

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
(национальный исследовательский университет)»  
Политехнический институт

Факультет материаловедения и металлургических технологий  
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ /Радионова Л.В./

\_\_\_\_\_ 2020 г.

**РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ  
ДЛЯ КРИВОШИПНОГО ГОРЯЧЕШТАМПОВОЧНОГО ПРЕССА  
ТИПА LKM**

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА**

*ЮУрГУ – 15.03.02 – 2020 – 116 – 00.00.00 ПЗ*

Руководитель работы

\_\_\_\_\_ *ст. преп.*  
*Иванов Василий Александрович*  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

Автор работы  
студент группы П-439

\_\_\_\_\_  
*Немков Роман Александрович*  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

Челябинск  
2020

## АННОТАЦИЯ

Немков Р.А. Разработка устройства предохранителя от перегрузки КГШП типа ЛКМ 4000т.-Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, МиМТ, 2020. – 48с., 29 ил., библиогр. список – 13 наим., 1 лист чертежей ф.А0, 1 листа черт. ф.А3, 1 лист чертежей ф. А4.

Целью данной работы является разработка устройства предохранителя от перегрузки для КГШП типа ЛКМ 4000т. После анализа особенностей конструкции данного пресса и причин перегрузок было выявлено, что наибольшие перегрузки пресс испытывает по силе. В связи с этим, после обзора существующих конструктивных решений предохранителей для КГШП, был выбран способ упруго-пластического предохранения.

Наряду с пластическим предохранением КГШП предлагается оснастить комплексом системного контроля усилия на основе тензодатчиков, расположенных на стяжных шпильках.

В ходе работы определена конструктивно-компоновочная схема предохранителя, рассчитаны его параметры, описана конструкция и принцип работы.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1.ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЕЙ ДЛЯ КГШП.....	7
2.АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ КГШП ТИПА LKM 4000T. ПРИЧИНЫ ПЕРЕГРУЗОК. ХАРАКТЕРНЫЕ ПОЛОМКИ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ.....	28
2.1 Прессы для горячей объемной штамповки.....	28
2.2 Принцип работы пресса КГШП типа LKM 4000T.....	30
2.3 Причины перегрузок. Характерные поломки при перегрузках.....	32
3.РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ.....	34
4. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРЕССА. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ.....	36
4.1 Определение крутящего момента.....	36
4.2 Определение силы деформации.....	38
4.3 Расчет стяжных шпилек.....	39
5.ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ РАЗРАБОТАННОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ.....	41
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	46
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	47

Роль кузнечно-штамповочной технологии в современном производстве разнообразных машин и предметов народного хозяйства непрерывно растет. Это связано с прогрессивным характером технологии кузнечно-штамповочного производства, которая базируется на получении точных деталей заданной формы, а также заготовок с помощью рационального перераспределения металла. В результате применения кузнечно-штамповочной технологии резко сокращаются, а в ряде случаев сводятся на нет все виды обработки резанием. Кузнечно-штамповочной технологии присущи экономия металла, высокая производительность, улучшение механических свойств изделий, высокая однородность производимых деталей и т.п. Преимущества технологических процессов обработки металлов давлением обусловили широкое распространение кузнечно-штамповочных машин в металлообработке.

КГШП из всех видов кривошипных машин работают в наиболее тяжелых условиях. Особенности этих прессов - быстроходность, высокая жесткость конструкции, сравнительно небольшие габаритные размеры штампового пространства, все это обосновано тем, что при операциях объемной штамповки развиваются самые большие удельные силы на звенья исполнительного механизма.

В настоящее время не решена задача предохранения таких прессов от перегрузок, возникающих вследствие стремления подвижных масс к преодолению крайнего рабочего положения при любых отклонениях от нормального протекания процесса штамповки. Существующие устройства предохранения имеют узкую специализацию и не могут применяться в наиболее производительных кривошипных прессах. В связи с этим была поставлена задача по разработке системы комплексного предохранения КГШП от перегрузок.

В ходе работы были рассмотрены существующие способы предохранения, выявлены их недостатки и достоинства и оценена эффективность. На основе обзора выбран наиболее работоспособный вариант предохранения пресса по величине максимальных перегрузок по силе.

## 1. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЕЙ ДЛЯ КГШП

Предохранительные устройства, или, как их просто называют – предохранители, можно разделить на две большие группы [1]:

1. Самовосстанавливающиеся, не требующие вмешательства рабочего после срабатывания предохранителя.



Рисунок. 1.1. Классификация средств защиты машин от перегрузки

2. Несамовосстанавливающиеся.

Последние можно разделить на две подгруппы:

- разрушающиеся и требующие для возобновления работы замены сломавшегося предохранителя;
- неразрушающиеся.

На рисунке. 1.1 приведена классификация средств защиты от перегрузок, в число которых входят предохранители и приспособления, предупреждающие перегрузку. Все предохранители должны иметь электроблокировку, которая давала бы команду на отключение муфты включения и остановку ползуна прессы. Пример чисто электрического предохранителя [2] представлен на рисунке. 1.2. Задав любую желаемую

кривую изменения усилий по ползуну (предельную), мы автоматически получим отключение муфты и остановку ползуна при превышении усилия в любой точке ползуна в виде величины ординаты заданной предельной кривой. В настоящее время эти предохранители почти не применяются, так как их конструкция достаточно сложна и, что самое главное, слишком велико время их срабатывания, т. е. время от фиксации перегрузки до отключения муфты. Поэтому они не всегда могут надежно предохранить машину. В настоящее время проводится работа по усовершенствованию этого типа предохранителей.

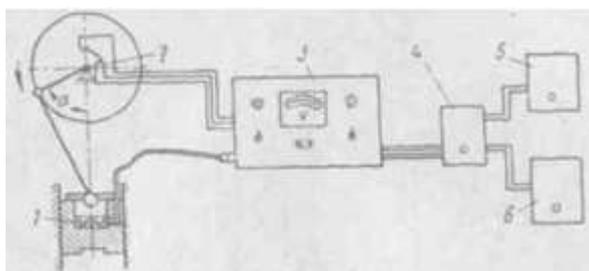


Рисунок. 1.2. Схема электрического предохранителя:

1 - элемент, воспринимающий нагрузку на ползун и преобразующий ее в изменение электрического тока; 2 - потенциометр, вносящий поправку на неравномерность силовой характеристики прессы; 3 - усилитель; 4 - реле; 5, 6 - электромагнитные пускатели в цепи управления муфты сцепления и главного электродвигателя.

В последнее время для обнаружения сдвоенных заготовок подвижные части штампа изолируют и соединяют с низковольтной цепью постоянного тока, а неподвижную часть штампа, установленную на столе прессы, заземляют. При попадании в штамп нескольких заготовок цепь замыкается, и специальное реле мгновенно отключает пресс. Во время нормальной работы упор, устанавливаемый на ползуне, не дает цепи замкнуться.

Из приведенных на рисунке. 1.1 двух групп предохранителей наиболее удобной с точки зрения эксплуатации является группа самовосстанавливающихся предохранителей. Первый тип из этой группы предохранителей — предохранители электрические мы выше

охарактеризовали. Далее идут предохранители пневматические, гидропневматические и гидравлические. Применяются подобные предохранители лишь на прессах с номинальным усилием свыше 1 МН ввиду сравнительно большой сложности этих устройств [3].

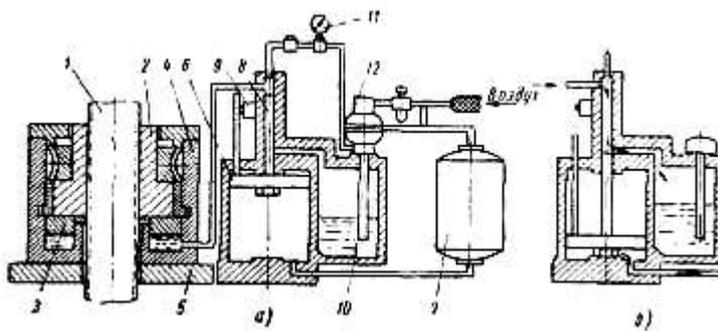


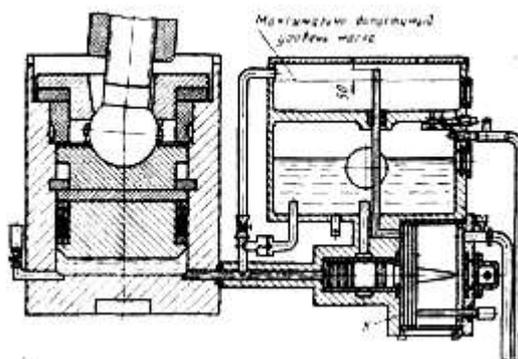
Рисунок.1.3. Гидропневматический предохранитель

а – исходное положение; б – предохранитель сработал.

1 – винт шатуна; 2 – регулировочная гайка; 3 – поршень; 4 – цилиндр;

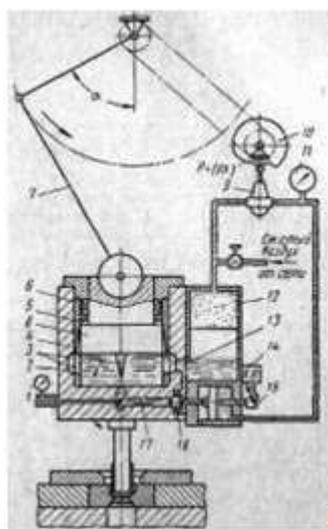
5 – опорная плита ползуна; 6 – поршень запорного клапана; 7 – ресивер; 8 – плунжер запорного клапана; 9 – конечный выключатель; 10 – резервуар масла; 11 – реле давления; 12 – гидравлический насос.

На рисунке. 1.3 показана схема гидропневматического предохранителя. Для возобновления работы пресса не требуется замены каких-либо деталей предохранителя или дополнительной регулировки их. В этом отношении этот предохранитель имеет большие преимущества перед гидропневматическим предохранителем с ломким диском (рисунок. 1.4), который относится по классификации (рисунок. 1.1) к группе разрушающихся предохранителей.



#### Рисунок.1.4. Гидропневматический предохранитель с ломким диском

Поэтому применение этого типа предохранителя не рекомендуется. Необходимо отметить из этой же группы самовосстанавливающихся предохранителей конструкцию гидравлических предохранителей, применяемых для вытяжных прессов (рисунок. 1.5). В качестве устройств, компенсирующих перегрузку, могут применяться также гидравлические столы.



