительное время с малыми скоростями, а средой, передающей энергию, является жидкость или газ. Главные параметры – давление среды и объем рабочей камеры. Аккумуляторы в этих машинах не применяются.

В данную классификацию не включены КПМ (например, речные прессы, электромагнитные, термические и др.), имеющие сравнительно малое распространение в производстве.

Принцип действия кузнечно-штамповочного оборудования

Каждая ПКМ в своей структуре содержит три главных механизма: двигательный (двигатель), передаточный и исполнительный.



Структурная схема ПШО

Воспринимая энергию носителя, двигатель превращает ее в кинетическую энергию передаточного и исполнительного механизма или в потенциальную энергию передаточного рабочего тела.

Носителем энергии, или рабочим телом, в двигательных механизмах современных КПМ является пар, газ, жидкость и электричество.

Привод по типу может быть индивидуальным или групповым.

Основная характеристика передаточного механизма определяется способом осуществления связи исполнительного органа с двигателем. Различают механическую жесткую связь или связь через упругий элемент конструкции машины, и нежесткую связь, осуществляемую рабочим телом (пар, газ, жидкость, электромагнитное поле). В некоторых типах машин в период рабочего хода эта связь прерывается.

Преобразование энергии (потенциальной или кинетической) в механическую работу пластической деформации осуществляется при помощи движения рабочих органов (ползун, коромысло, траверса, баба, валки, ролики и т.п.) исполнительных механизмов.

Отдача накопленной энергии обрабатываемому металлу осуществляется нажимом или ударом.

Рабочие органы КПМ могут совершать:

а) возвратно-поступательное прямолинейное движение или криволинейное;

б) качательное движение;

в) вращательное движение.

Изменение скорости рабочего органа может быть заданным в условиях жестких механических связей или произвольным, зависящим от субъективных факторов при нежестких связях.

Воздействие исполнительного механизма на обрабатываемый металл имеет периодический или непрерывный характер.

Маркировка КШО

Система условного маркирования (нормаль ЦБК НО-1) основана на разделении КШМ по главным конструктивным признакам или технологическому назначению на 12 видов, каждому из которых присваивается буква:

1. Автоматы кузнечно-прессовые – А
2. Прессы пакетировочные и брикетировочные – Б
3. Машины ковочные – В
4. Оборудование гидравлическое – Г
5. Прессы гидравлические для неметаллических материалов – Д
6. Машины гибочные и правильные – И
7. Прессы кривошипные – К
8. Молоты – М
9. Ножницы и хладноломы – Н
10. Прессы гидравлические для металла – П
11. Вальцы ковочные – С
12. Прессы винтовые, реечные, рычажные – Ф

Внутри вида машины подразделяются на группы по общим конструктивным или технологическим требованиям. Номер группы идет следом за буквенным обозначением и имеет цифры от 1 до 10. Каждая

группа разбивается на типы по второстепенным конструктивным признакам или технологическому назначению. Цифры от 1 до 10 (например, в 8 группе кривошипных прессов имеется 5 типов машин: чеканочные с нормальным ходом – 3; то же с увеличенным ходом – 4; горячештамповочные для горячей объемной штамповки – 5; для горячего истечения – 6; для холодного истечения – 7).

Каждый тип машины в свою очередь подразделяется на размеры с присвоением двухзначного числа порядковым номером от 00 до 59 при увеличении основного параметра. Т.е. это условное обозначение Рн, Тэ или диаметр штампуемого изделия на автомате.

Исходная модель машины данного вида, группы, типа и размера принимаются в качестве базовой, что специально оговаривается при утверждении паспорта машины. Марка базовой машины имеет 5 знаков (например К8540 – КГШП усилием 10 МН). Все остальные модели машин этого типа размера, отличающиеся от базовой модели некоторыми параметрами (число ходов, размеры штампового пространства) классифицируются как модификация с добавлением буквы в конце обозначения (например 1-я модификация К8540 – это К8540А). Если в производство введена машина того же типа размера, то с принципиальными отличиями в конструкции или изменением главных параметров, но она считается параллельной базовой имеет в обозначении 2 буквы, например: КА8540 (автоматизированный КГШП для штамповки клапанов). При этом возможна модификация такой машины (КА8540А).

Кривошипные машины. Принцип действия

Кривошипной машиной называют КПМ, в которой в качестве входного звена исполнительного механизма, преобразующего вращательное движение привода в заданное (чаще всего возвратно-поступательное) движение рабочего органа (ползуна), используется кривошипный, коленчатый или эксцентриковый валы, имеющие жесткую кинематическую связь с ползуном через рычажные механизмы. В кривошипных машинах заготовка деформируется за счет силового воздействия – усилия замыкающегося через исполнительный механизм и стол (основание) и станину.

В качестве ведущего звена применяется кривошип (реже кулачок), ползун является выходным звеном.

Исполнительный механизм, преобразующий вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна, состоит из нескольких звеньев, связанных вращательными или поступательными кинематическими парами.

В кривошипных прессах применяют многозвенные кривошипно-рычажные механизмы (9/10 всего парка кривошипных машин имеют кривошипно-ползунный механизм).

Технологические требования обуславливают тот или иной характер перемещения ползуна, что заставляет выбирать соответствующую структуру кривошипно-рычажного механизма. Исполнительные механизмы, отвечающие технологическим требованиям подразделяются на 4 группы.

1. Универсальные:

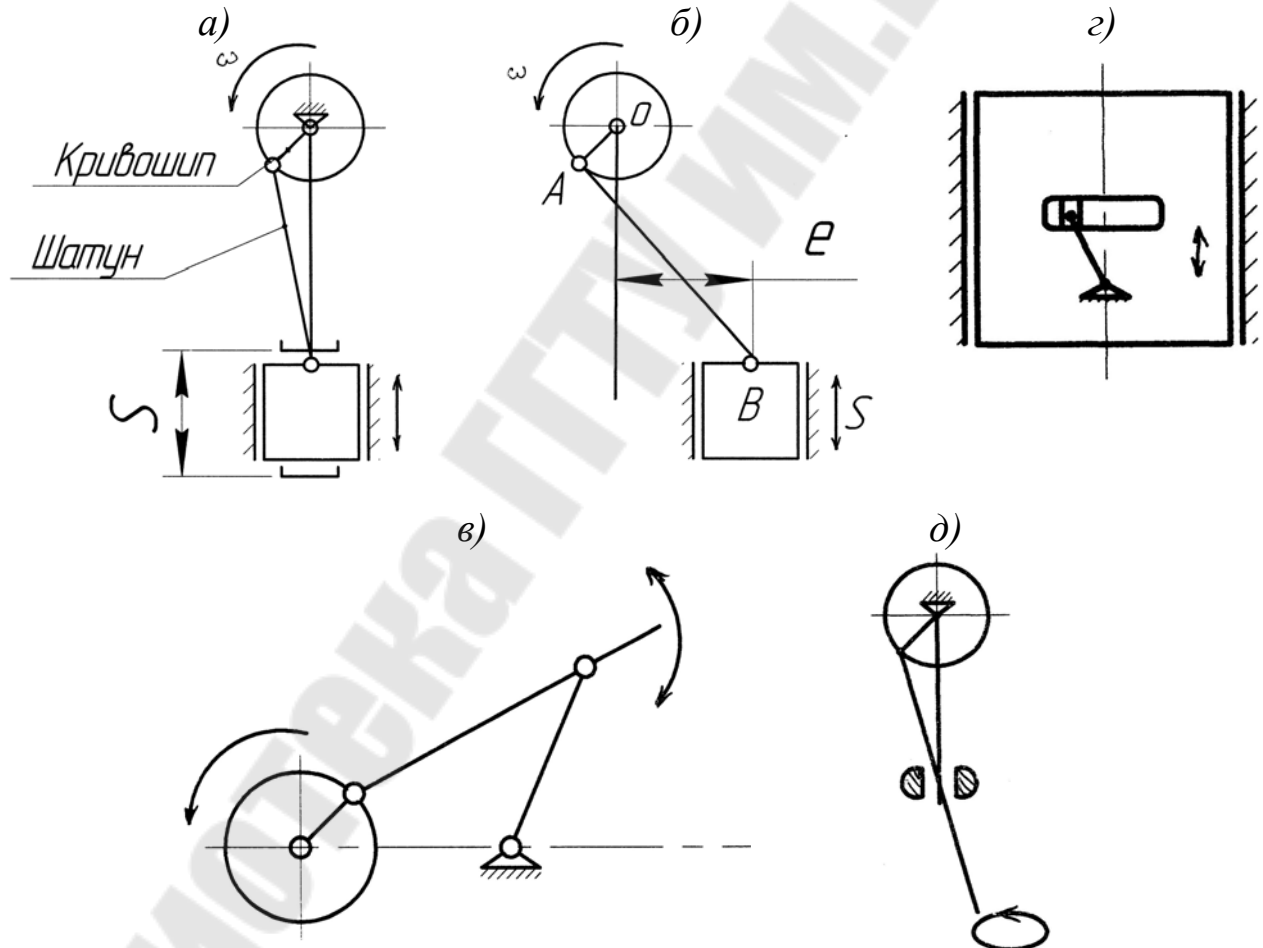


Рис 5 а – кривошипно-ползунный центральный; б – дезаксиальный; в – кривошипно-коромысловый; г, д – кулисный механизм.

2. Для преодоления больших усилий, снижения скорости (большие сопротивления на малом участке в конце хода ползуна)

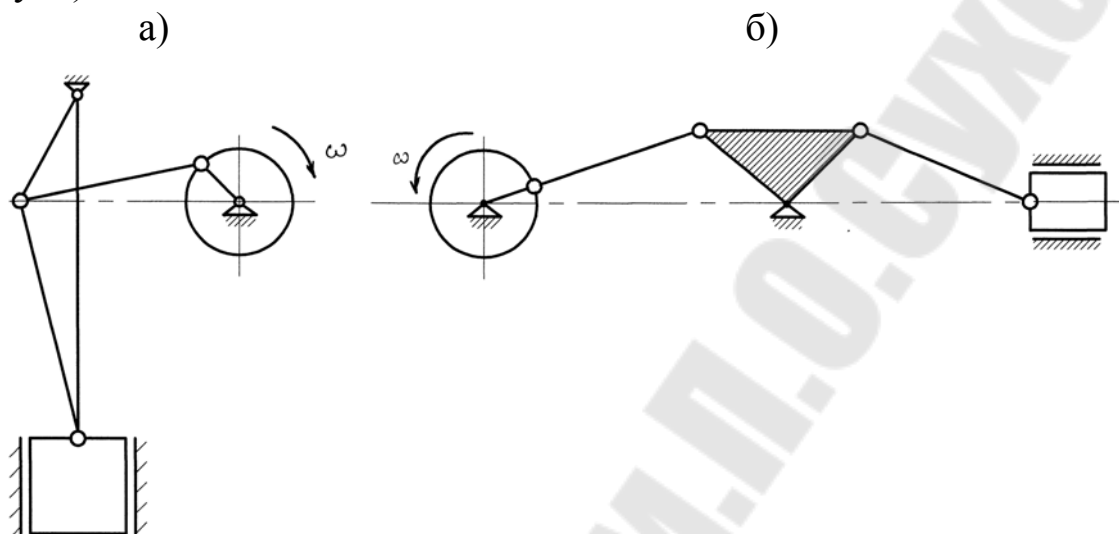


Рис 6 а – кривошипно-коленный; б – кривошипно-ползунный.

3. Для регулирования скорости, увеличения хода (например увеличения скорости обратного хода).

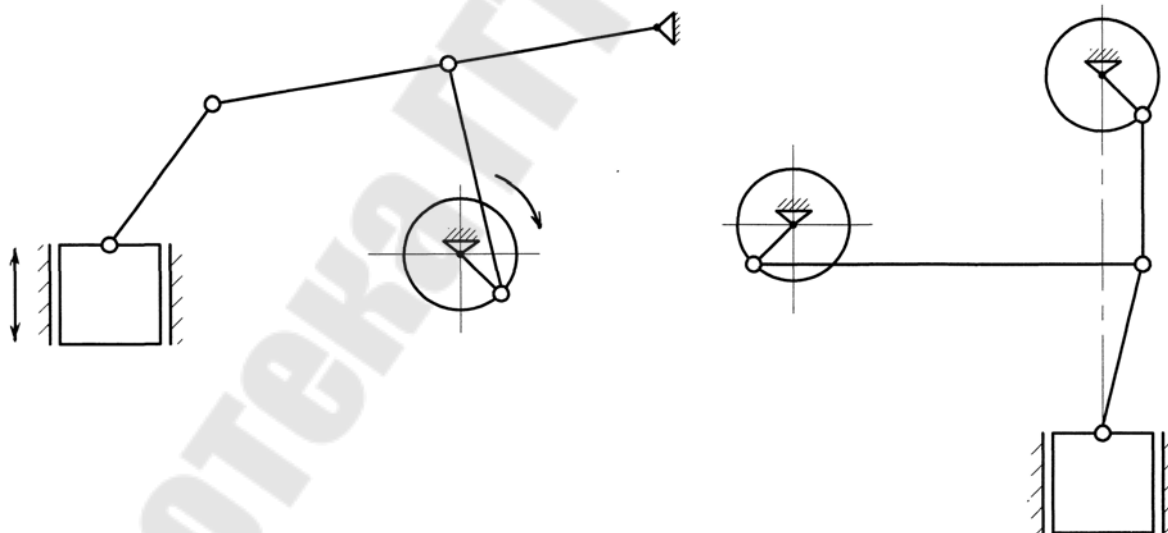


Рис 7 Многозвенный кривошипно-ползунный механизм

IV. Для длительных остановок. Применяются в листоштамповочных прессах двойного действия и ГКМ.

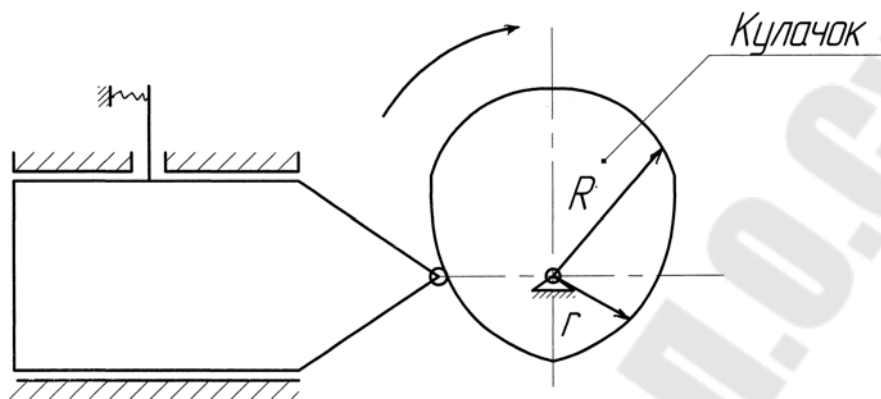


Рис 8 Кулачковый механизм

Классификация прессов

Признаков классификации кривошипных прессов довольно много. Наиболее известной является классификация машин по технологическому признаку, т. к. особенности выполняемого технологического процесса обуславливают и конструкцию машины. Согласно этой классификации все машины разбиты на 3 группы:

- для листовой штамповки;
- для объемной штамповки;
- для прессования порошков.

Прессы для листовой штамповки более универсальны, имеют достаточно большое штамповочное пространство и величину хода ползуна.

Для горячей штамповки необходимо преодолевать большие сопротивления деформирования, причем время контакта инструмента с горячей заготовкой должно быть минимальным, поэтому эти прессы быстроходны и должны обладать высокой жесткостью для обеспечения требуемой точности.

В каждой группе имеются 2 подгруппы:

- общего назначения;
- автоматы (используются для определенного типа деталей с механизмами, обеспечивающими автоматизацию цикла).

Элементы кривошипного пресса и их назначение

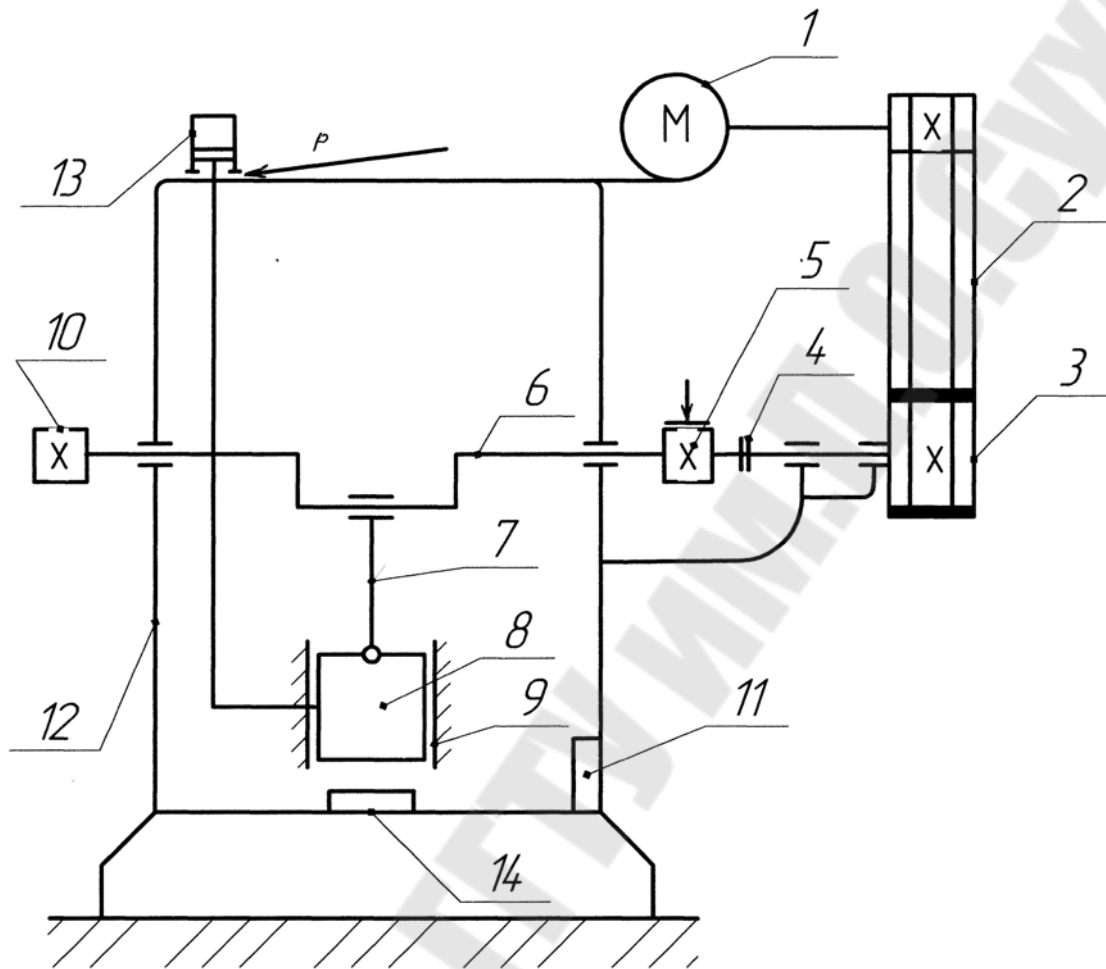


Рис 9 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик; 4 – муфта включения; 5 – тормоз; 6 – главный вал (кривошип); 7 – шатун; 8 – ползун; 9 – направляющие ползуна; 10 – привод подачи и командоаппарат; 11 – система управления; 12 – станина; 13 – пневмоуравновешиватель; 14 – стол.

Кроме того, в узел наладки и контроля входит механизм регулирования штамповой высоты, микропривод, указатели усилия, указатели положения кривошип, механизмы крепления штампов, предохранительные решетки и т.д.

Основные конструктивные признаки кривошипных прессов

В зависимости от конструктивного оформления главных деталей и узлов кривошипных прессов различают:

По конструкции станины:

1. Вертикальные, горизонтальные и наклоняемые прессы;
2. Одностоечные и двухстоечные;
3. Открытые и закрытые.

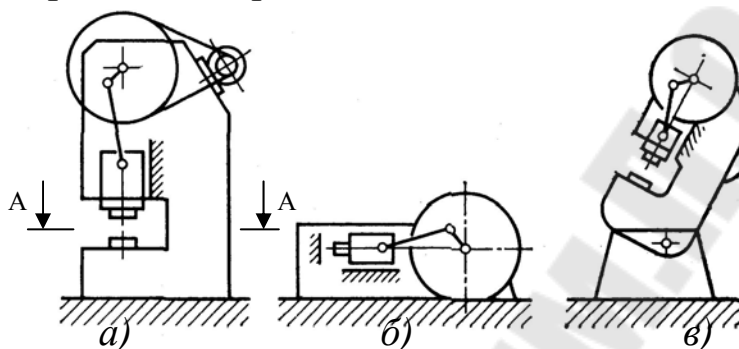


Рис 10 а – вертикальная; б – горизонтальная; в – наклоняемая кривошипная машина.

По конструкции главного вала:

1. Кривошипным, коленчатым и эксцентриковым главным валом;
2. Одно- и много кривошипные;
3. С параллельным и перпендикулярным расположением главного вала фронтальной стороне прессы.

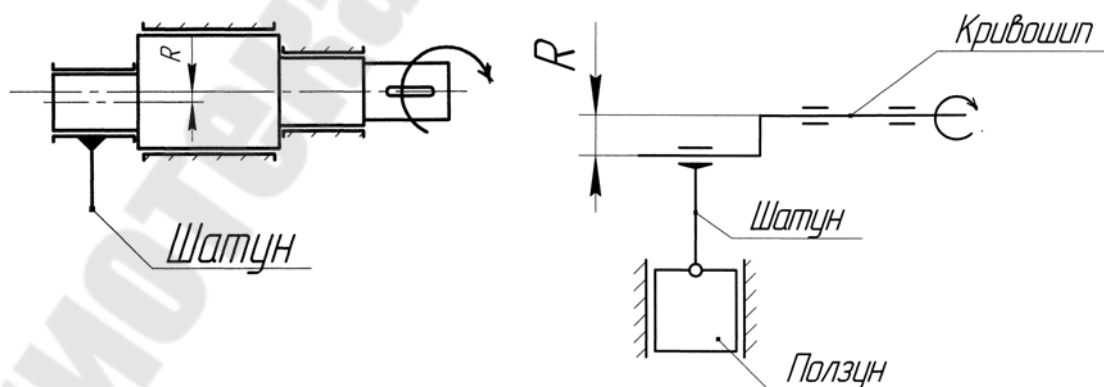


Рис 11 Кривошипный вал

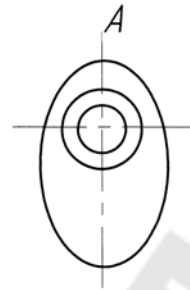
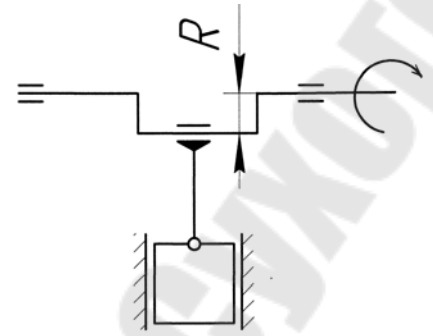
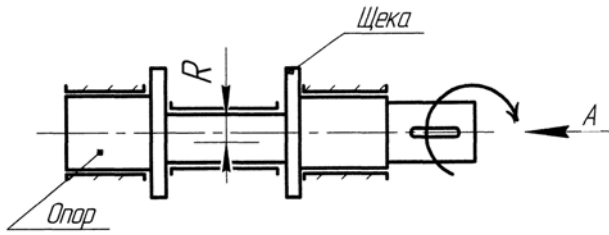


Рис 12 Вал коленчатого типа

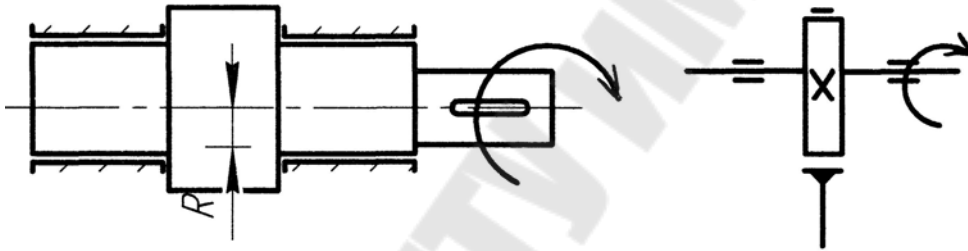


Рис 13 Эксцентриковый вал

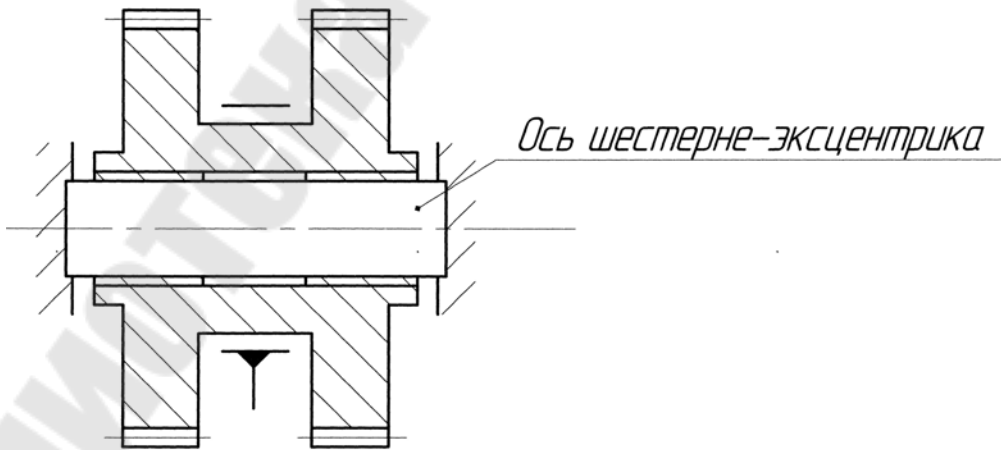


Рис 14 Шестерне-эксцентриковый вал

По типу привода:

1. С открытым и закрытым приводом;
2. С одно - и много ступенчатым приводом;
3. С верхним или нижним расположением привода.

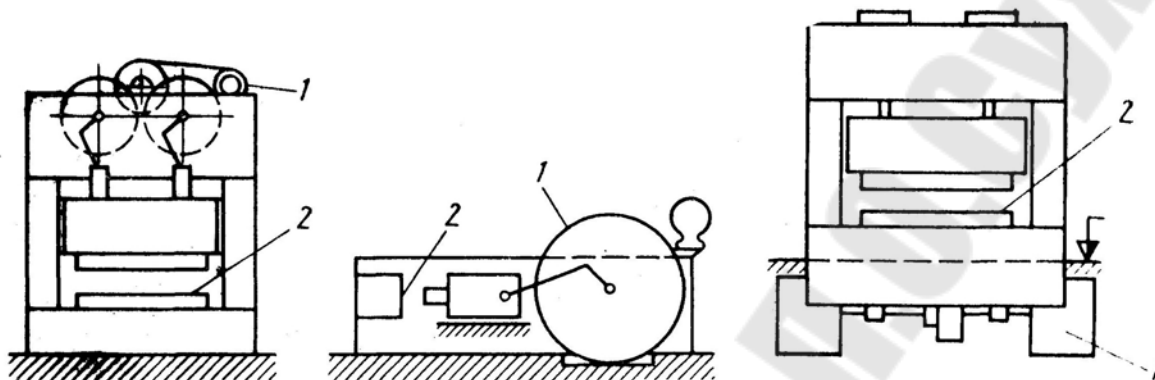


Рис 15 Расположение приводов в кривошипных машинах
1 – привод; 2 – плоскость штамповки.

Важнейшие параметры кривошипного прессы

Номинальное усилие P_n [кН] – наибольшее усилие которое без ущерба для прочности основных деталей механизма прессы может быть приложено к ползуну в пределах, определенного, называемого номинальным, угла поворота кривошипа от нижнего нулевого положения $\alpha_H = 5 \div 45^\circ$ (зависит от типа машины и её конструктивного исполнения).

Длина хода ползуна S [мм] (путь который проходит ползун при повороте кривошипа на 180 градусов, т.е. путь, равный двум радиусам кривошипа). Эта величина постоянная, за исключением прессов с регулируемым ходом.

Число (частота) ходов ползуна в минуту n [мин⁻¹] (сколько раз в минуту ползун совершает циклов возвратно-поступательного движения). Этот параметр зависит от номинального числа оборотов двигателя и передаточного числа привода.

Высота штампового пространства [Н] (расстояние между столом прессы и ползуном в его крайнем нижнем положении) или «закрытая высота» измеряется при ходе ползуна вниз и регулировке вверх, т. е. максимальная высота штампа, который может быть установлен на пресс.

Размеры стола (подштамповой плиты) и ползуна [мм] (справа - налево и спереди - назад) — определяют габариты в плане штампов.

Размеры регулировки межштампового пространства [мм].

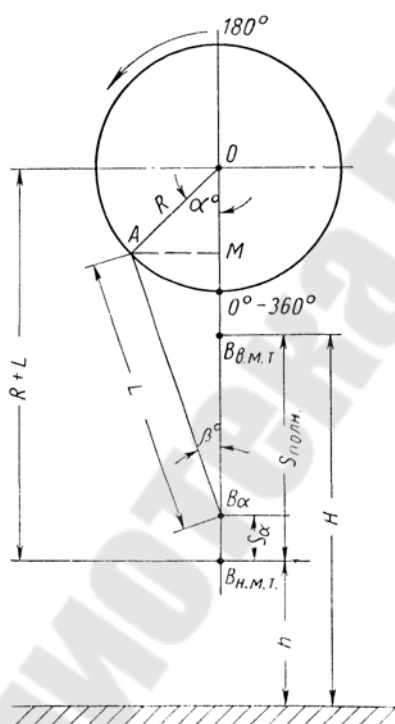
Кроме того могут быть указаны и другие параметры (вылет ползуна, усилие выталкивания и т.д.).

Основные параметры характеристик кривошипных прессов стандартизированы. При этом отдельные параметры (например R_n) выбираются из ряда чисел (R5, R10).

Кинематика кривошипно-ползунного механизма

При проектировании кривошипного пресса того или иного типа необходимо установить его кинематические параметры, т. е. найти законы изменения перемещений, скоростей и ускорений исполнительного звена – ползуна и найти максимальные значения.

Наиболее распространен центральный кривошипно-ползунный механизм, который является частным случаем дезаксиального механизма.



- H – закрытая высота пресса;
- h – открытая высота;
- $S_{\text{полн}}$ – полная длина хода ползуна;
- α^0 – угол поворота кривошипа;
- R – радиус кривошипа;
- L – длина шатуна;
- β^0 – угол между шатуном и осью, проходящую через O ;
- β_α – текущее положение ползуна;
- S_α – ход ползуна (соотв. углу α).

Рис 16 Схема центрального кривошипно-ползунного механизма

1. Длина хода ползуна

$$S_{\alpha} = L + R - OB_{\alpha} = L + R - OM - MB_{\alpha}, \quad (1)$$

где $OM = R \cos \alpha$;

$$MB_{\alpha} = L \cos \beta.$$

Из треугольника АОМ и АМВ_α имеем: $AM = R \sin \alpha = L \sin \beta$;

$$\sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha;$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ – коэффициент шатуна ($\lambda=0,05-0,45$);

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha};$$

Подставив в выражение (1) значения, получим:

$$\begin{aligned} S_{\alpha} &= L + R - R \cos \alpha - L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = R(1 - \cos \alpha + \frac{L}{R}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})) = \\ &= R(1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha})) \end{aligned}$$

Разложим $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ в ряд по биному Ньютона:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{1}{2}(\lambda \sin \alpha)^2 - \frac{1}{8}(\lambda \sin \alpha)^4 - \frac{1}{16}(\lambda \sin \alpha)^6$$

т.к. $\lambda < 0,45$; $\sin \alpha < 1$, то можно ограничиться двумя членами ряда, с ошибкой 8-10%

$$S_{\alpha} \cong R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) \right] = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right]$$

т.к. $\sin^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha)$ получаем:

$$S_{\alpha} \cong R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] = Rf;$$

Значения $f(\alpha)$ приведены в таблицах.

Для дезаксиального механизма с e и $k = \frac{e}{R}$;

где e – дезаксиал;

k – коэффициент дезаксирования, $k \leq 3$.

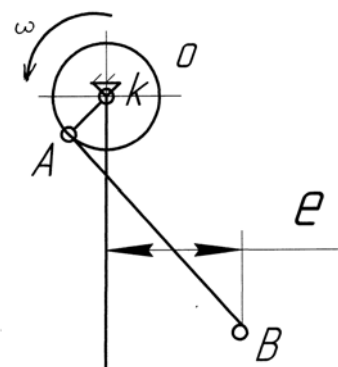


Рис 17 Схема дезаксиального механизма

$$S_{\alpha} \cong R \left\{ 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + k\lambda \sin \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{k^2 \lambda^2}{1 + \lambda} \right\}$$

Для рисунка 17 е имеет знак + при заданном направлении ω .

2. Скорость ползуна пресса (первая производная выражения пути S по времени t):

$$g = \frac{dS_{\alpha}}{dt} = \frac{d \left\{ R(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right\}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt},$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{\pi n}{30} = \text{const};$$

где n – частота ходов пресса в минуту.

$$g = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = \omega R \phi(\alpha);$$

Значения $\phi(\alpha)$ – в таблицах

Для дезаксиального механизма:

$$g = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \lambda k \cos \alpha \right).$$

3. Ускорение ползуна j – вторая производная от пути по времени

$$j = \frac{dg}{dt} = \frac{d \left[\omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \right]}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha);$$

Для дезаксиального механизма:

$$j = -\omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - k\lambda \sin \alpha)$$

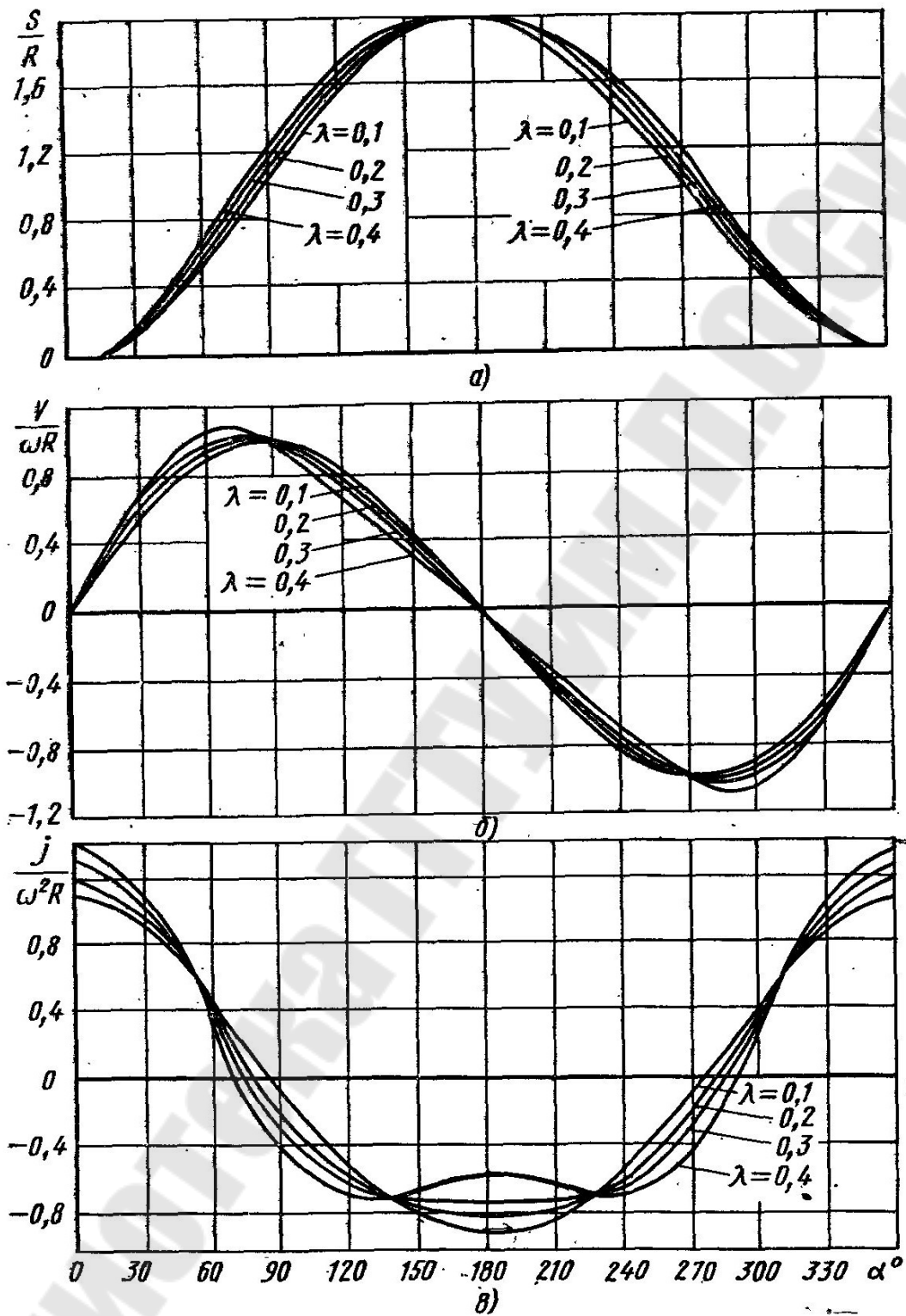


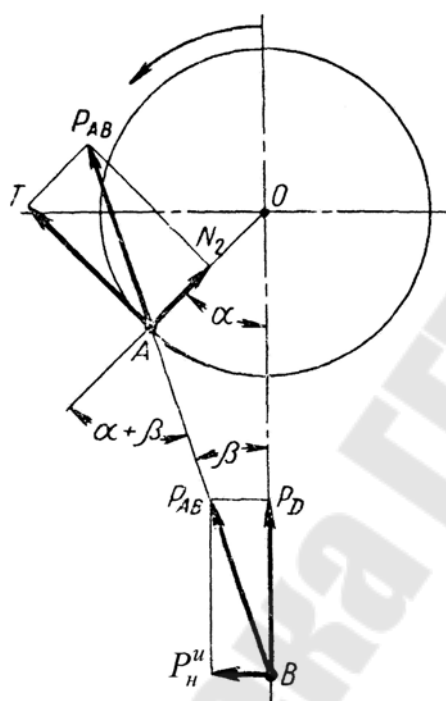
Рис 18 Характер изменения кривых перемещения, скоростей и ускорений для кривошипного механизма

Силовой расчет кривошипно-ползунного механизма

Кривошипно-ползунные механизмы прессов характеризуются небольшими силами инерции. По данным Г.А.Навроцкого силы инерции для автоматов средних и больших усилий не превышают 10% номинального значения; для обычных прессов, у которых число ходов значительно меньше, силы инерции незначительны. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать только статику механизмов.

При определении сил, действующих на механизм, аналитические зависимости применяются для простых механизмов, для сложных используются графические и графоаналитические методы.

Согласно методике М.В.Сторожева рассмотрим вначале идеальный (без трения) и реальный (с трением) механизм.



$AO=R$

P_{AB}^u – составляющая усилия на ползуне, направленная вдоль шатуна.

P_D – усилие на ползуне, определяемое величиной полезного сопротивления.

P_n^u – составляющая усилия на ползуне, действующая на направляющие ползуна.

T – усилие, нормальное кривошипу индекс (и) соответствует идеальному механизму.

$$P_{AB}^u = \frac{P_D}{\cos \beta}; \quad P_n^u = P_D \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad P_n^u = P_D \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta};$$

$$\text{т.к. } \sin \beta = \lambda \sin \alpha; \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha};$$

$$\text{получим } P_{AB}^u = \frac{P_D}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}; \quad P_n^u = \frac{P_D \cdot \lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}};$$

В этих выражениях можно принимать $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \approx 1$;

Для определения крутящего момента на коленчатом валу M_k^u можно использовать геометрические соотношения ($M_k^u = TR$) или уравнение элементарных работ:

$$M_k^u d\alpha = P_D \cdot dS \quad \text{или} \quad M_k^u = P_D \frac{dS_\alpha}{d\alpha} = P_D \cdot R \cdot (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha);$$

(dS_α см. ранее).