#### Рисунок. 1.5. Гидропредохранитель Бузинова

1 - манометр; 2 - кольцевой канал; 3 - щелевые отверстия; 4 - канавки в цилиндре; 5, 6 - полость над поршнем; 7, 8 - шатун; 9 - редукционный клапан; 10 - кулачок; 11 - манометр; 12 - резервуар; 13 - отверстие; 14 - конечный выключатель; 15 - кулачок; 16 - предохранительный клапан; 17 – клапан

На рисунке.1.6 представлена конструкция фрикционного предохранителя, применяемая в маховиках горячештамповочных прессов, горизонтально-ковочных машин и кузнечно-прессовых (высадочных) автоматов. Выбор предохранителей производится на основании следующих подсчетов. Расчетный крутящий момент предохранительной муфты:

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{кр}} \frac{\beta}{K_0}, \quad (1.1)$$

где  $\beta=1,2$  — коэффициент запаса;

$K_0$  — коэффициент, зависящий от конструкции предохранителя; для фрикционных дисковых муфт сухих  $K_0 = 0,7$ ; для фрикционных дисковых муфт в масле  $K_0 = 0,8$ ;

$$q = \frac{3M_{\text{расч}}}{2\pi f(R_2^3 - R_1^3)z}, \quad (1.2)$$

где  $z$  — число поверхностей трения.

Значения коэффициента трения  $f$  и допускаемого удельного давления приведены в таблице 1.1.

Усилие нажатия на диски

$$T = q\pi(R_2^2 - R_1^2). \quad (1.3)$$

Влиянием моментов инерции при подсчете  $M_{\text{расч}}$  обычно для листоштамповочных кривошипных прессов пренебрегают [3].

Для горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин необходим учет момента инерции вращающихся частей. Расчетный момент предохранителя определяется по формуле, полученной в результате упрощения формулы, приведенной в работе [4]:

$$M_{\text{расч}} = \frac{\beta M_{\text{кр}}}{\frac{I_2}{I_M i_2} + i_2 \left(1 + \frac{I_{\text{пр}}}{I_M}\right)}, \quad (1.4)$$

где  $I_M$  - момент инерции маховика;

$I_2$  - момент инерции деталей муфты и эксцентрикового вала;

$I_{\text{пр}}$  - момент инерции приемного вала;

$i_2$  - передаточное отношение зубчатой передачи;

$M_{\text{кр}}$  - крутящий момент на коленчатом валу;

$\beta$  - коэффициент запаса сцепления.

Таблица 1.1 Коэффициент трения  $f$  и допускаемые удельные давления  $q$  для дисковых муфт.

Условия работы и материалы рабочих(трущихся) поверхностей	f	q в кг/см <sup>2</sup>
Со смазкой		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,06	6-15
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	6-8
Без смазки		
Феродо по стали	0,35	6-20
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	2,5 - 3

Для исключения влияния инерции вращающихся масс желательно приближение предохранителя к источнику перегрузки, т.е. к ползуну. С этой точки зрения лучше выполнен фрикционный предохранитель, применявшийся в старых конструкциях горизонтально-ковочных машин (рис. 1.7). В них предохранитель связывался с зубчатой шестерней, свободно сидящей на приводном валу. В этом случае цепь деталей от источника перегрузки (ползуна) до предохранителя значительно уменьшается, что положительно сказывается на работе предохранителя.

Определение расчетного крутящего момента предохранителя производится в этом случае по формуле:

$$M_{\text{расч}} = \frac{3M_{\text{кр}}}{\frac{I_2}{I_M i_2} + i_2} \quad (1.5)$$

Обычно отношение  $\frac{I_2}{I_M i_2}$  составляет менее 2% от величины знаменателя.

Поскольку правильность затяжки предохранительного устройства имеет

первостепенное значение, для этой цели применяются специальные приспособления (рисунок 1.8). Это устройство служит для затяжки шпилек предохранителя с тарельчатыми пружинами. Некоторые авторы [5], [6] рекомендуют применение в качестве предохранителей фрикционных муфт включения. Однако ряд моментов показывает, что рационально использование как предохранителей лишь однодисковых муфт в машинах (например в ножницах) и муфт прессов, работающих на автоматическом цикле. В остальных случаях не рекомендуется использовать муфты включения как фрикционные предохранители по следующим причинам. С ростом числа поверхностей трения и их размеров значительно ухудшается точность срабатывания предохранителя, что вызывается различным состоянием трущихся поверхностей. Применение в качестве предохранителей муфт включения на машинах, работающих одиночными ходами, не может быть рекомендовано в связи с тем, что возможные частые незначительные перегрузки вызовут проскальзывание дисков, которое не будет замечено обслуживающим машину персоналом. А частое проскальзывание вызовет разогрев дисков и их повышенный износ, что приведет к быстрому выходу из строя обкладок муфты и необходимости их частой замены. Некоторые авторы предполагают, что, меняя по желанию давление в воздушной полости муфты, можно получать любое необходимое предельное усилие на ползуне. В этом случае нормальная работа пресса во многом будет зависеть от стабильности давления подаваемой в муфту воздуха.

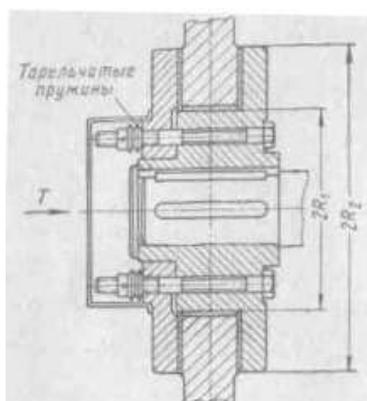


Рисунок 1.6. Фрикционный дисковый предохранитель горячештамповочного прессы

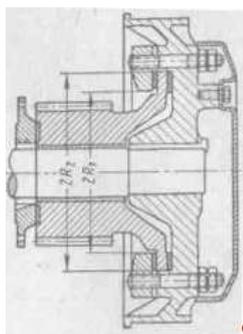


Рисунок 1.7. Фрикционный предохранитель горизонтально-ковочной машины

Внедрение однодисковых муфт с ретинаксом, материалом более износостойким, создает условия для применения муфт как предохранителей. При этом рабочее давление воздуха в муфте определяется опытным путем (срабатывание на самой тяжелой операции). После этого давление воздуха увеличивается на  $0,5 \text{ кг/см}^2$ . Другой способ использования муфт как предохранителей — прекращение подачи воздуха в муфту на половине хода ползуна и дальнейшее понижение давления до необходимого путем применения выхлопных клапанов, действующих от кулака. Сделана попытка углубленно рассмотреть работу предохранителей с учетом динамики их срабатывания [7]. Однако в этой работе не проводились опыты при удельных давлениях порядка  $20 \text{ кг/см}^2$ , при которых работают фрикционные предохранители в современных горячештамповочных прессах.

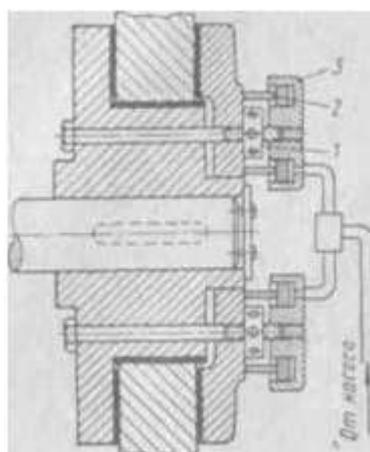


Рисунок 1.8. Схема приспособления для затяжки фрикционного предохранителя:

1 — гайка; 2 — нажимное кольцо; 3 — натяжная гайка

Следующая большая группа самовосстанавливающихся предохранителей— это предохранители пружинные. Необходимо отметить, что они не получили распространения в кривошипных прессах и ими незаслуженно пренебрегают. На рисунке 1.9 приведены примеры таких предохранителей, конструкции которых ясны из рисунков и не требуют описаний.

Более сложный предохранитель предложен чешскими конструкторами для ползуна кривошипного горячештамповочного прессы усилием 700 тс (рисунок 1.10), однако практика применения предохранителя говорит о необходимости конструктивной переработки.

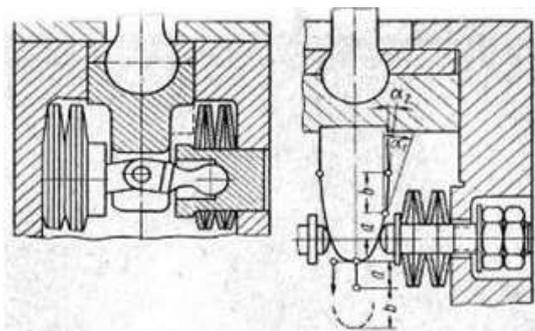


Рисунок 1.9. Пружинные предохранители

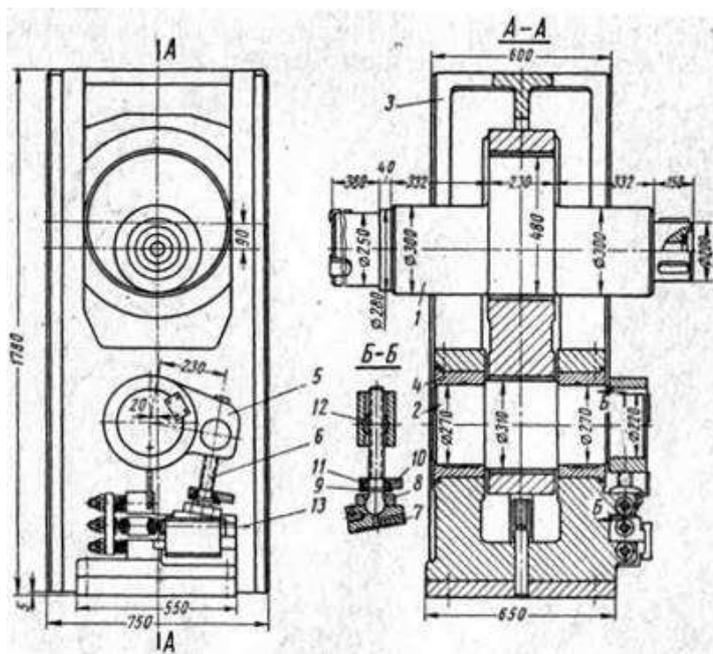


Рисунок 1.10. Предохранитель ползуна кривошипного горячештамповочного пресса усилием 700 тс: 1 - эксцентриковый вал; 2 - ось; 3 - ползун; 4 - втулка; 5 - рычаг; 6 - винт; 7 - ползушка; 8 - упорное кольцо; 9 - шайба; 10 - пластина; 11 - гайка; 12 - шаровая гайка; 13 - тарельчатые пружины

Широко применяются пружинно-рычажные предохранители в современных горизонтально-ковочных машинах. На рисунке 1.11, а) представлена конструкция предохранителя, применяемая в горизонтально-ковочных машинах с вертикальным разъемом матриц, а на рисунке 1.11, б) — конструкция предохранителя горизонтально-ковочной машины с горизонтальным разъемом матриц.

Предохранители рассчитываются исходя из усилия зажимного ползуна  $P_{\text{зак}} = 0,35 P_{\text{выс}}$ .

К группе самовосстанавливающихся предохранителей относятся кулачковые муфты (рисунке 1.12), применяемые в приводах (в кулачковых валах) холодновысадочных автоматов.

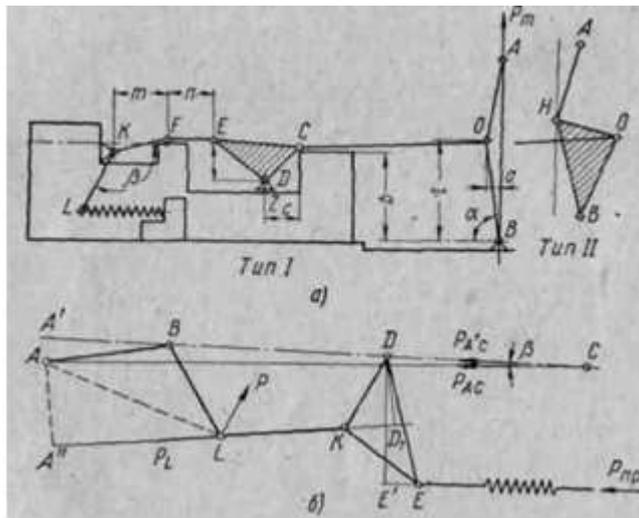


Рисунок 1. 11. Пружинные предохранители в горизонтально-ковочных машина: а — с вертикальным разъемом матриц; б — с горизонтальным разъемом матриц.

Расчетный крутящий момент кулачкового предохранителя:  $M_{пр} = 1,2M_k$ .

Окружное усилие на кулачке:

$$P = \frac{2M_{пр}}{D} \quad (1.6)$$

Усилие пружин для обеспечения момента  $M_{пр}$  (рисунок 1.12):

$$P_{пр} = P \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_k) - \frac{D}{d} f_k \right], \quad (1.7)$$

где  $\alpha$  — угол наклона рабочей поверхности кулачка в град:  $\alpha = 45^\circ$ ;

$\varphi_k$  — угол трения между кулачками в град;  $\varphi_k = 8 - 9^\circ$ ;

$D$  — расчетный диаметр кулачков;

$f_k$  — приведенный коэффициент трения в подвижной ступице

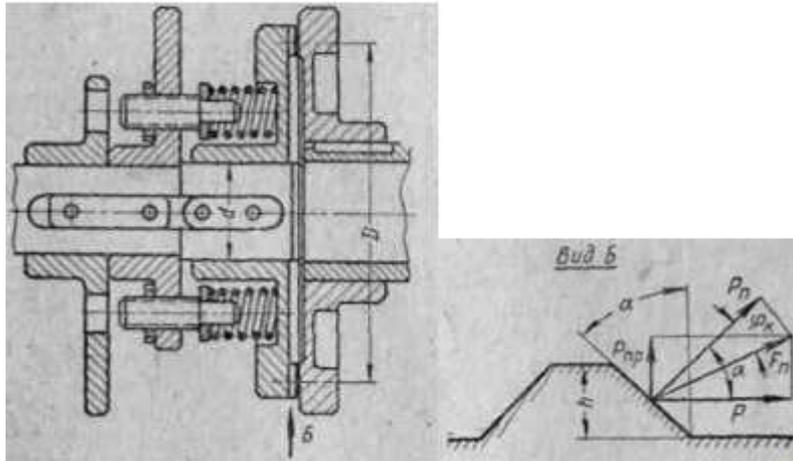


Рисунок. 1.12. Кулачковая предохранительная муфта.

Удельное давление на рабочих поверхностях кулачка:

$$p = \frac{p}{hb} \text{ кг/см}^2, \quad (1.8)$$

где  $h$  — высота кулачка;

$b$  — ширина кулачка.

Перейдем к рассмотрению второй обширной группы — разрушающихся предохранителей.

Подгруппу «Гидропневматические предохранители с ломким диском», поскольку они не рекомендуются для применения, не рассматриваем. Для всех остальных подгрупп этих предохранителей (срезного штифта, продавливаемой чашки, ломающейся планки и разрывной шпильки) характерно то общее, что они ломаются по достижении действующего на них усилия определенной величины и требуют для возобновления работы машины своей замены. Общим для них (срезных штифтов, стальных срезных пластин и разрывающихся шпилек) также является то, что с течением времени их предел выносливости понижается. В связи с этим, для того чтобы они не разрушались при долговременной работе с номинальным усилием, необходимо вести их расчет не менее чем на  $1,3 P_n$ . Раньше существовало мнение, что для срезных штифтов можно применять только каленую сталь, у

которой  $\sigma_t$  близко к  $\sigma_b$ . С другой стороны, часто встречались в конструкциях и срезные предохранители из сталей 10 и 15. Первым требованием является применение для этих предохранителей сталей с малой циклической вязкостью. С этой точки зрения постановка предохранителей из сталей 10 и 15 является недопустимой, так как эти стали обладают большой циклической вязкостью. Срезные штифты выполняются с канавкой (под  $60^\circ$ ), наличие которой позволяет без помех извлекать разрушившийся предохранитель и в качестве предохранителей применять и некаленные стали (например, сталь 45 без термообработки). Применение этой стали для предохранителей вместо каленой стали 40Х может быть подкреплено также следующими соображениями. Применение каленой стали 40Х — стали с повышенными механическими качествами потребует постановки предохранителя меньшего диаметра, а из ряда опытов известно, что с уменьшением диаметра (в пределах диаметров 3—12 мм) предохранителя увеличивается диапазон его срабатывания. Кроме того (и это главное), применение некаленных предохранителей из стали 45 проще в условиях наших цехов, эксплуатирующих кузнечно-прессовое оборудование. Здесь необходимо отметить, что культура эксплуатации оборудования даже на крупных заводах находится на недостаточном уровне. Внедрение надлежащей культуры эксплуатации уменьшит простой оборудования из-за поломок его деталей, увеличит отдачу оборудования и технико-экономические показатели работы цехов. На рис. 13—16 приведены эскизы разрушающихся предохранителей, в подрисуночных подписях указаны рекомендуемые материалы и эмпирические соотношения для выбора их размеров. Диаметр рабочего сечения стержня в выточке для односрезных штифтов (рисунки 1.13) определяется по формулам:

для стали:

$$d_p = 1,5 \sqrt{\frac{T}{\sigma_b}} \text{ мм}, \quad (1.9)$$

чугуна:

$$d_p = 0,9 \sqrt{\frac{T}{\sigma_B}} \text{ мм}, \quad (1.10)$$

где  $T$  — сила, срезающая штифт, в кг;

$\sigma_B$  — временное сопротивление материала штифта, в кг/см<sup>2</sup>.

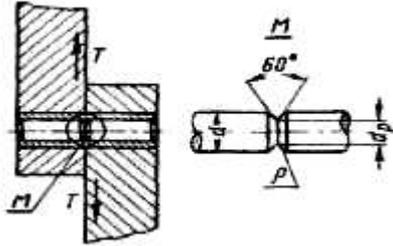


Рисунок. 1.13. Срезной предохранитель

$$\rho = (0,06 \div 0,09) d_p, d = (1,2 \div 1,3) d_p$$

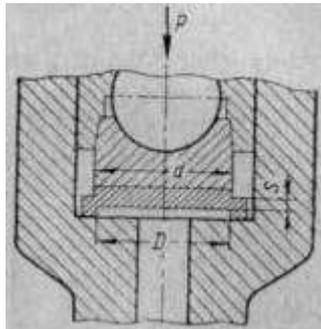


Рисунок. 1.14. Чашечный предохранитель:

$P$  — усилие прессы в кг;  $D$  — диаметр окружности в мм;  $S$  — толщина пластины в мм.

При заданном крутящем моменте на валу  $M_k$  в кг/см<sup>2</sup> сила  $T$  определяется по формуле (для предохранителя в маховике):

$$T = \frac{M_{\text{расч}}}{R \eta_1 \eta_2}, \quad (1.11)$$

где  $R$  — радиус детали, на которой установлен предохранитель;

$\eta_1$  — коэффициент, учитывающий трение в подшипниках вала;

$\eta_2$  — коэффициент, учитывающий трение во втулке маховика;

обычно  $\eta_1 = \eta_2 = 0,98$ .

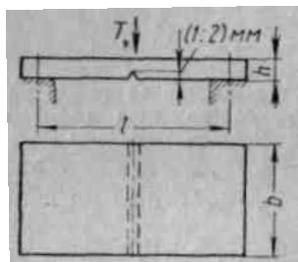


Рисунок.1.15. Ломающийся пластинчатый предохранитель: рекомендуемый материал—чугун СЧ 21-40;  $\sigma_b = 40$  кг/мм<sup>2</sup>



Рисунок. 1.16. Разрывающийся предохранитель:

$D=1,5d$ ;  $R=0,6d$ ; материал предохранителей — сталь 45, сталь 40Х  
каленая

Толщина пластины чашечного предохранителя (рисунок.1. 14) определяется по формулам [8], [3]:

для стали:

$$S = 0,5 \frac{P}{\sigma_{вр} D_{ср}}; \quad (1.12)$$

для чугуна:

$$S = 0,27 \frac{P}{\sigma_{вр} D_{ср}}; \quad (1.13)$$

где  $D_{ср}$  — расчетный диаметр, мм;  $D_{ср} = 0,5 (D + d)$ ,  $D = d + 0,25S$ .

Таблица 1.2 Рекомендуемые материалы предохранителей и механические

## свойства материалов

Марка материала	Термообработка	Предел прочности $\sigma$	
		в кг/мм <sup>2</sup>	в бар
Сталь 45	Закалка	70	7000
Сталь 45	Нормализация	60	6000
Сталь 40Х	Закалка	80	8000
Чугун СЧ 21-40	-	21	2100

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,1 \text{ МН/м}^2$$

Расчетная толщина ломающейся пластинки (рисунок 1.15) определяется по формуле:

$$h = 1,4 \sqrt{\frac{T}{b\sigma_{\text{ви}}}} \text{ мм,} \quad (1.14)$$

где  $b$  — ширина пластины, мм;

$\sigma_{\text{ви}}$  — предел прочности предохранительной пластины на изгиб, кг/см<sup>2</sup>;

$T$  — сила, действующая на предохранитель, в кг.