Для дезаксиального механизма:

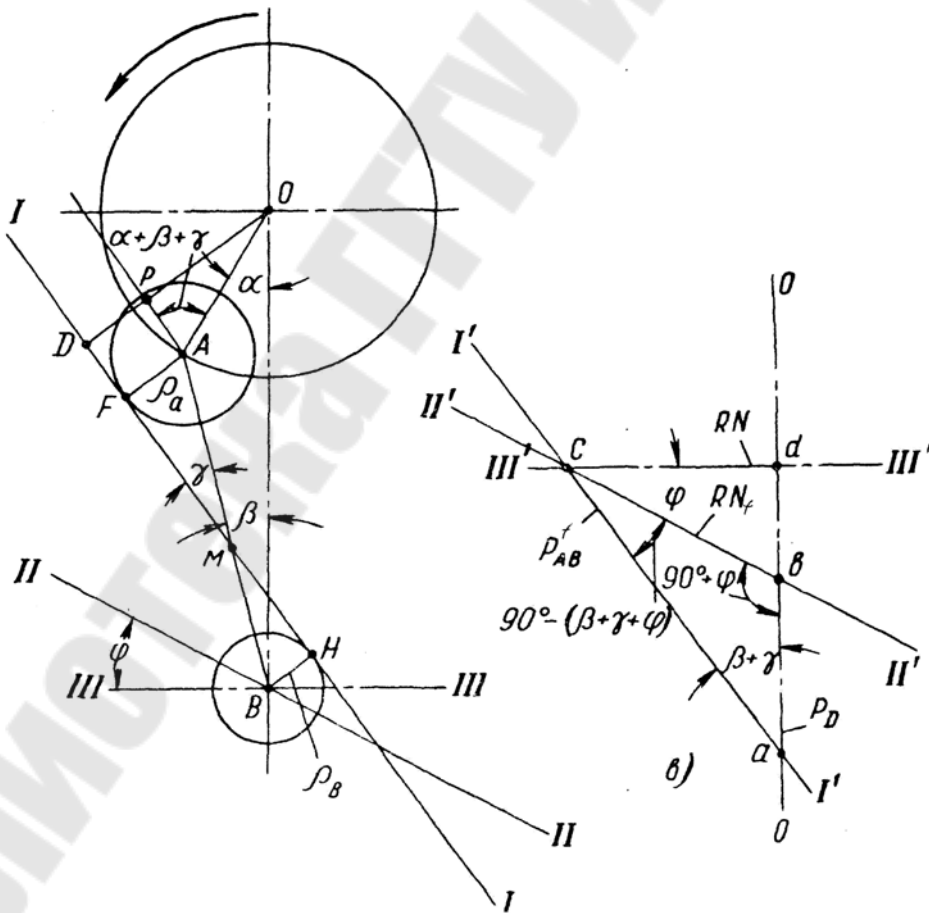
$$M_k^u = P_D \cdot R (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \lambda \cdot k \cos \alpha);$$

Величину $R(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha)$ принято называть приведенным плечом силы m_k^u .

$$M_k^u = P_D \cdot m_k^u; \quad (\text{см. ранее } \frac{\mathfrak{G}}{\omega} = m_k^u).$$

В реальном механизме ввиду больших диаметров осей шарниров необходимо учитывать моменты от сил трения.

При построении плана сил основной величиной будет сила полезного сопротивления.



В реальном механизме усилие P_{AB} , действующее по шатуну, должно быть направлено по касательной к кругам трения, радиус которых ρ , а центр круга трения находится в центре шарнира.

$$\rho_A = f \cdot r_A; \quad \rho_B = f \cdot r_B;$$

где f – коэффициент трения;

$$f = 0,06 \text{ (при густой смазке);}$$

$$f = 0,04 \text{ (при жидкой);}$$

r_A – радиус шатунной шейки кривошипного вала;

r_B – радиус шатунного пальца (нижней головки шатуна).

При указанном направлении вращения кривошипного вала, шатун вращается относительно кривошипного вала по часовой стрелке. (Момент силы должен препятствовать вращению звена), это правило 1 для сжатых звеньев. А сила направлена к середине звена (если звено сжато).

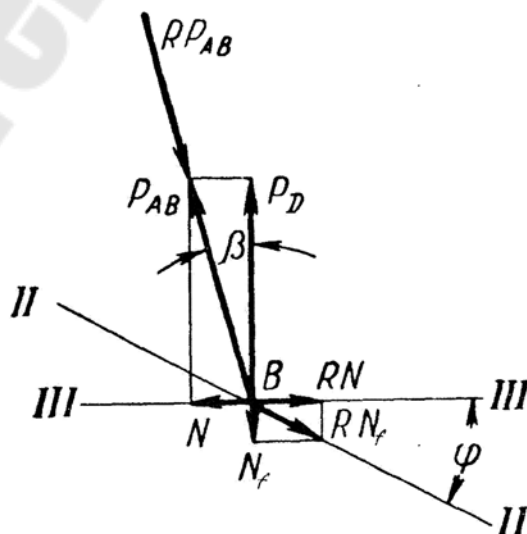
Нормальная сила, действующая на направляющие должна быть отклонена в сторону, противоположную движению ползуна (правило 2).

Направление касательной кругам трения (I-I) является направлением действующего по шатуну усилия P_{AB} . Общий угол наклона силы P_{AB} к вертикали составляет $(\beta + \gamma)$. Угол γ определяется из выражения

ражения $\sin \gamma = \frac{f(r_A + r_B)}{L}$ что следует из соотношения:

$$\sin \gamma = \frac{AC}{L} = \frac{\rho_A + \rho_B}{L} = \frac{f(r_A + r_B)}{L}; \quad L = \frac{R}{\lambda}.$$

Построим силовой многоугольник:



По теореме синусов:

$$P_{AB} = P_D \frac{\sin(90 + \phi)}{\sin(90 - (\beta + \gamma + \phi))} = P_D \frac{\cos \phi}{\cos(\beta + \gamma + \phi)};$$

Полный крутящий момент (без учета трения в опорах вала):

$$M_{K1} = P_{AB} \cdot OD; \quad OD = OP + PD; \quad PD = \rho_A; \quad OP = R \sin(\alpha + \beta + \gamma);$$

Следовательно: $OD = R \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \rho_A$.

Подставив значения, получим:

$$M_{K1} = P_D \frac{\cos \phi}{\cos(\beta + \gamma + \phi)} \cdot (R \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \rho_A);$$

$$M_{K1} = P_D \cdot (R \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \rho_A) \cdot \frac{\cos \phi}{\cos(\alpha + \beta + \gamma)};$$

При $\lambda = 0.05 - 0.45; \beta < 8 - 9^0; \phi \approx 5^0; \gamma \approx 3^0$.

Поэтому для малых углов дробь меньше 1,06 и ей можно пренебречь.

$$\begin{aligned} M_{K1} &= P_D \cdot (R \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) + \rho_A) = P_D \left(R \frac{\rho_A + \rho_B}{L} + \rho_A \right) = \\ &= P_D (\rho_A (1 + \lambda) + \lambda \rho_B); \end{aligned}$$

Исключим из M_{K1} момент M_{K1}^u идеального механизма, при этом остаётся момент сил трения M_{K1}^f (без учёта трения в опорах кривошипного):

$M_{K1}^u = 0$ при $\alpha = 0$, но тогда и $\beta = 0$

поэтому $M_{K1}^f = P_D (R \sin \gamma + \rho_A)$;

т.к. $\sin \gamma = \frac{\rho_A + \rho_B}{L}$, то

$$\begin{aligned} M_{K1}^f &= P_D \left(R \frac{\rho_A + \rho_B}{L} + \rho_A \right) = P_D (\lambda \rho_A + \lambda \rho_B + \rho_A) = \\ &= P_D ((1 + \lambda) \rho_A + \lambda \rho_B); \end{aligned}$$

Для определения полного крутящего момента для преодоления сил трения необходимо учесть силы трения в опорах кривошипного вала. На опору действует реакция:

$$P_0 = \frac{P_D}{2};$$

Момент сил трения в боковых опорах:

$$M_{K0}^f = 2 \left(\frac{P_D}{2} \right) \cdot \rho_0 = P_D \cdot \rho_0;$$

где $\rho_0 = fr_0$ – радиус кругов трения в опорах вала;

r_0 – радиус опорной шейки главного вала;

$$M_K^f = P_D((1 + \lambda)\rho_A + \lambda\rho_B) + P_D \cdot \rho_0;$$

$$M_K^f = P_D f((1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0) = P_D \cdot m_K^f;$$

m_K^f – приведенное плечо сил трения.

Момент на главном валу:

$$M_K = M_K^u + M_K^f = P_D \cdot (R \cdot \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) + P_D f((1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_0);$$

$$M_K = P_D \cdot m_K; \quad m_K = m_K^u + m_K^f;$$

m_K – приведенное плечо сил в реальном механизме.

Заклинивание кривошипно-ползунного механизма

При работе прессов приходится сталкиваться с явлением заклинивания механизма. Это происходит в случае перегрузки при недостаточном запасе энергии маховика или перегрузке, при нарушении связи коленчатого вала с приводом (проскальзывание муфты или срабатывание предохранителя). При этом система деталей кривошипно-ползунного механизма продолжает оставаться под нагрузкой. Упругие силы стремятся повернуть шатун и кривошип, чтобы снять деформации, но провороту препятствуют моменты трения в шарнирах.

Рассмотрим, в каком положении может заклиниваться механизм.

Активной силой будет P_D , действующая на ползун. Из баланса работ с учетом трения в шарнирах имеем:

$$P_D \cdot ds = M_k^f \cdot d\alpha;$$

$$P_D \cdot ds = P_D \cdot m_K^f \cdot d\alpha;$$

$$\text{т.к. } m_k^u = \frac{dS}{d\alpha} = \frac{\mathfrak{G}}{\omega}, \text{ то можно заменить } m_k^u = m_k^f;$$

Если $m_k^u > m_k^f$ то заклинивания не произойдет

Если $m_k^u < m_k^f$ то проворот под действием силы на ползун не-возможно

$$m_k^u = m_k^f \text{ – предельное значение.}$$

Подставив значения m_k^u и m_K^f получим:

$$R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) = f \left[(1 + \lambda) \cdot r_A + \lambda r_B + r_o \right];$$

Приняв $\sin \alpha = \alpha_3$; (при малых значениях α), получим уравнение для определения предельных углов заклинивания:

$$R \left(\alpha_3 + \frac{\lambda}{2} \cdot 2\alpha_3 \right) = m_k^f;$$

$$\alpha_3 \leq \frac{m_k^f}{R(1 + \lambda)};$$

В области углов заклинивания дополнительный момент $M_{к3}$, который необходимо приложить для снятия упругих сил в системе деталей кривошипно-ползунного механизма:

$$M_{к3} = P_3 (m_k^f - m_k^u);$$

Где P_3 – текущее значение силы, действующей на ползун в момент заклинивания.

Наибольший $M_{к3}$ составляет при $\alpha = 0$;

при этом $M_{к3} = P_3 \cdot m_K^f$.

Ползуны и их направляющие

Ползуны предназначены для установки штампа и его перемещения (для прессов). У ножниц – это ножевая балка.

От точности направления ползуна зависит точность деталей, получаемых штамповкой, износ и долговечность инструмента.

Ползун может приводиться в движение одним (*рис а*), двумя (*рис в*) или четырьмя шатунами (соответственно ползуны одно-, двух- и четырехточечные).

Ползуны кривошипных машин подразделяются на три группы: сплошные призматические и коробчатые (*рис б*) (листоштамповочные прессы), с дополнительными направляющими (расположенными на хоботе) (*рис е*) – прессы и автоматы для горячей и холодной объемной штамповки и в виде пластин (*рис з*) (ползуны ножниц и листогибочных прессов). Применяются ползуны рамного типа (*рис ж*) или составные (*рис д*) – в прессах двойного действия.

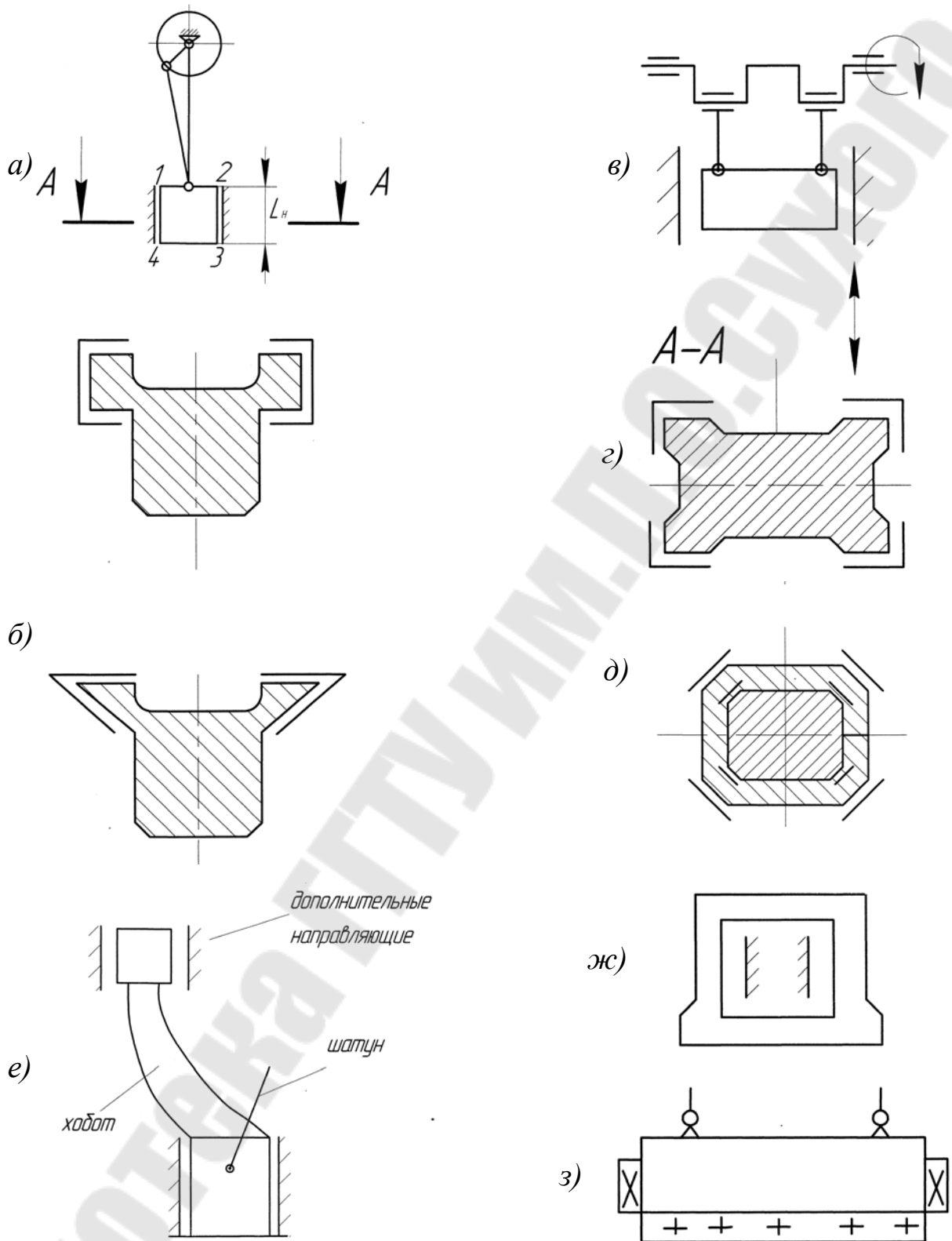
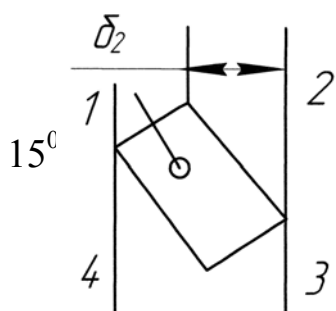


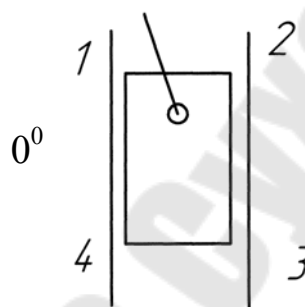
Рис 19 а – одноточечный ползун; б – ползун с вынесенными направляющими; в – двухточечный ползун; г – сплошной ползун; д – составной ползун; е – ползун с дополнительными направляющими; ж – ползун рамного типа; з – ползун ножниц (ножевая балка).



$$\alpha = 15^\circ$$

$$\delta_1 = \delta_3 = 0$$

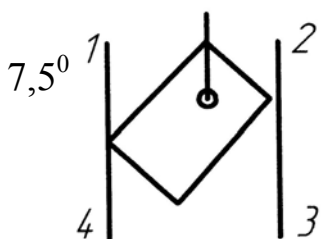
$$\delta_2 = \delta_4$$



$$\alpha = 0$$

$$\delta_4 = 0$$

$$\delta_2 \neq 0$$



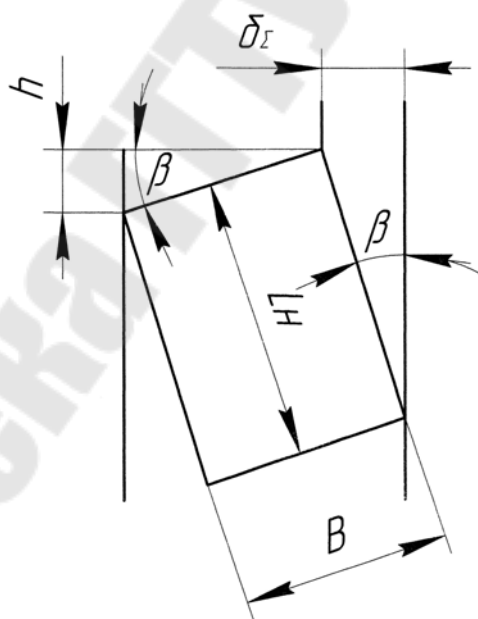
$$\alpha = 7.5^\circ$$

$$\delta_1 = \delta_4$$

$$\delta_2 = \delta_3$$

$$\delta_1 > \delta_2$$

При проектировании исполнительных механизмов кривошипных прессов необходимо обеспечивать устойчивое положение ползуна в направляющих, т.е. исключить переброс в направляющих.



Для удовлетворительной работы ползуна необходимо, чтобы перекося h был минимальным.

Из рисунка следует:

$$h = \frac{\delta_x B}{L_n};$$

где δ_{Σ} – суммарный зазор в направляющих

B – расстояние между направляющими

L_n – длина направляющих

$$h = B \sin \beta = B \frac{\delta_{\Sigma}}{L_n} = \delta_{\Sigma} \frac{B}{L_n} = \frac{\delta_{\Sigma}}{n}$$

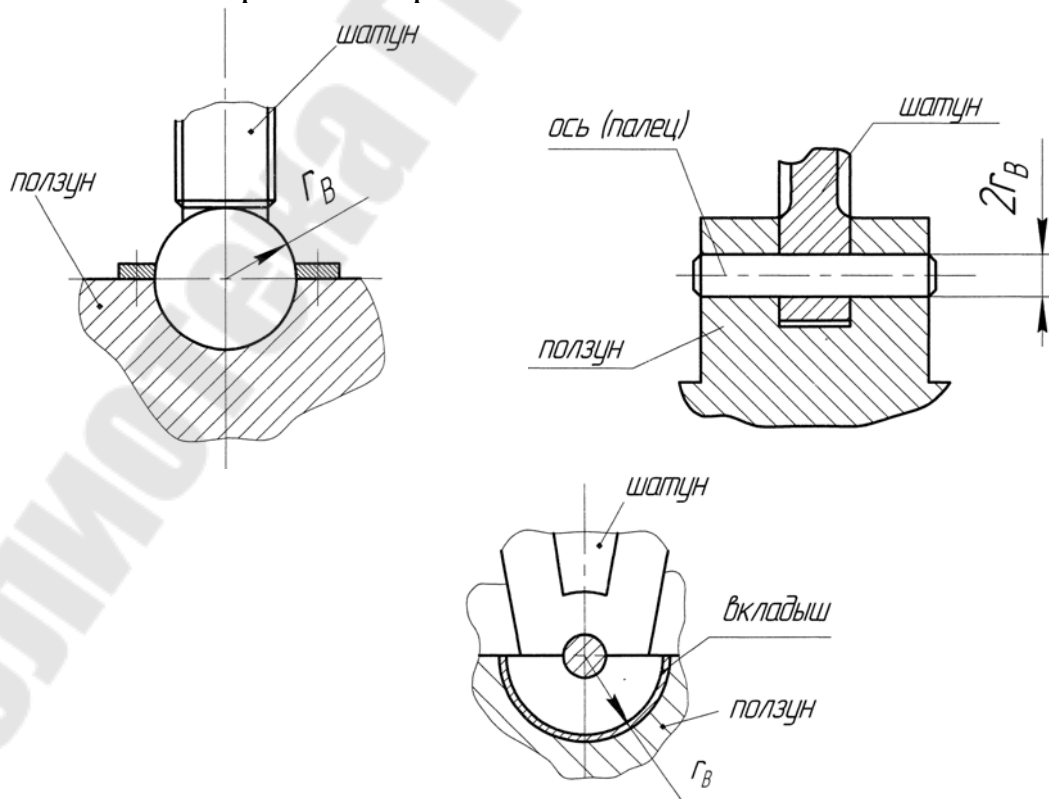
$\frac{L_n}{B} = n$ – коэффициент характеристики направляющих.

Перекося ползуна при тех же зазорах δ_{Σ} можно снизить снизив $\frac{B}{L_n}$ или увеличив $\frac{L_n}{B}$ обычно у КШП $\frac{L_n}{B} = (2,5-3,0)$; у однокривошипных прессов (холодной листовой штамповки) 1,4-2,5; у двухкривошипных (0,4 - 0,5). Для более жесткого направления уменьшают B .

Расчет ползунов

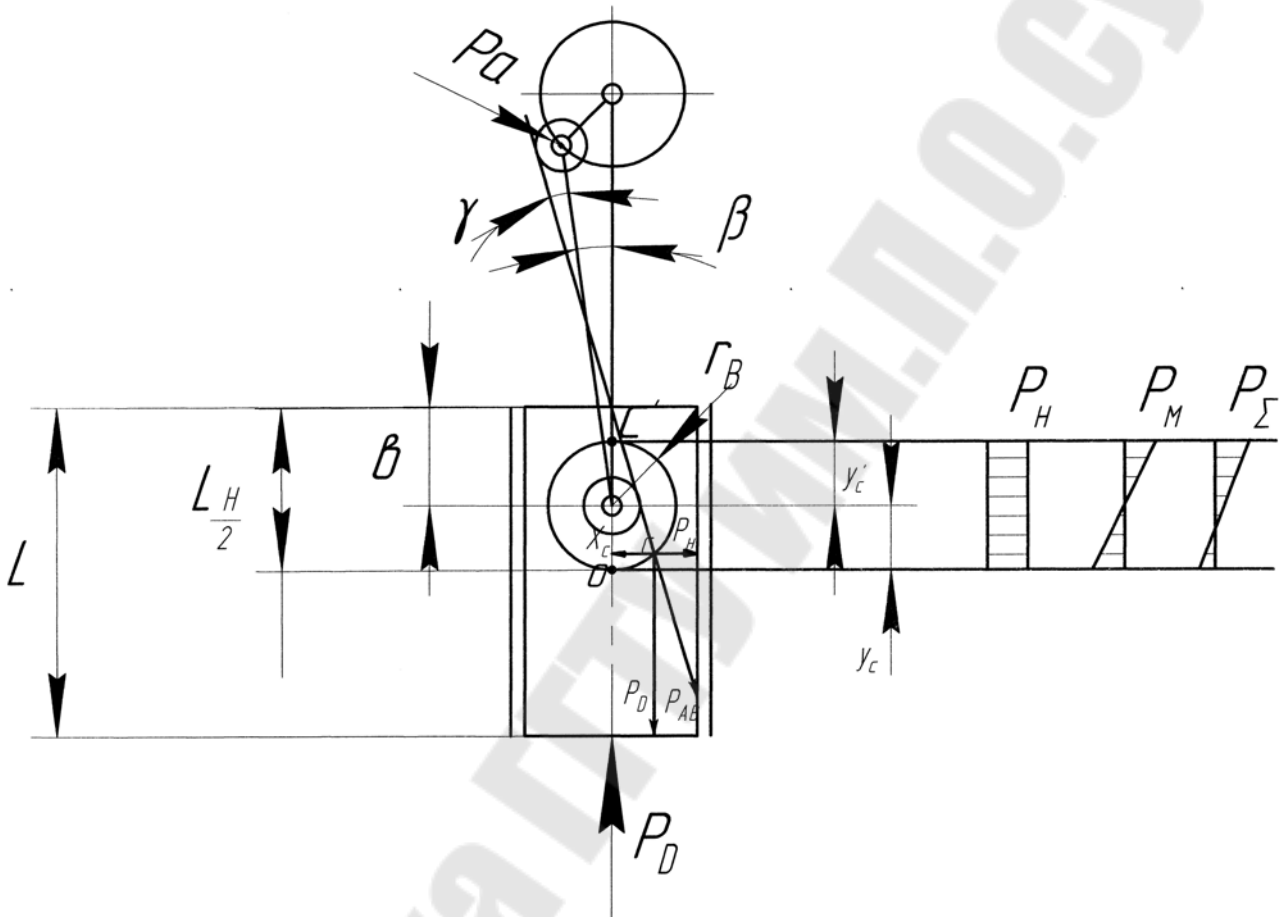
Расчет ползунов состоит из расчета направляющих и расчета самих ползунов на прочность и жесткость.

Расчет направляющих проведем по методике М.В. Сторожева. При этом сочленение шатуна с ползуном может быть выполнено в виде пальца или шаровой опоры.



Рассмотрим равновесие ползуна как абсолютно твердого тела.
 Определим силовые факторы M и P_H , действующих на ползун путем переноса всех сил в центр тяжести направляющих.

Рассмотрим расчет ползуна однокривошипного прессы вертикального исполнения.



Усилие приложено в т. С (шаровая головка или через наружную поверхность головки) или в т. С' (передача нагрузки через палец).

$$x_C = r_B [\sin(\beta + \gamma) \pm f];$$

$$y_B = r_B \cos(\beta + \gamma);$$

Где $f = \operatorname{tg} \phi$ – коэффициент трения (для сил в т. С +; в т. С' -)

Расчет производится для угла β соответствующего номинальному углу α_H ;

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha;$$

$$\text{При } \beta=0: \quad x_C = r_B f \left(\frac{r_A + r_B}{L} \pm 1 \right);$$

$$y_C = r_B; \quad \text{т.к. } \sin \gamma = \frac{f(r_A + r_B)}{L};$$

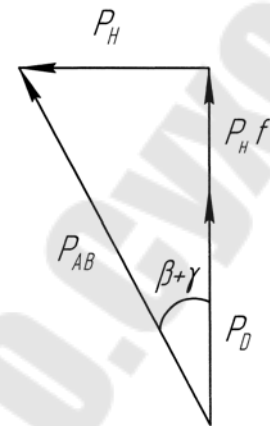
Из плана сил для реального механизма следует:

$$\frac{P_H f + P_D}{P_H} = \operatorname{ctg}(\beta + \gamma);$$

$$\frac{P_H}{P_H} \left(f + \frac{P_D}{P_H} \right) = \operatorname{ctg}(\beta + \gamma);$$

$$\frac{P_D}{P_H} = \operatorname{ctg}(\beta + \gamma) - f;$$

$$P_H = \frac{P_D}{\operatorname{ctg}(\beta + \gamma) - f}.$$



Момент, приложенный со стороны ползуна (в центре тяжести направляющих):

$$M_u = P_H \cdot \left[\frac{L_H}{2} - (B \pm y_e) \right] + P_D \cdot x_c(c').$$

Знак минус – для пальца, плюс - для головки шатуна.

Расчет давлений на направляющих:

От силы P_H :

$$p_H = \frac{P_H}{L_H \cdot a}; \quad \text{где } a - \text{ ширина направляющих.}$$

От момента:

$$p_m = \frac{6M_u}{L_H^2 \cdot a}; \quad \frac{p_m}{n} \leq \left[\frac{p_m}{n} \right] \quad \text{где } n = \frac{L_H}{B}$$

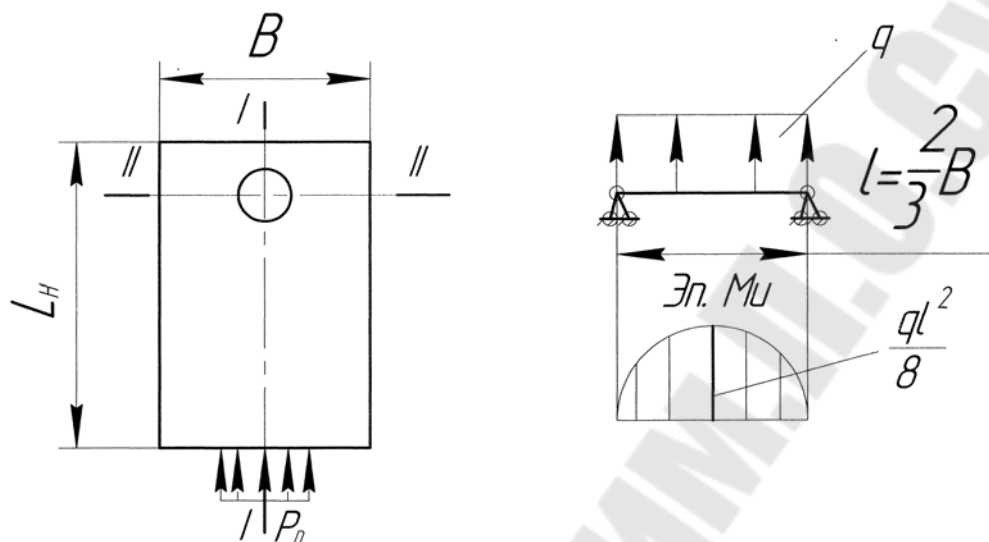
Бронза $\left[\frac{p_m}{n} \right] = 0,4$ МПа (без дополнительных направляющих);

$$\left[\frac{p_m}{n} \right] = 1,5 \quad (\text{с дополнительными направляющими})$$

$p_{\max} = p_H + p_m < [p]; \quad [p] = 3,5$ МПа(бронза); $[p] = 2$ МПа(чугун, текстолит)

Расчет ползуна на прочность

Согласно методике ЦБКМ нагрузка на ползуне принимается равномерно распределенной на длине равной $\frac{2}{3}$ от длины ползуна между направляющими.



$$q = \frac{P_D}{l};$$

$$M_u = \frac{ql^2}{8} = \frac{P_D l}{8} = \frac{P_D \cdot 2B}{3 \cdot 8} = \frac{P_D B}{12};$$

$$M_u = \frac{ql^2}{8} = \frac{3P_D B^2}{2 \cdot 8 \cdot B} = \frac{3 \cdot 4 \cdot P_D \cdot B^2}{2 \cdot 8 \cdot 9 \cdot B} = \frac{P_D B}{12};$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{II-II} = \frac{M_u}{W_{I-I}}$$

Напряжение сжатия:

$$\sigma_I = \frac{P_D}{F_{II}}$$

Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{P_D \cdot S}{2I_{I-I} b};$$

где S – статический момент части сечения, расположенной по одну сторону от прямой, проходящей через наиболее удалённую точку и параллельно нейтральной линии;

b – ширина сечения.

Деформация ползуна:

$$y = \frac{P_D H}{EF_{II-I}}$$

Материалы для изготовления ползунов

Листоштамповочные прессы – объемные литые из чугунов не ниже СЧ20.

При больших нагрузках – монолитные не ниже СЧ25

В ГКМ и КГШП – литые ползуны, сталь 35Л и выше. В ножницах, машинах для холодной объемной штамповки ползуны не должны иметь отверстий и пазов в зоне деформации и материал их не ниже сталь 45Л.

Зарубежные фирмы применяют в последнее время для быстрходных прессов алюминиевые сплавы и высокопрочный чугун «Микенайт»

Для больших прессов применяют сварные ползуны из стального проката.

Направляющие ползунов изготавливают из бронзы, чугуна, текстолита, стали:

1. сталь 20Х, 45, 40Х – по чугуну и стали
2. чугун термообработанный – по чугуну и стали
3. ЦАМ 10-5, Бр.ОЦС 6-6-3 – по чугуну и стали
4. Пластмассы – по чугуну и стали

В Высокоскоростных прессах применяются латунные планки (n>200 ходов/мин)

Уравновешиватели ползунов

К ползуну крепятся штоки цилиндров пневматических уравновешивателей массы ползуна и верхней части штампа. Они предназначены для предотвращения опускания ползуна в случае неисправного тормоза, а также для более плавной работы. Уравновешиватели выбирают зазоры, что обеспечивает равномерный ход.

По конструктивному исполнению уравновешиватели можно разделить на две группы:

1. цилиндры уравновешивателя связаны со станиной, а шток поршня с ползуном прессы.

2. цилиндр установлен на фундаменте, а шток поршня служит опорой подвижных колон (в чеканочных прессах).

Число цилиндров уравновешивателей может быть 1, 2 или 4 (при больших массах) ползуна. Пневматическая цепь должна обеспечивать (редуктором) регулировку давления в цилиндре уравновешивателя.

Уравновешиватели должны устанавливаться в прессах усилием более 160кН, а в быстроходных ($n > 150$ 1/мин) и при меньших усилиях.

В ножницах, чеканочных прессах иногда применяются пружинные уравновешиватели.

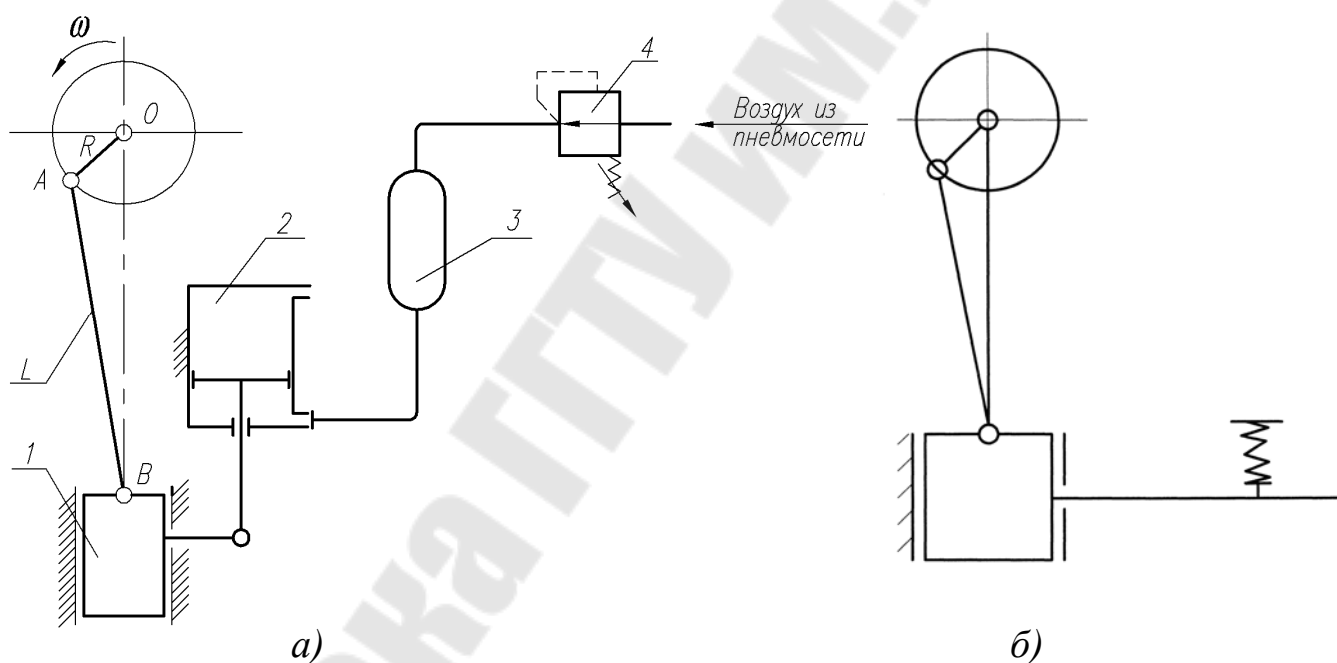


Рис 20 а – пневматический уравновешиватель
 1 – ползун; 2 – пневмоуравновешиватель; 3 – ресивер;
 4 – клапан редуционный.
 б – пружинный уравновешиватель.

Для расчета уравновешивателя ползуна необходимы следующие данные:

1. Ход прессы S [мм], длина цилиндра при этом $S_{ц} = S + 0.15S = 1.15S$

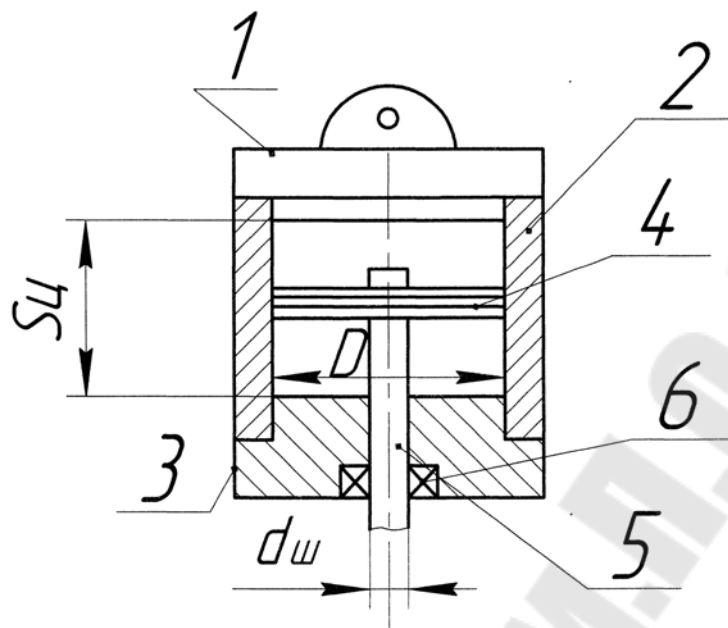


Рис 21 1 – верхняя крышка; 2 – цилиндр (гильза); 3 – нижняя крышка; 4 – поршень; 5 – шток; 6 – уплотнение.

2. Число цилиндров i или пружин m
3. Расчетное давление в ресивере $p=(0.3 - 0.35)$ МПа
4. Вес ползуна с подвижными частями и верхним штампом $G_n [H]$;

$G_n = m_n \cdot g$, где m_n – масса подвижных частей; g – ускорение свободного падения.

$$m_n = m_{\text{полз}} + \frac{1}{3} m_{\text{шат}} + m_{\text{шт}};$$

где $m_{\text{полз}}$ – масса ползуна;

$m_{\text{шат}}$ – масса шатуна;

$m_{\text{шт}}$ – масса верхней части штампа.

5. Число ходов n [1/мин].

Составляющая от инерционных усилий:

$$G_i = \frac{G_n n^2 R(1 + \lambda)}{895} [H];$$

R [м]; n [1/мин];

Расчетная нагрузка $G_p = G_n + G_i$.

Давление воздуха p и диаметр цилиндра D_0 определяется по формулам:

$$p \geq \frac{4G_p}{\pi(D^2 - d_{ш}^2) \cdot i}; \quad D = \sqrt{\frac{1.5G_p}{i \cdot p} + d_{ш}^2};$$

$d_{ш}$ – диаметр штока.

При опускании ползуна воздух вытесняется в ресивер, объем которого должен быть (8-10) объемов цилиндра $V_у = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_у$.