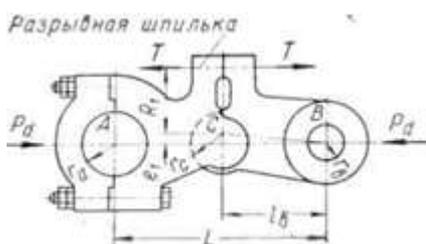


Рисунок.1.17. Разрывающийся предохранитель «куркового» типа горизонтально-ковочной машины

Диаметр разрывного предохранителя, (рисунок 1.18) определяется по формуле:

$$d = 1,2 \sqrt{\frac{T}{\sigma_B}} \text{ мм}, \quad (1.15)$$

где  $\sigma_B$  — предел прочности материала предохранителя, кг/мм<sup>2</sup>;

$T$  — усилие, на которое рассчитывается предохранитель, кг.

В таблице 1.2. приведены механические свойства материалов, применяемых для предохранителей.

Перечисленные выше четыре типа предохранителей применяются в следующих механизмах.

Срезные штифты применяются в маховиках и зубчатых колесах, в механизмах подачи кривошипных прессов, в механизмах отрезки, выталкивания, подачи и зажима заготовки холодновысадочных автоматов.

Продавливаемые чашки или срезные пластины применяются в ползунах одностоечных и однокривошипных наклоняемых прессов и в нажимных винтах ковочных вальцов. Применение продавливаемых чашек и срезных пластин в двухкривошипных и четырехкривошипных прессах не рекомендуется, так как в случае среза одной чашки (пластины) и продолжения эксплуатации пресса без ее замены ползун перекашивается и может повредить направляющие.

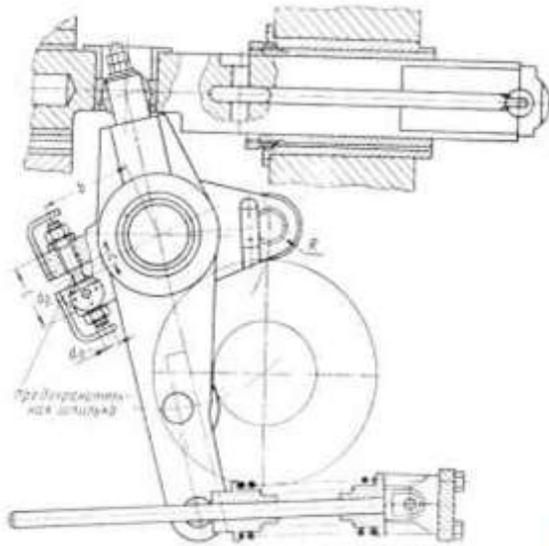


Рисунок 1.18. Разрывающийся предохранитель механизма отрезки холодновысадочного многопозиционного автомата.

Ломающаяся планка применяется в основном в механизмах выталкивания и механизмах отрезки холодновысадочных автоматов. Разрывные шпильки раньше широко применялись в составных шатунах горизонтально-ковочных машин (рисунок 1.17). В настоящее время от их применения в шатунах ГКМ отказались. Разрывные шпильки применяются в некоторых конструкциях узлов отрезки (рисунок 1.18) и выталкивания (рисунок 1.19) многопозиционных холодновысадочных автоматов, но конструктивное оформление этих шпилек иное, что улучшает стабильность их срабатывания. В любом случае применения разрушающихся предохранителей должна быть электроблокировка, выключающая муфту и останавливающая ползун после поломки предохранителя. Ползун может быть приведен в движение лишь после замены предохранителя.

Также рассматривают [9] совмещенные графики усилий по ползуну, допускаемых прочностью деталей пресса, и график крутящих моментов, допускаемых прочностью деталей пресса (рисунок 1.20) в зависимости от угла поворота кривошипа, и приходят к выводу, что выгоднее применение предохранителя по усилию, если на участке предохранения кривая усилий допускаемых прочностью деталей пресса проходит более полого, чем кривая

допускаемых моментов.

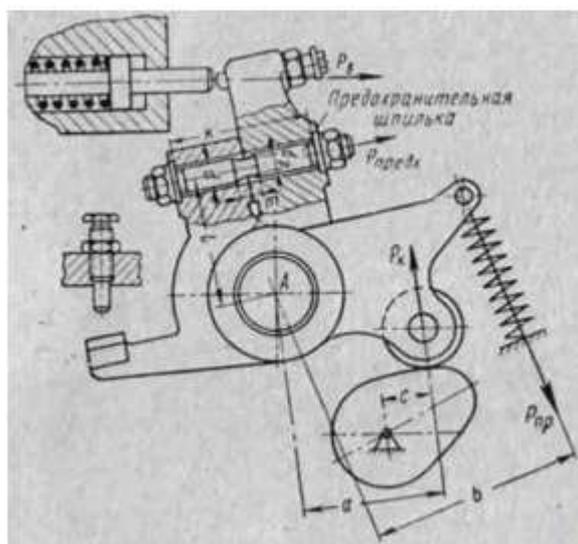


Рисунок 1.19. Разрывающийся предохранитель механизма выталкивания холодновысадочного многопозиционного автомата

И наоборот, если на данном участке более полого происходит изменение кривой допускаемых моментов, чем изменение кривой усилий по ползуну, допускаемых прочностью деталей пресса, то выгоднее применение предохранителей по крутящему моменту (фрикционных или срезных, устанавливаемых на маховиках или зубчатых колесах). Приведенная выше концепция справедлива в общем случае, но авторы применяют ее к определенным усилиям срабатывания предохранителей и здесь впадают в ошибку. При рассмотрении предохранителей, защищающих пресс по усилию, авторы базируются на кривой усилий по ползуну, допускаемых прочностью пресса, построенной исходя из расчета деталей на выносливость с определенными запасами прочности. А когда речь идет о работе, например, универсального кривошипного пресса (предназначенного для вырубki, гибки и неглубокой вытяжки) на значительном участке хода, то исключению единичной перегрузки, а не какой-либо многократно приложенной нагрузки должен быть уделен максимум внимания. Ошибки в регулировке штамповой высоты, выпадение какой-то детали инструмента и заклинивание ее между штампами и т. д. — вот перегрузки, возникающие на большом участке хода и

влекущие за собой сразу же заклинивание пресса с поломкой предохранителей или при их отсутствии поломкой одной или нескольких деталей пресса. Например, на одном из московских заводов в результате невнимательного отношения к инструменту на однокривошипном закрытом двухстоечном прессе 160 тс Барнаульского завода механических прессов (модели К262Б), не снабженного предохранительными устройствами, дважды происходила поломка деталей. В первом случае в результате выпадения и заклинивания инструмента был оборван один из стяжных болтов и поломана траверса пресса. Во втором случае отремонтированная и усиленная (сваркой) траверса выдержала перегрузку, но сломался шатун пресса. В обоих случаях усилие перегрузки превышало номинальное усилие более чем в 2 раза:

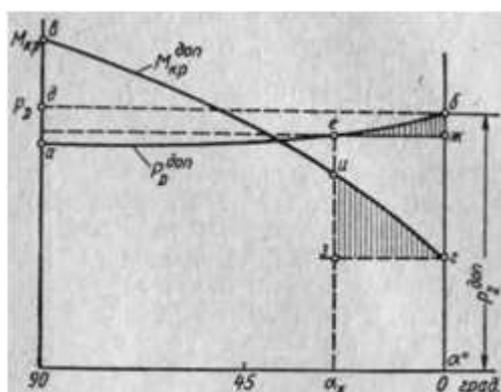


Рисунок 1.20. Совмещенные графики допускаемых усилий и моментов

$$(P_{\text{закл}} \approx 350 \text{ тс при } P_{\text{н}} = 160 \text{ тс или } \frac{P_{\text{закл}}}{P_{\text{н}}} = \frac{350}{160} \approx 2,2 \text{ раза})$$

Наличие в данном прессе предохранителя по усилию исключило бы в обоих случаях поломку дорогостоящих деталей пресса и не потребовало бы столь длительного простоя пресса для ремонта этих ответственных деталей. Конечно, в данном случае запас прочности траверсы был недостаточным.

Разберем, какую же перегрузку будут воспринимать детали пресса при применении предохранителя, защищающего пресс по усилию и выбранного с  $P_{\text{пр}} = 1,3 P_{\text{ном}}$ . Столь небольшая единичная перегрузка не может вызвать

поломки деталей пресса даже при ее приложении на значительном недоходе ползуна пресса. Если рассмотрим кривую усилий на ползуне, допускаемых прочностью сечения коленчатого вала однокривошипного пресса с односторонним приводом и нормальным ходом, то получим, что

$$P_{\text{ндоп}} = 510 d_{02} \text{ (при } \alpha_n = 300), \text{ а } P_{900\text{доп}} = 270 d_{02}.$$

Если же мы определим величины единичных перегрузок, которые может выдержать вал (считая, что такими предельными перегрузками будут случаи, когда эквивалентные напряжения в опасном сечении достигнут предела текучести), то получим

$$P_{900\text{пер}} = 1100 d_{02}, \text{ а } P_{900\text{пер}} = 540 d_{02}$$

необходимая же перегрузка  $1,3P_n = 510 d_{02} \cdot 1,3 = 660 d_{02}$ . Таким образом, предохранитель по усилию (при достаточном его ходе срабатывания) может предохранить пресс примерно на угле поворота  $\alpha \approx 75^\circ$ . Аналогичные соотношения можно получить и для прессов других типов. Но с точки зрения эксплуатации, как уже говорилось выше, прессы усилием более 100 тс рекомендуется снабжать гидropневматическими предохранителями, а прессы номинальным усилием менее 100 тс — пружинными предохранителями, конструкция которых должна быть отработана.

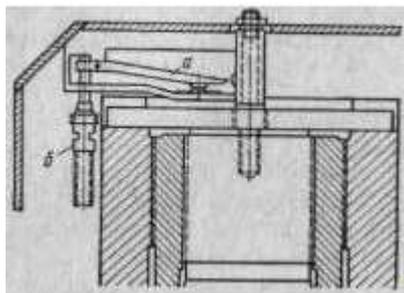


Рисунок 1.21. Указатель перегрузки - измеритель деформации:

а - рычаг контакта;

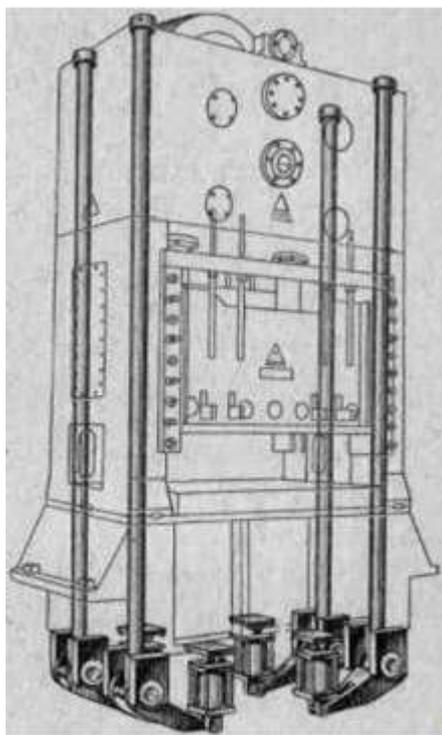


Рисунок 1.22. Предохранительное пневматическое приспособление, разгружающее при перегрузке стяжные болты вала от изгиба и кручения.

## 2. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ КГШП ТИПА LKM 4000Т. ПРИЧИНЫ ПЕРЕГРУЗОК. ХАРАКТЕРНЫЕ ПОЛОМКИ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ.

### 2.1 Прессы для горячей объемной штамповки

Кривошипные прессы для горячей объемной штамповки (ГОШ) подразделяются (рисунок 2.1) на три группы машин: кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП), горизонтально-ковочные машины (ГКМ) и горячештамповочные автоматы (ГША).

К КГШП относятся вертикальные закрытые прессы для ГОШ. Они подразделяются (рисунок 2.1) на КГШП простого действия, ИМ которых состоит из ГИМ с одним ползуном, и КГШП двойного действия, ИМ которых состоит из ГИМ с внутренним ползуном и ДИМ с наружным ползуном, движущимся в том же направлении, что и внутренний ползун. КГШП простого

действия подразделяются на КГШП общего назначения (универсальные), многопозиционные КГШП и КГШП для горячего выдавливания.

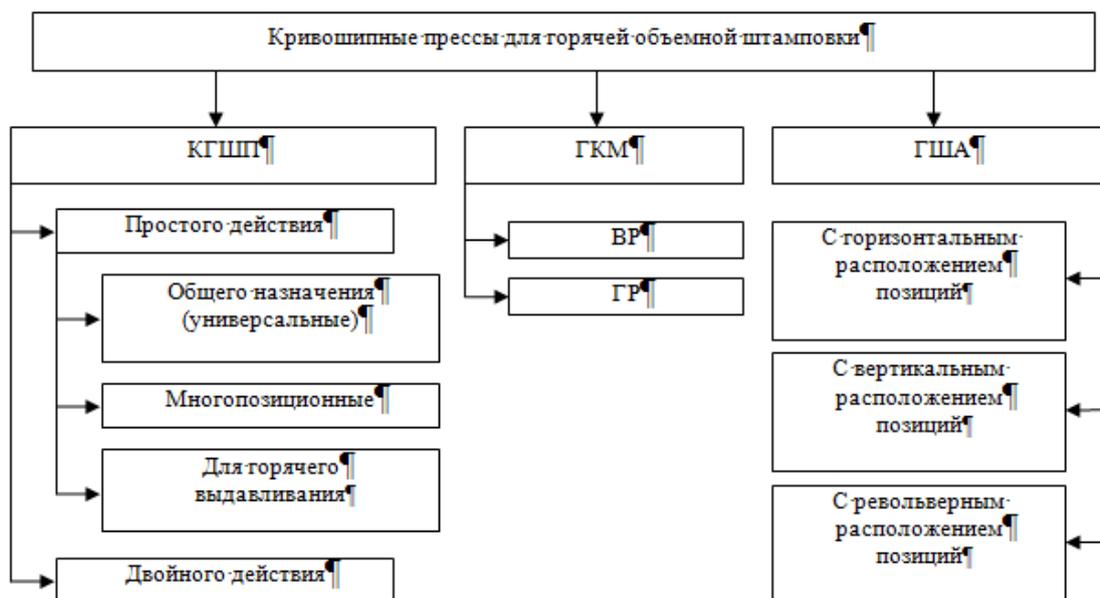


Рисунок .2.1. Классификация кривошипных прессов

КГШП типа LKM 4000т относится к КГШП простого действия общего назначения и используется для горячейковки и калибровки поковок в массовом и крупносерийном производстве. Также при помощи ковочно-штамповочного прессы можно производить ковку деталей различной конфигурации и назначения для автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных машин и прочего оборудования и изделий вроде кулачков, шатунов, шестерен, коленчатых валов и прочего.

Таблица 2.1 Среднечасовая производительность

Усилие прессы, тс	Производительность, шт./ч			
	С ручным обслуживанием		С механизмом загрузки	
	в два перехода	в три перехода	в два перехода	в три перехода
1000	337	280	435	345
1600	308	253	403	316
2500	248	203	331	256
4000	160	131	215	167

## 2.2 Принцип работы пресса КГШП типа LKM 4000т.

Крутящий момент двигателя передается посредством клиновых ремней маховику, расположенному на промежуточном валу. Затем, при помощи шестерни, жестко закрепленной на другом конце промежуточного вала, крутящий момент передается зубчатому колесу, соединенному с корпусом фрикционной муфты, которая вращается в подшипнике качения на эксцентриковом валу. Путем включения фрикционной муфты движение передается эксцентриковому валу и оттуда, через шатун, ползун. На другом конце эксцентрикового вала установлен пневматический дисковый тормоз, приводимый в действие при отключении муфты. Ползун движется по вертикали в направляющих планках станины, причем величина его хода является неизменной. К зажимной плите ползуна крепится верхний штамп; нижний штамп закрепляется на столе, находящемся в нижней части станины и который можно переставлять по вертикали при помощи горизонтально установленного клина и винтового механизма, расположенного в нижней части станины.

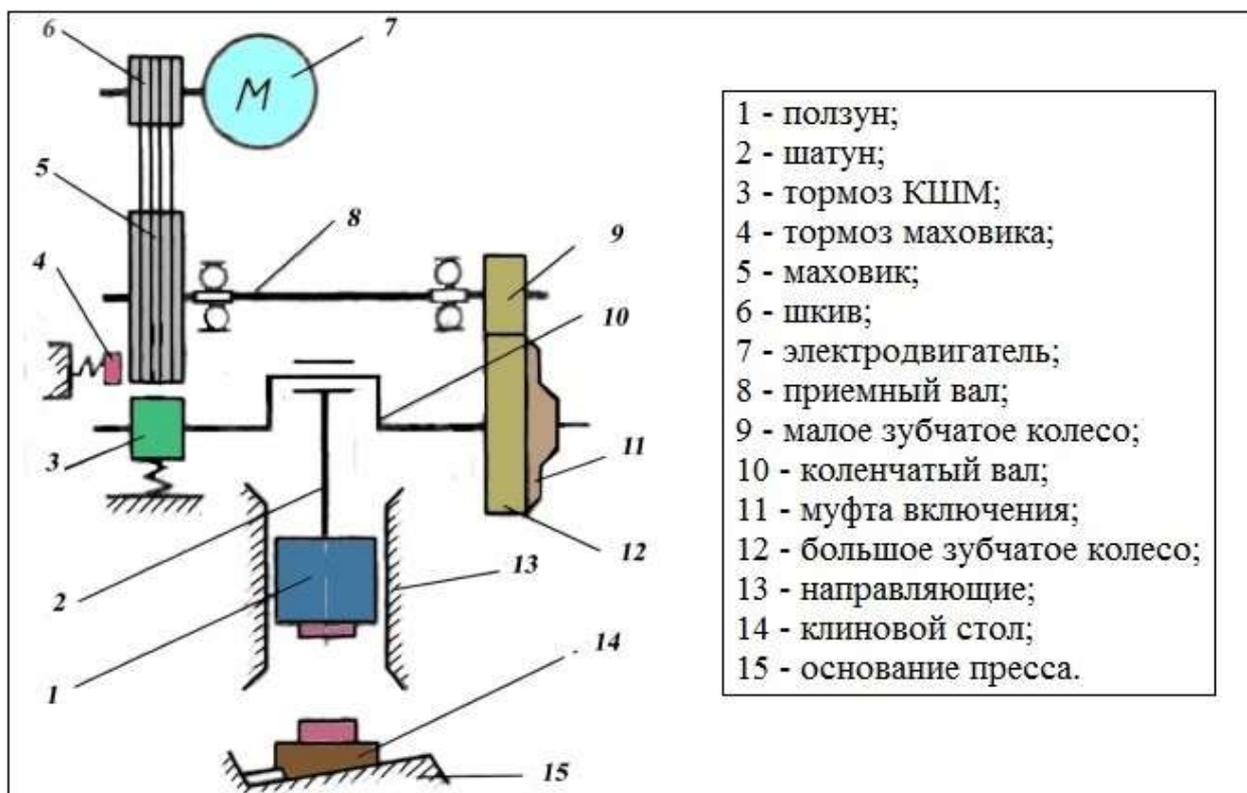


Рисунок. 2.2. Кинематическая схема.

Включение многодисковой фрикционной муфты производится пневматически, а ее отключение осуществляется пружинами. Тормоз также дисковый, управляемый сжатым воздухом, который производит и его отключение. Поддачи сжатого воздуха в муфту и тормоз сопряжены таким образом, что одновременно с включением муфты отключается тормоз. При выключении муфты тормоз включается пружиной. Управление подачей воздуха в муфту и в тормоз осуществляется при помощи задвижки, приводимой в действие электромагнитом. Охлаждение тормоза производится струей воздуха, поступающей из вентилятора.

Пресс оснащен двумя выталкивателями, предусмотренными для выдвигания изделий из штампов. Верхний выталкиватель находится в ползуне и приводится в движение усилием, развиваемым вследствие качательного движения шатуна и переносимым посредством рычажного механизма на выталкиватель. Нижний выталкиватель приводится в движение кулачком, жестко посаженным на эксцентриковом валу.

Рычаг и тяга на боковой стороне пресса передают требуемое усилие валу с пальцем, находящемуся в нижней части станины, который осуществляет давление на оправку нижнего выталкивателя.

Для достижения спокойного хода пресса, ползун оснащен уравнивающим (контрбалансным) устройством. Наверху на станине помещен воздушный цилиндр, под поршнем которого имеется постоянное давление воздуха. Поршень соединен при помощи тяги с ползуном, ход которого осуществляется за счет усилия, возникающего при давлении воздуха на поршень.

При выключении электродвигателя свободно вращающийся маховик вместе с промежуточным валом останавливается при помощи вспомогательного воздушного тормоза. Смазка всех движущихся частей пресса осуществляется под давлением смазочным устройством для консистентной смазки с индивидуальным моторным насосом, расположенным в фундаменте пресса, и при помощи распределителей, расположенных вдоль станины.

Конструкция станины является составной, соединенной в горячем состоянии четырьмя анкерными болтами. Весьма жесткая станина пресса подвергается очень незначительной деформации и при максимальном давлении. Зазоры направляющих можно весьма легко регулировать.

Таблица 2.2 Технологические параметры прессы.