При пружинном уравновешивателе подбирается пружина с усилием $P_{пр}$ [Н].

$$P_{пр} = \frac{1.2G_p}{m};$$

Расчет штока и других деталей производится на усилии

$$K_0 = p \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_{ш}^2}{4} \right).$$

Шатуны. Конструкция и расчет

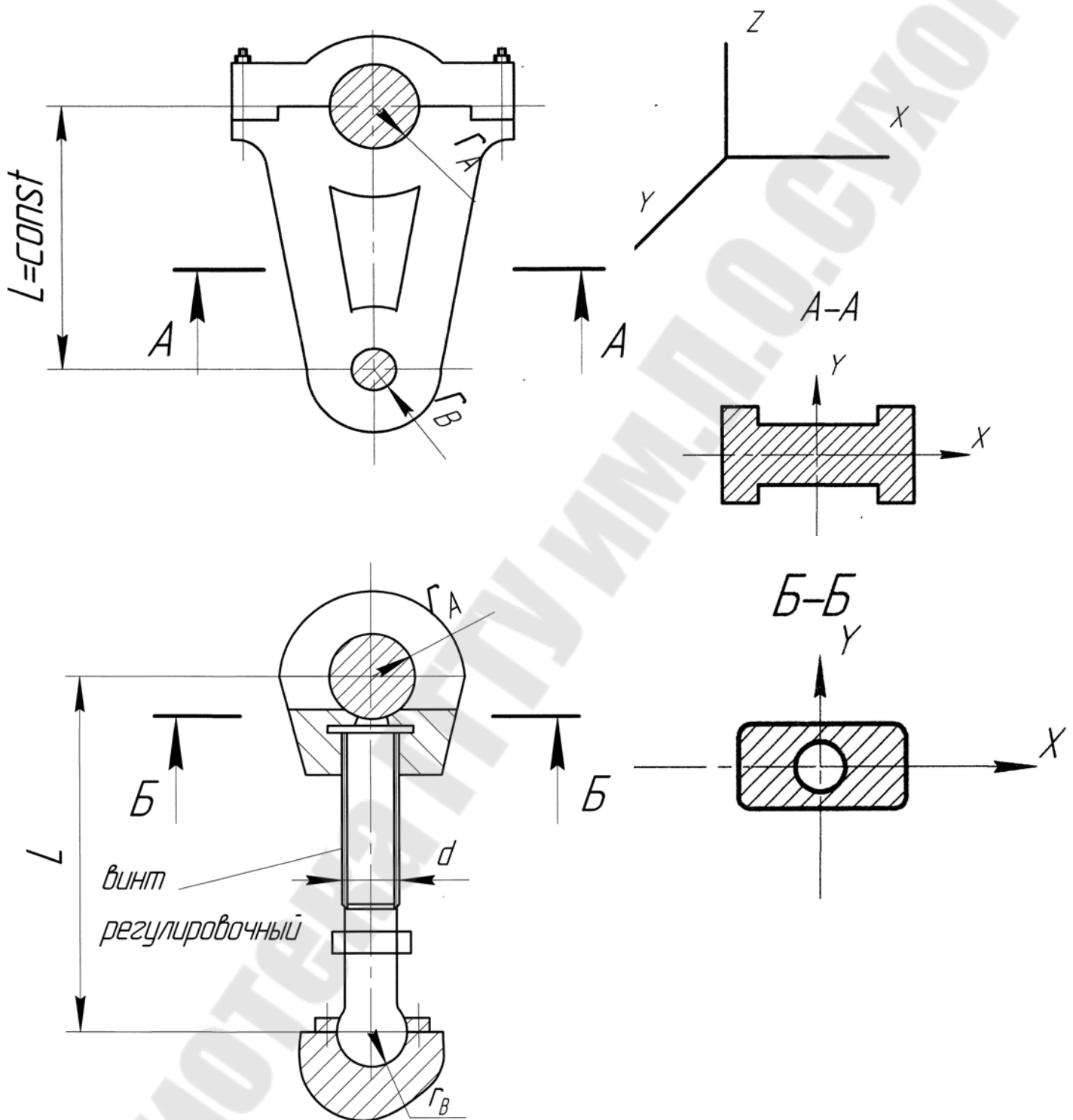
Шатун предназначен для передачи движения от рабочего вала к ползуну. Шатуны бывают: постоянной длины ($L = \text{const}$) и переменной длины ($L = \text{var}$). Шатун представляет собой стержень, имеющий на концах головки. Верхняя головка (большая кривошипная) может быть неразъемной или разъемной, а нижняя (малая ползунная) — неразъемная. Шатуны – толкающие и тянущие, прямые и изогнутые.

Материал Сталь(35л-55л), чугун СЧ25. Регулировочные винты имеют метрическую резьбу при диаметре менее 120мм, при большем диаметре – упорную.

Материал регулировочных винтов сталь 45,50,40Х – т.о. – улучшение.



– изогнутый тянущий шатун



Шатуны однокривошипных прессов рассчитывают на усилие равное номинальному P_n .

(По данным Я.М. Раскина увеличение нагрузки на шатун составляет $0,3 P_n$. Это значение находится в пределах перегрузок, допускаемых при расчете прессов, поэтому расчет ведут по P_n).

При вырубных работах кроме сжатия и изгиба тело шатуна испытывает растягивающие напряжения, возникающие при скосе вырубного материала

$$P_{\text{расч}} = 0,3P_B,$$

где P_B – усилие вырубки.

В двухкривошипных прессах расчетное усилие на шатуне $P=0,63P_H$, в четырехкривошипных

$$P = 0,35P_H.$$

Сжимающие напряжения в шатуне (опасное сечение):

$$\sigma_{сж} = P / F_{A-A};$$

$$\sigma_{сж} = P / F_{B-B};$$

$$\beta = 0.$$

При $P_{AB}^B = P_{AB} \cdot \cos \gamma$;

$$P_{AB}^r = P_{AB} \cdot \sin \gamma$$

$$M_1 = P_{AB}^B \cdot a$$

$$a = \rho_B / \cos \gamma = f \cdot r_B / \cos \gamma$$

$$M_1 = P_{AB} \cos \gamma \cdot f \cdot r_B / \cos \gamma = P_{AB} \cdot f \cdot r_B$$

$$M_2 = -P_{AB} \sin \gamma \cdot z$$

($z=0 \dots L$);

$$\sin \gamma = f(r_A + r_B) / L$$

$$M_u = M_1 - M_2 = P_{AB} f (r_B - z \cdot \frac{r_A + r_B}{L});$$

$$P_{AB} = P$$

$$M_u = P f (r_B - z \cdot \frac{r_A + r_B}{L});$$

$$\text{при } Z=0 \quad M_u = P \cdot f \cdot r_B$$

$$\text{при } Z=L \quad M_u = -P \cdot f \cdot r_A$$

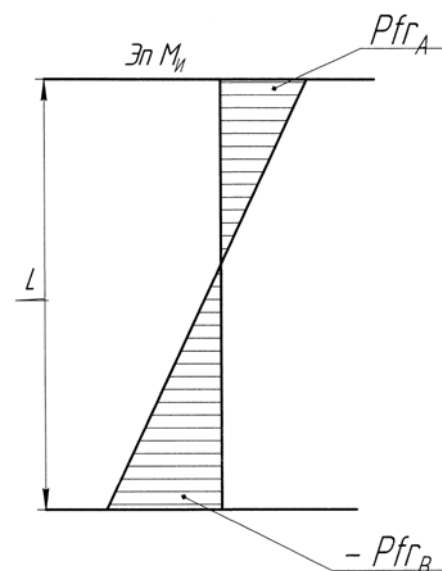
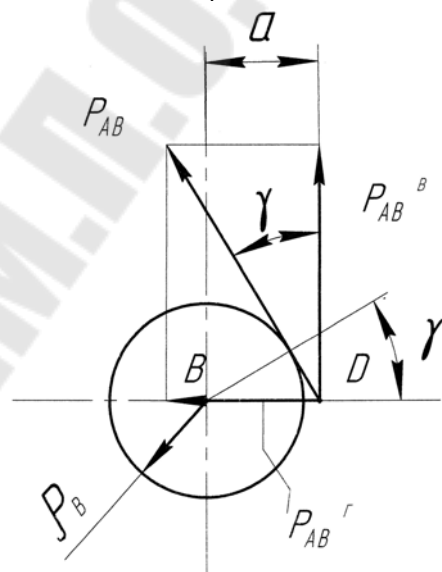
Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = M_u / W_{A-A} \quad \text{или} \quad \sigma_u = M_u / W_{B-B};$$

$$\sigma_{рез} = \sigma_{сж} + \sigma_u \leq [\sigma_{сж}];$$

$$[\sigma_{сж}] = 70 \text{ МПа} - \text{чугун ЧС25};$$

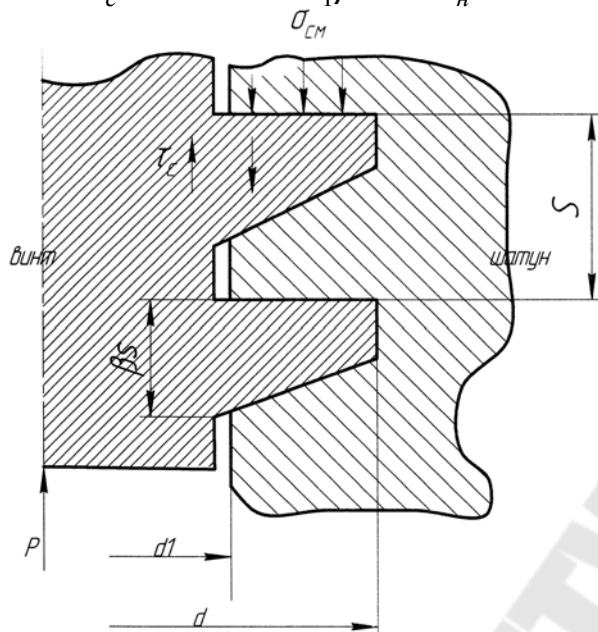
$$[\sigma_{сж}] = 100 \text{ МПа} - \text{сталь 35Л}.$$



Расчет регулировочных винтов шатунов

Распределение нагрузки между витками резьбы неравномерное. Аналитическое решение задачи для гайки с 10 витками выполнил Н. Е. Жуковский (1902г), он доказал, что нагрузка распределяется неравномерно (1-ый виток 0,34 осевой нагрузки 10-ый =0,01).

$$\tau_c = P / n \cdot \pi \cdot d_1 \beta \cdot S \cdot K_n$$



Напряжения смятия в резьбе винтов шатуна.

$$\sigma_{cm} = \frac{4P}{n\pi(d^2 - d_1^2)k_n} \leq [\sigma_{cm}],$$

Где n – число витков, воспринимающих нагрузку $n=6\dots7$;

K_n – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам;

$$K_n = 5S/d.$$

Напряжение изгиба витков резьбы:

$$\sigma_u = \frac{3P(d - d_1)}{2\pi S^2 \beta_0^2 d_1 n} \leq [\sigma_u]$$

где $\beta_0 = S_0 / S$ – коэффициент толщины витка;

$\beta = 0,75$ – треугольная резьба;

$\beta_0 = 0,65$ – трапециидальная.

Расчет шатуна на устойчивость производится при определении соотношения: $\lambda = \frac{\mu L}{i}$;

μ – коэффициент, учитывающий способ закрепления концов сжатого стержня (коэффициент приведения длины).

$i = \sqrt{I_{xx} / F_{xx}}$ – радиус инерции сечения;

I_{xx} – момент инерции;

При $\lambda < 100$ расчёт производится по формуле Ясинского

$$\sigma_{кр} = 335,0 - 0,62L / i \left[H / мм^2 \right].$$

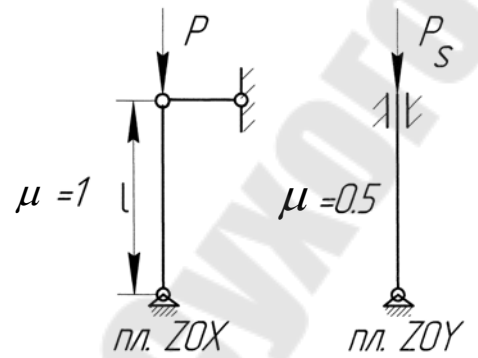
Запас устойчивости:

$$n_y = \sigma_{кр} / \sigma_{см} \geq [n_y] = 4$$

При $L/i > 100$ используется формула Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_y}{n_y \cdot L^2} \quad (\text{пл. ZOX});$$

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EI_x}{n_y \cdot L^2} \quad (\text{пл. ZOY}).$$



При вырубных работах дополнительно производят расчет шатуна на выносливость, для этого

$$\sigma_p = 0,3\sigma_{сж}$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\min} + \sigma_{\max}) / 2 = (-\sigma_{сж} + 0,3\sigma_{сж}) / 2 = -0,35\sigma_{сж}$$

Амплитуда цикла:

$$\sigma_o = (\sigma_{\min} - \sigma_{\max}) / 2 = (0,3\sigma_{сж} - (-\sigma_{сж})) / 2 = 0,65\sigma_{сж}$$

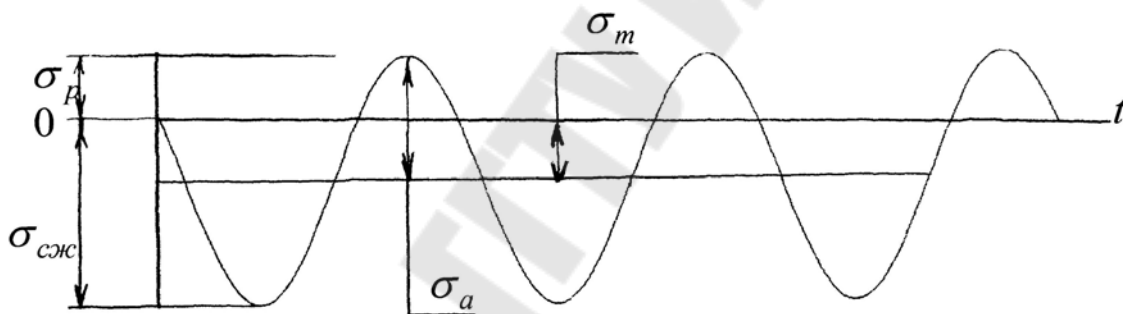


Рис 22 Цикл изменения напряжений в шатунах при выполнении вырубных работ

Коэффициент запаса:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a k_\sigma / (\varepsilon\beta) + \psi\sigma_m} \geq [n] = 1.1 \dots 1.2$$

σ_{-1p} – предел выносливости при знакопеременном симметричном цикле;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

ε – масштабный фактор;

β – коэффициент учитывающий состояние поверхности (шероховатость, наличие упрочнения);

$$K_\sigma / \varepsilon\beta \cong 2;$$

ψ – коэффициент учитывающий чувствительность материала к асимметрии цикла;

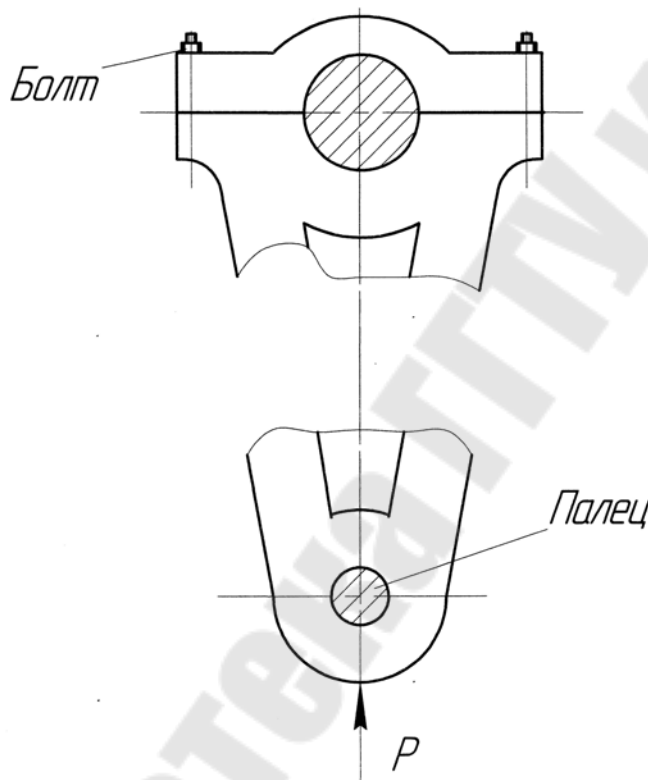
$$\psi = (2\sigma_{-1p} - \sigma_0) / \sigma_0;$$

σ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения.

В расчётах можно принимать $\psi = 0,05$.

Расчет болтов и пальцев шатунов

Шатуны, работающие на сжатие, рассчитываются по расчетному усилию G_p включающему в себя силу тяжести подвижных частей G_{Π} и инерционное усилие G_i .



$$G_p = G_n + G_i \text{ (1/мин)}$$

$$G_n = m_n g$$

$$m_n = m_{\text{полз}} + m_{\text{шат}} + m_{\text{шт}}$$

где $m_{\text{полз}}$ – масса ползуна;

$m_{\text{шат}}$ – масса шатуна;

$m_{\text{шт}}$ – масса верхней части штампа.

$$G_i = \frac{G_n n^2 R(1 + \lambda)}{895}.$$

Нагрузка, действующая на болты:

$$P_B = G_p.$$

Для шатунов, работающих на сжатие и выполняющих вырубные работы расчетной может быть растягивающая нагрузка $P_{\text{раст}} = 0,3P$

$P_{\text{б}} = P_{\text{раст}}$, поэтому расчет болтов ведут по наибольшей величине

$P_{\text{раст}}$ или G_p .

Напряжения в болтах: $\sigma_{\sigma} = \frac{1,25P_{\sigma}}{F_{\sigma} \cdot z} \leq [\sigma_p]$;

1,25 – коэффициент затяжки;

F_{σ} – площадь сечения болта $F_{\sigma} = \frac{\pi d_1^2}{4}$ или $F_{\sigma} = \frac{\pi d_p^2}{4}$

где $d_p = d - 0,9S$;

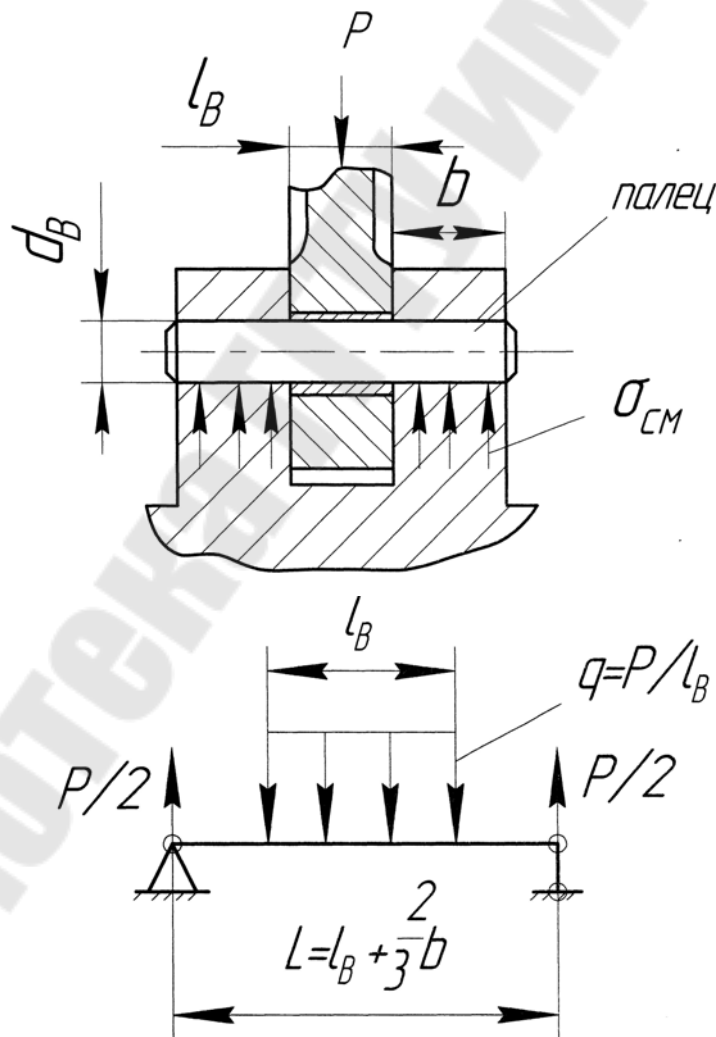
d_1 – внутренний диаметр резьбы болта;

d – наружный диаметр резьбы;

S – шаг резьбы;

z – число болтов ($z=2; 4$).

Палец шатуна рассматривается как балка на двух опорах с равномерно распределённой нагрузкой.



Напряжение изгиба в пальце шатуна:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1d_{II}^3} \leq [\sigma_u].$$

Напряжение смятия опорных гнезд:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{2 \cdot 0,75 \cdot d_n \cdot \epsilon_1} \leq [\sigma_{cm}].$$

Изгибающий момент:

$$M_u = \frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2} - \frac{P}{l_g} \cdot \frac{l_g}{2} \cdot \frac{l_g}{4} = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{l_g}{4} \right);$$

$$L = l_g + 2 \frac{b}{3} = \epsilon + \frac{2}{3} \epsilon.$$

Расчет давлений в опорных головках шатуна

Важным моментом является правильный выбор трущихся пар кривошипно-ползунного механизма

Вкладыши изготавливаются из бронз:

БрОФ 10-1, БрАЖ-4-4, БрОС 10-10.

При расчете давлений в опорах учитывается кратковременность нагрузок

Давление в малой головке шатуна

Цилиндрическая головка $q_g = \frac{P}{d_g \cdot l_g} \cdot \frac{\alpha_p}{2\pi} \leq [q];$

Шаровая головка $q_g = \frac{P}{d_g \cdot r_g^2} \cdot \frac{\alpha_p}{2\pi} \leq [q];$

α_p – рабочий угол [рад];

l_g – длина опоры;

Давление в верхней головке шатуна

$$q_A = \frac{P}{d_A l_A} \cdot \frac{\alpha_p}{2\pi} \leq [q];$$

Расчет на нагрев [qV] учитывает повторный кратковременный режим при этом берется эквивалентная скорость в верхней головке

$$V_g = V_{xp};$$

Где p – коэффициент использования числа ходов $p = n_{од} / n_n$;
 $p=0,1 \dots 0,9$;

$n_{од}$ – число одиночных ходов;

n_n – номинальное непрерывное число ходов;

$$V = \omega r_A = \frac{\pi \cdot n_n}{30} r_A;$$

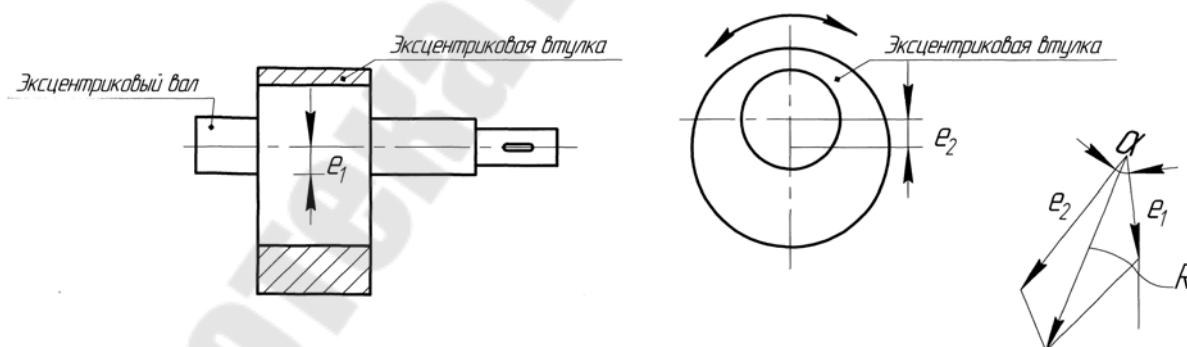
$$[qVэ] < [qV]$$

Значения $[qV]$ приводятся в таблицах.

$$V_э = \frac{\pi \cdot n_n}{30} r_A \cdot \frac{n_{од}}{n_n} = \frac{\pi \cdot n_{од}}{30} r_A.$$

Регулировка хода ползуна и величины штампового пространства

Механизмы регулировки хода ползуна предназначены для изменения хода ползуна и обеспечения нормального технологического режима при изменении типа технологической операции (переход от вырубки к гибке, вытяжки к пробивке). Этими механизмами оснащены универсальные прессы усилием менее 1 Мн (100 тс). Конструктивные исполнения этого механизма различны, но у всех механизмов для изменения радиуса кривошипа служит эксцентриковая втулка, различия лишь в способе ее вращения и методе фиксации от проворота.



$$R_{\max} = e_1 + e_2;$$

$$R_{\min} = e_1 - e_2;$$

$$R = R_{\max} \div R_{\min};$$

$$\vec{R} = \vec{e}_1 + \vec{e}_2;$$

$$R = \sqrt{e_1^2 + e_2^2 + 2e_1e_2 \cos \alpha}.$$

Регулировка штампового пространства (закрытая высота пресса) применяется во всех кривошипных машинах (за исключение некоторых ножниц и автоматов).

Эти механизмы предназначены для компенсации упругих деформаций и износа инструмента и обеспечивают установку на пресс различной высоты инструмента (штампа).

В листоштамповочных прессах наиболее распространена регулировка с помощью винтового механизма. Винт может располагаться в шатуне, при этом опора должна быть шаровой или в ползуне происходит вращение гайки вокруг неподвижного винта. Во втором случае длина шатуна не меняется, изменяется лишь положение точки подвеса ползуна.

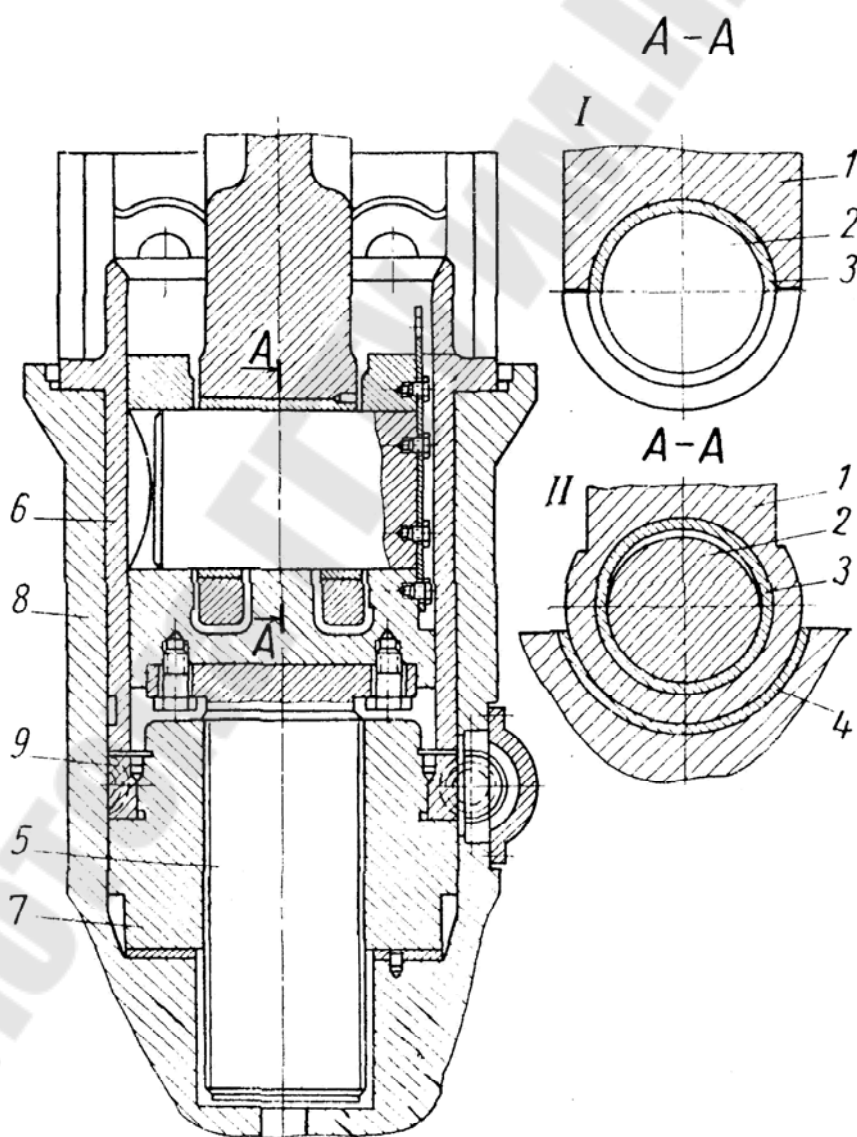


Рис 23 Механизм регулировки закрытой высоты с винтом и гайкой в ползуне

Регулировать закрытую высоту можно поднимая или опуская стол с помощью винтового механизма (устаревшая конструкция). В настоящее время наибольшее применение нашли клиновые механизмы, обеспечивающие достаточную жесткость, в зарубежных конструкциях применяется также эксцентриковая втулка установленная в месте соединения шатуна с ползуном.

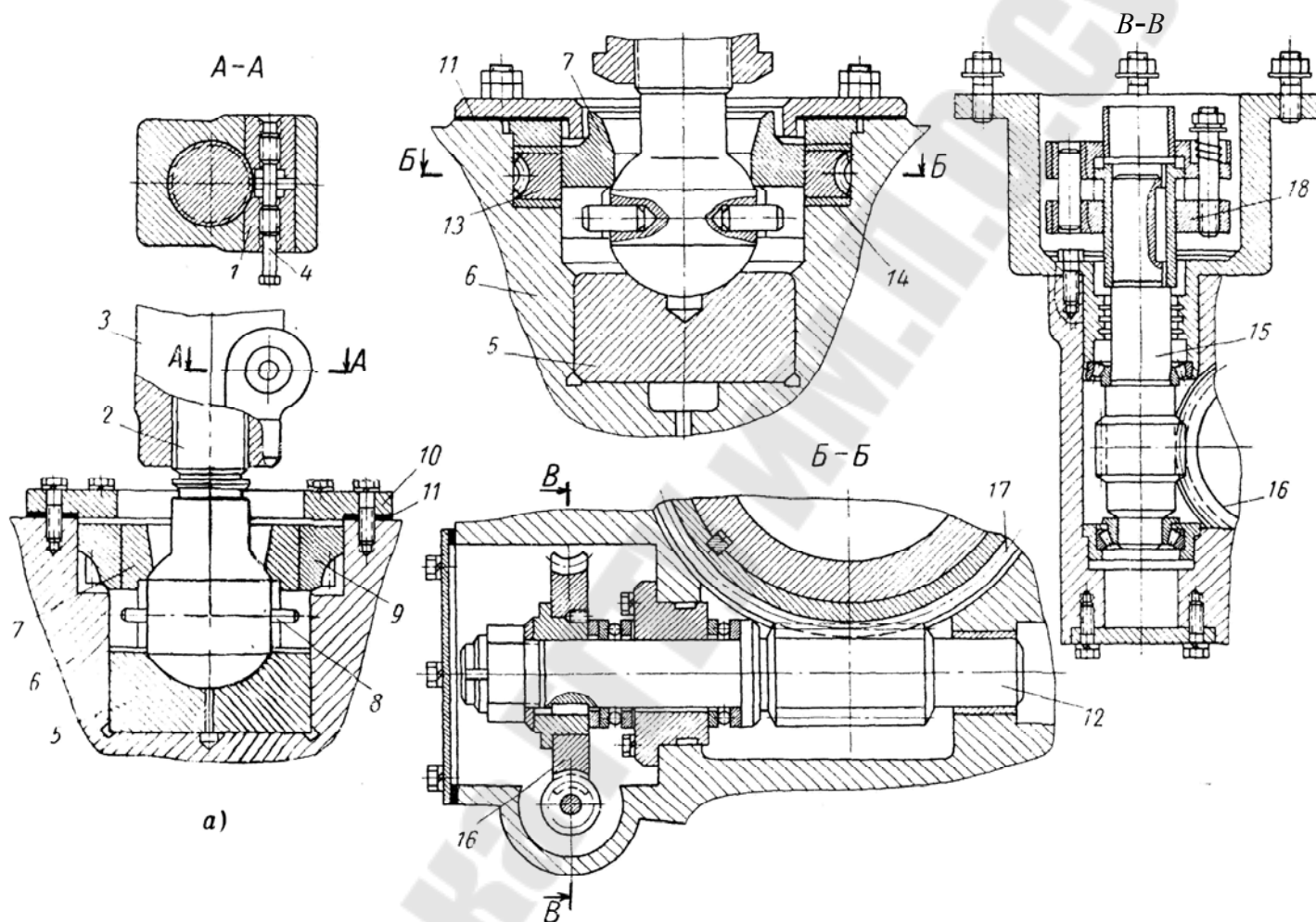


Рис 24 Механизм регулировки закрытой высоты с винтом в шатуне

a – с одноступенчатым червячным редуктором; *б* – с двухступенчатым червячным редуктором

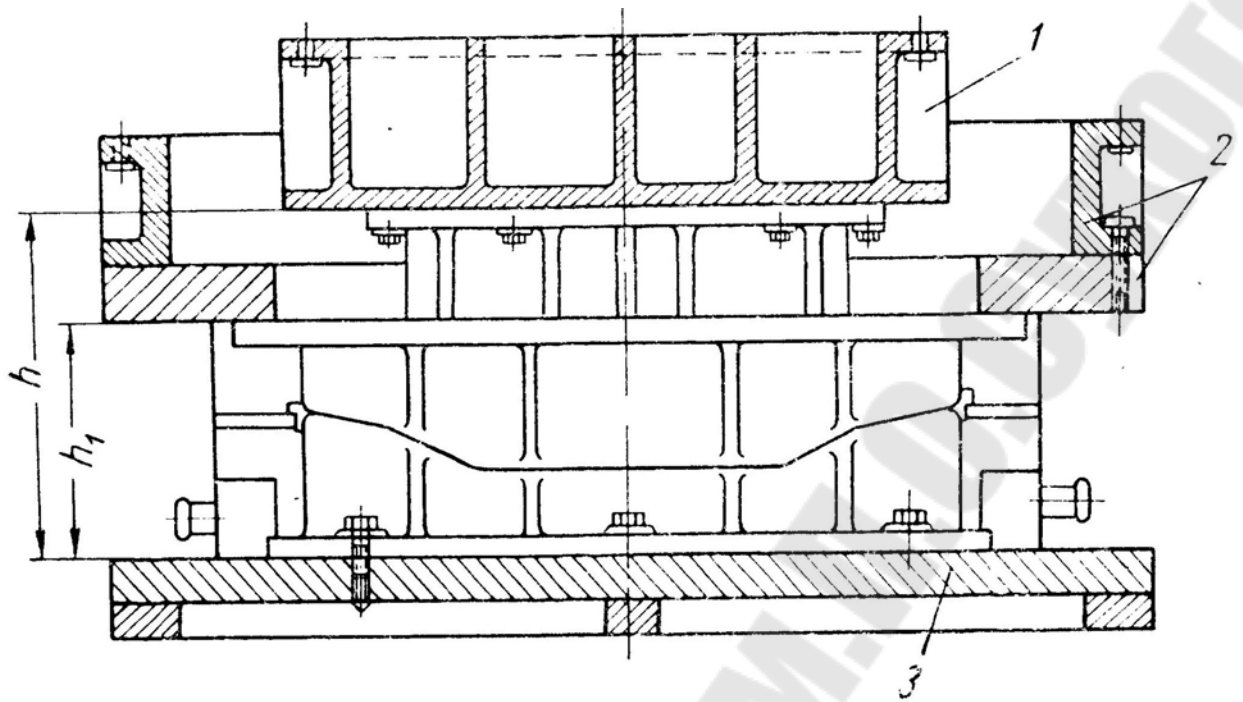
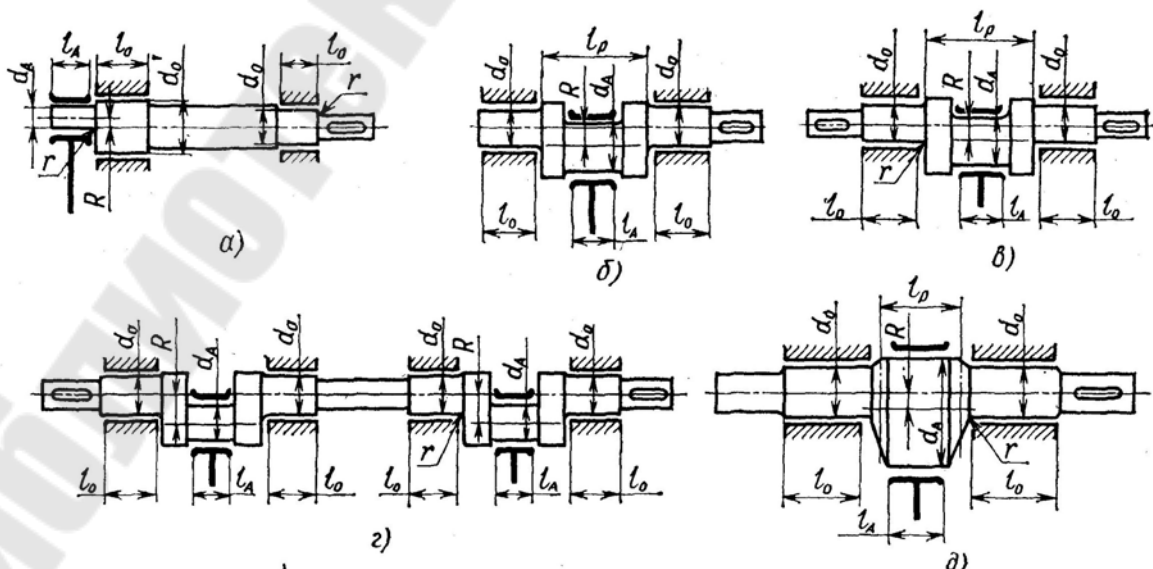


Рис 25 Способ регулировки закрытой высоты прессы при помощи набора промежуточных плит (пресс двойного действия)
 1 – плита к внутреннему ползуну; 2 – набор плит к наружному ползуну; 3 – подштамповая плита прессы;
 h, h_1 – высоты частей штампа.

Главные валы, их конструкция и расчёт

Главные валы бывают различных конструкций: кривошипные, коленчатые, эксцентровые и шестерне-эксцентровые.