Параметр	Разм.	Величина
Максимальное давление в конце хода	МПа	4000
Ход ползуна	мм	400
Число ходов ползуна	ходов/ мин.	50
Макс. расстояние ползуна от стола	мм	1400
Проход между колоннами станины под направляющими ползуна	мм	1500
Размеры ползуна	мм	1320*1320
Размеры стола	мм	1120*1600
Перемещение стола по высоте	мм	20
Макс. давление верхнего выталкивателя	МПа	20
Макс. ход верхнего выталкивателя	мм	65
Макс. давление нижнего выталкивателя	МПа	40
Макс. ход нижнего выталкивателя	мм	80
Мощность главного электродвигателя	кВт	220
Число оборотов главного электродвигателя	об/мин.	730
Допустимое число ходов минуту		14

### 2.3 Причины перегрузок. Характерные поломки при перегрузках.

Работа кривошипных прессов характеризуется существенной неравномерностью расхода энергии за цикл. Для выравнивания нагрузки на электродвигателе в кривошипном прессе применяется маховичный привод. С учетом допустимого коэффициента скольжения приводного электродвигателя падения кинетической энергии маховика при рабочем ходе превышает 20...30% общей энергии, накопленной маховиком. Обладая излишним запасом энергии, кривошипные прессы в состоянии развивать усилия, значительно выше номинальных. Если сопротивление деформируемой заготовки по каким-либо причинам (неправильная наладка штампов, попадание в штамп двух заготовок и т.п.) окажется выше расчетного, большая часть энергии будет расходоваться на упругую деформацию самого прессы. Возникает перегрузка прессы по усилию. Очевидно, что при силовых перегрузках в различных деталях прессы может быть превышен предел прочности материала, что ведет к их разрушению. Это, прежде всего, касается

таких дорогостоящих деталей, как станина, главный вал, зубчатые колеса и шатун.

Кроме избыточной энергии маховика, причиной перегрузки является жесткая кинематическая связь между приводом прессы и ползуном в сочетании с выполнением на прессе штамповочных операций, отличающихся повышенной склонностью к перегрузкам (закрытая объемная штамповка, формовка, гибка и ряд других операций). На таких операциях наблюдается четко выраженный максимум усилия в конце хода ползуна, поэтому незначительное превышение объема заготовки ведет к возникновению перегрузок.

Перегрузки кривошипных прессов могут быть систематическими или носить случайный характер. Систематические перегрузки, во-первых, являются результатом несоответствия между усилием деформирования заготовки и номинальным усилием прессы. Это вызвано тем, что имеющийся в технической литературе зависимости не позволяют с достаточной степенью точности определить требуемое усилие для каждой конкретной заготовки. Во-вторых, систематические перегрузки могут быть вызваны неправильной наладкой штампов при выполнении таких операций, как гибка, формовка, закрытая объемная штамповка, или затуплением режущих кромок вырубного инструмента. В обоих случаях усилие может на несколько процентов превышать номинальное усилие прессы. Эти перегрузки вызывают повышенный износ деталей и узлов прессы, усталостные явления и приводят, в конечном счете, к их поломкам.

Наибольший процент поломок узлов и деталей прессы обусловлен наличием случайных перегрузок. Случайные перегрузки возникают при некачественном изготовлении инструмента, неправильных условиях эксплуатации, попадании в штамп двух заготовок или инородных предметов, сбоях в работе средств механизации.

Поломки деталей и узлов прессов, вызванные перегрузками, наносят

значительный экономический ущерб. Необходимо отметить также, что аварийная ситуация в работе прессы, всегда создает опасность получения травм окружающими его людьми. Материальный и социальный ущерб выдвигает задачу безаварийной работы кривошипных машин, путем оснащения их надежными и эффективными предохранительными устройствами.

### 3. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ.

Высокий темп штамповки, все возрастающая жесткость кривошипных прессов и частые переналадки диктуют необходимость обеспечения их надежной защиты от перегрузок, и в то же время исключают использование традиционных способов предохранения. Поэтому необходима система защиты, основанная на предохранении по уровню перегрузок.

Такая система состоит из:

1. Четырех промышленных тензодатчиков закрепленных на стойке прессы.

Сами датчики практически безынерционны по отношению к процессам перегрузки, но инерционность устройств систем управления и включения, отключающих ИМ при сигнале о перегрузке, такова, что не позволяет предупредить первую перегрузку. Фактически ликвидируются лишь последующие перегрузки и уменьшается, причем весьма существенно, их общее количество в единицу времени, скажем за 1 год. Долговечность прессы существенно увеличивается, хотя уровень допустимого усилия на ползуне может быть превзойден. Этот способ статистического предохранения хорош своей информативностью, точностью, сравнительной доступностью по начальной цене, сравнительной универсальностью. Но плох инерционностью, не способностью решить окончательно проблему предохранения от перегрузки. При этом датчики, не зависимо от своей физической природы,

тарируются в фиксированном положении ползуна установленными в штамповое пространство прессы гидродомкратами.

2. Соответствующей системы управления, которая показывает:

- суммарную силу на ползуне с предохранением по величине этой силы;
- превышение номинальной силы на одной стойке;
- превышение номинальной силы на двух стойках, не диагональных;
- эксцентриситет приложенной нагрузки.

3. Упруго-пластического предохранителя, по величине приложенной силы к ползуну (рисунок 3.1).

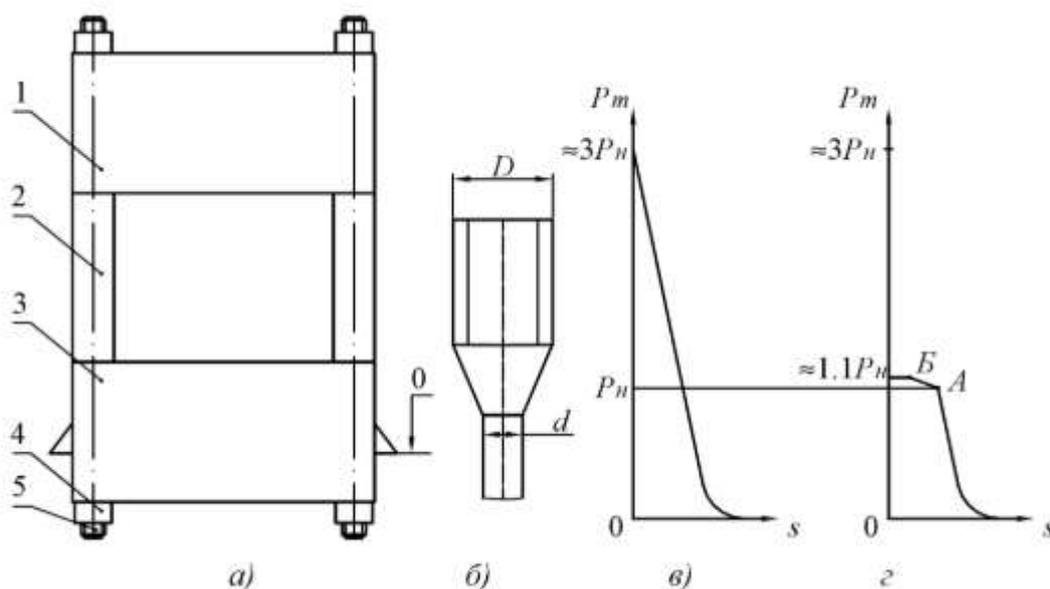


Рисунок 3.1. Принцип действия упруго-пластического предохранителя:

а – схема затяжки сборной станины (1,3 – верхняя и нижняя траверсы; 2 – стойки; 4 – гайки; 5 – стяжные стержни); б – конструкция резьбового конца стяжного стержня при упруго-пластическом предохранении; в – график нагружения ползуна при «глухом ударе» в прессе без предохранителя по усилию; г – аналогичный график в прессе с упруго-пластическим предохранителем.

Как показали исследования, предохранитель по крутящему моменту,

расположенный в маховике практически не работоспособен, а муфта включения (при использовании ее как устройства предохранения от перегрузок по крутящему моменту) является очень грубым предохранителем. В связи с этим, предлагается не применять какие-то ни было устройства предохранения по крутящему моменту, а применять конструкцию приводного вала, способную с запасом выдерживать перегрузки, что приведет к срабатыванию при перегрузках только упруго-пластического предохранителя.

Также сильно увеличить запас прочности вала можно за счет ухода от концентраторов напряжения. Добиться этого можно, если применять конструкцию составного вала, когда отдельно изготовленный эксцентрик одевается на отдельно изготовленный гладкий вал по средствам горячей или гидропрессовой посадки. Такая конструкция вала, кроме увеличенного запаса прочности позволяет увеличить технологичность его изготовления.

#### 4. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРЕССА. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ.

##### 4.1 Определение крутящего момента [12]

$$M_{кр} = P_n m_k, \quad (4.1.)$$

где  $P_n$  — номинальная сила, развиваемая прессом;

$m_k$  — приведенное плечо крутящего момента в реальном механизме,

$$m_k = m_k^и + m_k^f. \quad (4.2.)$$

где  $m_k^и$  — приведенное плечо крутящего момента идеальной машины;

$m_k^f$  — приведенное плечо трения крутящего момента реальной машины.

Параметр  $m_k^и$  рассчитывают по формуле:

$$m_k^и = R \left( \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (4.3.)$$

где  $R$  — радиус кривошипа;

$\alpha$  — угол поворота кривошипа.

Приняв параметр  $m_k^f$  независящим от  $\alpha$  с незначительной погрешностью, рассчитаем его по формуле:

$$m_k^f = f[r_A(1 + \lambda) + r_B\lambda + r_0], \quad (4.4)$$

где  $f$  — коэффициент трения в опорах,

$r_A$  и  $r_B$  — внутренние радиусы соответственно верхней и нижней головок шатуна;

$r_0$  — радиус опор главного вала.

Исходные данные для нашего пресса:  $P_H = 40\text{МН}$ ; радиус эксцентрикового вала  $R = 525\text{мм}$ ; характерная величина кривошипного механизма  $\lambda = 0,089$ ; радиус  $r_A = 1050\text{мм}$ ; радиус  $r_B = 420\text{мм}$ ; радиус  $r_0 = 525\text{мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,06$ .

Результаты расчетов приведены в таблице 5 и показаны на рисунке 4.1.