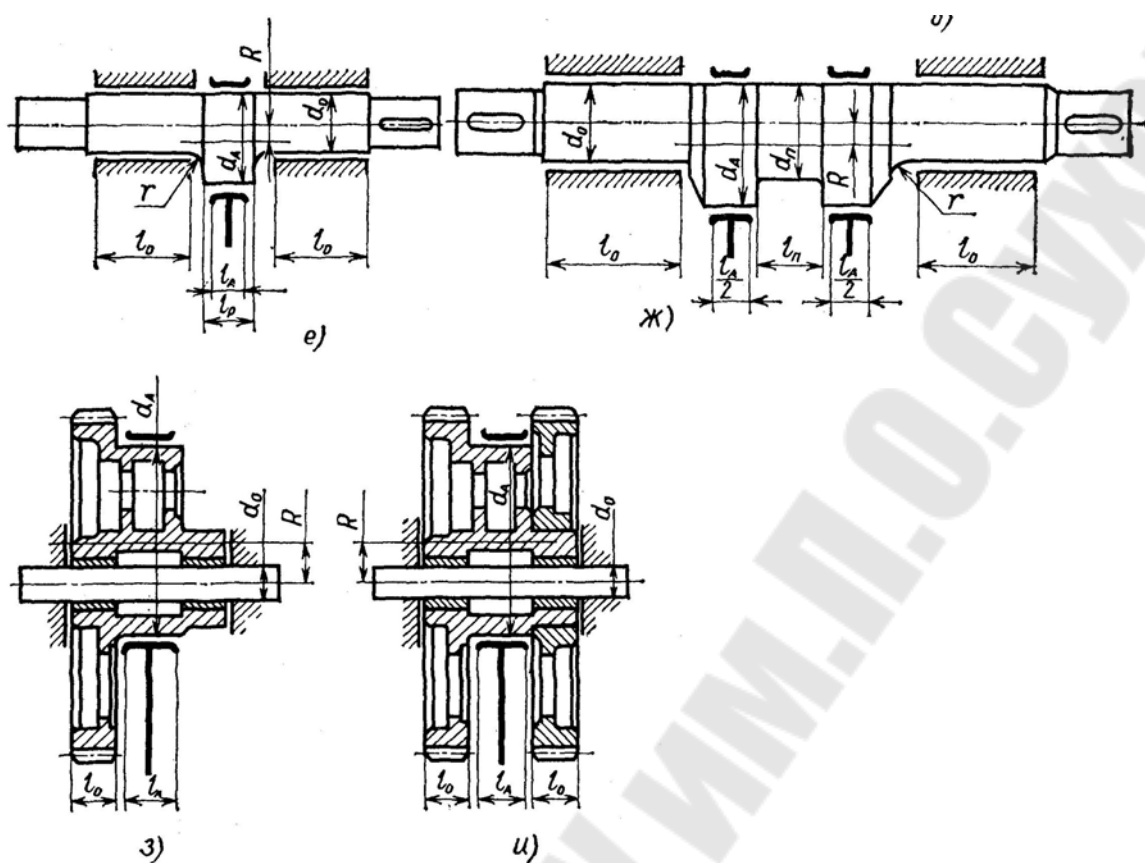


Рис 26 Главные валы

Кривошипный вал (а) применяется в однокривошипных прессах усилием менее 1,6 Мн, как правило с регулируемым ходом ползуна. Одколенчатые (б, в) с одно и двухсторонним приводом – в машинах с большим ходом ползуна (машины для объемной штамповки, КГШП клиновом ГИМ, ГKM), в гибочных машинах, листоштамповочных прессах (открытых); двухколенные (схема 2) в машинах с усилием менее 4 Мн, в машинах с увеличенным размером штампового пространства вдоль фронта (листогибочные машины, ножницы), эксцентрикковые (схема д, ж) в тяжело нагруженных машинах для объемной штамповки с усилием более 3 Мн и ходом ползуна до 600 мм. Эксцентрикковые валы имеют высокую жесткость и прочность. Кривошипные валы устанавливаются редко, т.к. имеют пониженную жесткость из-за консольного расположения шатуна. Главные валы шестерне-эксцентриккового типа получили широкое распространение в листоштамповочных прессах усилием более 2,5 Мн, при ходе ползуна до 900 мм.

Главные валы устанавливаются на опорах скольжения диаметром d_0 , ширине щек коленчатых валов $B=0,67 d_0$ (одноколенчатые); $B=0,6 d_0$ (двухколенчатые) минимальная для увеличения жесткости.

Материал главных валов – СТАЛЬ 45,40Х,40ХН НВ 167-290, т.о. – нормализация или улучшение.

Заготовки валов кованые, после шлифования опорные части подвергаются обкатке роликами (галтели тоже накатываются). В осевом отверстии шестерне-эксцентрика находятся подшипниковые втулки из бронзы Бр.ОФ 10-1.

Порядок проектирования главных валов

По номинальному усилию P_H [Мн] на основании статистических данных определяется диаметр опорных шеек d_0 [см], а по этому диаметру на основании эмпирических соотношений остальные размеры вала.

Обозначение	Значение параметра [см] главного вала на схеме				
	б, (в)	г	е, (д)	ж	з, и
d_0	$P_H < 2 \text{ Мн}$ $d_0 = \sqrt{P_H}$ $[P_H] = [\text{Мн}]$ $P > \text{Мн}$ $d_0 = 12\sqrt{P_H + 0,6}$	$P_H < 1,8 \text{ Мн}$ $d_0 = 14\sqrt{P_H}$ $P > 1,8 \text{ Мн}$ $d_0 = 9\sqrt{P_H + 3}$	$d_0 = 10,3\sqrt{P_H + 1}$	$P_H < 1,8 \text{ Мн}$ $d_0 = 14\sqrt{P_H}$ $P > 1,8 \text{ Мн}$ $d_0 = 9\sqrt{P_H + 3}$	$d_0 = 2,5P_H + (10-12)$
d_a	$(1.2-1.5) d_0$	$(1.27-1.5) d_0$	$(1.59-1.91) d_0$	$(1.54-1.76) d_0$	$1.57 d_0$
l_a	$(1.3-2.1) d_0$	$(1.2-1.4) d_0$	$(0.7-0.92) d_0$	$(0.71-1.04) d_0$	$1.27 d_0$
L_0	$(1.7-2.5) d_0$	$(1.68-2.1) d_0$	$(1.04-2.42) d_0$	$(1.42-1.89) d_0$	—
$l_p l_k$	$2.84 d_0$	$(2.24-2.6) d_0$	—	$(1.075-1.64) d_0$	—
r	$0.08 d_0$	$0.07 d_0$	$0.11 d_0$	$(0.09-0.14) d_0$	—
R	$\leq d_0$		$(0.3-0.38) d_0$	$(0.27-0.37) d_0$	—

2. Полученные размеры округляются до стандартных значений и выбирают материал
3. Строится график перемещения $S = f(\alpha)$
4. Определяется $m_K = m_K^u + m_K^f$ и строится график $m_K = f(\alpha)$
5. Производится прочностной расчёт вала

Расчёт главных валов

Главные валы рассчитывают как балки на шарнирных опорах (расчёт предложен М.В. Сторожевым) или как балки на упругом основании. Последний метод, более точный, предложенный А.Ф. Нистратовым, позволяет установить длину рабочей части опоры вала.

Главный вал имеет ломаную геометрическую ось, смещение которой зависит от радиуса кривошипа R , т.к. R не более $0,38 d_0$, и учитывая высокую жесткость валов, они рассчитываются как ступенчатые прямые.

Известно, что балка на упругом основании испытывает реактивные сопротивления со стороны основания. В качестве рабочей гипотезы для раскрытия зависимостей реакция – прогиб пользуется положение Фусса-Винклера, согласно которому реакция основания пропорциональна прогибу в данной точке оси балки, таким образом упругое основание моделируется как множество пружин перпендикулярных к границе основания и работающих независимо одна от другой. Реакция основания q определяется:

$$q = ky;$$

где q – реакция (отпор) основания на единицу площади $[\text{Н}/\text{мм}^2]$;

k – коэффициент податливости основания, или коэффициент постели $[\text{Н}/\text{мм}^3]$ зависящий от материала и конструктивного исполнения опоры (по данным ЦБКМ $k = 125 \text{ Н}/\text{мм}^3$);

y – прогиб основания [мм].

Кроме того, вводится допущение о жесткости балки и она не подвержена поперечному сжатию или растяжению.

Для решения задачи устанавливают уравнение изогнутой оси $y = f(x)$, затем находят уравнения моментов и сил.

Ввиду сложности расчётных зависимостей, допускается производить расчёт главных валов как балки на шарнирных опорах. Для

более точного совпадения результатов принимается, что реакция со стороны опор находится на расстоянии $l_0/8$ – от конца опоры обращённого к шатуну (коленчатый вал) и $l_0/3 - l_0/4$ (для эксцентрикового вала) – l_0 – длина опоры.

Методика расчета допускаемых усилий по прочности главных валов

На главный вал действует сила P_{AB} и крутящий момент M_K , который возрастёт от нуля до максимума и затем до 0.

Такой характер пульсации силовых факторов требует расчета на выносливость.

В сечениях вала действуют три силовых параметра:

1. Изгибающий момент M_H ;
2. Крутящий момент M_K ;
3. Поперечная (перерезывающая) сила Q .

Они вызывают:

нормальные напряжения $\sigma_u = \frac{M_u}{0.1 \cdot d^3}$

касательные от M : $\tau_M = \frac{M_K}{0.2 \cdot d^3}$

от Q : $\tau_Q = \frac{1.7Q}{d^2}$ из формулы Журавского

полное касательное напряжение $\tau_K = \frac{M_K}{0.2 \cdot d^3} + \frac{1.7Q}{d^2}$.

Пульсирующий цикл нагружения характеризуется средними напряжениями цикла σ_m и τ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max} / 2; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \tau_{\max} / 2;$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_u; \quad \tau_{\max} = \tau_K; \quad \sigma_{\min} = 0; \quad \tau_{\min} = 0.$$

И амплитудой цикла: σ_a и τ_a :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max} / 2; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \tau_{\max} / 2.$$

Нагружение главных валов относится к так называемому простому нагружению (когда один силовой фактор зависит от другого и возрастает пропорционально ему).

В теории предельного состояния, запас прочности n при совместном действии таких нагрузок вычисляется по формуле:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \text{ — формула Гафа-Полларда}$$

где $n_\sigma = \frac{\sigma_{np}}{\sigma_\vartheta}$ — запас прочности по нормальным напряжениям;

$n_\tau = \frac{\tau_{np}}{\tau_\vartheta}$ — запас прочности по касательным напряжениям;

σ_{np}, τ_{np} — предельные напряжения по прочности при симметричном цикле изгиба и кручения.

$$\sigma_{np} = \sigma_{-1} \text{ и } \tau_{np} = \tau_{-1}$$

$\sigma_\vartheta, \tau_\vartheta$ — максимальные приведенные напряжения (эквивалентные).

$$\sigma_\vartheta = \frac{K_\sigma}{\varepsilon \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m;$$

$$\tau_\vartheta = \frac{K_\tau}{\varepsilon \cdot \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m;$$

K_σ, K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

ε — масштабный фактор (учитывает размеры вала).

β — коэффициент учитывающий состояние поверхности.

ψ_σ, ψ_τ — коэффициент учитывающий чувствительность материала к асимметрии цикла

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma_\vartheta}{\sigma_{np}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_\vartheta}{\tau_{np}}\right)^2;$$

умножим на σ_{np}^2

$$\left(\frac{\sigma_{np}}{n}\right)^2 = \sigma_\vartheta^2 + \tau_\vartheta^2 \left(\frac{\sigma_{np}}{\tau_{np}}\right)^2, \text{ откуда:}$$

$$n = \frac{\sigma_{np}}{\sqrt{\sigma_\vartheta^2 + \tau_\vartheta^2 \left(\frac{\sigma_{np}}{\tau_{np}}\right)^2}} = \frac{\sigma_{-1u}}{\sqrt{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m\right)^2 + \left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2}} =$$

$$= \frac{\sigma_{-1u}}{\sqrt{0.25\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta_\sigma} + \psi_\sigma\right)^2 \sigma_u^2 + 0.25\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau\beta_\tau} + \psi_\tau\right)^2 \tau_k^2 \left(\frac{\sigma_{-1u}}{\tau_{-1}}\right)^2}};$$

Обозначим: $0.25\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta_\sigma} + \psi_\sigma\right)^2 = \Phi_\sigma$ и $0.25\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau\beta_\tau} + \psi_\tau\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1u}}{\tau_{-1}}\right)^2 = \Phi_\tau$

Тогда: $n = \frac{\sigma_{-1u}}{\sqrt{\Phi_\sigma \sigma_u^2 + \Phi_\tau \tau_k^2}}$

$$n = \frac{\sigma_{-1u}}{\sqrt{\Phi_\sigma \left(\frac{M_u}{0.1d^3}\right)^2 + \Phi_\tau \left(\frac{M_K}{0.2d^3} + \frac{1.7Q}{d^2}\right)^2}} = \frac{0.1d^3 \sigma_{-1u}}{\sqrt{\Phi_\sigma (M_u)^2 + \Phi_\tau (0.5M_K + 0.17Qd)^2}}$$

т.к. $P_{AB} \approx P_D$;

обозначив: $M_u \cong P_D u_u$; $M_K \cong P_D u_K$; $Q = P_D u_Q$

где $u_u; u_K; u_Q$ – коэффициенты пропорциональности

тогда: $n = \frac{0.1d^3 \sigma_{-1u}}{P_D \sqrt{\Phi_\sigma u_u^2 + \Phi_\tau (0.5u_K + 0.17du_Q)^2}}$

Введя в знаменатель коэффициент эквивалентной нагрузки K_ε получаем формулу для определения усилия на ползуне P_D по прочности главного вала:

$$P_D = \frac{0.1d^3 \sigma_{-1u}}{nK_\varepsilon \sqrt{\Phi_\sigma u_u^2 + \Phi_\tau (0.5u_K + 0.17du_Q)^2}}$$

Если пренебрегают действием поперечных сил, то

$$P_D = \frac{0.1d^3 \sigma_{-1u}}{nK_\varepsilon \sqrt{\Phi_\sigma u_u^2 + \Phi_\tau 0.25u_K^2}}$$

Если вал короткий, то можно пренебречь M_u

$$P_D = \frac{0.1d^3 \sigma_{-1u}}{nK_\varepsilon \sqrt{\Phi_\tau (0.25u_K + 0.17du_Q)^2}}$$

В формулах: $n=1.3 - 1.4$ (универсальные пресса);
 $n=1.5 - 2.0$ (автоматы).

σ_{-1u} – предел выносливости при симметричном цикле изгиба (выбирается в зависимости от материала вала)

Сталь 45 (т.о. нормализация) $\sigma_{-1u} = 280$ МПа;

Сталь 45 (улучшение) $\sigma_{-1u} = 320$ МПа;

Сталь 40Х, 40ХА (улучшение) $\sigma_{-1u} = 400$ МПа.

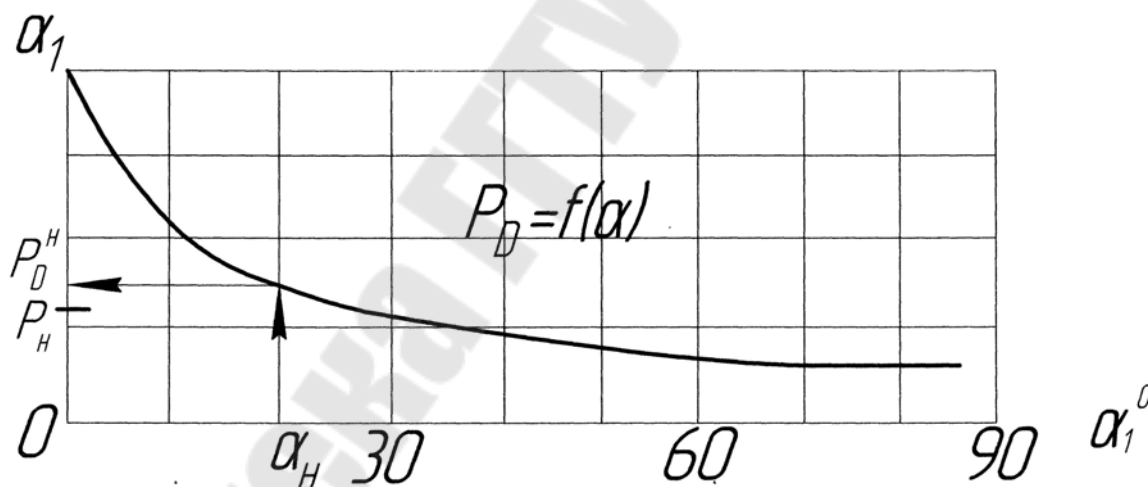
Φ_σ, Φ_τ – константы прочности при изгибе и кручении, выбираются из графиков в зависимости от диаметра d , материала, концентратора напряжений (r/d).

Расчет величины допускаемых усилий P_d производится для различных положений кривошипа с изменением угла поворота кривошипа от 0 до 90 градусов и строится график $P_D = f(\alpha)$.

Расчет производится для нескольких опасных сечений P_D . При этом $P_D \geq P_H$ в пределах номинального угла α_H , который принимается:

$\alpha_H = 15 - 20$ градусов (при одностороннем приводе);

$\alpha_H = 25 - 40$ градусов (при двухстороннем приводе).



Муфты включения прессов.

Их конструкции проектирование и расчет

В системе привода прессов предусматриваются сцепные муфты и тормоза, которые дают возможность передавать движение на исполнительный механизм от привода, а в нужный момент, наоборот, останавливать ползун механизма без выключения электродвигателя.

Включение, выключение и взаимное блокирование муфты и тормоза производят с помощью системы управления. Муфта, тормоз и система управления образуют так называемую систему включения пресса, от работоспособности которой зависит надежность и безопасность эксплуатации пресса в целом.

Система включения пресса работает в тяжелых условиях – большое число включений в единицу времени, ограниченное время включения и выключения (<0.1 с), абсолютная безопасность в работе.

В наиболее тяжелых условиях работает главный элемент системы включения – муфта.

Муфты бывают:

1. Жесткие
 - 1.1. Пальцевые
 - 1.2. Кулачковые
 - 1.3. С поворотной шпонкой

2. Фрикционные
 - 2.1. Дисковые
 - 2.2. Конусные
 - 2.3. Цилиндрические

3. Скольжения
 - 3.1. Гидродинамические
 - 3.2. Электромагнитные

В жестких муфтах в качестве сцепного элемента применяют какую-либо жесткую деталь – палец, кулачок, поворотную шпонку.

Фрикционные муфты классифицируются по конфигурации рабочих поверхностей, передающих момент трения. В муфтах скольжения сцепным элементом служит жидкость или электромагнитное поле.

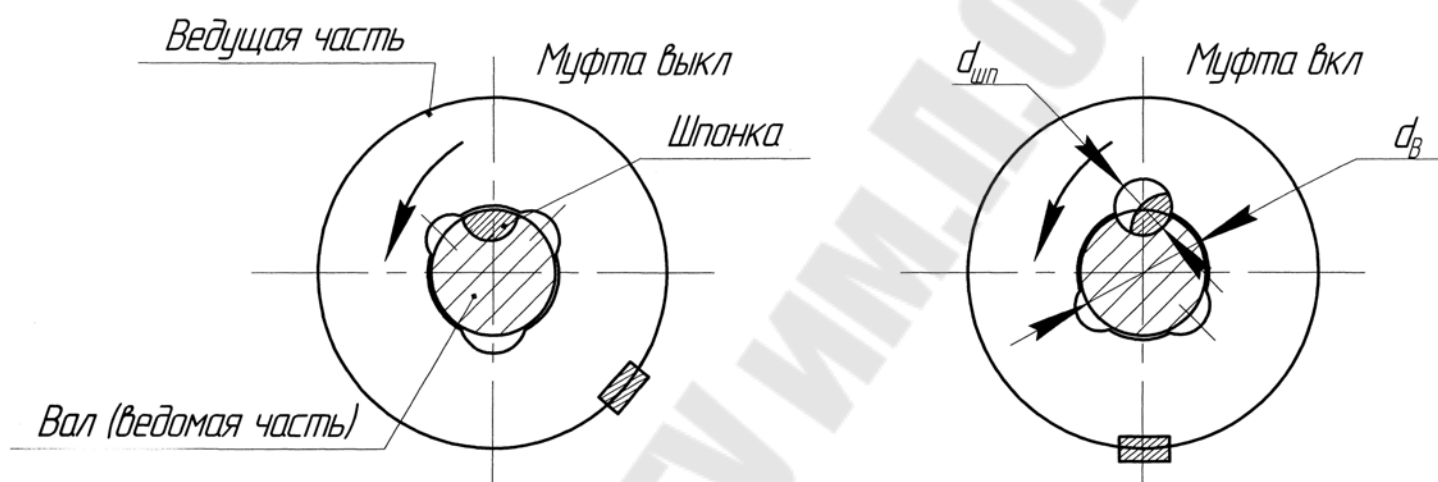
Муфту рекомендуется располагать ближе к ползуну (при этом уменьшаются инерционные нагрузки)

Сейчас появились пресса с включением «в ползуне», или «безмуфтовые прессы» (ползун разделен на два звена, удерживаемых пневмомеханизмом в спрямленном положении).

Жесткие муфты

В современном прессостроении из жестких муфт применяют лишь пальцевые муфты (малое усилие и небольшое число включений), а в основном – это муфты с поворотной шпонкой, применяемые на прессах $P_n < 160$ кН при большом числе ходов. Кулачковые муфты применяются лишь в некоторых конструкциях ножниц зарубежных фирм.

Основным рабочим элементом муфты является поворотная (одна или несколько) шпонка.



Расчет муфты производят по условию смятия поверхности лыски. Обычно $d_{шп} \approx 0,4d_{вала}$; $l_{шп} = 3d_{шп}$; при этом передаваемый момент $M_M = 200d_{шп}^3$ [Нм]; $d_{шп} = [см]$.

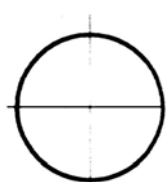
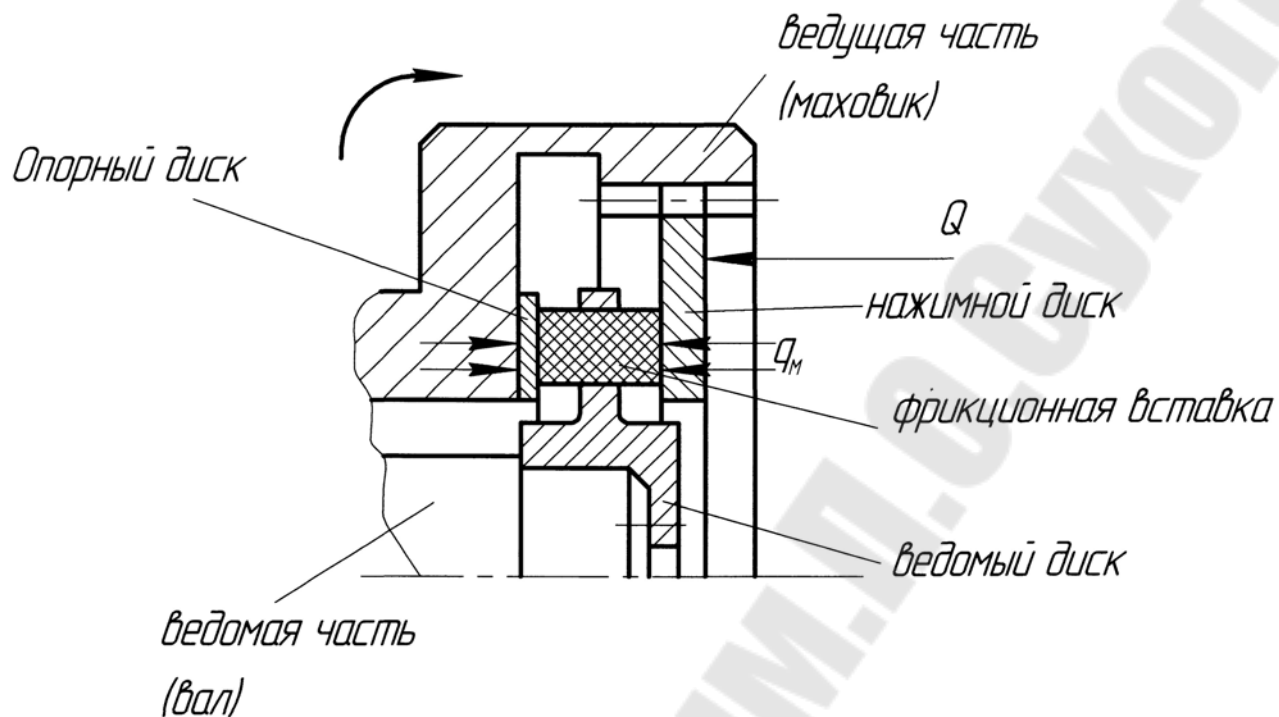
Шпонка изготавливается из стали 40ХН, 50ХН, НРС50...55

Недостаток муфты – кратковременность периода включения, в связи с чем возникают большие динамические нагрузки.

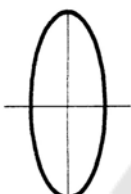
Фрикционные муфты

Из фрикционных муфт наиболее распространены дисковые муфты. Конусные имеют малый момент и их применяют лишь в некоторых прессах малой мощности (усилия) или ножницах. Муфты с цилиндрической рабочей поверхностью применения не получили.

Дисковые муфты бывают одно- и многодисковые. Широкое распространение имеют однодисковые малогабаритные муфты с фрикционными вставками, изготовляемыми из ретинакса ФК-16А, ФК-24А или феродо. В паре со вставками работают диски из стали 5, чугуна СЧ25.



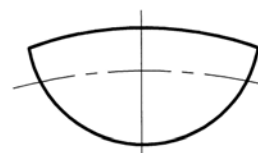
круглая
вставка



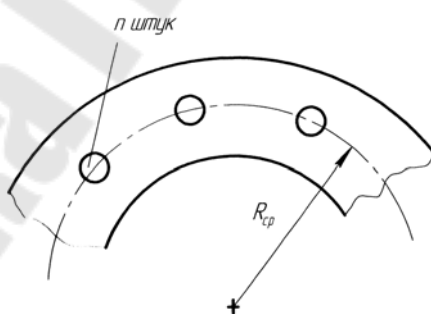
овальная
вставка



круглая с
лыской вставка



чечевицеобразная
вставка



Момент, передаваемый муфтой:

$$M_m = 2f \cdot q_m R_{ср} n \cdot F_{вс}$$

где f – коэффициент трения $f = 0,35$;

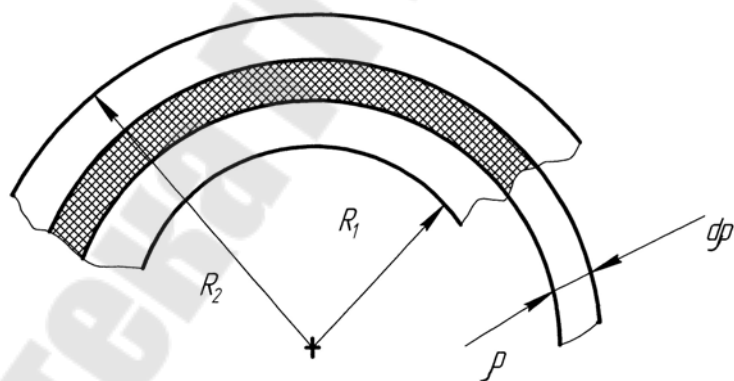
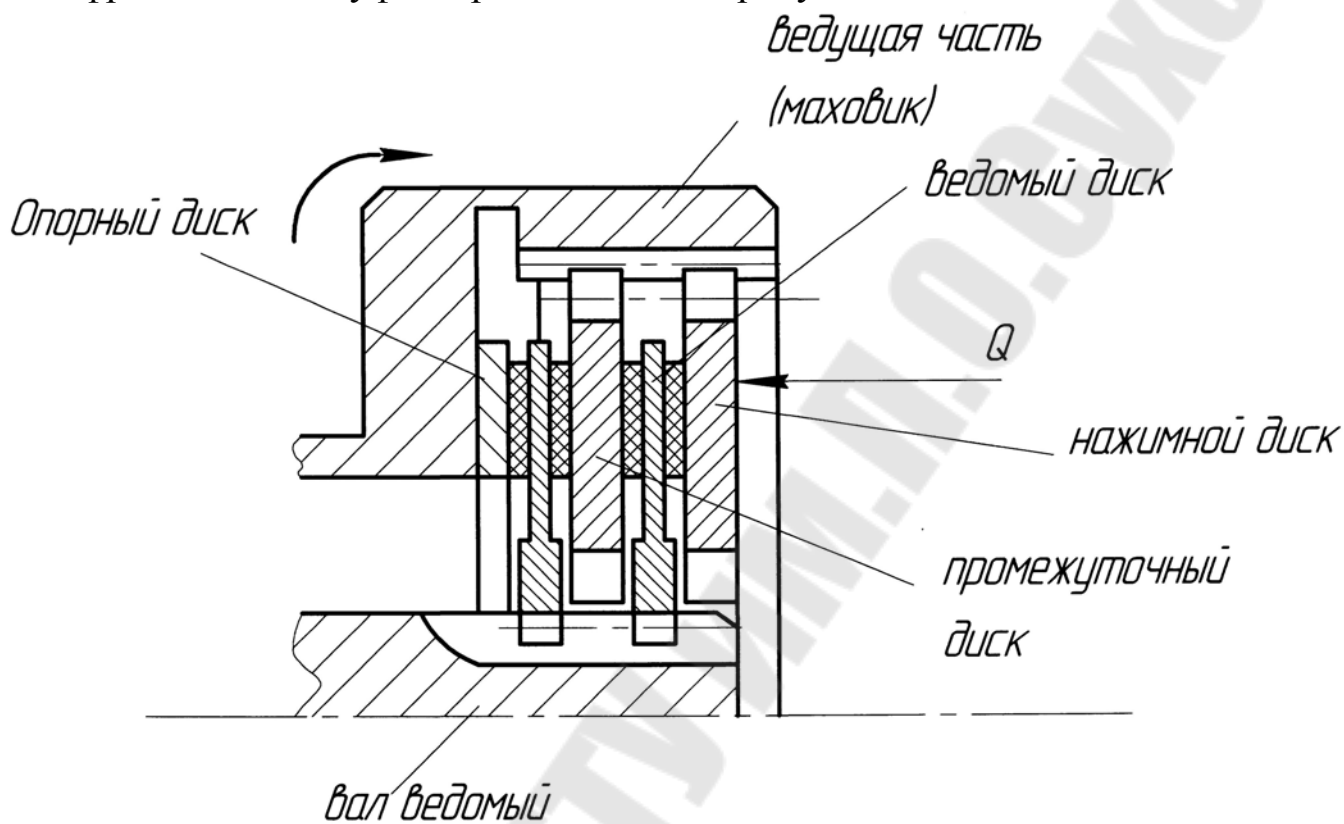
q_m – давление на поверхности трения $q_m = 0,6-1,2$ МПа;

$R_{ср}$ – средний радиус вставки;

n – число вставок;

$F_{вс}$ – площадь рабочей поверхности вставки.

Однодисковые муфты передают момент до 140000 Н·м, многодисковые до 100 МН·м с обкладками из феродо. Схема многодисковой фрикционной муфты представлена на рисунке:



Момент, передаваемый муфтой:

$$M_m = \int_{R_2}^{R_1} f \cdot m 2\pi \rho \cdot d\rho \cdot \rho q_m = \frac{2}{3} \pi (R_1^3 - R_2^3) f \cdot q_m \cdot m$$

где $q_m = 0.4 - 0.6$ МПа (при $n_m < 180$ об/мин);

$q_m = 0.3$ МПа (при $n_m > 180$ об/мин);

$f = 0,35$;

m – число поверхностей трения.

Расчет муфт

Производят на передаваемый крутящий момент, удельное усилие на трущихся поверхностях и величину показателя износа (расчёт на нагрев).

Исходным для расчета является номинальный момент M_k^H , действующий на главном валу, который приводится к валу муфты. Требуемый момент передаваемый муфтой:

$$M_m^{mp} = \frac{\beta M_k^H}{i_m \eta_m}$$

где $\beta = 1,1 \div 1,3$ коэффициент запаса, учитывающий инерционность и колебание коэффициент трения;

$$M_k^H = m_k^H \cdot P_H;$$

m_k^H – приведенное плечо, соответствующее номинальному углу α_H ;

P_H – номинальное усилие;

i_m, η_m – передаточное число и КПД передач от вала муфты к главному валу (при установке муфты на главном валу $i_m, \eta_m = 1$).

Необходимо, чтобы момент, передаваемый муфтой $M_m \geq M_m^{mp}$.

Исходя из момента, передаваемого муфтой пресса M_m , определяют усилие на ползуне:

$$P_m = \frac{M_m}{m_k}$$

Результаты расчета P_m заносят в таблицу и строят график усилий на ползуне исходя из момента, передаваемого муфтой. $P_m = f(\alpha)$.

При включении муфты, часть затраченной энергии переходит в тепловую, вызывая нагрев деталей, фрикционных вставок и накладок.

В прессостроении в качестве косвенного теплового расчета применяют расчет на работоспособность по показателю износа.

Для этого составляют баланс работ при включении муфты (в начальный момент скорость ведомых дисков за счет проскальзывания несколько меньше).

За период включения муфты t – ведущая часть передает момент M_m , причем за это время она проворачивается на угол α_1 .

Баланс работ при включении муфты имеет следующий вид:

$$M_m \cdot \alpha_1 = \frac{I_{\text{вм}} \omega_m^2}{2} + M_c \alpha_2 + A_{\text{тр}}$$

где $I_{\text{вм}}$ – момент инерции ведомых частей муфты, приведенных к валу муфты;

M_c – момент сопротивления ведомых частей;

α_2 – угол поворота ведомых частей за время t ;

$A_{\text{тр}}$ – работа, затраченная на трение в муфте.

Углы α_1 и α_2 можно определить из уравнения динамики для ведомых частей.

$$I_{\text{вм}} \frac{d\omega}{dt} = M_m - M_c, \text{ принимаем } I_{\text{вм}}, M_m \text{ и } M_c \text{ постоянными за}$$

период t (включение):

$$I_{\text{вм}} \omega_m = (M_m - M_c)t;$$

$$\text{откуда: } t = \frac{I_{\text{вм}} \omega_m}{M_m - M_c};$$

Угловая скорость вращения ведомой части (при известном времени t):

$$\omega_m = \frac{(M_m - M_c)t}{I_{\text{вм}}};$$

Угол поворота ведущих дисков (подставив вместо t его значение):

$$\alpha_1 = \omega_m t = \frac{I_{\text{вм}} \omega_m^2}{M_m - M_c};$$

Угол поворота ведомой части:

$$\alpha_2 = \int_0^t \omega_m dt = \int_0^t \frac{M_m - M_c}{I_{\text{вм}}} \cdot t dt = \frac{M_m - M_c}{I_{\text{вм}}} \cdot \frac{t^2}{2} = \frac{I_{\text{вм}} \omega_m^2}{2(M_m - M_c)};$$

подставляя в уравнение баланса работ α_1 и α_2 получим:

$$A_{\text{тр}} = \frac{M_m}{M_m - M_c} \cdot \frac{I_{\text{вм}} \omega_m^2}{2};$$

Приняв $\frac{M_m}{M_m - M_c} = \alpha_m = 1,05 - 1,16$ (муфта на главном валу)

$\alpha_m = 1,25 - 1,35$ (муфта на промежуточном валу).

Если работу трения разделить на площадь фрикционных поверхностей F [м^2] и умножить на фактическое число включений в мин, то получим показатель износа:

$$K_{\text{изн}} = a_m \frac{I_{\text{вм}} \omega_m^2}{2F} \rho \cdot n_n \leq [K_{\text{изн}}]$$

ρ – коэффициент использования числа ходов

Тип оборудования	n_n	ρ
1. Листоштамповочные, вытяжные, гибочные, обрезные большой мощности	<15	0,7-0,85
2. Тоже средней мощности	20-40	0,50-0,65
3. ГКМ, листовые ножницы, обрезные и универсальные листоштамповочные прессы средней мощности	25-60	0,55-0,70
4. КГШП, чеканочные, ножницы сортовые большой мощности	40-70	0,45-0,55
5. Тоже средней мощности	70-110	0,30-0,45
6. Универсальные листоштамповочные и обрезные прессы, быстроходные	90-120	0,20-0,45

$[K]=0.7-0.8$ М Дж/ м^2 мин – однодисковые муфты со вставками из ретинакса

$[K]=0.4-0.5$ М Дж/ м^2 мин – многодисковые муфты с накладками из феродо.

Из формулы видно, что с уменьшением ω снижается износ (но растет момент).

После проверки показателя износа выбирается диаметр поршня исходя из давления в пневмоцилиндре. $p_{\text{ц}} = 0,3 \div 0,4 \text{ МПа}$.

Для улучшения работы муфты производятся двухступенчатое включение, причем давление нарастает до момента рабочей операции.

Тормоза, их конструкции и расчет

Тормоз поглощает энергию ведомых частей муфты после ее включения и удерживает исполнительный механизм с частью привода в положении, соответствующему верхнему положению ползуна.

Существуют два типа тормозов: *непрерывного и периодического действия*.

Тормоз непрерывного действия работает все время, в связи с чем необходимо увеличивать мощность привода (иногда до 30%). Эти тормоза сильно разогреваются и быстро изнашиваются. Их применяют редко в машинах усилием (0.15-1 МН).

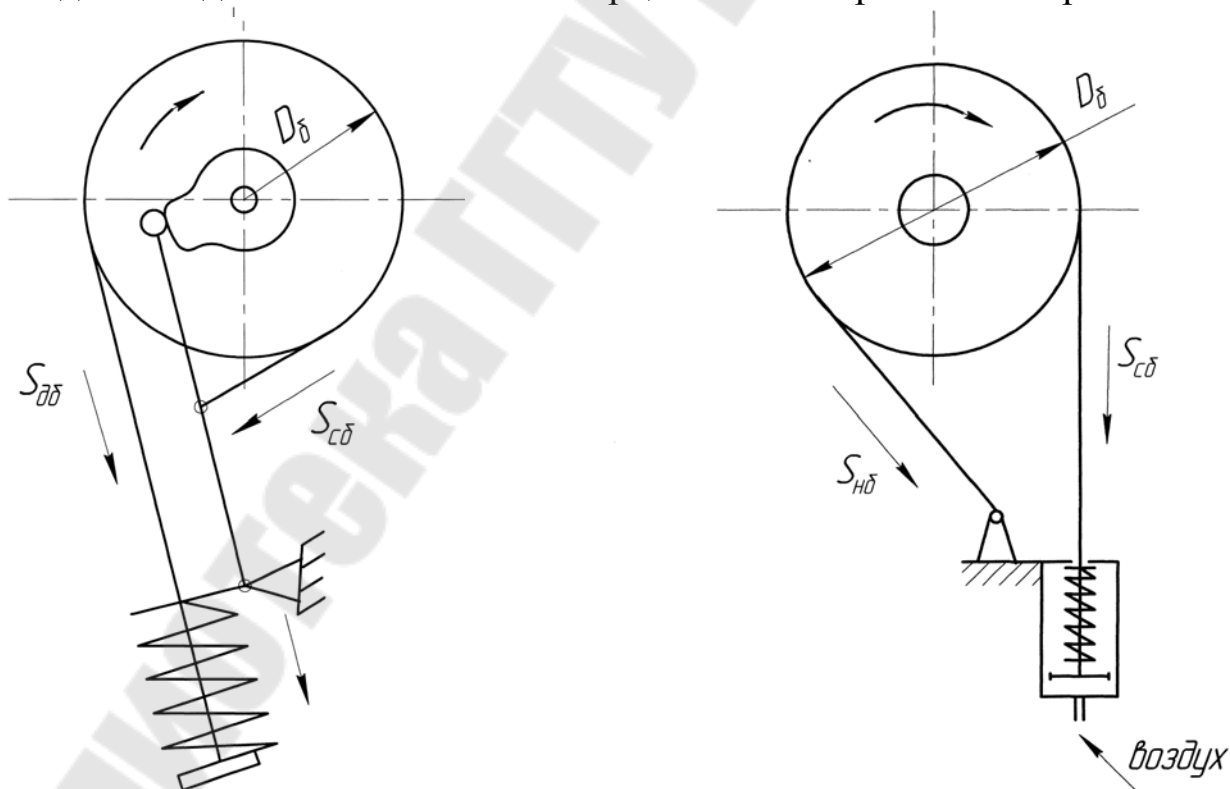
Тормоза периодического действия бывают ленточные и дисковые, (колодочные используются в винтовых прессах).

Во всех типов тормозов торможение осуществляется энергетическим автономным органом, не зависящим от внешних условий.

Включение и выключение тормозов периодического действия осуществляется пневмоцилиндром или кулачком.

Ленточные тормоза применяют при жестких муфтах и числе ходов 30-170. При большом моменте (>20000 Нм) диаметр тормозного барабана большой, лента жесткая, а весь узел – громоздкий (в некоторых конструкциях $D_{\delta} = 1600\text{мм}$).

Достоинства – простота и легкость конструкции, хорошая теплоотдача. Недостаток – большая инерционность тормозного барабана.



Момент трения на валу тормоза:

$$M_m = (S_{нб} - S_{сб}) \frac{D_B}{2} = S_{сб} (e^{f\alpha} - 1) \frac{D_B}{2};$$

где $S_{нб}$ – усилие в набегающей ветви тормоза;

$S_{сб}$ – усилие в сбегающей ветви тормоза.

По формуле Эйлера $S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{f\alpha}$

где $e=2,72$;

α – угол обхвата [рад], $\alpha=4.6$ (270^0);

$f=0,3$ (коэффициент трения).

Дисковые тормоза – более надежные и вытесняют ленточные. Они менее инерционны и обеспечивают большие моменты трения. Принцип работы дисковых тормозов аналогичен работе фрикционных муфт с той разницей, что в тормозе часть дисков закреплена неподвижно (не вращается), а другая часть вращается вместе с валом. Чаще всего тормоз устанавливается на главном валу.

Часто тормоза жестко заблокированы с муфтой, т.е. ведущие диски сцепляются либо с ведомыми дисками муфты или тормозными (неподвижными).

Расчет тормоза сводится к определению тормозного момента и выбору силовых элементов обеспечивающих получение такого момента.

Работа торможения ($дж=кг\cdot м^2/сек^2$) равная кинетической энергии ведомых частей привода пресса (с учетом деталей ползуна), определяются по равенству:

$$\frac{I_{в.м} \omega_m^2}{2} = \frac{\pi}{180} M_m \cdot \alpha_m^0 \cdot u_m$$

$I_{в.м}$ – момент инерции ведомых частей привода приведенной к валу тормоза;

ω_m – угловая скорость вала тормоза;

M_m – тормозной момент [Нм];

α_m^0 – угол торможения (град), $\alpha_m^0=8-12^0$ – листоштамповочные прессы; $\alpha_m^0=20-30^0$ – ГКМ, КГШП, быстроходные автоматы;

u_m – передаточное число от вала тормоза к главному валу.

Из уравнения:
$$M_m^{mp} = \frac{28,65 I_{в.м} \omega_m^2}{\alpha_m^0 \cdot u_m}$$

по этой величине определяются размеры тормоза однодискового со вставками:

$$M_m = 2f \cdot q_m R_{cp} \cdot n \cdot F_{вс}$$

здесь обозначения (см. выше, т.е. муфты)

$$q_m = 1,0-1,2 \text{ МПа } (n_m < 180 \text{ об/мин});$$

$$q_m = 0,4-0,8 \text{ МПа } (n_m = 180-300 \text{ об/мин});$$

q_m большее значение при меньших u_m .

Для тормоза с обкладками ферода (дисковые):

$$M_m = \frac{2}{3} \pi f q_m \cdot m (R_1^3 - R_2^3)$$

$$q_m = 0,4-0,5 \text{ МПа } (u_m < 180 \text{ об/мин});$$

$$q_m = 0,1-0,2 \text{ МПа } (u_m = 180-350 \text{ об/мин}).$$

Для дисковых тормозов задаются исходя из рекомендаций размерами и определяют требуемое давление на дисках q_m , перейдя от q_m к Q_m рассчитывают пружины и определяют диаметр поршня для растормаживания.

Для ленточных тормозов задаются диаметром барабана D_b , его шириной $B=(0,3-0,4) D_b$, затем определяют усилие на сбегающей ветви:

$$S_{сб} = \frac{57,3 \cdot I_{em} \cdot \omega_m^2}{D_b (e^{f\alpha} - 1) \alpha_T^0}$$

$$\text{Усилие в набегающей ветви } S_{нб} = S_{сб} \cdot e^{f\alpha}$$

Наибольшее давление:

$$q_{\max} = \frac{2S_{сб} \cdot e^{fa}}{D_b \cdot B} < 1,2 \text{ МПа}$$

Тормоза, также как и муфты проверяют по показателю износа.

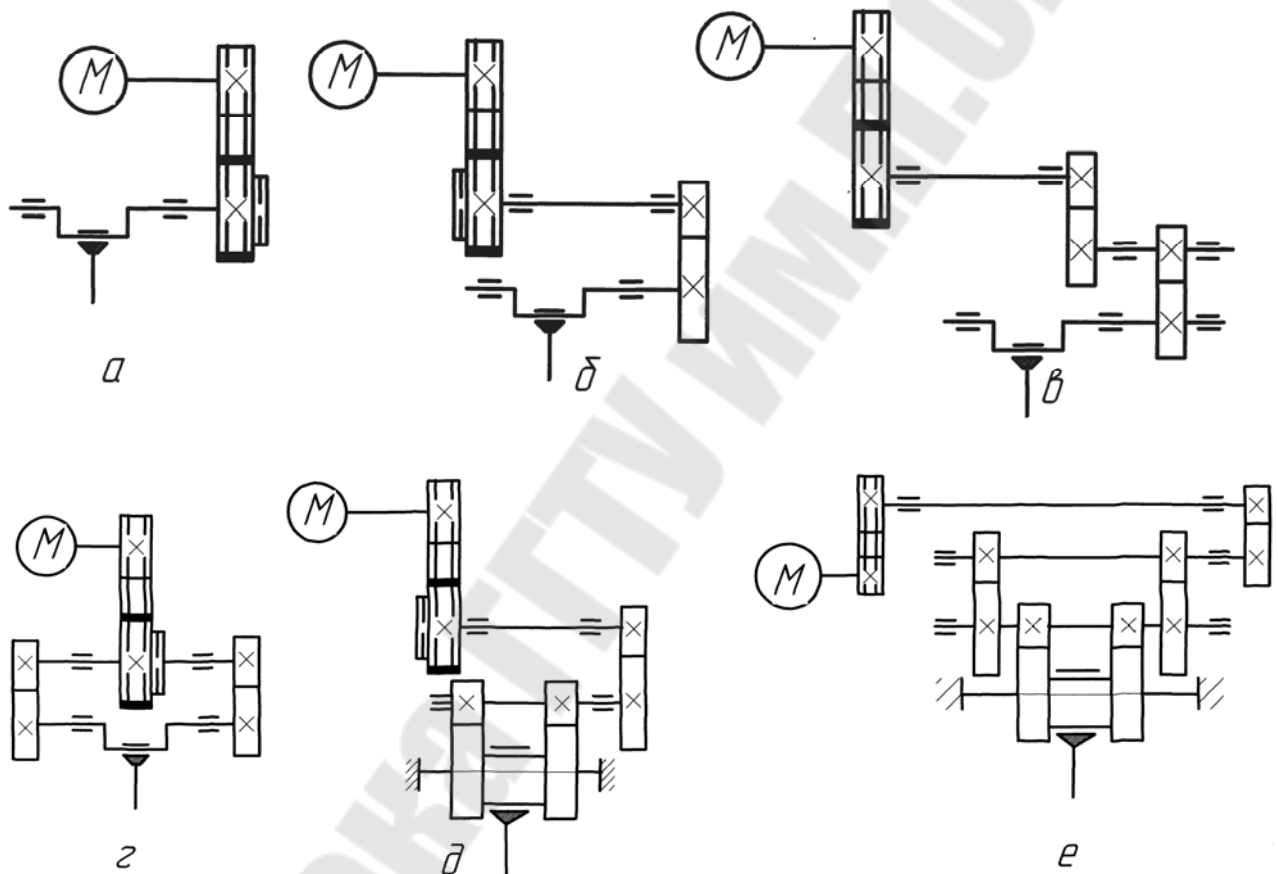
В формулу подставляют $a_m = 0,8$;

$[K_{изн}] = 0,6-0,7 \text{ МДж/м}^2 \text{ мин}$ – однодисковый тормоз со вставками;

$[K_{изн}] = 0,22-0,30$ – многодисковый.

Зубчатые передачи кривошипных прессов и их расчет

В главных приводах современных кривошипных машин преимущественное применение нашли цилиндрические (прямо- и косозубые) зубчатые передачи. Попытки использовать червячные (в листовых ножницах) и планетарные передачи (открытые кривошипные прессы) широкого распространения не получили. Привод осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу и зубчатые передачи.



Факторы, влияющие на структуру привода:

1. Передаточное число привода ($U=2-250$) зависит от числа ходов;
2. Способ подачи крутящего момента на кривошип (с одной или двух сторон);
3. Степень герметизации (открытые и закрытые);
4. Число точек подвеса ползуна (одно- и многокривошипные).

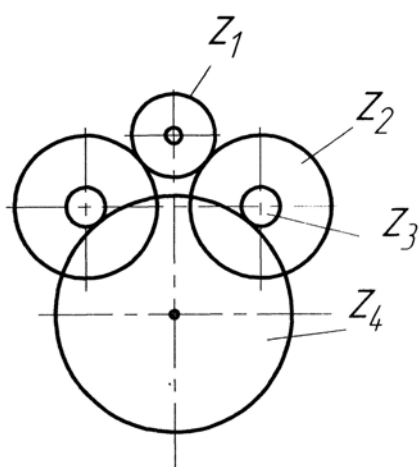
Рекомендуется применять электродвигатели $n_n=1000-1500$ об/мин, поэтому при числе ходов $n_n=150-200$ возможна схема а $U=10-7.5$, однако при большом U КПД клиноременной передачи низок и долговечность ремня малая.

Схема (б) – однокривошипные открытые и закрытые листоштамповочные прессы, КГШП, ГКМ, чеканочные прессы $n_n=30-120$ 1/мин; Передаточное число зубчатой передачи $u=2-7,5$.

Двухступенчатые зубчатые передачи (в, д) – закрытые одно- и многокривошипные прессы, ножницы, специализированные КГШП: $n_n=12-50$; Передаточное число зубчатой передачи $u=6.5-40$.

Схема (е) – тихоходные штамповочные прессы с закрытым приводом.

Многоступенчатые зубчатые передачи бывают простые и разветвляюще-суммирующие (меньше габариты).



одноступенчатый $u_{зп}=2,5-7,5$
 двухступенчатый $u_{зп}=12-20$
 трёхступенчатый $u_{зп}=40-100$
 ($u_B=2,5-4$; $u_{пр}=3-4$; $u_T=5-7$)

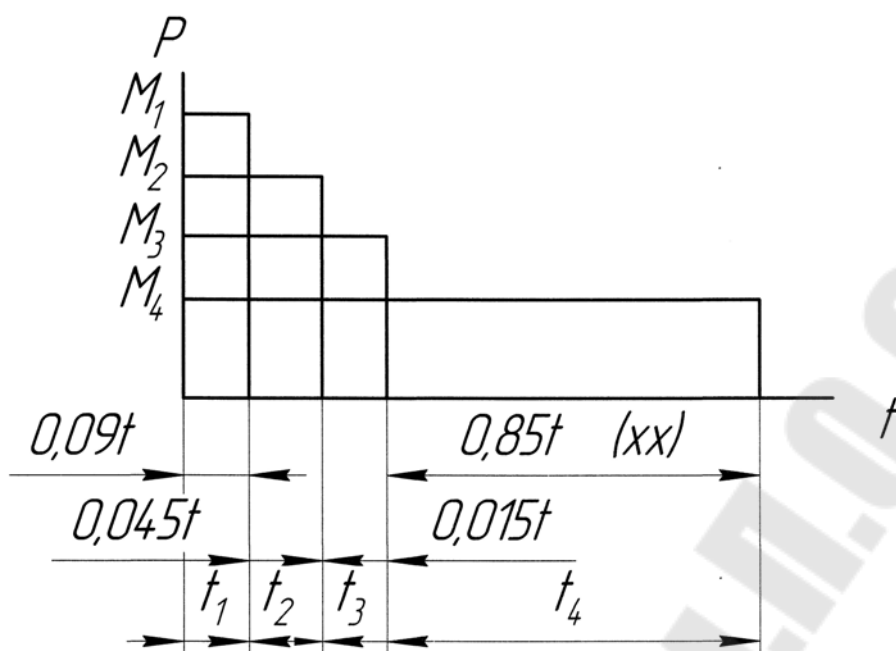
При $V > 4$ м/с зубчатые колеса выполняются косозубыми ($\beta = 20^\circ$) и шевронными ($\beta = 30^\circ$).

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач

Зубчатая передача является вторым элементом после главного вала, ограничивающим усилие деформирования.

Зубчатые передачи изготавливают литыми или кованными; на главном валу – литые – 45Л, 35Л, 40ХНЛ, 40ХЛ, 30ГЛ, на промежуточных валах – 40Х, 45, 40ХН, термообработка – нормализация и улучшение.

Зубчатые передачи работают с переменной нагрузкой, зависящей от типа машины.



Группа машины	Относительные параметры нагружения			
	$\frac{M_1}{t_1}$	$\frac{M_2}{t_2}$	$\frac{M_3}{t_3}$	$\frac{M_4}{t_4}$
I	1.0/0.09	0.8/0.045	0.6/0.015	0.035/0.85
II	1.0/0.06	0.7/0.06	0.5/0.08	0.035/0.8
III	1.0/0.015	0.7/0.045	0.6/0.09	0.035/0.85
IV	1.0/0.007	0.8/0.03	0.4/0.063	0.035/0.9

I группа – переналаживаемые автоматы для холодной и горячей штамповки;

II группа – автоматизированные машины всех типов;

III группа – листоштамповочные прессы для разделительных операций, холодной объемной штамповки;

IV группа – КГШП при многопереходной штамповке, рабочий ход составляет 10-20% от полного хода.

Расчетным параметром для зубчатых колес является номинальный крутящий момент $M = P_n \cdot m_{кн}$;

где $m_{кн}$ – приведенное плечо крутящего момента при номинальном недоходе ($\alpha_n = 3 - 45^\circ$ – кривошипные машины).

Значение переходов (α_n) приведены в ГОСТ 10026-62. Моменты на зубчатых колесах определяются по формуле:

$$M = \frac{M_{ном}}{U_0 \cdot \eta_0};$$

где U_0 – передаточное число от главного вала к зубчатому колесу;
 η_0 – КПД с учетом потерь в опорах.

Виды разрушений зубьев

Зубчатые колеса выходят из строя по причине:

1. Контактное выкрашивание (усталостное);
2. Поломка зубьев (для кузнечно-прессовых машин);
3. Износ (для кузнечно-прессовых машин);
4. Заедание.

В открытых передачах имеет место интенсивный износ (износ достигает до 1/3 толщины за 9 лет.) – горячие цеха, а также поломка зубьев из-за усталостного нагружения зубьев.

Закрытые передачи ввиду частых изгибов имеют поломки зубьев, а также износ при попадании в масло абразивных частиц, и неточности монтажа.

В пресс-автоматах с закрытыми передачами работающими в масляной ванне имеет место усталостное выкрашивание.

Зубчатые передачи КПМ проходят 3 проверки:

1. По недопущению пластической деформации зубьев;
2. По усталостной прочности зубьев на изгиб;
3. По контактной прочности.

Первые 2 проверки проходят все виды зубчатых передач 3-ю передачи прессов-автоматов листоштамповочных цехов.

При конструировании кузнечных машин модулем и другими размерами передач задаются на основе работающих машин (хорошо себя зарекомендовавших).

Выбранные размеры проверяются, в результате определяется величина момента M_k .

Прежде чем приступить к расчету необходимо установить расположение муфты и тормоза, а также вид передачи (закрытая или открытая). Для зубчатых колес производится выбор коэффициентов смещения.

I. Проверка

Определение крутящего момента по допускаемой пластической деформации зубьев:

$$M_{kn} = \left(\frac{[\sigma_k]_{\max}}{CC_1 \cos \beta} \right) \frac{zz_k^2 m_n^2 B_k}{K_n (u+1)};$$

где $[\sigma_k]_{\max}$ – допускаемое контактное напряжение;

C – коэффициент, учитывающий E (модуль упругости) $C=214[\text{Н}^{1/2}/\text{мм}]$ (сталь по стали) и $C=167$ (сталь по чугуну);

C_1 – коэффициент учитывающий угол зацепления и угол β ;

z_k – число зубьев колеса;

B_k – ширина колеса;

$K_n = K_{1n} K_2 K_4$ – коэффициент нагрузки при расчете по допускаемой пластической деформации;

$K_{1n} = M_{\max}/M_{\text{ном}}$ – коэффициент перегрузки $K_{1n}=1,3$ т.к. КПМ снабжены предохранителями от 30% перегрузки;

K_2 – коэффициент концентрации нагрузки;

K_4 – коэффициент динамичности нагрузки;

u – передаточное число передачи.

II. Проверка

Определение допускаемого крутящего момента передаваемого колесом, исходя из усталостной прочности на изгиб:

$$M_{ku} = \frac{y_k m_n^2 z_k b_k [\sigma_{-1u}] k_\varepsilon}{0.34 k_u (1 + \phi') \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta};$$

где y_k – коэффициент формы зуба;

$[\sigma_{-1u}]$ – предел выносливости симметричном цикле изгиба;

k_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

$k_u = K_2 K_{3n} K_4$ – коэффициент нагрузки при изгибе;

K_1 – коэффициент перегрузки, при расчете на усталость $K_1=1$;

K_2 – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{3n} – коэффициент эквивалентной нагрузки при изгибе, выбирается в зависимости от числа циклов нагружения зубьев при изгибе за срок службы T ;

K_4 – коэффициент динамического нагружения (динамичности нагрузки);

ϕ' – коэффициент учитывающий нагружение передачи моментом, обратным рабочему (учитывает, где находится муфта), муфта на главном валу $\phi'=0$.

III. Проверка

Определяется крутящий момент, передаваемый колесом исходя из предела контактной выносливости поверхности зубьев (производится для закрытых передач с редкими пусками). Формула аналогична 1-й за исключением коэффициента K_k :

$$M_{kk} = \left(\frac{[\sigma_k]}{CC_1 \cos \beta} \right) \frac{2z_k^2 m_n^2 B_k}{K_n (u+1)},$$

где $[\sigma_k]$ – допускаемое контактное нормальное напряжение;

$K_n = K_1 K_2 K_{3k} K_4$ – коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость;

K_{3k} – коэффициент эквивалентной нагрузки, выбирается исходя из графика с учетом числа циклов нагружения.

Коэффициент эквивалентной нагрузки определяется исходя из числа нагружений зубьев колес с учетом вероятности нагружения одних и тех же зубьев.

Построение графика усилий на ползуне

Для построения графика усилий на ползуне используется расчет усилия допускаемого прочностью главного (кривошипного) вала $P_{кв}$, зубчатой передачи $P_{з.п.}$ и муфты P_m .

Для однокривошипных прессов (односторонний привод):

$$P_{з.п.} = M_k / m_k;$$

где M_k – допускаемый момент по прочности зубчатого колеса.

При двухстороннем приводе $P_{з.п.} = 2M_k / m_k$.

Если проверялась промежуточная зубчатая пара, то:

$$M_k = M_{np} U \eta;$$

где U – передаточное число от зубчатой передачи до главного вала;
 η – КПД.

График строится через 10^0 ($\alpha = 0 - 90^0$)

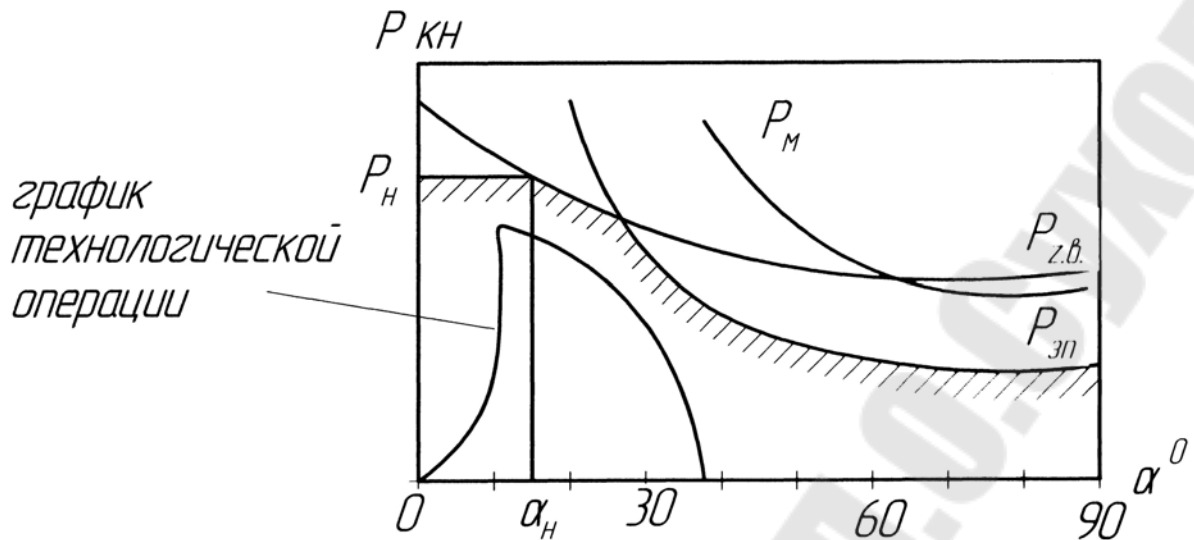


График технологической операции не должен пересекать графики допускаемых усилий

Приводные валы и подшипники

Приводные валы передают вращающий момент от маховика к главному валу. Быстроходные валы вращаются на подшипниках качения, тихоходные на подшипниках скольжения.

Нагрузки от маховика, зубчатых передач, ременной передачи и реакции опор принимаются сосредоточенными. Валы рассматриваются как балки с опорой на расстоянии $0,5d$ но не более $l_0/3$ от нагруженного края опоры при приложении нагрузки по одну сторону опоры, в остальных случаях посередине опоры.

1. Определяются вращающие моменты на валах;
2. Определяются усилия, действующие на валы;
3. Строится схема нагружения вала в обеих плоскостях;
4. Строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов;
5. Производится ориентировочный расчет вала на кручение по пониженным допускаемым напряжениям:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}}; \quad [\tau_{кр}] = 30-40 \text{ МПа};$$

6. Производится эскизная компоновка вала;
7. Вал рассчитывается по эквивалентным напряжениям на статическую прочность:

$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}$ — по энергетической гипотезе прочности;

$$\sigma_{\max} = \frac{M_u^{сум}}{0,1d^3}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3};$$

Определяется запас прочности по пределу текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экр}} \geq 1,4 - 1,6;$$

8. Производится расчет вала на усталостную прочность (выносливость). При этом принимаем цикл изменения нормальных напряжений – знакопеременный симметричный, касательных – пульсирующий.

Для знакопеременного симметричного цикла:

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{\max};$$

Для пульсирующего:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2};$$

Запас прочности при изгибе:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1u}}{\sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta} + \psi_{\sigma}\sigma_m};$$

Запас прочности при кручении:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta} + \psi_{\tau}\tau_m};$$

Запас усталостной прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n];$$

$[n]=1,1-1,3$ (универсальные прессы);

$[n]=1,4-1,6$ (пресс-автоматы).

9. Вал рассчитывается на жесткость.

Расчет подшипников валов производится по динамической грузоподъемности с учетом графика изменения нагрузок. При частоте вращения кольца подшипника $n > 1$ об/мин расчёт производится по динамической грузоподъемности ($n=10$). При $n < 1$ об/мин расчёт производится по статической грузоподъемности.

Средства защиты машин от перегрузок, классификация, конструкция и расчет

Детали КПМ проектируются с различными запасами прочности, зависящими от степени их ответственности и стоимости. Так приводные валы имеют $n=1,1-1,2$; главные валы $n=1,3-1,4$; зубчатые колеса $n=1,8-2,2$, болты $1,3-1,5$, ряд сложных деталей (станины, корпусные детали) имеют запас прочности: литые из чугуна $n=10$, из стального литья $n=4-5$, проката $2,5-3,0$.

Высокие запасы прочности (выносливости) даются чтобы предотвратить выход из строя этих деталей, однако, чаще всего выходят из строя (коленчатые валы, зубчатые колеса, шатуны) бывают выходы из строя корпусных деталей (столы, стойки, станины открытых пресов).

Наибольшее количество поломок происходит от единичных перегрузок в результате неправильной регулировки закрытой высоты штампового пространства, а также при попадании сдвоенных заготовок. Поэтому применяются предохранители, исключающие возможность выхода из строя деталей прессы. Обычно считается, чтобы сложность изготовления вышедшей из строя детали, а также затраты на замену детали и простой оборудования были дешевле стоимости предохранительного устройства.

Предохранительные устройства, или как их называют предохранители делятся на две группы:

1. Самовосстанавливающиеся;
2. Несамовосстанавливающиеся.

Самовосстанавливающиеся бывают:

1. Электрические;
2. Пневматические;
3. Гидравлические;
4. Гидропневматические;
5. Фрикционные;
6. Пружинные;
7. Кулачковые.

Несамовосстанавливающиеся бывают:

1. Разрушающиеся и требующие для возобновления работы смены сломавшегося предохранителя;
2. Неразрушающиеся.

Разрушающиеся:

1. Срезной штифт;
2. Продавливаемая чашка или срезная планка;
3. Ломающаяся планка;
4. Разрывная шпилька.

Неразрушающиеся:

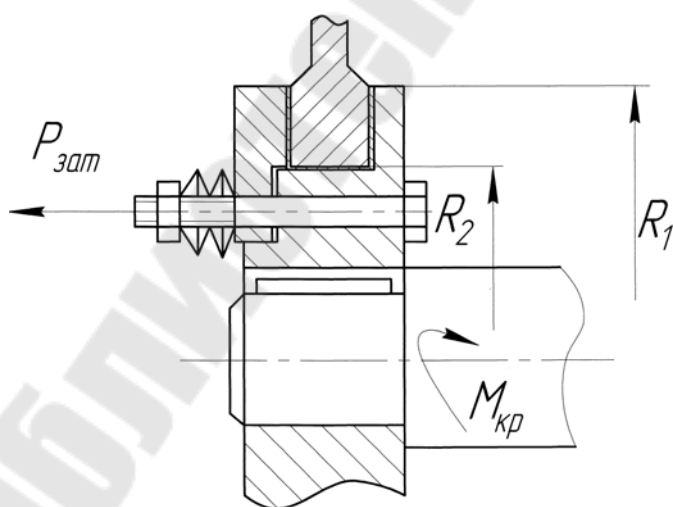
1. Пружинно-рычажные;
2. Гидромеханические.

Наиболее часто в качестве самовосстанавливающихся предохранителей используется фрикционные устройства, проскальзывающие при возникновении перегрузки, гидравлические, у которых при перегрузке жидкость проходит через клапан и пружинно-рычажные – изменяющие свое положение при перегрузке и восстанавливающие его вновь при повторном ходе.

Предохранители устанавливают на приводном валу или на ползуне. В первом случае пресс защищен от перегрузок, обусловленных крутящим моментом, а во втором – от перегрузок, возникающих на ползуне.

Приведем несколько конструкций предохранителей:

Фрикционный предохранитель



$$M_{расч} = M_{кр} \frac{\beta}{\kappa_0};$$

$\beta=1,2$ – коэффициент запаса;
 κ_0 – коэффициент, зависящий от конструкции предохранителя;
 $\kappa_0=0,7$ – фрикционная дисковая муфта; $\kappa_0=0,8$ фрикционная муфта в масле.

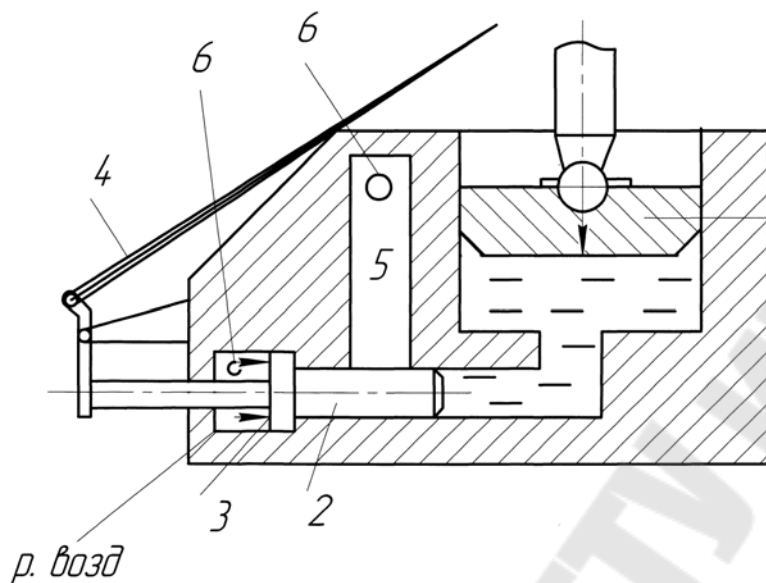
Момент, передаваемый муфтой:

$$M_{расч} = \frac{2}{3} \pi f q \cdot m (R_1^3 - R_2^3);$$

где m – число поверхностей трения ($m = 2$).

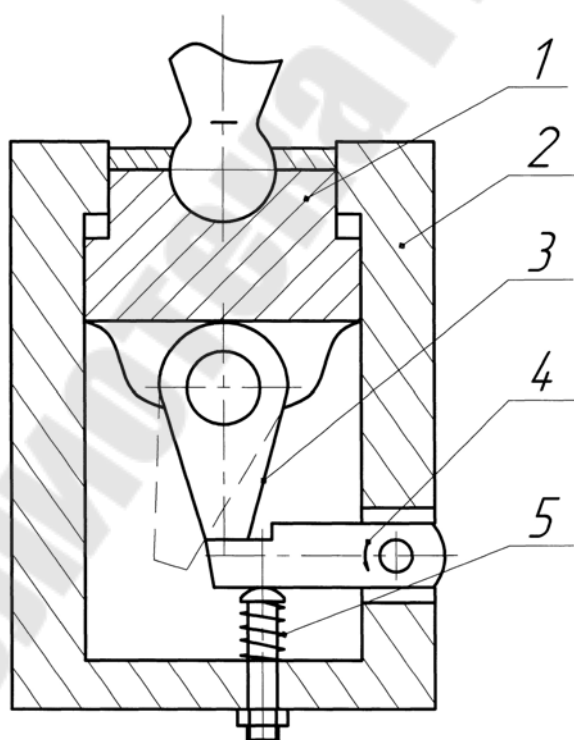
В качестве предохранителей можно использовать однодисковые муфты включения (при работе в автоматическом цикле).

Гидравлический предохранитель



- 1 – поршень-подушка;
- 2 – игла;
- 3 – поршень;
- 4 – рычаг;
- 5 – камера;
- 6 – отверстие воздушной камеры.

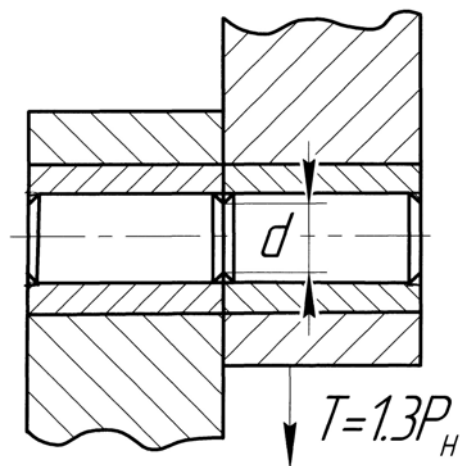
Пружинный предохранитель



- 1 – подушка;
- 2 – корпус;
- 3 – кулачок;
- 4 – упор;
- 5 – тарельчатые пружины

Разрушающиеся (заменяемые) предохранители выходят из строя, когда усилие достигает определенной величины; т.к. на такой предохранитель постоянно действует нагрузка, его необходимо рассчитывать на нагрузку $T \geq 1,3P_H$ (чтобы предотвратить усталостное разрушение):

1. Односрезный стержневой (штифт) – маховики и зубчатые колеса, механизмы реза, выталкивания, подачи и зажима холодно-высадочных автоматов:

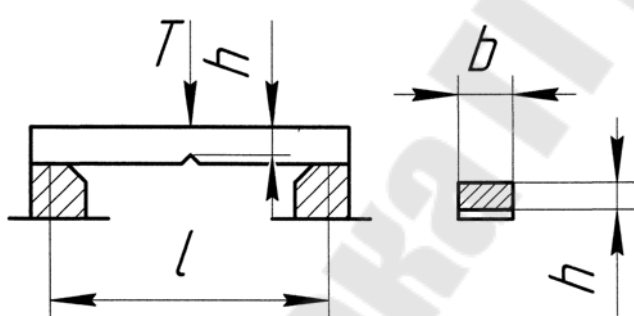


$$\sigma_{\sigma} = \frac{4P \cdot 1.3}{\pi d^2};$$

$$d = \sqrt{\frac{5.2P}{\pi \sigma_{\sigma}}} \approx 1,2 \sqrt{\frac{T}{\sigma_{\sigma}}};$$

Предохранители изготавливают из стали у которых σ_T близко к σ_{σ} (т.е. закаленные стали 40ХН, 40Х, чугуны).

2. Ломающийся пластинчатый – механизм реза и выталкивания автоматов для холодной объемной штамповки:

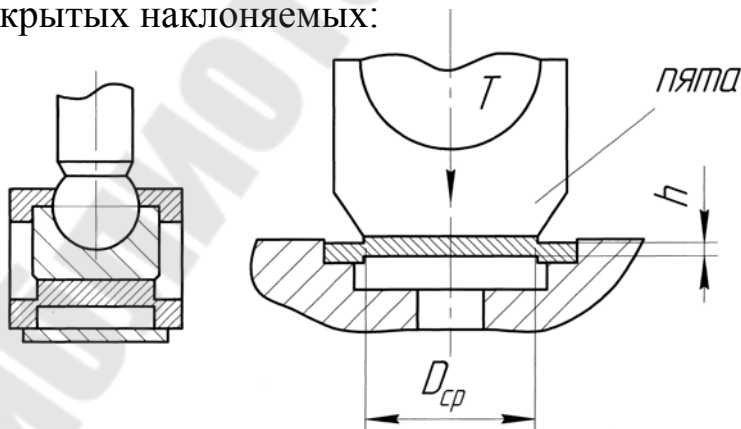


$$h = 1,4 \sqrt{\frac{Pl}{b\sigma_{\sigma u}}};$$

$$\sigma_{\sigma u} = \frac{M}{W} = \frac{Pl \cdot 6 \cdot 1.3}{4 \cdot bh^2} = \frac{1.95Pl}{bh^2};$$

$$h = \sqrt{\frac{1.95Pl}{b\sigma_{\sigma u}}};$$

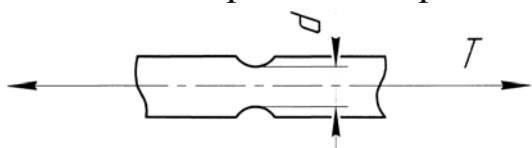
3. Срезной чашечный – ползуны одностоечных прессов и открытых наклоняемых:



$$\sigma_{\sigma} = \frac{P}{\pi D_{cp} h} \cdot 1.3;$$

$$h = \sqrt{\frac{1.3P}{\pi D_{cp}}} = \frac{0,5P}{\pi D_{cp}};$$

4. Разрывной стержневой – автоматы:



$$d = 1.3 \sqrt{\frac{P}{\sigma_b}}$$

В любом случае при применении предохранителей должна быть электроблокировка, выключающая муфту и останавливающая ползун после поломки предохранителя.

Чертеж предохранителя должен быть в паспорте машины, комплект предохранителей и тарировочные графики затяжки тарельчатых пружин поставляются в комплекте запчастей машины.

Станины прессов, их конструкции и расчет

Станина является узлом, через который замыкается усилие штамповки. Станина служит для фиксации и крепления всех других узлов.

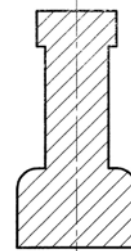
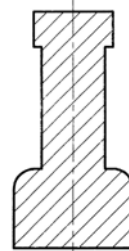
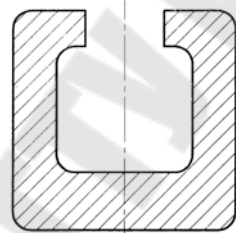
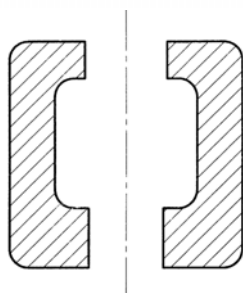
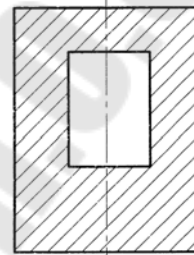
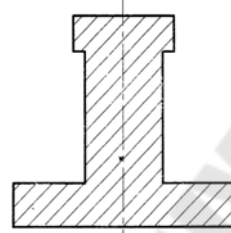
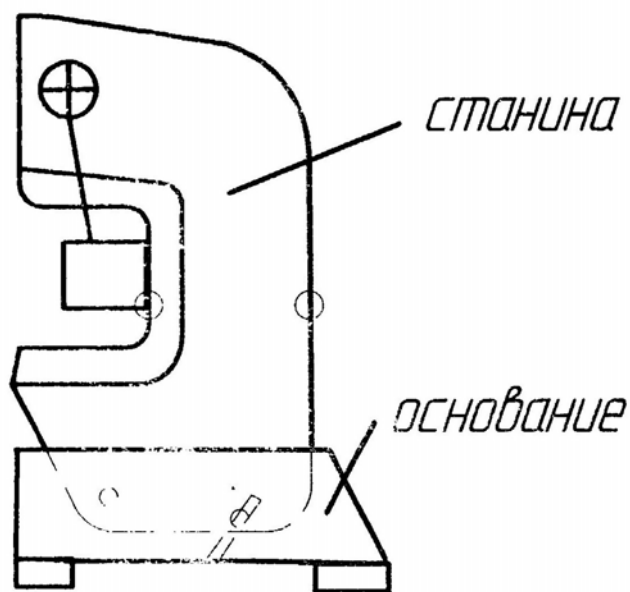
Станины делятся на 4 группы:

1. Станины прессов (открытых и закрытых);
2. Станины листогибочных прессов и ножниц;
3. Станины горизонтально-ковочных машин;
4. Станины автоматов для холодной объемной штамповки.

Станины открытых прессов

Бывают одностоечные и двухстоечные (наклоняемые и ненаклоняемые). Термины «одностоечный пресс» и «двухстоечный пресс» в применении к станинам открытого типа весьма условны, т.к. станины этих прессов неразборные и станины двухстоечных прессов фактически не имеют двух отдельных стоек. В данном случае терминология связана с формой горизонтального сечения станины, проведенного на уровне стола пресса. У одностоечных прессов она имеет коробчатую или двутавровую форму, у двухстоечных – П-образную форму с двумя боковыми стойками.

откр



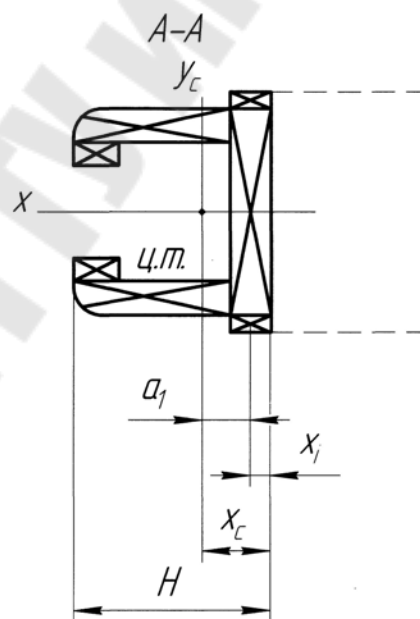
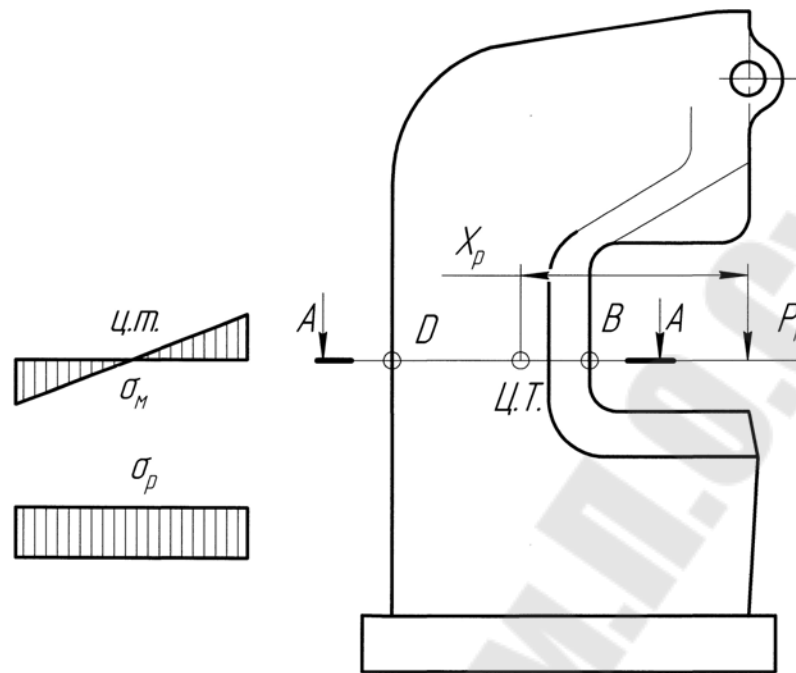
Наклон двухстоечной станины допускает подачу материала и сброс изделий вдоль и поперек фронта, при этом сброс изделий происходит под действием собственного веса.