$\alpha$ , град	$m_k^H$ , м	$m_k^f$ , м	$M_{кр}$ , МНм
0	0	0,102	4,08
30	0,282	0,102	15,36
60	0,474	0,102	23,04
90	0,525	0,102	25,08
120	0,434	0,102	21,44
150	0,242	0,102	13,76
180	0	0,102	4,08
210	-0,242	0,102	-5,6
240	-0,434	0,102	-13,28
270	-0,525	0,102	-16,92
300	-0,474	0,102	-14,88

330	-0,282	0,102	-7,2
360	0	0,102	4,08

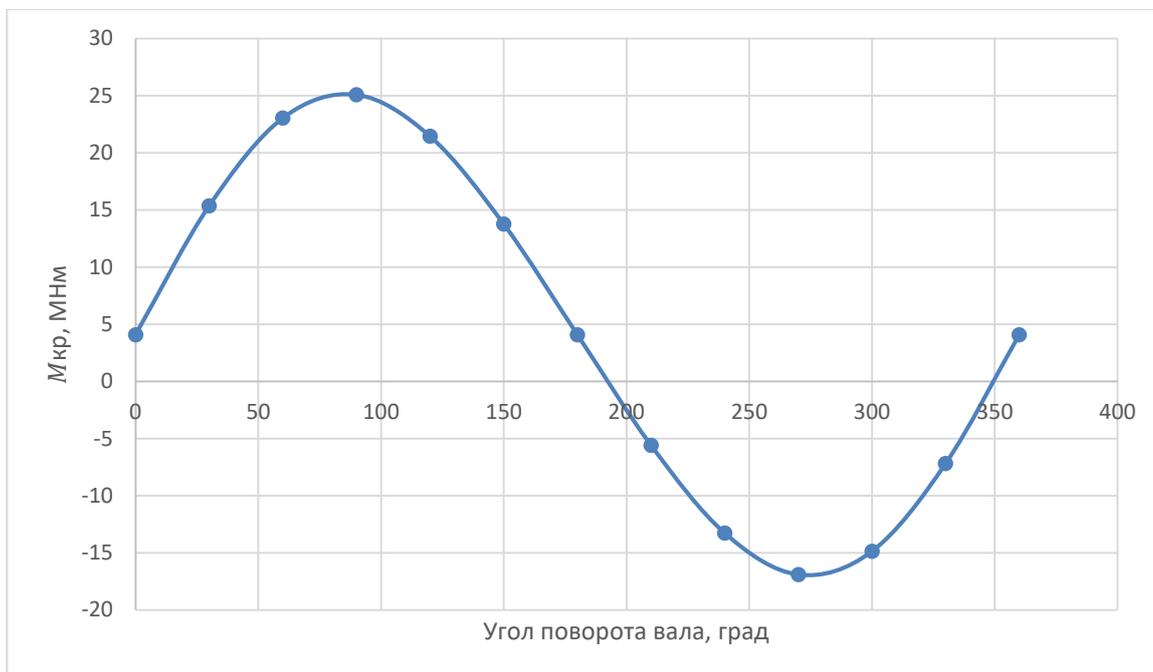


Рисунок 4.1 Изменение крутящего момента на валу

Как видно из рисунка 4.1, максимальное значение крутящего момента на главном валу будет иметь место при угле поворота эксцентрика  $\alpha = 90^\circ$  и составит 25,08 МН · м. Это объясняется тем, что при  $\alpha = 90^\circ$  плечо силы имеет наибольшее значение.

#### 4.2 Определение силы деформации

Электродвигатель привода главного вала передает крутящий момент, определяемый по формуле:

$$M_{дв} = \frac{9,55N_n}{n_n}, \quad (4.5)$$

где  $N_n$  и  $n_n$  - соответственно номинальные мощность и частота вращения электродвигателя, равные 220 кВт и 730 об/мин. Получим:

$$M_{дв} = \frac{9,55 \cdot 220}{730} = 2,87 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Следовательно, крутящий момент передаваемый на вал, будет:

$$M_K = M_{дв} \cdot i_p = 2,87 \cdot 3,68 = 10,56 \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (4.6)$$

Силу деформации в зависимости от угла  $\alpha$  рассчитываем по формуле:

$$P_d = \frac{M_K}{m_K}, \quad (4.7)$$

Результаты расчета показаны на рис. 27

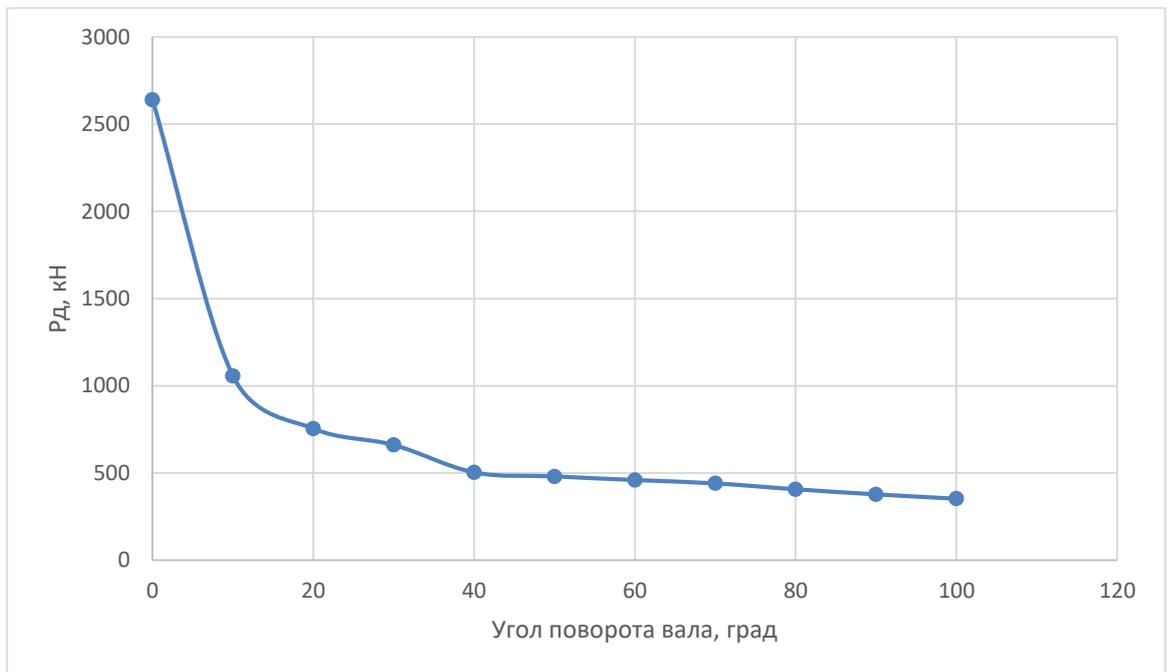


Рисунок 4.2 Зависимость  $P_d$  от угла поворота главного вала

### 4.3 Расчет стяжных шпилек

Усилие затяжки  $P_3$  для сборных закрытых станин определяется зависимостью [13]:

$$P_3 = K \cdot P_H, \quad (4.8)$$

где,  $P_H$  – номинальное усилие.

$K = 0,95-1,05$  для шпилек упруго-пластического предохранения.

Зная, усилие затяжки, определим средний диаметр шпильки.

$$\sigma_{0,2} = \frac{n \cdot P_3}{S}, \quad (4.9)$$

где,  $n$  – коэффициент запаса равный 1.1

$S = 0,25\pi d_{cp}^2$  – площадь поперечного сечения шпильки

$\sigma_{0,2}$  для стали 40X примем равной 490 МПа.

Подставим площадь поперечного сечения в формулу, выразим и посчитаем средний диаметр:

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{P_3 \cdot 4,4}{\sigma_{0,2} \cdot \pi}} = 170 \text{ мм.} \quad (4.10)$$

Далее произведем расчет резьбы шпильки на прочность.

Условие прочности резьбы на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{F_p}{\pi \cdot d \cdot \xi \cdot H \cdot k_m} \leq [\tau_{cp}], \quad (4.11)$$

где,  $\xi$  – коэффициент полноты резьбы, равный 0,87 для треугольной резьбы;

$k_m = 0,55 \dots 0,75$  – коэффициент, учитывающий распределения нагрузки по виткам резьбы (большие значения для резьб с крупным шагом);

$d$  – диаметр резьбы;

$[\tau_{cp}]$  – допускаемое напряжение среза, обычно для стальных деталей принимают  $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$ .  $\sigma_T$  для стали 40X принимаем 785 Н/мм<sup>2</sup>;

$H$  – высота гайки;

$F_p$  -расчетная сила.

Подставив значения, определим:

$$\tau_{cp} = 224 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [\tau_{cp}] = 235,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

что соответствует условию прочности резьбы на срез.

Далее определяем необходимую длину свинчивания:

$$l_{\text{св}} = \frac{F_p}{\pi \cdot d \cdot \xi \cdot k_m \cdot [\tau_{\text{ср}}]} = 252 \text{ мм.} \quad (4.12)$$

## 5. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ РАЗРАБОТАННОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ ОТ ПЕРЕГРУЗКИ.

Суть упруго-пластического предохранения сводится к следующему. Разъемная станина (рисунок 3.1,а) стягивается сквозными стержнями (шпильками). Принципиальное отличие от традиционной разъемной станины состоит в способе затяжки стержней. Традиционные стержни изготавливаются нарезкой резьбы на концах катаных или кованых штанг. Диаметр их средней части примерно равен наружному диаметру резьбовых концов. Их прочность рассчитывается исходя из их не разрушения, а затяжка – из условия не раскрытия стыков при любом возможном уровне нагружения ползуна, включая перегрузку, исходя из того, что станина считается базовым элементом пресса. При упруго-пластическом предохранении резьбовые концы стержней (рисунок 3.1,б) выполняются таких же диаметров  $D$ , как у традиционных стержней. Затяжка же ведется из расчета раскрытия стыков, начиная с  $P_T \approx P_H$ .

Кривая развития перегрузок с упруго-пластической системой предохранения носит характер, показанный на рисунке 5.2, в виде жирной линии «а-б-в-г-е-д». Нагружение начинается в некоторой точке «а» недохода ползуна до к.р.п. До пробуксовки муфты нагружение характеризуется кривой «а-б», зависящей от жесткости системы пресс-заготовка, обобщенной координаты начала протекания процесса, момента сцепления муфты, коэффициента трения в опорах ИМ и числа непрерывных ходов пресса. Участок «б-в», кроме выше указанных параметров, зависит от коэффициента

трения скольжения на фрикционных поверхностях муфты. Участок «в-г» характеризуется упругой деформацией предлагаемого предохранителя, после раскрытия стыка станины. Он представляет собой линию наклоненную под углом, определяемым жесткостью деформируемого материала предохранителя. Горизонтальный участок «г-д» характеризуется пластическим течением материала предохранителя. Кривая нагружения «а-б-в-г-е-д» может прерваться вертикальной пунктирной линией «е-ж», проведенной исходя из условия, что заштрихованная площадь контура «а-б-в-г-е-ж» равна сумме кинетической энергии подвижных масс и работы электропривода за вычетом потерь, при условии что кривая построена в размерных координатах  $P = f(S)$ . Кривая нагружения, без предлагаемой системы предохранения, носит характер кривой «а-б-в-и-к». Она полностью идентична кривой нагружения пресса с системой предохранения, но только до точки «в». После точки «в» перегрузка развивается по кривой «в-и» характеризуемой пробуксовкой муфты и идет до точки «и», положение которой определяется тем же условием, что и положение точки «е». Видно, что ордината точки «и» значительно выше ординаты точки «е», и соответствует максимальному усилию перегрузки при отсутствии системы предохранения.