Вопрос жесткости открытых прессов имеет особое значение, т.к. упругое пружинение станины влечет к вредным последствиям для стойкости штампов.

Для повышения жесткости С-образной станины открытых прессов стойки связываются тягами (без предварительного натяга). Наклоняемыми выполняются станины для прессов небольших усилий до 1,6 МН, (160 т.с.). Наклоняемые – для усилия 4МН, (400 т.с.).

Станины бывают литые (СЧ25, СЧ30) и сварные; Сварные – при малой серии выпуска.

Для расчета станины необходимо определить площадь поперечного сечения станины (F), центр тяжести (координата x_c) и момент инерции сечения (I_{yc}).



$$x_c = \frac{\sum F_i x_i}{F}; \quad F = \sum F_i;$$

где F_i — площадь отдельных элементов;
 x_i — координата ц.т. каждого элемента.

Момент инерции:

$$I_{yc} = \sum (I_{yi} + F_i \cdot a_i^2);$$

где $a_i = x_i - x_c$ расстояние между осями (y_c и y_i).

Напряжение растяжения (в т. В):

$$\sigma_p = \frac{M_u \cdot x_c}{I_{yc}} + \frac{P_H}{F};$$

где $M_u = P_H \cdot x_p$; $x_p = x + x_c$ (x – расстояние от линии действия силы P_H до края сечения станины, или вылет).

Напряжение сжатия (т. Д):

$$\sigma_{сж} = \frac{M_u \cdot (H - x_c)}{I_{yc}} + \frac{P_H}{F};$$

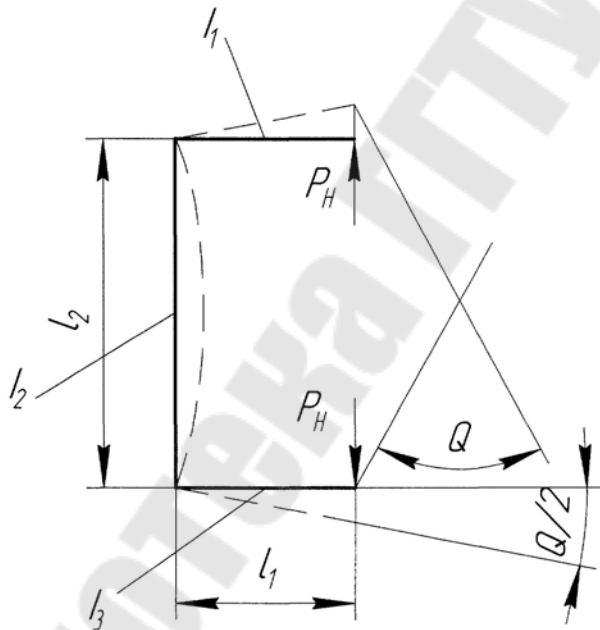
Допускаемые напряжения:

чугунное литье $[\sigma] = 0,1\sigma_\sigma$;

стальное литье $[\sigma] = (0,15 - 0,2)\sigma_\sigma$;

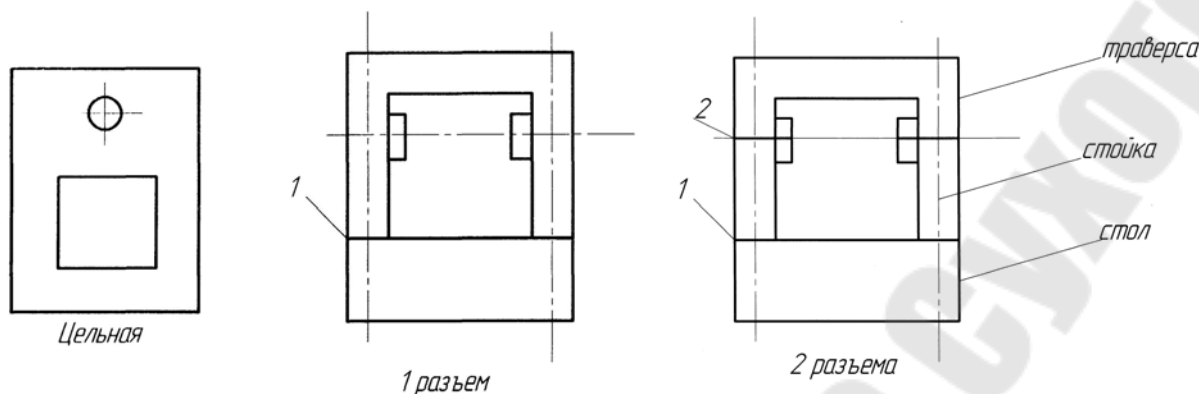
стальной прокат $[\sigma] = (0,2 - 0,3)\sigma_\sigma$.

Для определения деформации открытого пресса принимают расчетную схему рамы:



$$Q = \frac{P_H l_1^2}{2EI_1} + \frac{P_H l_1^2}{2EI_3} + \frac{P_H l_1 l_2}{EI_2};$$

Станины закрытых прессов бывают цельными (усилием до 25МН) и составными с одним или двумя разъемами (разъем по линии стола и оси главного вала)



Цельная	1 разъем	2 разъема
Однокривошипный вал перпендикулярен фронту	1 и 2-х кривошипный вал параллелен фронту	Однокривошипный параллелен фронту
$P_n = 0,16 - 6,3Mn$	$P_n = 16 - 18Mn$	$P_n = 80 - 125Mn$

Соединение составных частей станин – траверса (головка), двух боковых стоек и стола производится стяжными шпильками (обычно 4 шт) путем затяжки.

Расчет закрытых станин

Цельные станины рассчитывают как брус или раму. Большинство станин можно представить в виде рамы, однако в некоторых случаях нельзя (ГКМ, холодно-высадочные автоматы и др.).

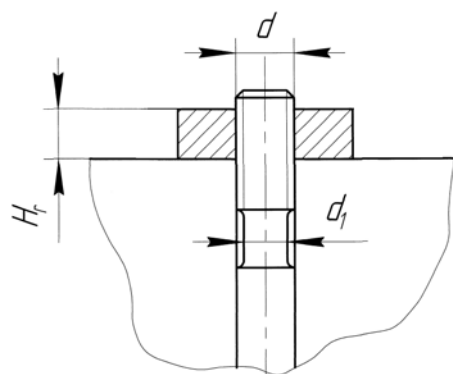
Для предварительного расчета можно производить расчет станины (закрытой) как бруса. Для этого вычерчивается эскиз станины, наносятся нагрузки, действующие на станину. За расчетную нагрузку принимается сосредоточенная сила, приложенная по оси штампа. Далее выбираются основные сечения (одно или несколько) в зависимости от конфигурации станины. Сечение вычерчивается в масштабе и определяется положение центра тяжести. Находятся моменты инерции и определяются напряжения.

При расчете станины как рамы выполняют эскиз станины в двух проекциях (вертикальные прессы – вид спереди и сбоку, горизонтальные – вид спереди и сверху). Наносят нагрузки действующие на станину; Нагрузка принимается равномерно-распределенной по длине $C = \frac{2}{3}L$ (где L – расстояние между осями стоек). Равнодействующая сил от главного вала коленчатого типа на станину прикладывается на расстоянии $\frac{l_0}{8}$ от краев подшипников обращенных к шатуну и $\frac{l_0}{3}$ для

эксцентрикового вала. Усилиями, действующими в направляющих пренебрегают. Затем вычерчивают схему рамы. Линии стержней рамы проводят через ц.т., затем определяют момент инерции и проводят расчет.

Расчет разъемных станин заключается в расчете стяжных болтов (шпилек) и проверки напряжений затяжки в стойках.

1. Задаются числом i стяжных болтов (обычно 4), определяют диаметр шпильки (в проточке) в зависимости от номинального усилия пресса P_n [МН]:



$$d_1 = 0.21\sqrt{P_n} \text{ [см];}$$

$$d_1 = 0.24\sqrt{P_n} \text{ (2x, 4x кривошипные);}$$

$$d_1 = 0.19\sqrt{P_n} \text{ чеканочные.}$$

2. Выбирают усилие затяжки $P_{зам} = \phi_3 \cdot P_n$, где ϕ_3 – коэффициент выбираемый от типа пресса $\phi_3 = 1,07-1,4$;

3. Составляют эскиз станины и определяют напряжения затяжки в стойках:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{зам}}{2F_{см.min}} \leq [\sigma];$$

где $F_{см.min}$ – минимальная площадь поперечного сечения стойки.

4. Определяют угол поворота гайки при затяжке:

$$\alpha_r = \frac{360(\delta_{шп} + \delta_{стан})}{S},$$

где S – шаг резьбы;

$\delta_{шп}$ – расчетное удлинение шпильки при затяжке;

$\delta_{стан}$ – расчетное укорочение станины при затяжке.

Удлинение шпильки:

$$\delta_{шп} \cong \frac{P_{зам} l_{шп}}{i E_{шп} F_{шп}};$$

где i – число шпилек.

Укорочение станины состоит из укорочения стоек $\delta_{ст}$, траверса $\delta_{тр}$, и стола $\delta_{стол}$, равное:

$$\delta_{ст} = \frac{P_{зам} l_{ст}}{2E_{ст} F_{ст}}; \quad \delta_{тр} = \frac{P_{зам} l_{тр}}{E_{тр} F_{тр}}; \quad \delta_{стол} = \frac{P_{зам} l_{стол}}{E_{стол} F_{стол}};$$

$l_{ст}, l_{тр}, l_{стол}$ – длина стойки, траверсы, стола;

$$l_{шп} = l_{ст} + l_{тр} + l_{стол} + H,$$

где H – высота гайки;

$l_{шп}$ – длина шпильки;

$E_{шп}, E_{ст}, E_{тр}, E_{стол}$ – модуль упругости соответствующего элемента станины;

$F_{шп}, F_{ст}, F_{тр}, F_{стол}$ – площадь поперечного сечения соответствующего элемента станины.

т.к. площади различных сечений стойки, траверсы и стола неодинаковы, то следует подставлять приведенное значение их площадей

$$F = F_{\min} \frac{l_{\min} + l_1 + l_2 + \dots + l_n}{l_{\min} + l_1 \frac{F_{\min}}{F_1} + l_2 \frac{F_{\min}}{F_2} + \dots + l_n \frac{F_{\min}}{F_n}};$$

где F_{\min}, l_{\min} – размеры (габариты) сечения с минимальной площадью;

F_n, l_n – размеры (габариты) прочих сечений.

Подушки

Вспомогательные силовые цилиндры встраиваемые в стол или ползун прессы, называются подушками. Их используют для осуществления выталкивания изделия из нижней части штампа, для обеспечения прижима фланца при вытяжке, а также других технологических операций, не требующих создания большого усилия. В настоящее время подушки устанавливают практически на всех прессах усилием свыше 1-1,6 МН.

В зависимости от рабочего тела подушки могут быть пневматические, гидропневматические и гидравлические. Наибольшее распространение получили пневматические подушки. Они бывают плунжер-

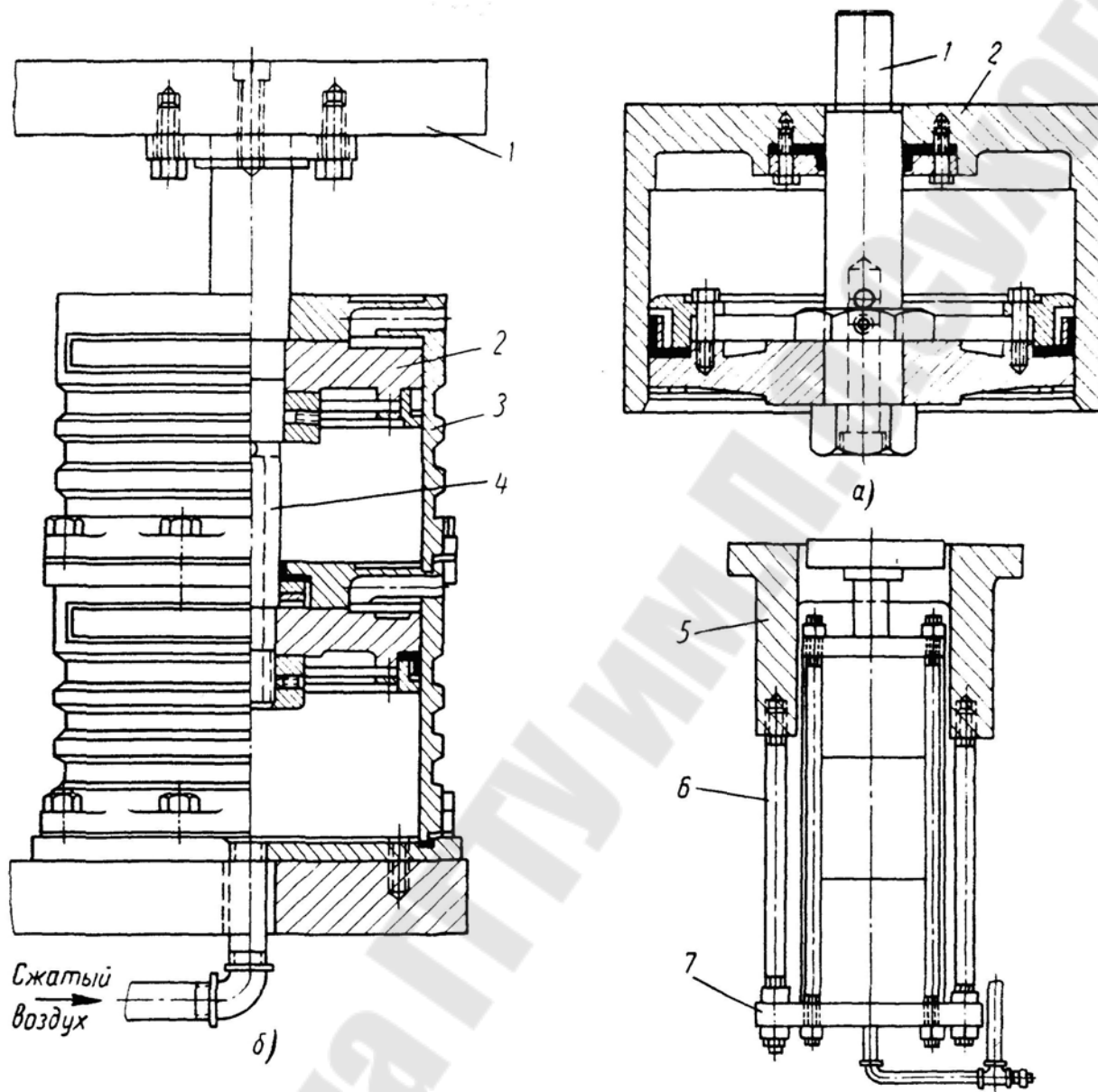


Рис 28 Простейшие конструкции пневматических подушек

а – однопоршневая подушка с подвижным цилиндром:

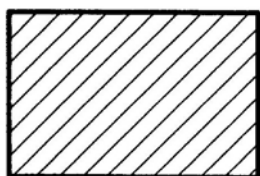
1 – шток, ввинченный в стол пресса; *2* – подвижной цилиндр (его верхний торец служит опорной плитой подушки);

б – многопоршневые подвесные подушки:

1 – опорная плита; *2* – поршень; *3* – цилиндр; *4* – шток; *5* – стол пресса; *6* – тяги подвески; *7* – опорная траверса.

Фундаменты

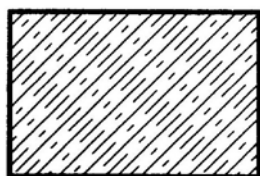
В настоящее время существует два способа установки прессов: на фундамент или непосредственно на пол. Фундаменты кривошипных машин бывают индивидуальные и групповые.



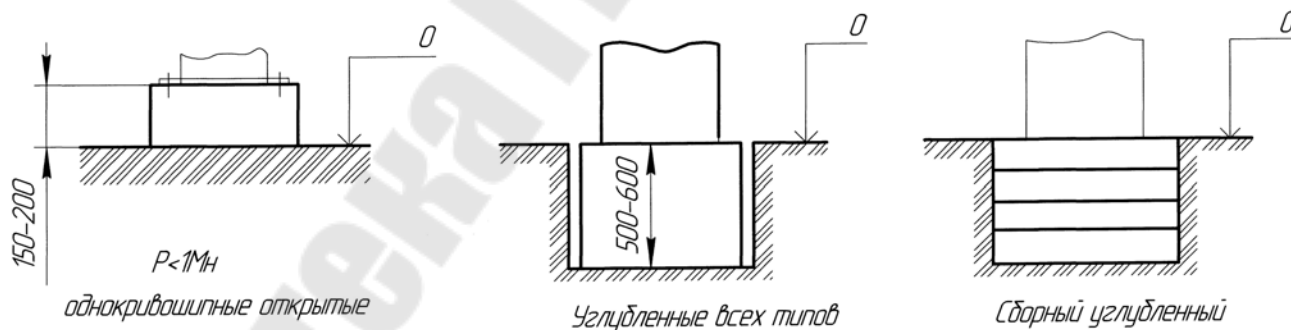
Общее обозначение



Грунт естеств.



Бетон



Групповые фундаменты бывают: ленточные (толщиной 100-150 мм) и рамные.

В настоящее время все большее распространение получает бесфундаментная установка кривошипных машин на виброопорах. На виброопорах рекомендуется устанавливать открытые ненаклоняемые двух- и одноэтажные прессы усилием < 1.6 МН и наклоняемые двухэтажные < 1 МН. На них можно устанавливать и прессы для холодного выдавливания усилием < 4 МН.

К фундаментам предъявляются требования обеспечения устойчивости и прочности.

Расчет устойчивости сводится к определению среднего статического давления на основание фундамента, колебаний фундамента вместе с прессом и сравнению их с допустимыми значениями.

Удельная статическая нагрузка:

$$\sigma_{cm} = \frac{mg}{S} \leq [\sigma_{cm}];$$

где m – масса установки;

g – ускорение свободного падения;

S – площадь основания фундамента;

$[\sigma_{cm}]$ – допустимая удельная нормативная нагрузка, зависящая от категории грунта;

$[\sigma_{cm}]_{\min} < 0.15 \text{ МПа}$ - I кат. (слабый грунт);

$[\sigma_{cm}]_{\max} = 0.6 \text{ МПа}$ - IV кат. (сверхпрочный грунт).

Более сложная задача – расчет динамических нагрузок на фундамент (при включении муфты, при выполнении технологической операции, торможении).

Амплитуда колебаний фундамента, зависящая от частоты вращения рабочего вала (от 0,1 до 0,25 мм).

Диаметр фундаментных болтов определяется из выражения:

$$\sigma_p = \frac{1.3P_{зам}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p];$$

где $P_{зам}$ – усилие на болтах;

d_1 – внутренний диаметр болта.

Энергетика и КПД кривошипных прессов

Работа пресса характеризуется неравномерным расходом энергии за цикл. Этим объясняется использование привода с маховиком. Кривая изменения мгновенной мощности, отдаваемой электродвигателем пресса имеет, в общем случае два пика, характеризующие повышенные затраты энергии и достаточно большой период небольшого расхода энергии. Расход энергии соответствующий этим пикам характерен для периода преодоления полезного сопротивления и для

момента включения муфты и разгона ведомых частей привода. В эти периоды энергию отдаёт не только электродвигатель, но и маховик, уменьшающий первоначально полученную угловую скорость. В остальное время цикла, расход энергии идёт только на преодоление сопротивления вращению валов, и других деталей привода, перемещению кривошипно-ползунного механизма, а также восполнение энергии, потерянной маховиком.

Угол поворота кривошипа, который соответствует времени нагружения t_p или совершению полезной работ называется рабочим углом α_p , остальные части времени энергетического цикла будет соответствовать времени холостого хода t_x . Можно считать, что времени t_x соответствует угол поворота $(2\pi - \alpha_p)$. В общем случае время энергетического цикла может не совпадать с временем кинематического цикла соответствующего 1 обороту кривошипа. Если пресс работает в режиме последовательных (непрерывных ходов), то цикл кинематический и энергетический циклы совпадают и $\alpha_x = 2\pi - \alpha_p$. Но пресс может работать и в режиме одиночных ходов с отключением муфты. Длительность паузы может быть различной, при этом холостой ход сопровождается «зарядкой» маховика. Но на одиночных ходах расходуется энергия на включении муфты.

Интенсивность работы прессы на одиночных холостых ходах оценивается коэффициентом использования числа ходов p :

$$p = n_{од} / n_n;$$

где $n_{од}$ – число одиночных ходов в мин;

n_n – номинальное число ходов прессы в мин.

Общий расход энергии за цикл $A_{ц}$, приведённый к валу двигателя, можно разделить на расход энергии при преодолении полезного сопротивления $A_{p.x.}$, расход энергии на время холостого хода, равного сумме работ холостого хода $A_{x.x.}$ и работы на включение и разгон муфты, т.е.:

$$A_{ц} = A_{p.x.} + A_{x.x.} + A_m;$$

Рассмотрим составляющие этого выражения. При этом энергисточники не подводимые через систему главного привода (включение муфты, подушки, – не рассматриваем).

Расход энергии за время рабочего хода

Во время рабочего хода совершается не только полезная работа деформирования. Часть энергии теряется на преодоление трения в шарнирах кривошипного механизма, часть энергии расходуется на упругое деформирование и связанные с ним потери на трение. Энергия упругого деформирования на этапе разгрузки прессы частично возвращается и расходуется на разгон маховика.

Таким образом, общий расход энергии за время рабочего хода $A_{p.x.}$ складывается:

$$A_{p.x.} = A_{nl} + A_f + A_{yup} + A_{fyup};$$

где A_{nl} – расход энергии на преодоление полезного сопротивления (идеальная работа);

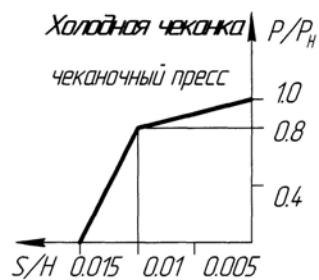
A_f – потери на трении, сопутствующие преодолению полезного сопротивления;

A_{yup} – необратимые затраты энергии на упругую деформацию деталей прессы;

A_{fyup} – потери энергии на трении, связанные с упругим деформированием прессы (при упругом деформировании прессы увеличивается и угол поворота главного вала, который необходим для перемещения ползуна до достижения максимального усилия, что увеличит потери на трение на величину A_{fyup}).

При проектировании прессов общая величина $A_{p.x.}$ определяется при расчёте. Основой расчёта является так называемый график рабочих нагрузок, определяющий в графической форме зависимость усилия сопротивления деформации для данной технологической операции от перемещения деформирующей поверхности штампа. Площадь такого графика определяет работу полезного сопротивления: $A_{n.l.}$.

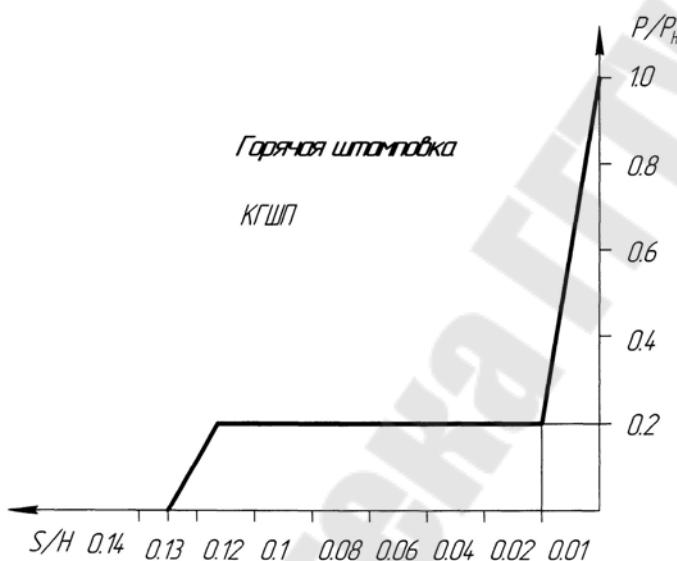
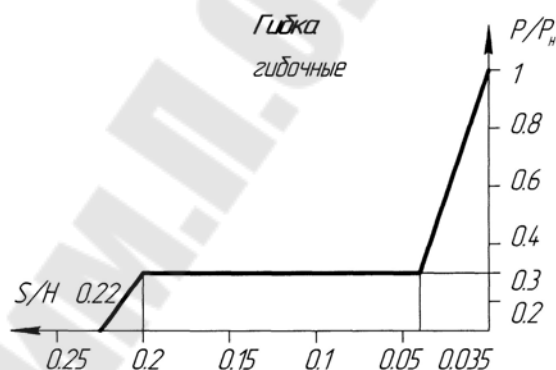
Форма графика рабочих нагрузок определяется методами известными в теории ОМД или с помощью экспериментальных графиков. Поскольку при расчёте прессов нас интересует только площадь графика, величина и расположение максимального усилия, то точное определение не нужно, поэтому пользуются типовыми расчётными графиками рабочих нагрузок, вычерчиваемых в виде отрезков прямых; графики строят в относительных координатах.



P – текущее значение усилия;
 P_n – номинальное усилие;
 S – путь ползуна (текущее значение);
 H – величина хода ползуна;
 Для вырубки-пробивки:

$$F_{сп} = \frac{1}{2} (0.01 + 0.05) \cdot 1 = 0.03;$$

$$A_{пл} = 0.03 \cdot P_n \cdot H \text{ [дж]}.$$



Работу полезного сопротивления можно вычислять по формуле:

$$A_{пл} = \delta \cdot P_n \cdot H;$$

где δ – коэффициент выбираемый от типа машины $\delta = 0,03-0,15$;

P_n – номинальное усилие прессы;

H – длина хода.

Эта формула получена на основе опыта эксплуатации.

Для машин работающих в автоматическом цикле берут график технологической операции применительно к максимальной по энергоёмкости поковке.

Потери энергии на упругую деформацию деталей пресса $A_{упр} = 0$ или работе пресса «в упор», когда в конце хода пресса имеет место нажим на заготовку. Энергия при обратном ходе при этом возвращается на разгон маховика. Но при вырубных операциях восполнение упругой деформации не используется и расходуется на снабжение кинетической энергией ползуна и растяжение деталей кривошипно-ползунного механизма.

$$A_{упр} = 0,5P_n / C \text{ [дж];}$$

где P_n – номинальное усилие пресса, Н;

C – жесткость пресса, Н/м;

$C = \frac{1}{f}$, где f прогиб (упругая деформация) на 1Н усилия;

$C = 2 \cdot 10^8 - 120 \cdot 10^8$ Н/м (табл. 7.2 Банкетов);

$C = 200 - 800$ МН/м (однокр. открытые ($P_n = 25 - 2500$ кН));

$C = 500 - 2400$ МН/м (однокр. закрытые ($P_n = 1000 - 16000$ кН));

$C = 4000 - 12000$ МН/м КГШП ($P_n = 6,3 \text{ МН} - 63 \text{ МН}$);

$C = 2200 - 7000$ МН/м ГКМ ($P_n = 1 - 31,5 \text{ МН}$);

Потери на трение можно учесть через КПД:

$$A_{Рх} = \frac{A_{нл} + A_{упр}}{\eta_{кр} \cdot \eta_0};$$

где $\eta_{кр} = 0,6$ (КПД кривошипно-ползунного механизма);

η_0 – КПД передач от электродвигателя до главного вала:

$$\eta_0 = \eta_{кл} \cdot \eta_{зн}^n;$$

Здесь:

$\eta_{кл} = 0,94$ – КПД клиноременной передачи;

$\eta_{зн} = 0,98$ – КПД зубчатой передачи;

n – число ступеней зубчатых передач в приводе.

Расход энергии за время холостого хода

Момент холостого хода невелик, зато время действия этого момента значительное и поэтому работа холостого хода составляет до 50% от всей потребляемой энергии. Это потери на трение в подшипниках и шарнирах, низкий КПД клиноременной и зубчатых передач. Работа холостого хода определяется по графикам или эмпирическим формулам:

$$A_{xx} = 0.25P_n \sqrt{0,1P_n} \text{ [дж]};$$

При расчётах необходимо учитывать расход энергии на работу подач, приводимых от главного вала: $A_n = VP_n^{3/2}$ [Мн];

где V – коэффициент зависящий от скорости подачи и типа подачи, $V=630-6300$.

Работа холостого хода характеризует качество изготовления машины.

Расход энергии на включение муфты

При работе пресса в режиме одиночных ходов необходимо определять расход энергии на включение муфты. Для фрикционных муфт работа включения складывается из работы разгона ведомой части привода и работ проскальзывания дисков при включении муфты.

$$A_m = A_{m'} / \eta_m;$$

$$A_{m'} = A_{раз} + A_{тр};$$

$$A_{m'} = (1,1 - 1,3) J_{вМ} \omega_m^2;$$

$A_{m'}$ – работа на валу муфты, затрачиваемая на её включение;

η_m – КПД передач от вала муфты к валу электродвигателя;

$J_{вМ}$ – момент инерции ведомой части привода, приведенной к валу муфты [$кг \cdot м^2$];

ω_m – угловая скорость вала муфты;

Коэффициент $(1,1 - 1,3)$ определяет сопротивление вращению ведомой части. При режиме работы на автоматических ходах $A_m = 0$

Введём понятие расхода энергии связанной с определением полезного сопротивления (работ операции):

$$A_0 = \frac{A_{пл} + A_{упр}}{\eta_{кр} \cdot \eta_0} + \frac{A_m}{\eta_m}.$$

Выбор мощности электродвигателя и момента инерции маховика

Применение маховика в приводе позволяет уменьшить мощность двигателя.

Мощность электродвигателя выбирают исходя из средней работы за цикл с некоторым запасом:

$$N_p = \frac{K (A_0 + A_{xx})}{1000 \cdot t_u} [\text{квт}];$$

где N_p – расчётная мощность двигателя;

A_0 – работа операции;

K – коэффициент запаса мощности, $K = 1,1-1,3$;

A_{xx} – работа холостого хода;

t_u – время цикла [с]; $t_u = \frac{60}{n_n \cdot p}$;

n_n – частота непрерывных ходов ползуна, мин⁻¹;

p – коэффициент использования числа ходов.

Момент инерции привода, приведенный к валу маховика:

$$J_{np}^m = K_\phi \frac{A_0}{\omega_{\max}^2 \cdot \delta} [\text{кг} \cdot \text{м}^2];$$

где K_ϕ – коэффициент избыточной работы, определяемый из условия допустимого нагрева двигателя:

$$\text{при } p = 1, \quad K_\phi = 1 - \frac{\alpha_p}{2\pi};$$

$$p \neq 1, \quad K_\phi = 1 - \frac{\alpha_p \cdot p}{2\pi} K^2 \left(1 + 2 \frac{K^2 - 1}{K^2} \cdot \frac{A_{xx}}{A_0} \right);$$

K – коэффициент запаса мощности 1,1-1,3;

α_p – угол технологической операции [рад];

$$A_0 \text{ – работа операции, } A_0 = \frac{A_{nl} + A_{ynp}}{\eta_{kp} \cdot \eta} + \frac{A_m}{\eta_m};$$

ω_{\max} – угловая скорость маховика 1/с;

δ – коэффициент неравномерности вращения вала маховика, выбирается из таблиц ($\delta = 0,08 - 0,3$) в зависимости от типа машины и режима (одиночные или автоматические ходы (табл.7,3).

Выбранное δ проверяется из условия допустимого нагрева:

$$\delta_{\max} = 2\varepsilon K(\delta_n + \delta_{кл});$$

где ε – коэффициент, выбираемый по графику в зависимости

от K и отношения $\frac{A_{xx}}{A_0}$ и S_n ($\varepsilon = 0,6 - 1,6$);

S_n – номинальное скольжение электродвигателя (0,02-0,15);

$S_{кл}$ – скольжение в клиноременной передаче;

$S_{кл} = 0,02$.

Момент инерции маховика:

$$J_{мах} = J_{np}^M \cdot X;$$

где X – коэффициент учитывающий долю маховика в моменте инерции привода:

$X = 0,97 - 0,99$ – большинство машин;

$X = 0,65 - 0,75$ – КГШП;

$X = 0,85 - 0,9$ – ГКМ.

Момент инерции привода: $J_{np}^M = J_{\max} + \sum \frac{J_i}{U_i^2};$

где J_i – момент инерции вращающихся деталей привода;

U_i – передаточное число передач между валом маховика и валом на котором вращается деталь;

$U_i < 1$ – детали за маховиком;

$U_i > 1$ – детали перед маховиком;

Время разгона маховика первоначально на пуске:

$$t_{разг} = \frac{1,2 J_{np}^M \cdot n_m^2}{1000 \cdot N_{эд}};$$

$$t_{разг} \leq 8 - 10 \text{сек};$$

$$t_{разг} = 15 - 18 \text{сек} \text{ (двигатели с повышенным скольжением);}$$

Число оборотов маховика ограничивается предельной скоростью: $V_m = \frac{\pi D_m n_m}{60 \cdot 1000} \text{ м/с}$; (D_m - диаметр маховика в мм);

$V_m \leq 40 \text{ м/с}$ (стальной маховик);

$V_m \leq 25 \text{ м/с}$ (чугунный).

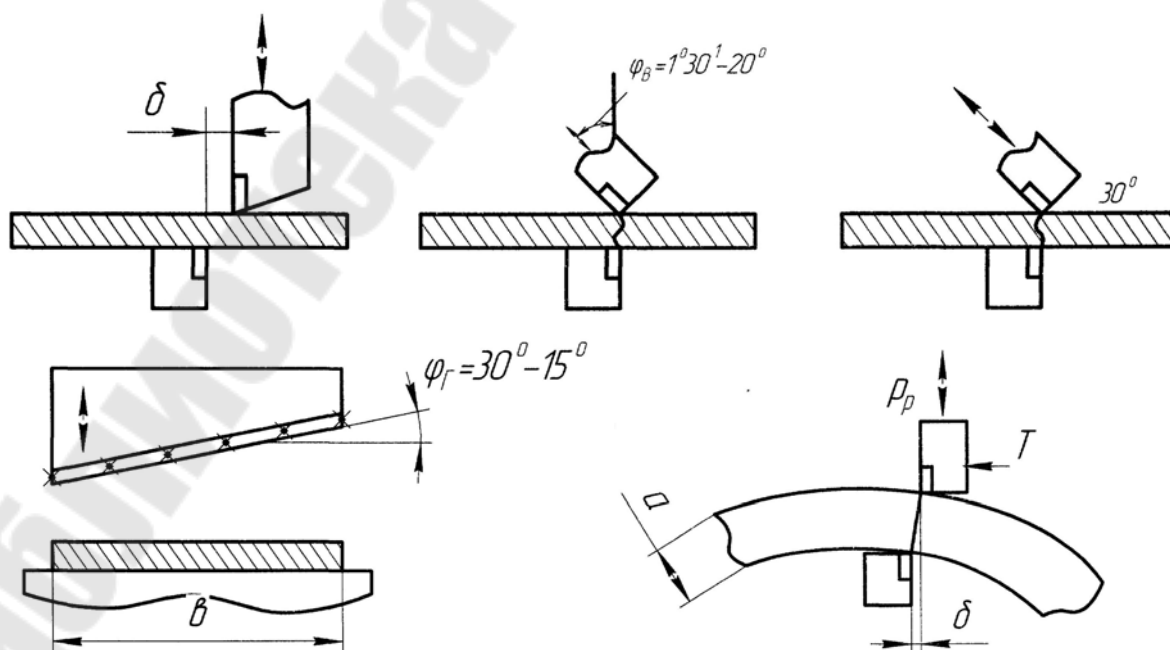
В современных прессах $n_m \leq 800 \text{ об/мин}$.

Ножницы кривошипные. Основные типы, конструкция и назначение

Ножницы – оборудование для разделительных операций. Резка листового, рулонного и полосового металла осуществляется на кривошипных листовых ножницах с наклонным ножом. Для резки сортового проката служат сортовые ножницы (закрытого типа), арматуры–арматурные. Для холодной резки скрапа (металла для шихты) аллигаторные скрапные ножницы. Комбинированные ножницы обеспечивают резку как листового, так и сортового проката.

В данную классификацию не входят ножницы с ротационной схемой резки.

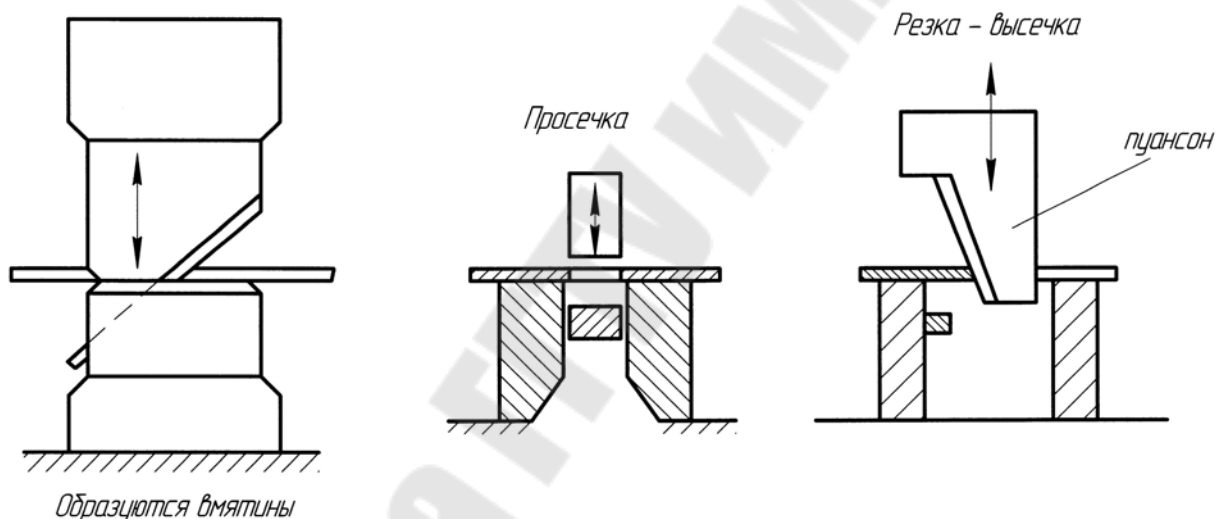
На некоторых типах ножниц при соответствующем оснащении можно производить кроме резки различные формообразующие (отбортовка, гибка, прорезка жалюзей) и сборочные (образование замков) операции. Схемы резки представлены на рисунках:



Резка с вертикальным движением ножа дает плохое качество реза. Резка с движением верхнего ножа по дуге обеспечивает получение кромки $< 30^{\circ}$ для сварки. Ножницы с наклонным движением ножа к вертикали дают чистый рез и перпендикулярность к плоскости листа.

Криволинейную поверхность реза можно получать на высечных ножницах. Резка может быть с параллельными ножами и с постепенным врезанием ножа. Угол наклона верхнего ножа к горизонту $\varphi_{\Gamma} = 30'5^{\circ}$ в зависимости от толщины листа, он регулируем (больше толщина материала – больше угол).

Высечные ножницы используются в одиночном и мелкосерийном производстве для обработки универсальным инструментом. Резку осуществляют прямыми ножами, просечкой (двухсторонняя резка), высечкой (перфорационная резка).

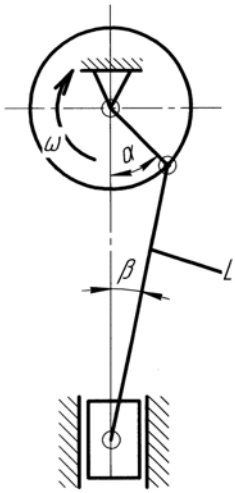


Привод ножевой балки (ползун с закрепленным ножом) может быть механическим или гидравлическим. Механический привод может быть кривошипным, кривошипно-коленным и кривошипно-рычажно-коленным.

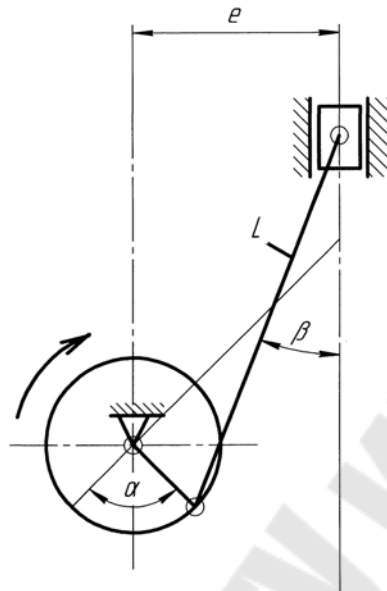
Тип привода ножевой балки

Кривошипно-ползунный и кривошипно-коленный.

Верхний привод

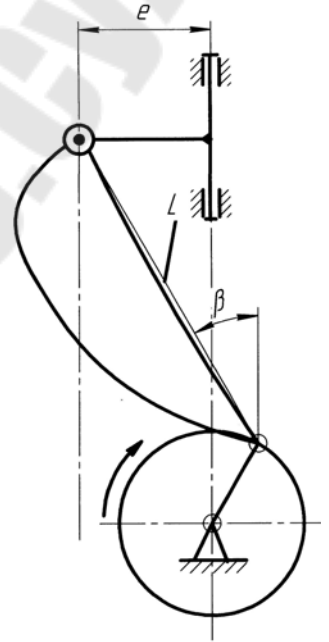


Центрально кривошипно-ползунный с толкающими шатунами



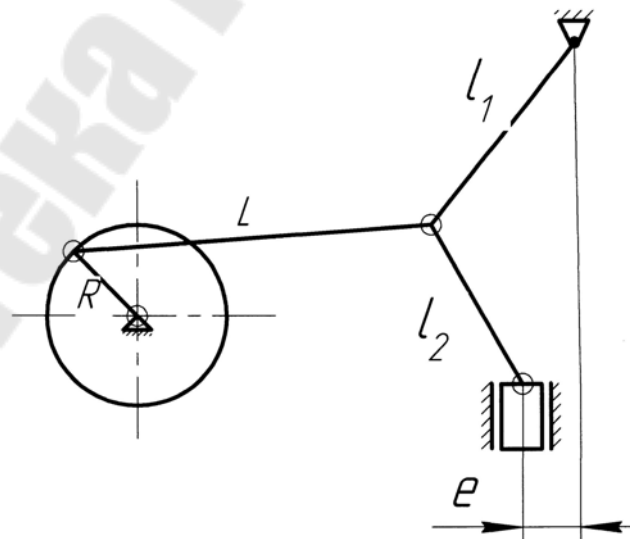
Кривошипно-ползунный дезаксиальный с тянущими шатунами

Нижний привод



С тянущим шатуном

Кривошипно-коленный привод ножевой балки обеспечивает большее усилие в конце рабочего хода.



Кривошипно-коленно-рычажная схема привода обеспечивает кроме того высокую производительность за счет увеличенной скорости холостого хода.

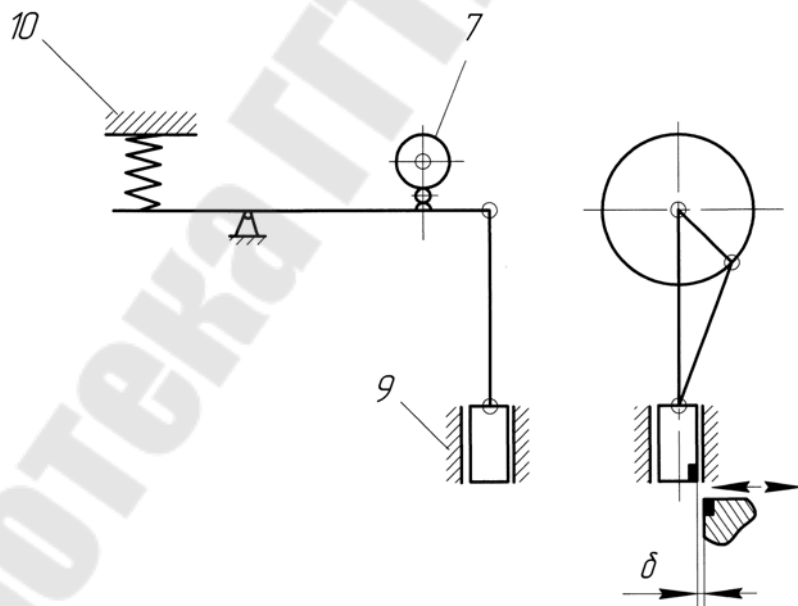
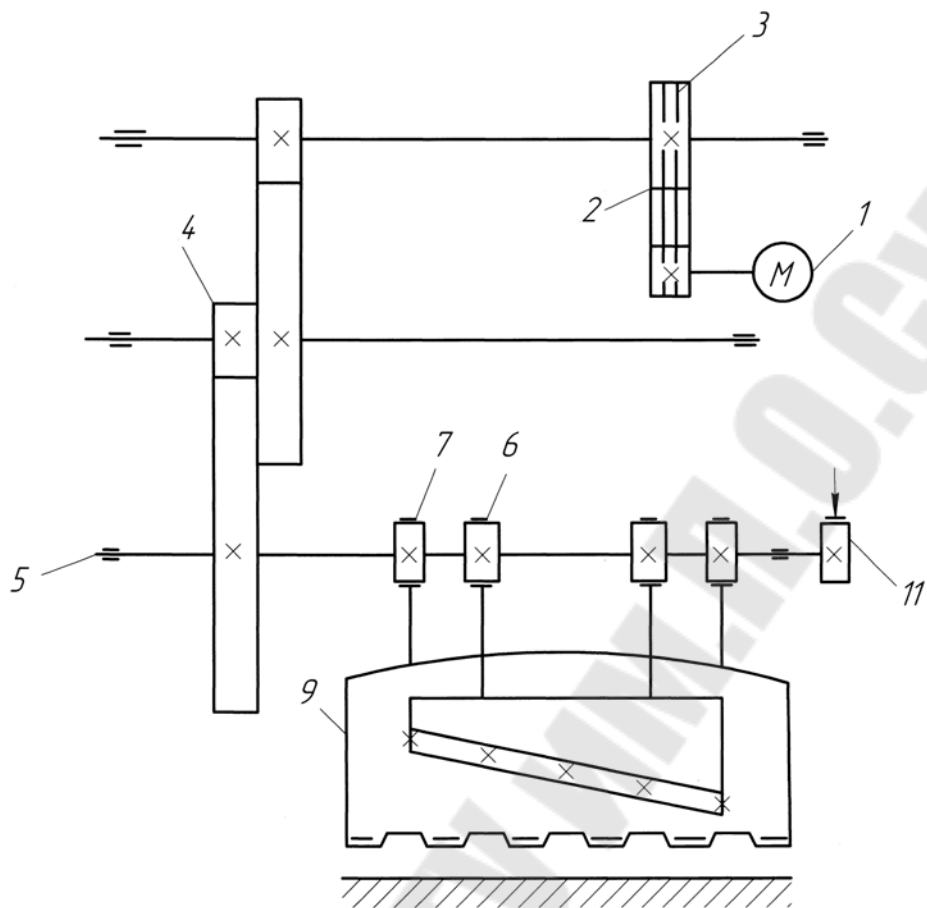


Рис 29 Кинематическая схема листовых ножниц с наклонным ножом

- 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик;
 4 – муфта; 5 – эксцентриковый вал; 6 – эксцентрик; 7 – кулачок;
 8 – ножевая балка; 9 – прижимная балка; 10 – пружина;
 11 – тормоз.

На ножницах при толщине листа < 6 мм используется муфта с поворотной шпонкой, тормоз ленточный, уравниватели отсутствуют. Кроме такой схемы может применяться в приводе главного вала червячная передача.

При пуске ножниц выключается тормоз, включается муфта и вращение передаётся на главный вал. В момент резки специальный механизм отводит задний упор для предотвращения заклинивания полос.

Ножницы могут резать лист до 60 мм толщиной, число ходов/мин 10-100. Зазор между ножами регулируется перемещением стола.

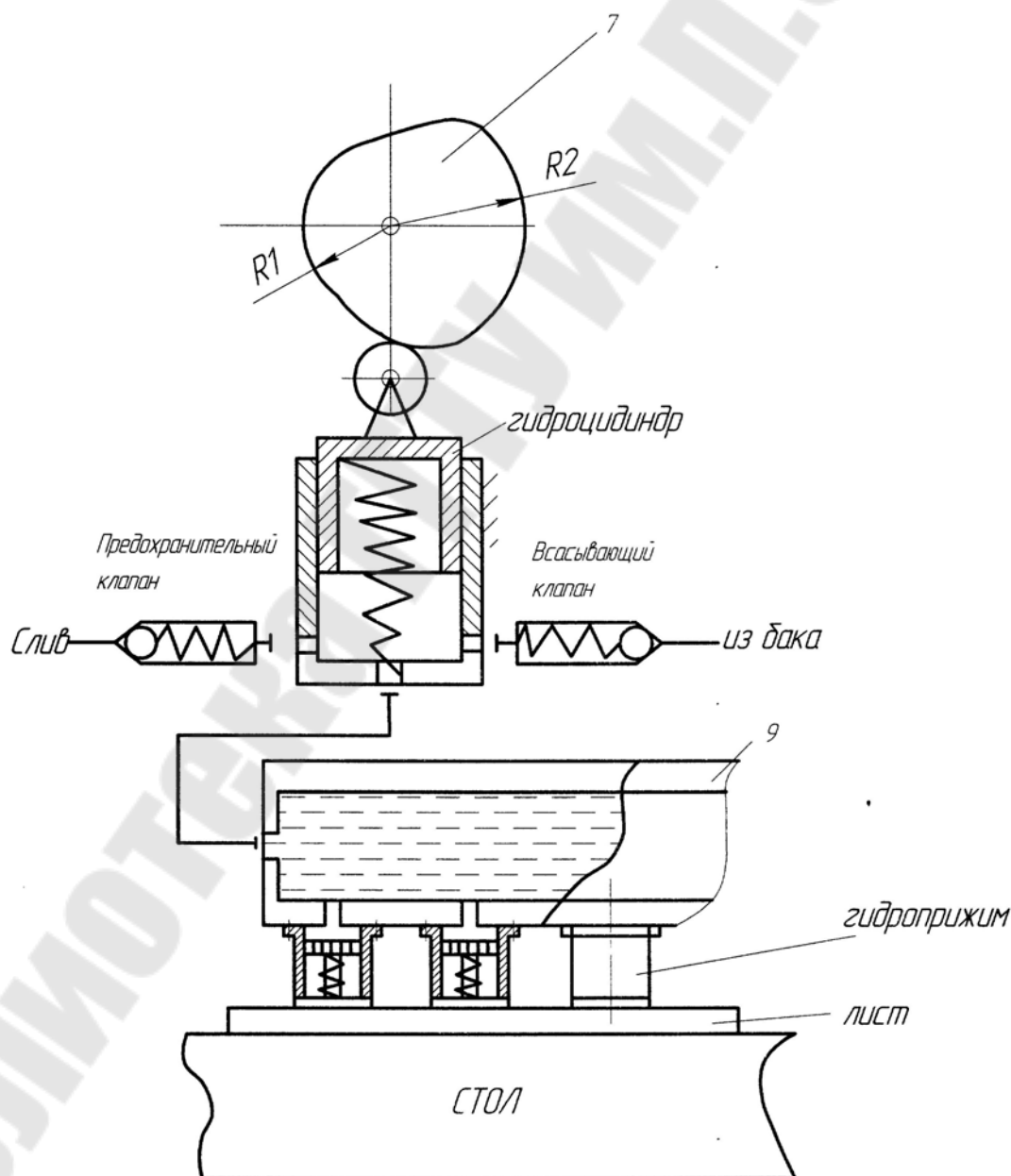


Рис 30 Гидропривод зажимной балки

Ножницы усилием $< 1,6$ МН – мелкие, $2-10$ МН – средние, $> 12,5$ МН – тяжелые.

Поскольку в процессе резки точка приложения нагрузки перемещается, то при расчете на прочность стола – нагрузка принимается по середине стола.

Ножницы рассчитывают исходя из временного сопротивления разрезаемого материала $\sigma_B = 500$ МПа, усилие резки рассчитывается по формуле В. В. Насалья.

$$P_p = K \cdot 0,6 \cdot \sigma_B \delta_S \frac{a^2}{\operatorname{tg} \varphi} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{10\delta_S}{\sigma_B \cdot y^2 \cdot x}} + Z \frac{\operatorname{tg} \varphi}{0,6\delta_S} \right), \text{ МН}$$

где K – коэффициент затупления ножей $1,2-2,0$ зависит от σ_B ;

σ_B – предел прочности металла, МПа;

a – толщина материала, мм;

δ_S – относительное удельное удлинение металла;

φ – угол наклона верхнего ножа;

$y = \frac{\Delta}{a}$ – относительный боковой зазор между кромками;

$x = \frac{H}{a}$ – коэффициент учитывающий действие прижима;

H – расстояние от линии реза;

z – коэффициент изгиба.

Ножевая балка рассчитывается на прочность и жесткость, рассчитывается также станина, стол и траверса.

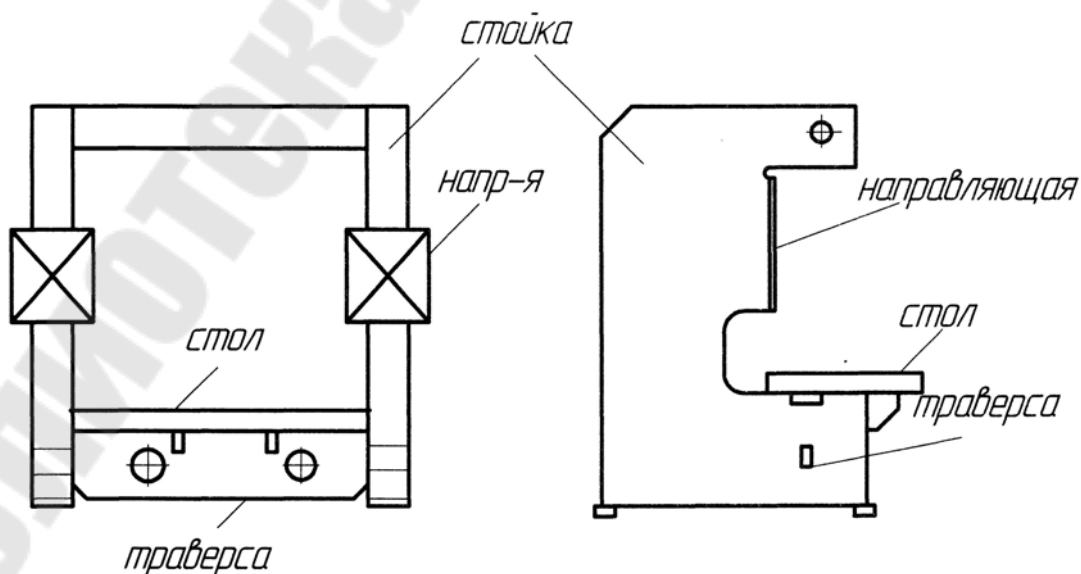
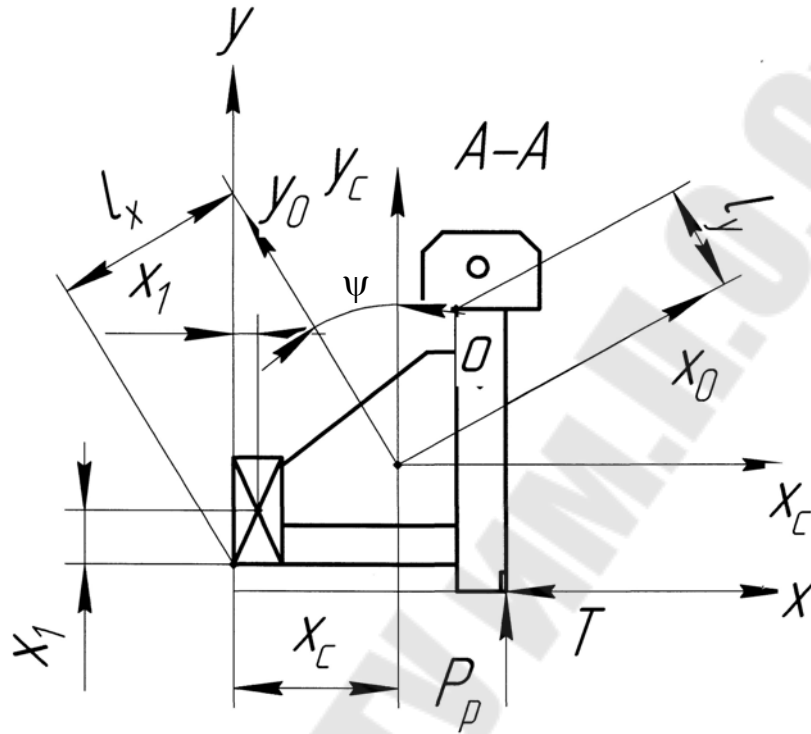


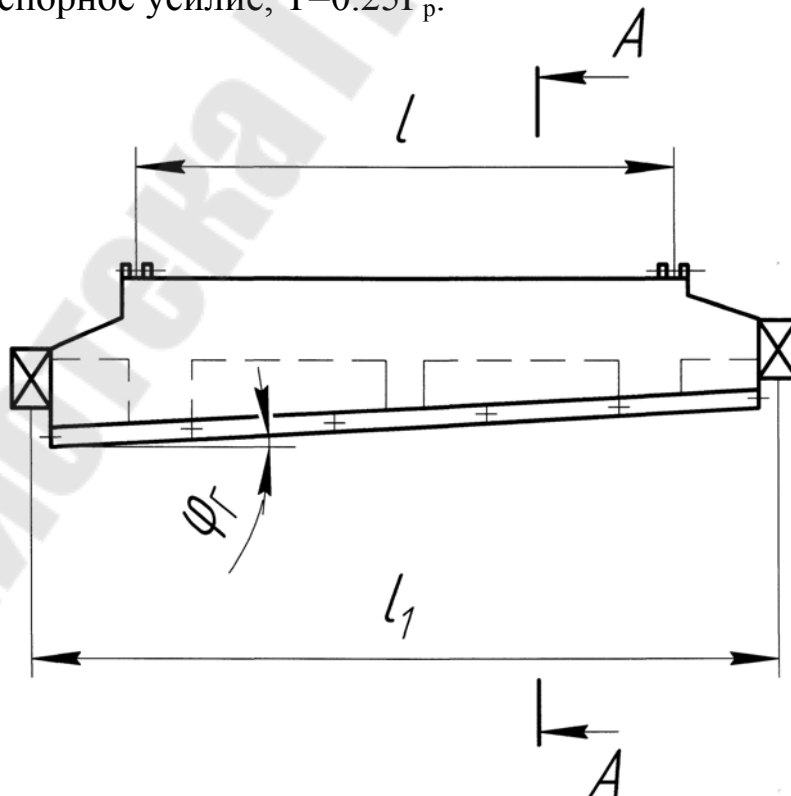
Рис 31 Ножницы кривошипные листовые с наклонным ножом

Расчёт ножевой балки кривошипных ножниц

Поперечное сечение ножевой балки



P_p – усилие резания;
 T – распорное усилие, $T=0.25P_p$.



Находим положение центра тяжести сечения ножевой балки:

$$x_c = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}; \quad y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i};$$

Определяем момент инерции относительно центральных осей x_c и y_c :

$$I_{xc} = \sum (I_{xi} + a_i^2 F_i); \quad I_{yc} = \sum (I_{yi} + b_i^2 F_i);$$

Находим центробежный момент инерции:

$$I_{x_c y_c} = \sum F_i x_i y_i;$$

Находим положение главных центральных осей и рассчитываем момент инерции сечения относительно этих осей:

$$\operatorname{tg} 2\psi = \frac{2I_{x_c y_c}}{I_{y_c} - I_{x_c}};$$

$$I_{x_0} = I_{x_c} \cos^2 \psi + I_{y_c} \sin^2 \psi - I_{x_c y_c} \sin 2\psi;$$

$$I_{y_0} = I_{x_c} \sin^2 \psi + I_{y_c} \cos^2 \psi - I_{x_c y_c} \sin 2\psi;$$

Проекции сил на главные центральные оси:

$$P_0 = P_p \cos \psi - T \sin \psi;$$

$$T_0 = P_p \sin \psi + T \cos \psi;$$

Изгибающий момент посередине ножевой балки от силы P_0 и T_0 :

$$M_u(P_0) = \frac{P_0 l}{4}; \quad M_u(T_0) = \frac{T_0 l_1}{4};$$

Напряжения изгиба от найденных моментов:

$$\sigma_u = \frac{M_u(P_0) l_y}{I_{x_0}}; \quad \sigma_u = \frac{M_u(T_0) l_x}{I_{y_0}};$$

l_x, l_y – расстояние от главных осей до наиболее удаленных точек сечения.

Напряжения кручения:

$$\tau = \frac{3M_0 \delta_{\max} \xi}{\sum (h_i \delta_i^3)};$$

δ_{\max} – максимальная толщина сечения прямоугольника;

$\xi = 1$ (сечение типа уголок);

$\xi = 1.2$ (двутавр); $\xi = 1.12$ (швеллер);

δ_i – толщина прямоугольника;

h_i – высота стороны прямоугольника;

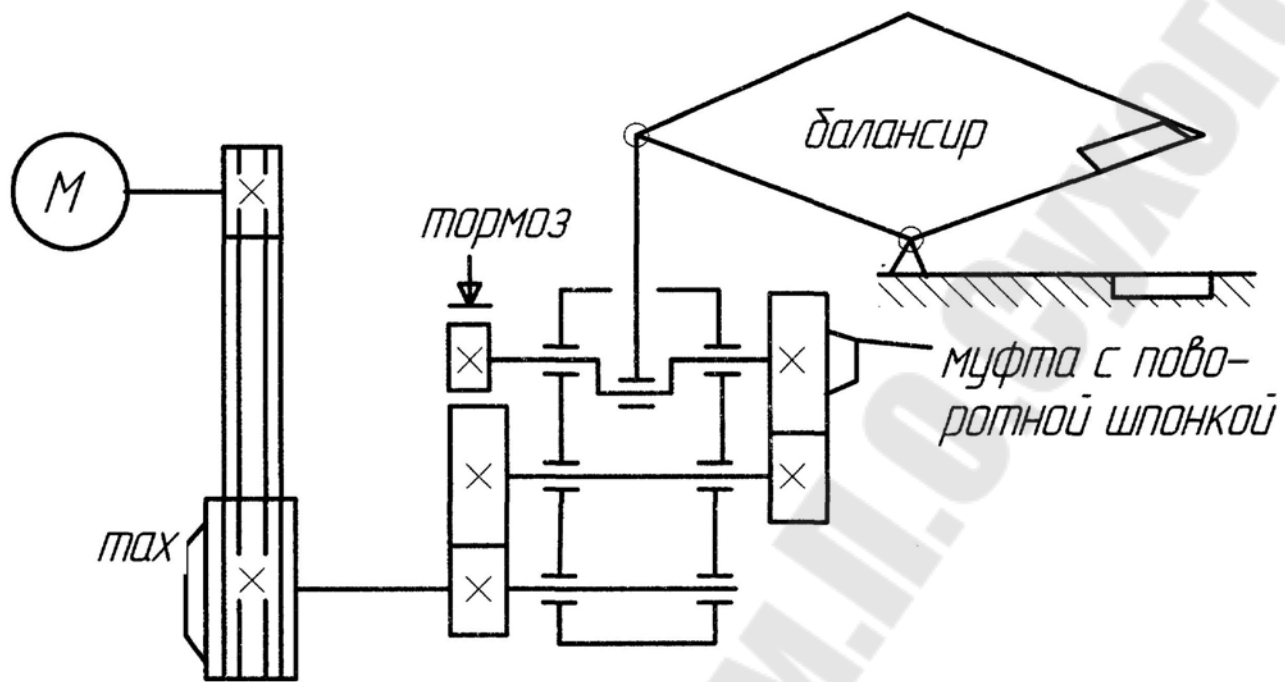


Рис 32 Ножницы аллигаторные скрапные

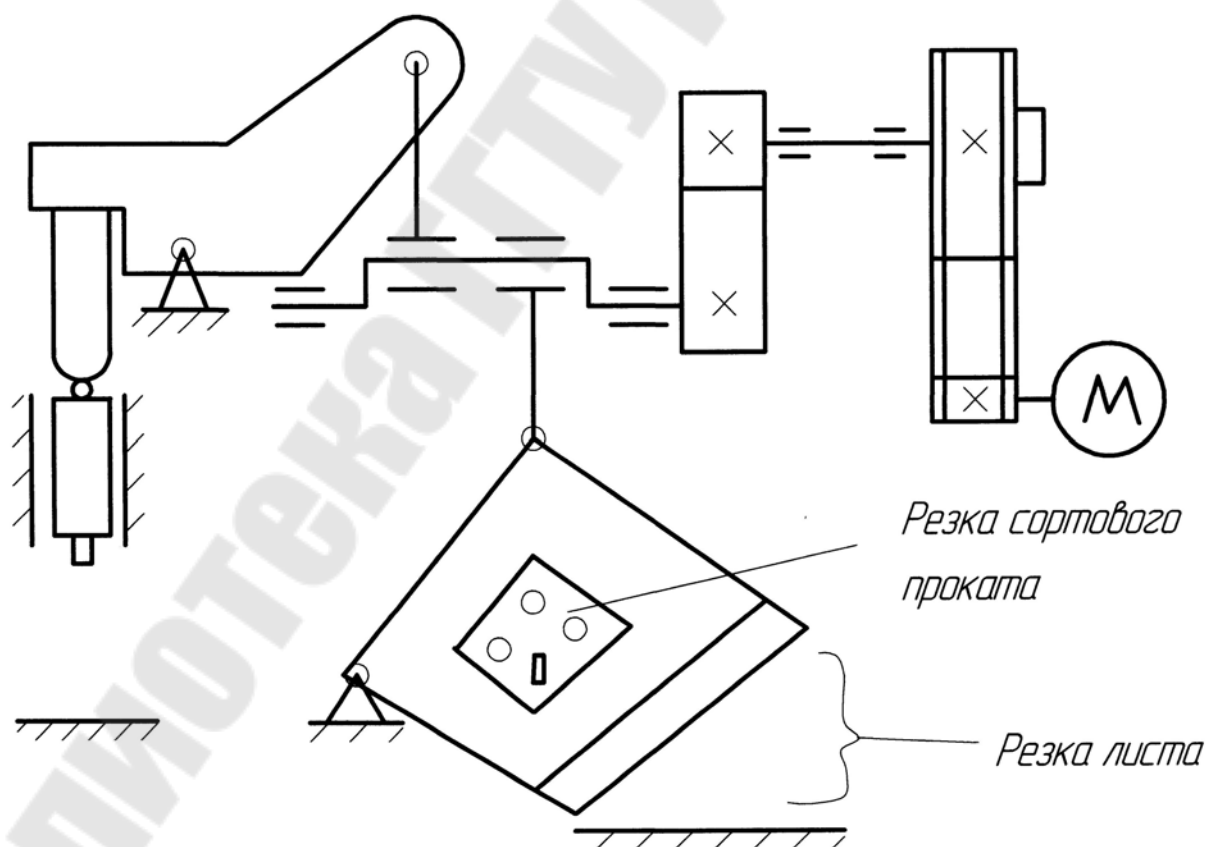


Рис 33 Комбинированные пресс-ножницы

В настоящее время созданы конструкции ножниц с увеличенной скоростью резки, что дает чистую поверхность среза.

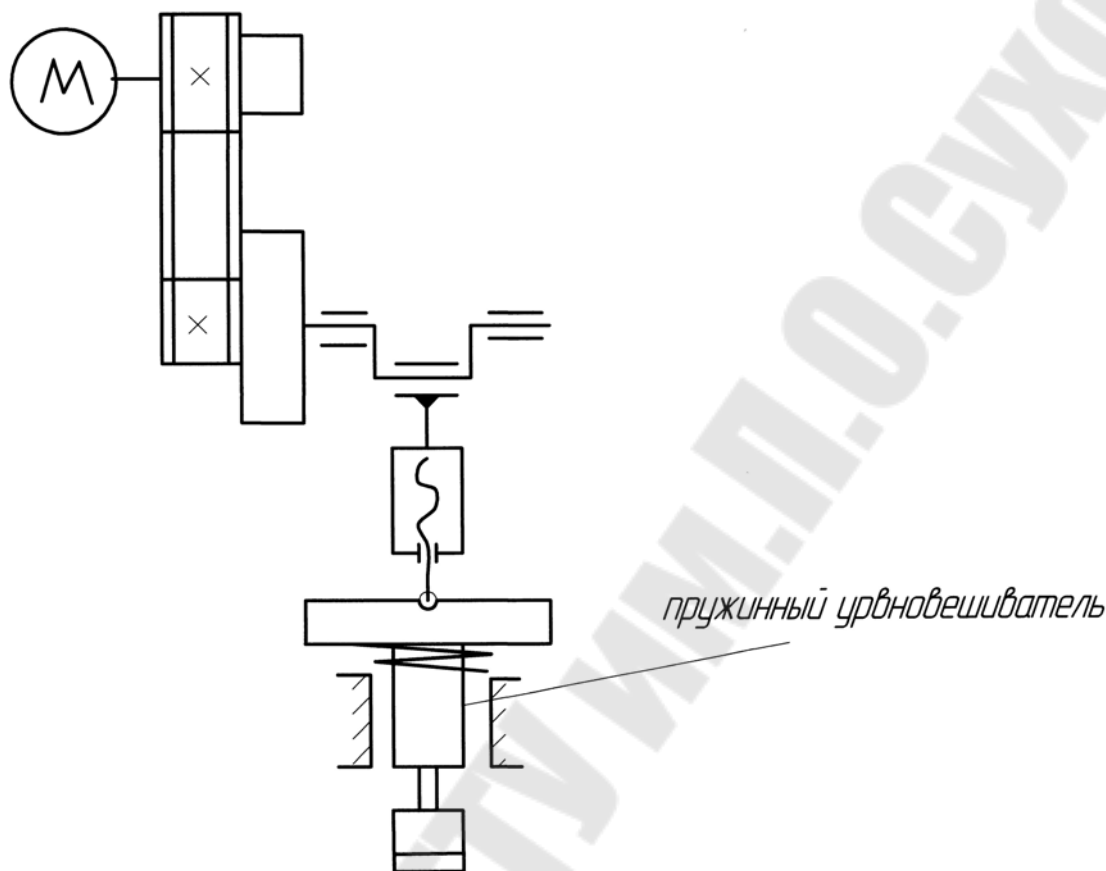


Рис 34 Высечные ножницы

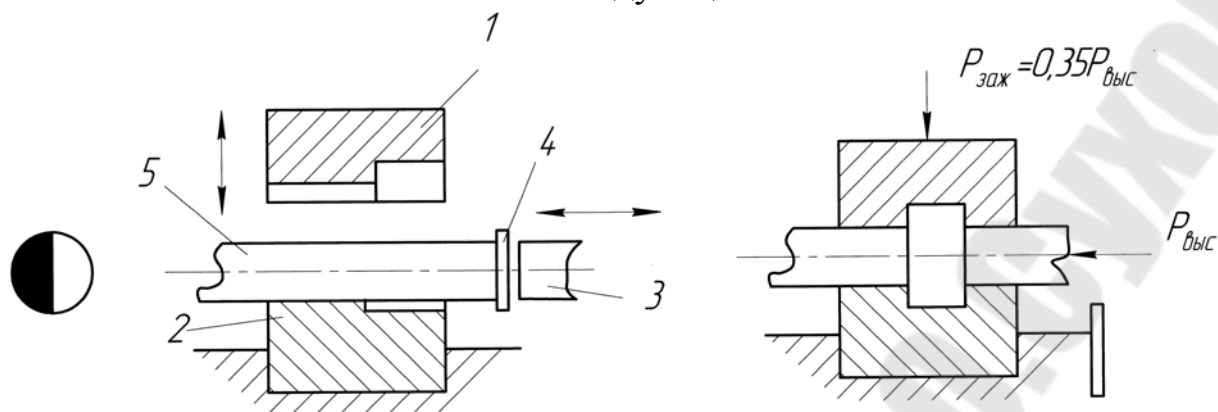
Горизонтально ковочные машины (ГКМ)

ГКМ предназначены для выполнения следующих операций:

1. Высадка (образование утолщений на конце заготовки);
2. Прошивка (образование полости);
3. Просечка (сквозная полость);
4. Гибка (изменение формы);
5. Выдавливание;
6. Пережим и обрезка (отделение).

Все эти операции можно осуществлять и на других КПМ однако ГКМ в силу своей специализации обеспечивают более высокую производительность и повышение качества изделий. Поковки, полученные на ГКМ имеют малые припуски и штамповочные уклоны, не имеют заусенцев. Отход металла при штамповке на ГКМ менее 10%, а при штамповке на прессах и молотах имеют отход 25-30%.

Схема штамповки на ГКМ следующая:



1 – подвижная матрица; 2 – неподвижная матрица;
3 – блок–пуансонов; 4 – упор; 5 – штанга (пруток).

Нагретый конец прутка вводится в штамповое пространство и устанавливается по длине до упора. Затем происходит зажим и осуществляется высадка; матрица размыкается и поковка либо извлекается, либо перемещается на следующий ручей. Количество ручьев в штампе определяется технологическим расчетом для поковки и соответствует количеству пуансонов. Количество переходов может достигать до 4-5.

Все ГКМ можно подразделить на 2 группы: с вертикальной и горизонтальной плоскостью разъема матриц. Машины с горизонтальным разъемом матрицы бывают с качательным движением зажимного ползуна и поступательным перемещением. У машин с вертикальным разъемом бывает механический привод зажимного ползуна и гидравлический. Механический привод в свою очередь бывает с кривошипно-качательным механизмом зажима, рычажным зажимом от кулаков и кривошипно-ползунным механизмом.

Отечественной промышленностью выпускаются ГКМ номинальным усилием 1.0-31.5 МН, зарубежные многих фирм характеризуются диаметром обрабатываемой поковки до 11” (31.5 МН) (Это фирма США АЯКС 2-8”, Англия Ламбертон, Ковман, 1-6”, 5-10”, ФРГ Вагнер 200-4000 т.с.).

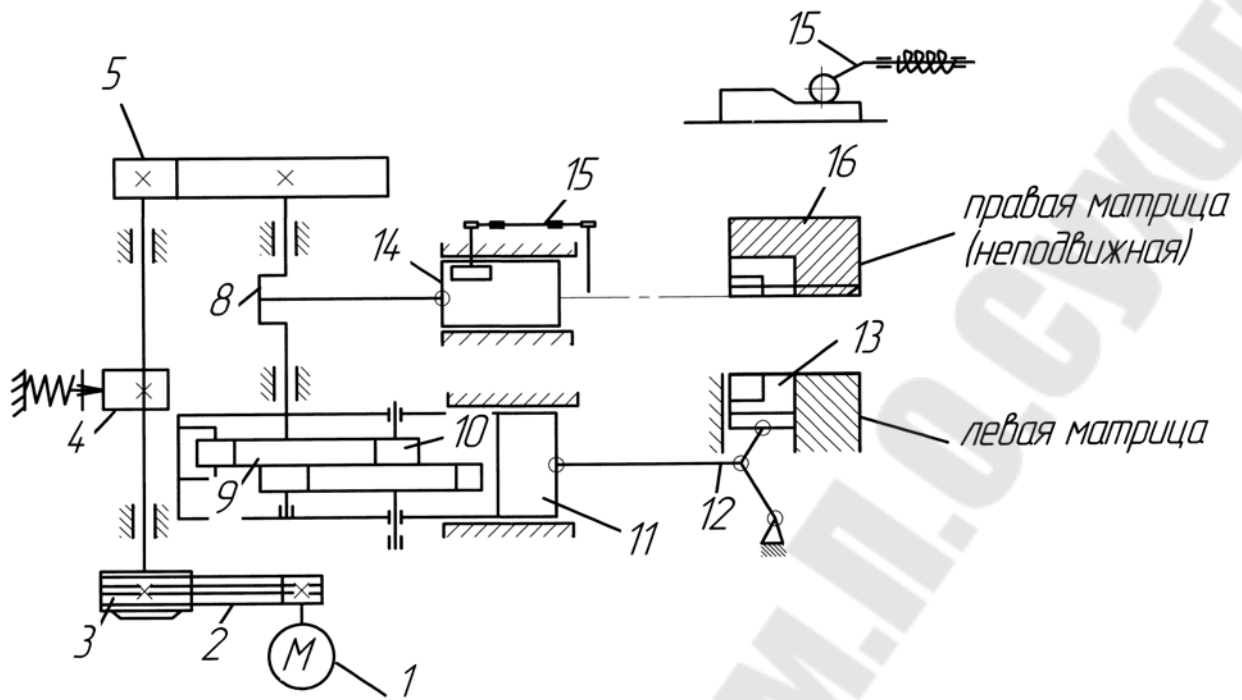


Рис 35 Кинематическая схема ГKM НКМЗ

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – маховик;
 4 – ленточный тормоз; 5 – зубчатая передача; 8 – коленчатый вал;
 9 – эксцентрик; 10 – ролики; 11 – боковой ползун;
 12 – рычажный механизм; 13 – зажимной ползун;
 14 – высадочный ползун; 15 – упор; 16 – станина.