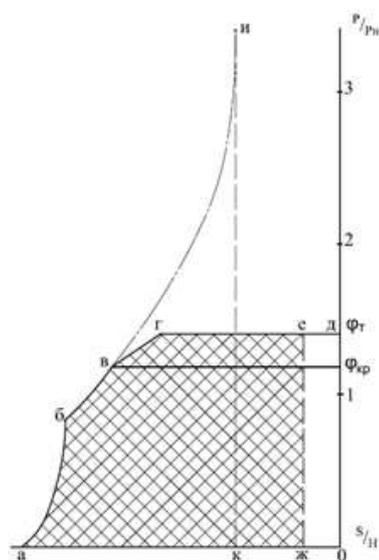


Рис. 5.1. Диаграмма нагружения пресса

Можно считать, что стяжные шпильки подвергаются только растяжению, стойки станины только сжатию, остальные элементы станины являются абсолютно жесткими, а зависимость усилие – податливость как для шпилек, так и для стоек имеет линейный характер. Тогда связь усилия  $P$  и деформаций  $\lambda$  может быть представлена известной диаграммой, показанной на рисунке 5.3.

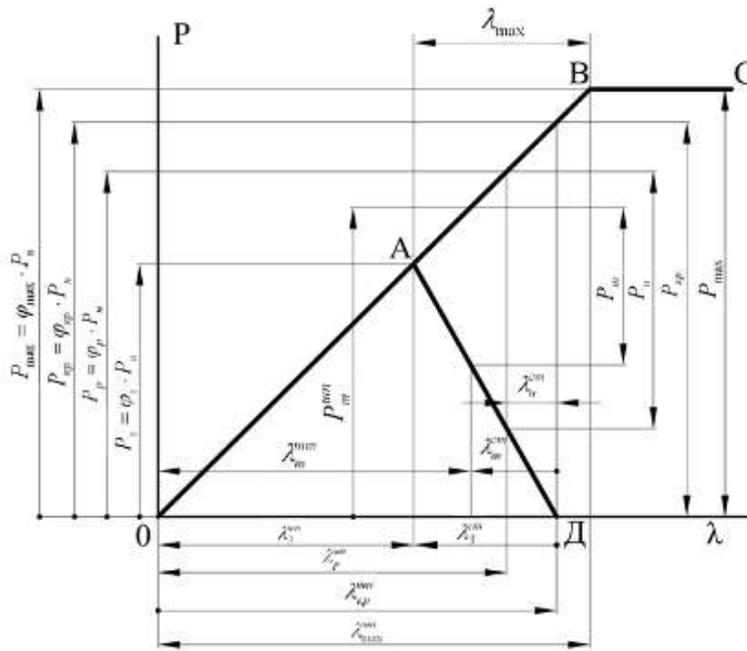


Рисунок. 5.2. Диаграмма податливости.

Линия OABC характеризует жесткость (податливость) стяжных шпилек, а линия АД – приведенную жесткость (податливость) станины. Деформации шпилек обозначены  $\lambda^{шп}$ , деформации станины  $\lambda^{ст}$ .  $\lambda_3^{шп}, \lambda_T^{шп}, \lambda_R^{шп}, \lambda_{кр}^{шп}, \lambda_{max}^{шп}$  - деформации шпилек, соответственно: при затяжке станины усилием  $P_3$ , когда текущее усилие на ползуне  $P_T = 0$ ; при приложении к ползуну текущего усилия  $P_T$ ; при расчетном усилии растяжения стержней  $P_R$ , возникающем при приложении к ползуну номинального усилия; при критическом усилии растяжения стержней в мгновение раскрытия стыков; при максимально возможном усилии растяжения стержней  $P_{max}$ , определяемого текучестью их наименьшего диаметра.  $\lambda_3^{ст}, \lambda_T^{ст}, \lambda_H^{ст}$  - деформации сжатия стоек станины, соответственно: при затяжке станины ( $P_T = 0$ ), при приложении к ползуну

текущего усилия  $P_T$ , при приложении к ползуну номинального усилия ( $P_T = P_H$ ).  $\phi_3 = \frac{P_3}{P_H}$ ,  $\phi_P = \frac{P_3}{P_H}$ ,  $\phi_{KP} = \frac{P_{KP}}{P_H}$ ,  $\phi_{\frac{P_{max}}{P_H}}$  - относительные (безразмерные) усилия на шпильках, соответственно: в затянутом состоянии ( $P_T = 0$ ), расчетное ( $P_T = P_H$ ), критическое (в мгновение раскрытия стыков), максимальное, определяемое пределом текучести номинального диаметра.

Под действием силы затяжки  $P_3$  стяжные шпильки получают растягивающие деформации  $\lambda_3^{шп}$ , а стойки станины  $\lambda_3^{ст}$  сжимающие, при этом  $\lambda_3^{шп} \neq \lambda_3^{ст}$ , вследствие различных жесткостей стяжных шпилек и станины. Момент раскрытия стыка, соответствует моменту компенсации деформаций сжатия станины, под действием нарастающего усилия на ползуне, т.е.  $|\lambda_3^{ст}| = |\lambda_{KP}^{ст}|$ , но усилие, действующие на станину не определяет величину перегрузки, т.к. до момента раскрытия стыка происходит компенсация усилия затяжки, а после раскрытия стыка усилие на ползуне непосредственно воспринимается стяжными шпильками (рис. 28).

Датчики, расположенные на стойках станины, непосредственно измеряют  $\lambda^{ст}$ , вырабатывая электросигнал, пропорциональный деформациям. При  $\lambda_3^{ст} \geq \lambda_T^{ст} \geq \lambda_H^{ст}$  ( $0 \leq P_T \leq P_H$ ), электросигнал поступает в систему ответственную за диагностику и диспетчеризацию, минуя комплексную систему предохранения. При  $0 \leq \lambda_T^{ст} \leq \lambda_H^{ст}$  ( $P_{KP} > P_T > P_H$ ) электросигнал поступает в систему комплексного предохранения, в результате чего по команде из системы управления муфта-тормоз останавливает ползун в крайнем исходном положении, прекращая технологический процесс. Таким образом, в диапазоне  $P_{KP} > P_T > P_H$  система работает как статистическая, уменьшая частоту, но не уровень перегрузок.

При  $\lambda_{II} = 0$  ( $P_{KP} < P_T < P_{max}$ ) электросигнал останавливает ползун, как и в предыдущем случае. Но благодаря текучести стержней перегрузка ограничивается значением  $P_T = P_{max}$ . Таким образом, в этом случае система предохраняет по уровню перегрузок.

Выше изложенные рассуждения непосредственно применимы для центрального нагружения ползуна. При внецентральном нагружении алгоритм работы несколько усложняется, но в целом подобен выше описанному [10]

Из приведенных рассуждений следует, что упруго-пластические предохранители обладают ограниченной долговечностью. Теоретически это действительно так. Практически дело обстоит по-другому. Во-первых, упруго-пластическое предохранение сочетается со статистическим предохранением, исключающим неоднократно повторяемые перегрузки. Во вторых, муфта сцепления, в данном случае, эффективно играет роль предохранителя по моменту, отсекая от упруго-пластического предохранителя все перегрузки на большом недоходе ползуна до крайнего рабочего положения. На долю последнего остаются перегрузки в пределах нескольких миллиметров недохода ползуна до крайнего рабочего положения, в результате чего пластические деформации стержней достаточно редки. В третьих, стержни не теряют своих свойств в пределах незначительных пластических деформаций. [11]

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы была достигнута цель в области предотвращения перегрузок по силе пресса КГШП типа LKM 4000т. Предложен оригинальный способ упруго-пластического предохранения с помощью стяжных шпилек и тензодатчиков, отвечающих за системный контроль усилия. Также проведены расчеты, показавшие целесообразность применения процесса обратного выдавливания в условиях ограниченности пространства для размещения предохранителя. Разработанная конструкция обладает достаточными прочностными качествами, о чем говорят проведенные расчет на прочность.

Тем не менее, остается не решенным вопрос разработки конструкции предохранителя по моменту, поскольку КГШП испытывает перегрузки и по силе и по моменту, но как показано в разделе 1 на сегодняшний день отсутствуют эффективные предохранители для прессов с таким номинальным усилием.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1.Ланской Е.Н., Банкетов Л.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. М., Машиностроение, 1966.
2. Бузинов Ю.М. Модернизация механических прессов с целью предохранения их от перегрузок. Сборник «Модернизация кузнечно-штамповочного оборудовании». Л., Машгиз, 1961.
3. ЦБКМ. Типовой расчёт холодновысадочных автоматов КНЧІ-7, М. 1962.
- 4.Хуан Шу-хуай. Определение расчётного крутящего момента предохранителей механических прессов. – «Вестник машиностроения», 1958, №1.
5. Волковицкий В.Ф. К расчёту усилий при перегрузке кривошипных горячештамповочных прессов. – «Вестник машиностроения», 1960, № 1.
6. Изотов Е.Н., Розенблат М.М., Соков В.И. О применении муфты включения в качестве предохранительного устройства. – «Кузнечно-штамповочное производство», 1961, № 2.
- 7.Изотов Е.Н. Исследование динамики привода и предохранительных устройств кривошипных прессов при перегрузках. Диссертация. Московский автомеханический институт. М. 1959.
- 8.Гирш И.И. Исследование ломких предохранителей механических прессов. ЦНИИТМАШ, кн. 17, М., Машгиз, 1949.
9. Игнатов А.А., Игнатова Т.А. Кривошипные горячештамповочные прессы. М., Машиностроение, 1974.
10. Матвеев, А.Г. Совершенствование способов предохранения кривошипных прессов от перегрузок при штамповке: автореферат и дис...к-та техн. наук. / А.Г. Матвеев. – М.: Изд-во МГУ, 2013. – 163 с.
11. Свистунов В.Е. Кузнечно-прессовые машины. Готовится к изданию в РИЦ МГИУ, 2008
12. Бурдуковский В.Г. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов.

Крипошипные прессы / В.Г. Бурдуковский, Ю.В. Инатович. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2018. – 166 с.

13. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов: методические указания /сост. Н.П. Баловнев. – Москва: Московский государственный технический университет «МАМИ», 1999. – 39 с.