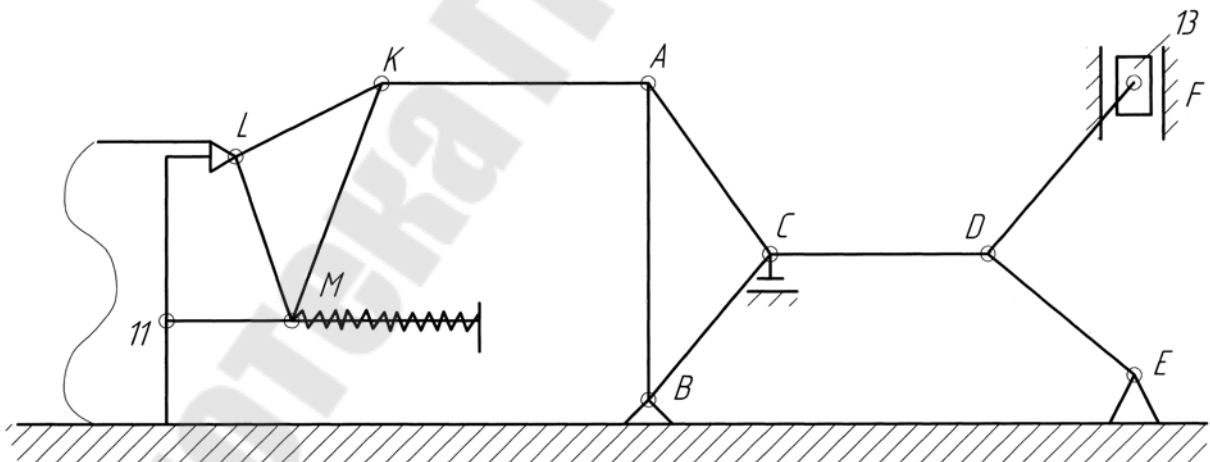


Рис 36 Схема предохранителя ГKM (механизм зажима)

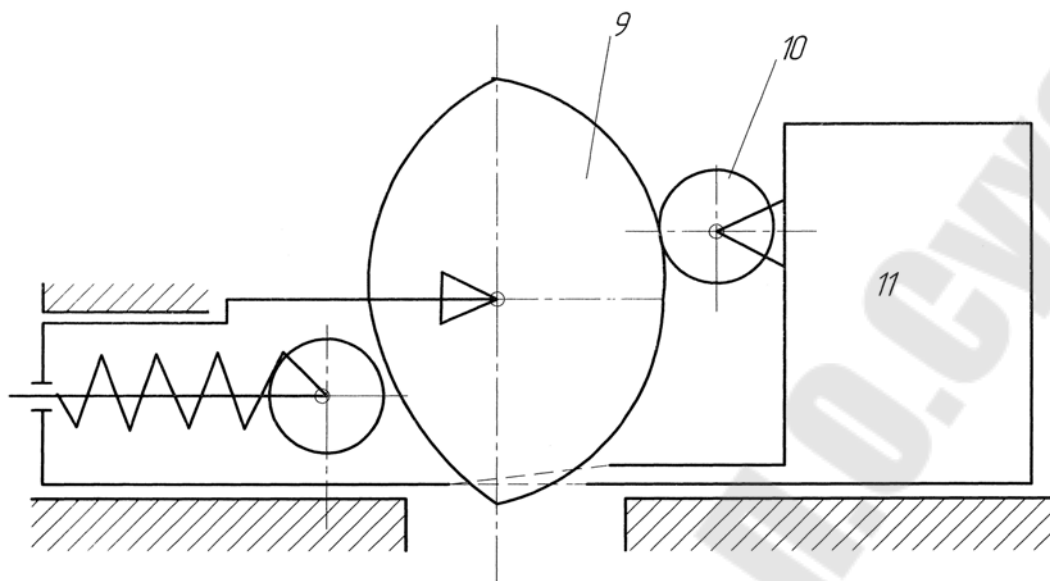


Рис 37 Привод бокового ползуна

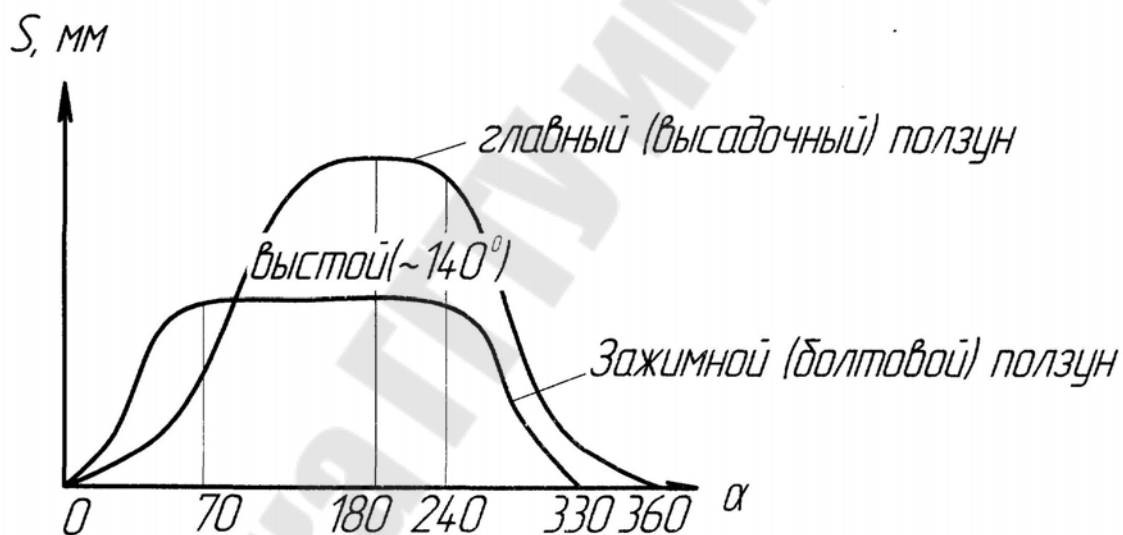


Рис 38 Диаграмма хода главного и зажимного ползуна

Кривошипно-ползунный механизм совершает возвратно-поступательное движение высадочному ползуну. Зажимной ползун получает движение от бокового ползуна через рычажную систему, предохранение которой от перегрузки осуществляется с помощью пружинно-рычажного предохранителя (см. рисунок). Перемещение бокового ползуна осуществляется с помощью кулачка.

Все три ползуна имеют по две пары направляющих расположенных на хоботе.

В конструкции других ГKM маховик с муфтой включения расположен на коленчатом валу, в маховике с зубчатым венцом (большее колесо) вставлена фрикционная многодисковая муфта.

Основные детали и узлы ГKM, рассчитываются также, как детали и узлы кривошипных прессов.

Параметры ГKM гостированы $P_n=1-31.5\text{MN}$, ход ползуна 200-700 мм, число ходов 95-21 в мин.

Механизация и автоматизация ГKM

В крупно серийном и массовом производстве штамповка изделий из пруткового материала диаметром 25-200мм с ручной подачей заготовки в штамповочном производстве – задача очень трудоемкая. Поэтому первые роботы по механизации и автоматизации ГKM стали производить заводы по производству колец подшипников. Автоматизировать процесс штамповки на ГKM не всегда экономически выгодно, возможно целесообразно изготовление на горячештамповочных автоматах, на которых можно штамповать из прутка заготовки диаметром до 125 мм при производительности (40-70 шт/мин).

При работе с прутком в конструкциях ГKM используется – механический подъемный пневматический стол, придерживающий заготовку на весу и перемещающий ее в ручей.

Для автоматизации прессы необходим встроенный нагрев, т.к. без него автоматизация будет неполной. Применяется двух и трех позиционный индуктор.

Для полуавтоматической работы на машинах с горизонтальным разъемом матриц применяют манипуляторы, выполняющие зажим заготовок в клещах, перенос на ось 1-го ручья, перенос на ось 2-го ручья с поворотом на 90 градусов.

Манипулятор состоит из механизма горизонтального перемещения заготовки, вертикального перемещения, зажима и поворота заготовки клещами вручную.

В ГKM зарубежных конструкций автоматизирован процесс от нагрева до получения поковки.

Гибочные и правильные прессы

Основными видами гибочных и правильных прессов является листогибочные прессы, горизонтально-гибочно-штамповочные (бульдозеры), вертикальные правильные и сортогибочные правильные.

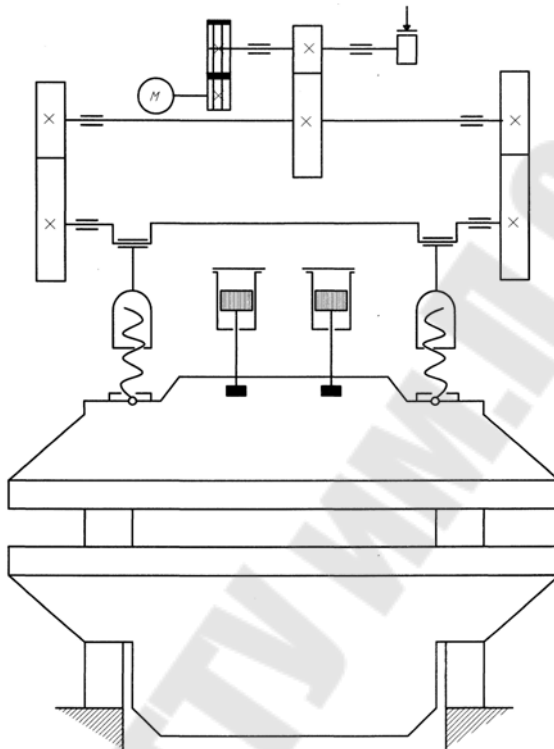
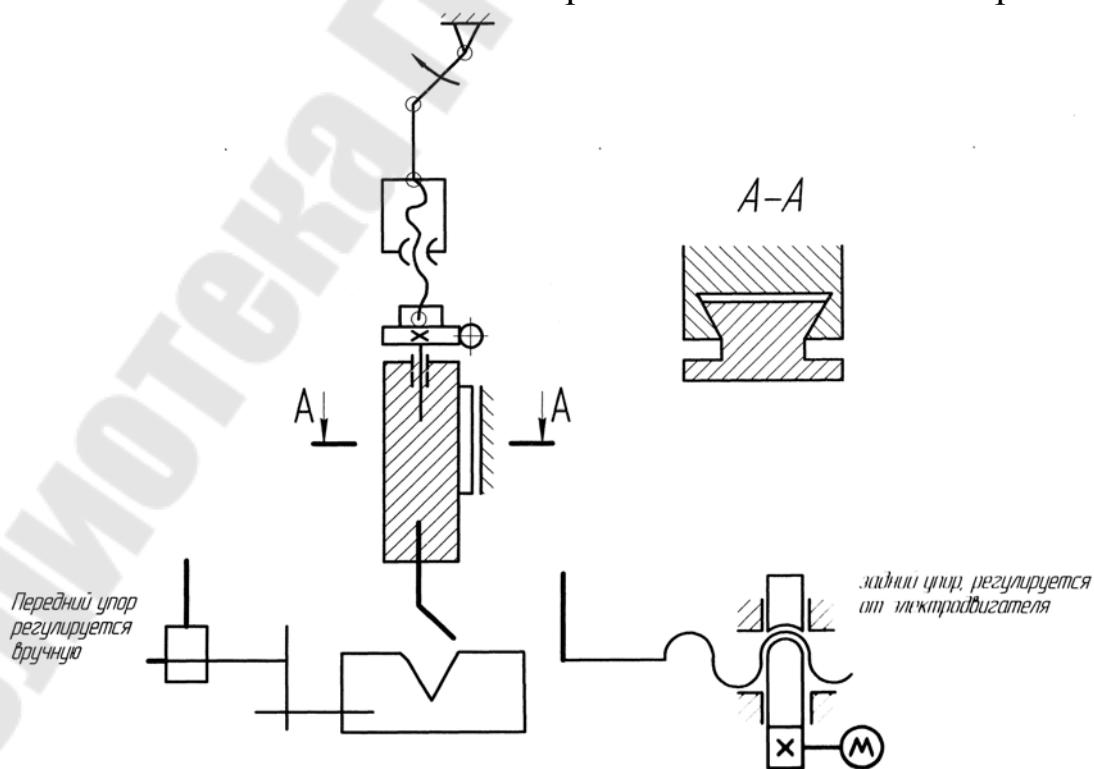


Рис 39 Кинематическая схема вертикального гибочного прессы



Листогибочные прессы предназначены для изготовления различных изделий методом холодной гибки из листового и полосового материала. При использовании специального инструмента пресс может использоваться для вырубki, резки, пробивки отверстий и вытяжки. Номинальное усилие прессов 0.25-5МН, число ходов 35-6 в мин. В последнее время листогибочные прессы с механическим приводом вытесняются гидравлическими листогибочными прессами. Листогибочные прессы похожи по конструкции на ножницы, и их детали можно рассчитывать по методике расчёта для ножниц резки листового металла.

Горизонтальные гибочно-штамповочные прессы (бульдозеры) используют для гибки на горячую сортового проката, на них можно выполнять прошивку, высадку, резку и правку. Эти прессы выпускаются двух типов: быстроходные, небольших усилий и тихоходные (с большим ходом).

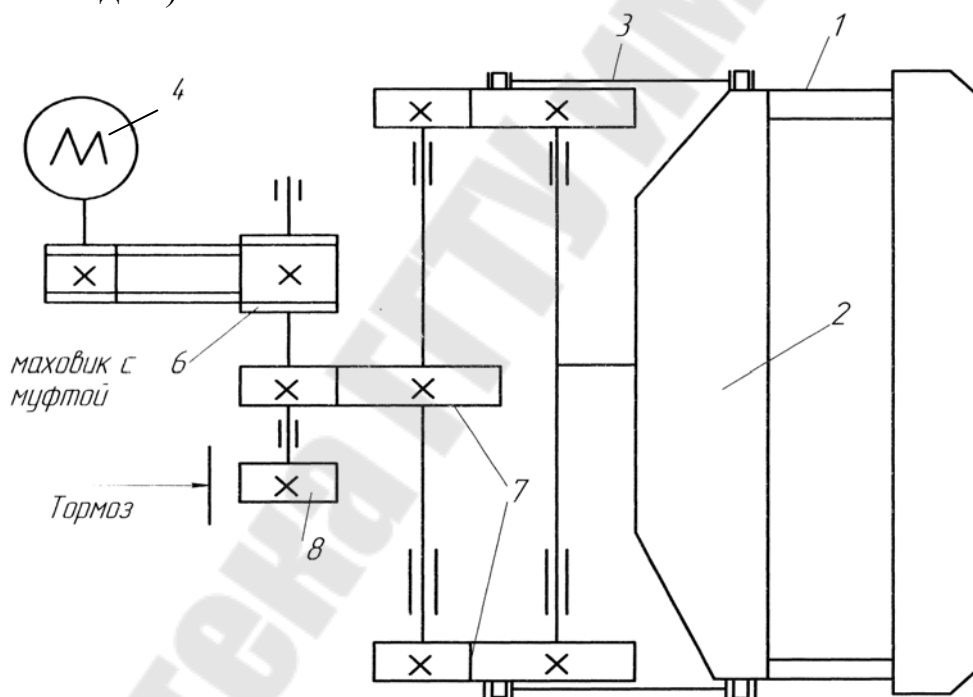


Рис 40 Схема кривошипного гибочно-штамповочного горизонтального прессы (бульдозера)

- 1 – станина; 2 – ползун; 3 – шатун; 4 – электродвигатель;
5 – клиноременная передача; 6 – маховик с муфтой;
7 – зубчатые передачи; 8 – тормоз.

Расчет прессов производится по общим правилам.

Кроме гибочно-штамповочных прессов применяются гибочно-правильные прессы.

Чеканочные кривошипно-коленные прессы

Чеканочные кривошипно-коленные прессы производят операции холодной и горячей штамповки, чеканки, выдавливания, рельефов и т. п. Сопротивление возникает на небольшой длине хода (рабочий ход 1-5 мм) поэтому энергия деформирования небольшая. В чеканочных прессах используется кривошипно-коленный механизм, позволяющий при том же моменте на приводе преодолевать усилие деформации в 3-5р больше усилия обычных кривошипных прессов. Для обеспечения точности калибровки пресс должен иметь высокую жесткость. Основные параметры чеканочных кривошипно-коленных прессов регламентированы ГОСТ-ом

$P_H=1-40$ МН, ход 95-200 мм, число ходов 50-16 в мин.

Рабочий ход при номинальном усилии составляет 1-5 мм.

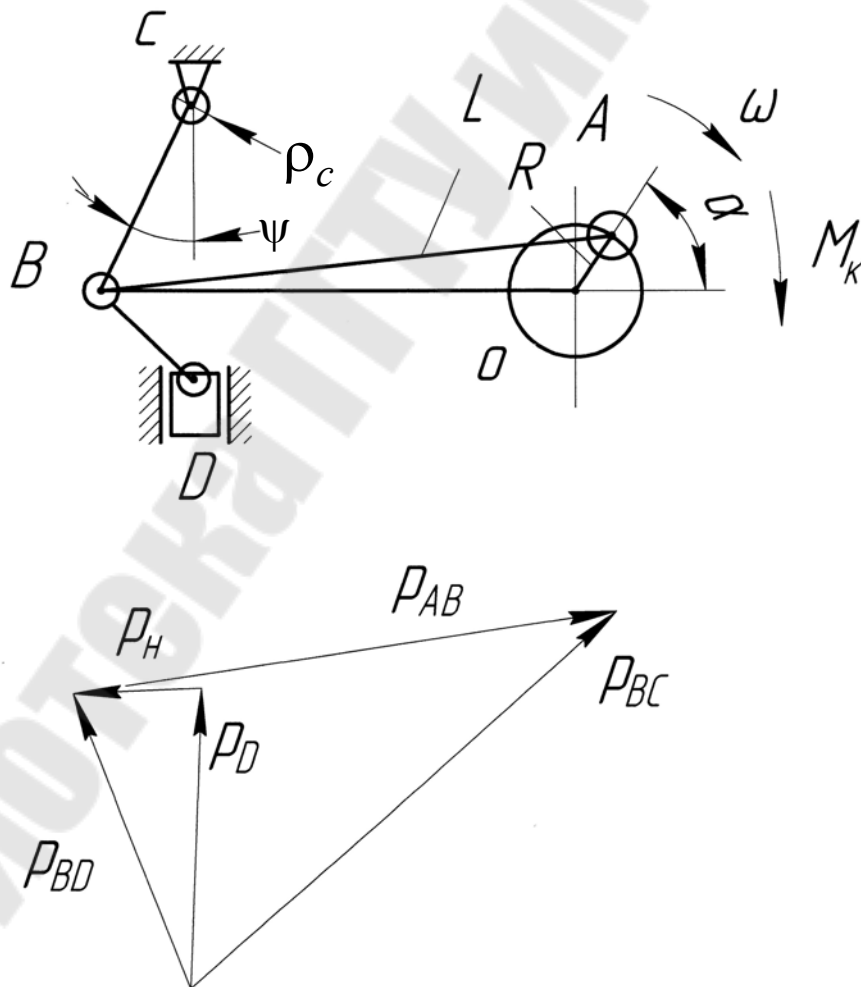


Рис 41 Механизм чеканочного прессы и план сил

$$S = 2l - 2l \cos \psi;$$

$$S_{\max} = 2l(1 - \cos \psi_{\max});$$

$$\psi_{\max} = 30 - 45 \text{ град};$$

$$\Delta = (0.02 - 0.03)r;$$

$$\Delta = 1 - 2 \text{ мм};$$

r – радиус шарнира;

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0.12 - 0.17;$$

$$M_k = \xi P_D m_k;$$

$$\xi - \text{коэффициент приведения} \quad \xi = \frac{P_{AB}}{P_D};$$

$$\xi = 2 \left(\sin \psi + f \frac{2r}{l} \right);$$

r – радиус шарнира.

$$r_b = r_d = r_c = \frac{d}{2};$$

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) + f \left[(1 + \lambda \cos \alpha) r_A + \lambda r_B \cos \alpha + r_o \right];$$

α – отсчитывается от положения, соответствующего нижнему положению ползуна в сторону, противоположную вращению кривошипа.

$$S = (l_{BC} + l_{BD}) - l_{BC} \cos \psi - l_{BD} \cos \psi_1;$$

$$l_{BC} = l_{BD} = l;$$

$$\cos \psi_1 = \cos \psi_2 = \cos \psi;$$

$$S = 2l(1 - \cos \psi);$$

т.к. ψ_{\max} может быть не равен 0 и $l_{BC} = l_{BD}$;

$$S = \left[(\cos \psi_{\min} - \cos \psi) + \frac{1}{\lambda_1} (\cos \psi_1 - \cos \psi) \right];$$

$$\lambda_1 = \frac{M}{N};$$

В чеканочных прессах верхний шарнир опирается на подушку, через клин на траверсу станины. Клин позволяет регулировать штамповое пространство (на 6-20мм).

Шарниры изготавливаются из сталей У10, 40ХН, 50ХН с HRC 58....60, вкладыши из твёрдых бронз БрАЖ 9-4 с обеспечением циркуляционной смазки.

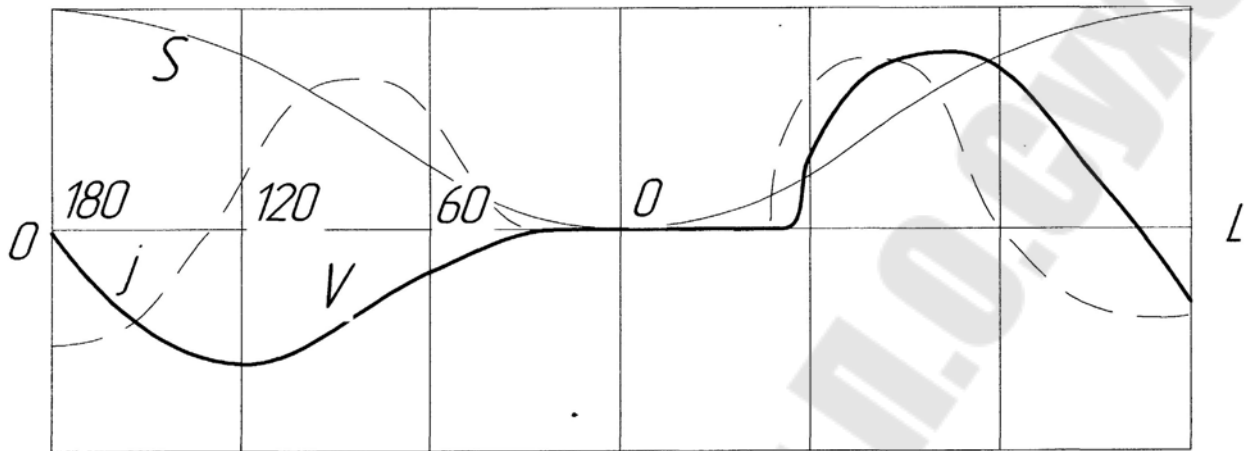


Рис 42 Характер изменения пути S , скорости V и ускорения j ползуна чеканочного пресса

В конце перемещения ползуна (угол α близок к нулю) перемещение и скорость весьма мала, т. е. обеспечивается выдержка под нагрузкой.

Вытяжные прессы, их назначение и конструкция

Специфика процесса вытяжки и формовки листового материала заключается в необходимости получения большого рабочего хода ползуна, создание усилия прижима заготовки, обеспечение выталкивания изделия. Это требует создания специализированных прессов для вытяжки. К таким прессам относятся трехкривошипные пресса, прессы двойного и тройного действия и прессы для глубокой вытяжки.

Трехкривошипные прессы предназначены для осуществления операции вытяжки колпачков. В этих прессах имеется два ползуна, причем один перемещается внутри другого. Каждый ползун перемещается от кривошипа, при этом на 2-х кривошипах закреплен вырубной ползун; внутренний ползун вытягивает колпачки. Такие прессы имеют небольшие усилие.

В конструкции прессов двойного и тройного действия имеется также наружный и внутренний ползуны, в прессах тройного действия имеется дополнительный нижний ползун.

Наружный ползун обеспечивает вырубку заготовки и прижим фланца, поэтому он должен иметь выстой в нижнем положении (приблизительно на половине хода внутреннего ползуна).

Механизм прижима наружного ползуна обеспечивается кулачковыми парами или рычажным механизмом.

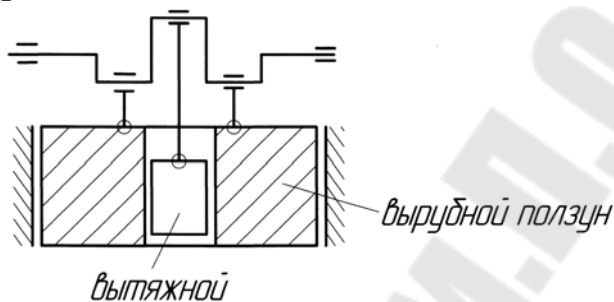


Схема вытяжного пресса двойного действия

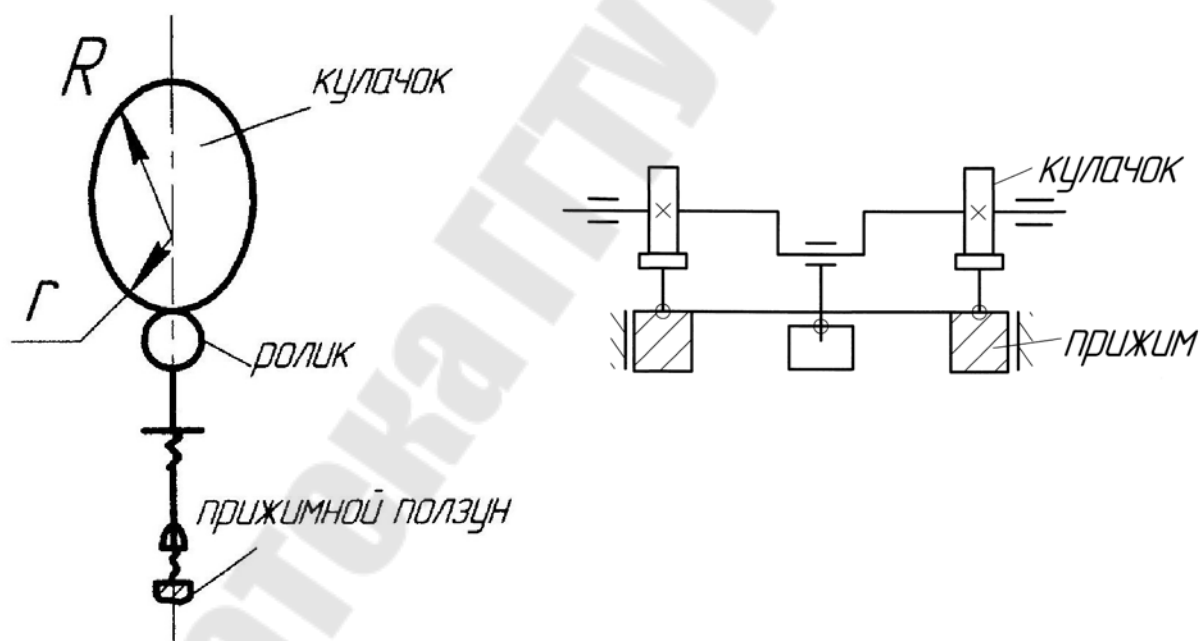
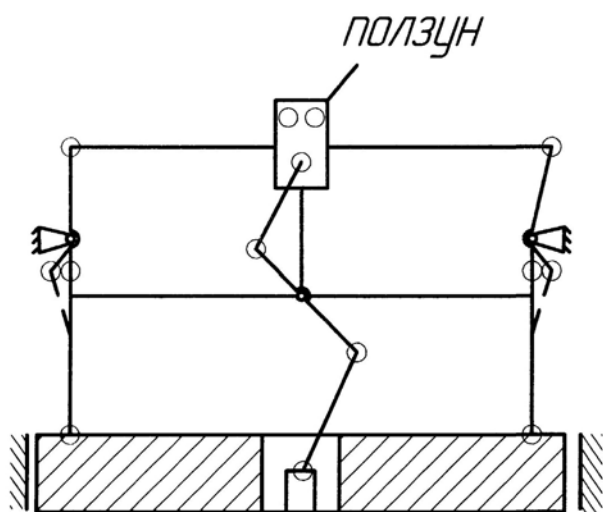
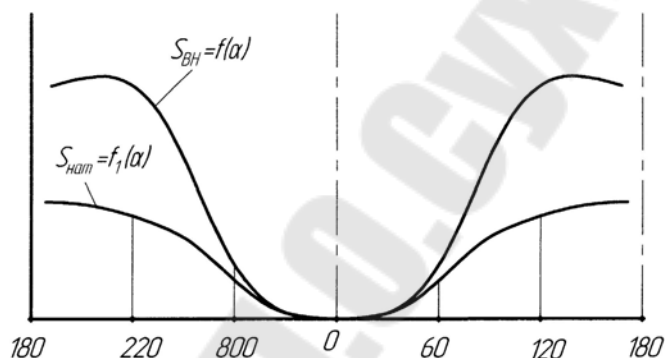


Схема пресса двойного действия с кулачковыми парами



Вытяжной сдвоенный
коленно-рычажный механизм



Прижимной ползун имеет во время выстоя 2-3 отхода от крайнего положения на величину 0.03-0.05 мм, однако за счет упругой деформации положение ползуна не меняется, хотя усилие на нем при этом изменяется.

Особенности вытяжных прессов:

1. Длина хода внутреннего ползуна больше чем у обычных прессов 2 раза и более;
2. Скорость хода ползуна на участке рабочего хода ограничена $V < 0.4$ м/с, что достигается уменьшением числа ходов (5-15 ход/мин). Применяется 3 ступени привода;

3. Длина хода наружного ползуна составляет 1/2-2/3 от хода внутреннего ползуна. Усилие на внутреннем ползуне $P_{нв} = 0.63-8$ МН.

Усилие на наружном ползуне $P_{нн} = (62-64)\% P_{нв}$;

Полный ход внутреннего ползуна $S_{\max в} = 280-1060$ мм;

Ход наружного ползуна $S_{\max н} = (0.62-0.64) S_{\max в}$;

В прессах некоторых зарубежных фирм $P_{нв}/P_{нн} = 1$;

Прессы двойного действия тихоходны, поэтому в системе привода у них 3 или 4 ступени (первая ступень клиноремennая, остальные – зубчатые).

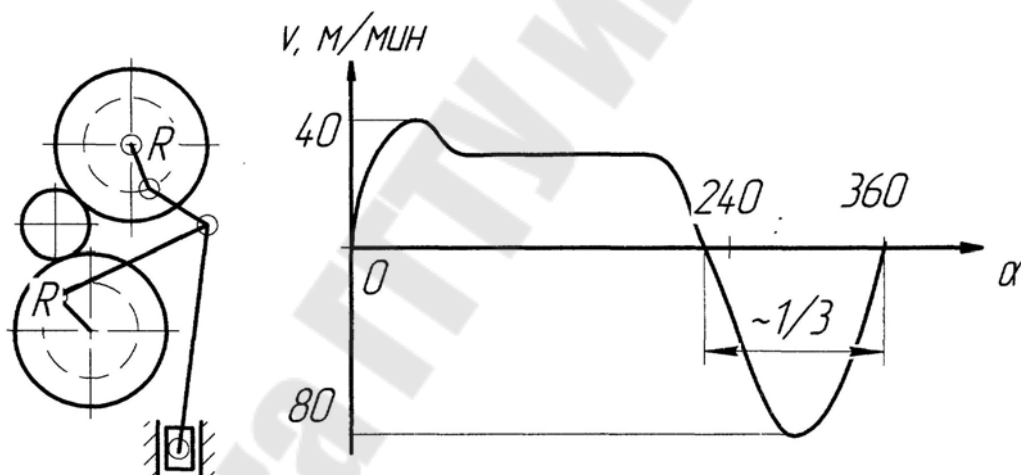
Иногда по технологическим требованиям необходим неравномерный прижим по фланцу, в связи с чем ползун подвешивают в 4-х точках с возможностью индивидуальной регулировки длины шатуна.

Малое число ходов вытяжных прессов является их недостатком, поэтому создают пресса у которых скорость холостого хода (обратный ход и подход) больше рабочего и затраты времени t_{xx} в 3 раза меньше рабочего $t_{рх}$. Это достигается применением специальных муфт со встроенной планетарной подачей (или двумя муфтами и двумя приводами), а также применением исполнительных механизмов с усложнённой кинематической частью.

Прессы тройного действия представляют собой пресс двойного действия дополненный третьей (нижним) ползуном позволяющим производить вытяжку в направлении обратном вытяжке верхним (вытяжным) ползуном.

Такие прессы нашли применение в автомобильной промышленности для получения изделий сложной формы с выпуклостями в разные стороны. Эти прессы не выпускаются серийно, а строятся по индивидуальному заказу.

Специальные вытяжные прессы



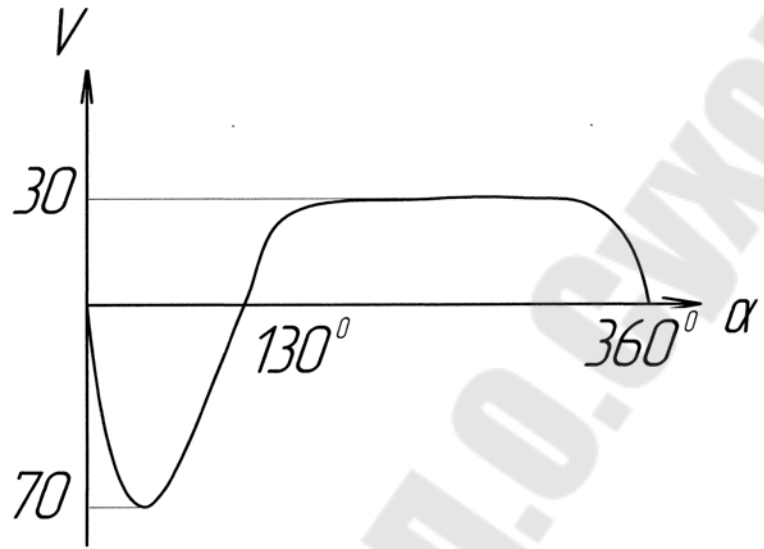
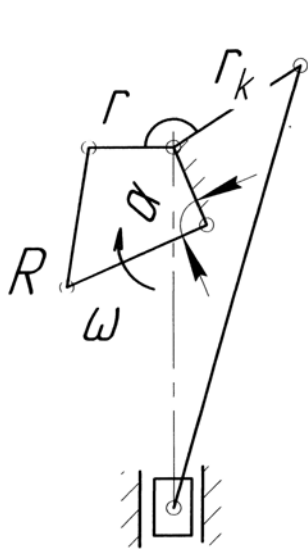
Их применяют для большого хода при сравнительно небольшом усилии пресса (это патронные и снарядные гильзы). Кинематическая схема таких прессов обеспечивает увеличенную скорость обратного хода при большой величине хода ползуна.

Усилие 0.1-0.5 МН (10-50 тс);

Ход ползуна $3.6R$, 200-500 мм;

Число ходов 40-100 1/мин.

Недостатки: большие потери на трение и большие габариты.



Это механизм выравнивания хода. Привод осуществляется от шарнирного четырехзвенника.

Усилие 5 МН (10-50 тс);

Ход ползуна 300-800 мм;

Число ходов 5-10 1/мин.

Конструкция основных узлов вытяжных прессов не отличается от кривошипных прессов.

ВОПРОСЫ

по дисциплине "Теория, расчеты и конструкции ПШО"

- 1) История развития технологического оборудования для обработки металлов давлением.
- 2) Структура автоматизированного кузнечно-штамповочного производства.
- 3) Исходные данные для проектирования оборудования.
- 4) Классификация кузнечно-штамповочных машин.
- 5) Принцип действия и классификация кривошипных машин.
- 6) Маркировка кузнечно-штамповочного оборудования.
- 7) Элементы кривошипного пресса и их назначение.
- 8) Основные параметры кривошипного пресса.
- 9) Кинематика кривошипно-ползунного механизма.
- 10) Силовой расчет идеального кривошипно-ползунного механизма.
- 11) Силовой расчет реального кривошипно-ползунного механизма.
- 12) Заклинивание кривошипно-ползунного механизма.
- 13) Ползуны кривошипных машин. Конструкция. Материалы. Перекос ползуна.
- 14) Расчет ползуна однокривошипного пресса.
- 15) Уравновешиватели ползунов, их расчет.
- 16) Шатуны. Конструкция и материалы.
- 17) Расчет шатунов на прочность.
- 18) Расчет регулировочных винтов шатунов.
- 19) Расчет шатунов на устойчивость.
- 20) Особенности расчета шатунов при выполнении вырубных работ.
- 21) Расчет давлений в цапфах и головках шатунов.
- 22) Расчет болтов и пальцев шатунов.
- 23) Регулировка хода ползуна и величины штамповочного пространства.
- 24) Главные валы кривошипных машин. Конструкция и материалы.
- 25) Порядок проектирования главных валов.
- 26) Методика расчета допускаемых усилий по прочности главных валов.
- 27) Муфты включения прессов. Классификация, конструкция.
- 28) Расчет фрикционных муфт включения на передаваемый момент.
- 29) Расчет фрикционных муфт на работоспособность по показателю износа.
- 30) Тормоза. Конструкция, применение.

- 31) Расчет тормозов.
- 32) Структура главного привода кривошипных машин. Виды разрушений зубьев.
- 33) Проверка зубчатых передач кривошипных прессов.
- 34) Построение графика усилий на ползуне.
- 35) Приводные валы и их расчет.
- 36) Средства защиты машин от перегрузок. Классификация и конструкция.
- 37) Расчет предохранителей.
- 38) Станины прессов. Их конструкция и материалы.
- 39) Расчет станин открытых кривошипных прессов.
- 40) Расчет разъемных станин.
- 41) Подушки. Конструкция и расчет.
- 42) Фундаменты кривошипных машин, их расчет.
- 43) Энергетика кривошипных машин. Общий расход энергии за цикл.
- 44) Расход энергии за время рабочего хода кривошипных машин. Типовые расчетные графики рабочих нагрузок.
- 45) Выбор мощности электродвигателя и момента инерции маховика кривошипных машин.
- 46) Кривошипные ножницы. Основные типы, конструкция кривошипных ножниц с наклонным ножом.
- 47) Ножницы сортовые и комбинированные, скрапные аллигаторные и высечные.
- 48) Расчет ножевой балки кривошипных ножниц.
- 49) Горизонтально-ковочные машины.
- 50) Гибочные и правильные прессы.
- 51) Чеканочные кривошипно-коленные прессы.

Содержание

1.	Введение	3
2.	История развития кузнечно-прессового оборудования	3
3.	Структура автоматизированного кузнечно-штамповочного производства	8
4.	Общие требования к технологическому оборудованию комплектующему РТК	9
5.	Исходные данные для проектирования оборудования	10
6.	Классификация КШМ (кузнечно-штамповочных машин)	11
7.	Принцип действия кузнечно-штамповочного оборудования	13
8.	Маркировка КШО	14
9.	Кривошипные машины. Принцип действия	15
10.	Классификация прессов	18
11.	Элементы кривошипного пресса и их назначение	19
12.	Основные конструктивные признаки кривошипных прессов ...	20
13.	Важнейшие параметры кривошипного пресса	22
14.	Кинематика кривошипно-ползунного механизма	23
15.	Силовой расчет кривошипно-ползунного механизма	27
16.	Заклинивание кривошипно-ползунного механизма	31
17.	Ползуны и их направляющие	32
18.	Расчет ползунов	35
19.	Расчет ползуна на прочность	38
20.	Уравновешиватели ползунов	39
21.	Шатуны. Конструкция и расчет	42
22.	Расчет регулировочных винтов шатунов	45
23.	Расчет болтов и пальцев шатунов	47
24.	Расчет давлений в опорных головках шатуна	49
25.	Регулировка хода ползуна и величины штампового пространства	50
26.	Главные валы, их конструкция и расчёт	53
27.	Порядок проектирования главных валов	55
28.	Расчёт главных валов	56
29.	Методика расчета допускаемых усилий по прочности главных валов	57
30.	Муфты включения прессов. Их конструкции проектирование и расчет	60
31.	Тормоза, их конструкции и расчет	67
32.	Зубчатые передачи кривошипных прессов и их расчет	71

33.	Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач	72
34.	Виды разрушений зубьев	74
35.	Построение графика усилий на ползуне	76
36.	Приводные валы и подшипники	77
37.	Средства защиты машин от перегрузок, классификация, конструкция и расчет	79
38.	Станины прессов, их конструкции и расчет	83
39.	Подушки	89
40.	Фундаменты	92
41.	Энергетика и КПД кривошипных прессов	93
42.	Выбор мощности электродвигателя и момента инерции маховика	99
43.	Ножницы кривошипные. Основные типы, конструкция и назначение	101
44.	Тип привода ножевой балки	103
45.	Расчёт ножевой балки кривошипных ножниц	107
46.	Горизонтально ковочные машины (ГКМ)	110
47.	Механизация и автоматизация ГКМ	114
48.	Гибочные и правильные прессы	115
49.	Чеканочные кривошипно-коленные прессы	117
50.	Вытяжные прессы, их назначение и конструкция	119
51.	Вопросы по дисциплине "Теория, расчеты и конструкции ПШО"	124

Буренков Валерий Филиппович

**ТЕОРИЯ, РАСЧЕТЫ И КОНСТРУКЦИИ
КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

**Курс лекций
для студентов специальности
1-36 01 05 «Машины и технология
обработки материалов давлением»
дневной формы обучения
Часть 1. Кривошипные машины**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 10.10.11.

Рег. № 45Е.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>