

Министерство образования и науки 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

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Рецензент

Заведующий кафедрой

_____ Л.В. Радионова

«____» _____ 2018 г.

«____» _____ 2018 г.

Тема работы «Модернизация открытого кривошипного прессы

(модель КД2124, усилие 250 кН)»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ**

ЮУрГУ-15.04.02-2018 -201-00.00.00 ПЗ

Руководитель работы:

_____ / В.П. Созыкин /

Автор работы

_____ / И.В. Сусуев /

студент группы П-245

АННОТАЦИЯ

Сусуев И.В. Модернизация открытого кривошипного прессы (модель КД2124, усилие 250 кН). Челябинск: ЮУрГУ, П-245, 79 с., 57 ил., библиогр. список –23 наим.

Цель ВКР – обеспечить надежную работу кривошипного прессы КД2124 в составе автоматизированного комплекса.

Задачи проекта – в качестве основной: выполнить обзор существующих конструкций механизмов предохранения кривошипных прессы от перегрузок по усилию. Разработать предохранитель для кривошипного прессы, обосновать выбранную конструкцию. Привести действующие усилия в предохранителе и выполнить расчеты на прочность деталей механизма предохранения прессы от перегрузок.

В качестве дополнительной: рассмотреть вопрос о полной замене или изменении существующей конструкции валковой подачи для прессы используемой на предприятии ООО ЧЗТО. При изменении конструкции предложить альтернативу используемого узла и обосновать свой выбор расчетами.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО УЧАСТКА ЧЕЛЯБИНСКОГО ЗАВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (ЧЗТО).....	5
2. СВЕДЕНИЯ О КРИВОШИПНЫХ ПРЕССАХ.....	11
3. ПРИЧИНЫ ПЕРЕГРУЗОК КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ.....	14
4. ОБЗОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ.....	16
4.1. Классификация предохранительных устройств.....	16
4.2. Разрушающиеся предохранители.....	17
4.3. Неразрушающиеся предохранители.....	21
4.3.1. Несамовосстанавливающиеся предохранители.....	21
4.3.2. Самовосстанавливающиеся предохранители.....	22
4.3.2.1. Гидравлические предохранители.....	22
4.3.2.2. Механические предохранители.....	26
5. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МАЛОГАБАРИТНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО САМОВОССТАНАВЛИВАЕМОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ К ПРЕССУ КД2124, ус.250 кН.....	32
6. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ.....	35
6.1. Определение параметров предохранительного устройства.....	35
6.2. Расчет основных деталей предохранителя на прочность.....	40
7. ВАЛКОВЫЕ ПОДАЧИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ШТАМПОВОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ.....	49
8. ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛКОВОЙ ПОДАЧИ ПРЕССА КД2124.....	54
9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАЛКОВОЙ ПОДАЧИ.....	56
9.1. Определение кинематических параметров.....	56
9.2. Расчет на прочность храпового механизма и опорных шеек валка.....	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	66
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	67
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	70

ВВЕДЕНИЕ

Рост производительности увеличивает динамическую загруженность технологических машин, что в ряде случаев приводит к возникновению усилий, превышающих допустимые, и как следствие, к поломкам деталей и узлов оборудования. В связи с этим возникает задача надежного предохранения от перегрузок, вновь создаваемых и находящихся в эксплуатации машин и механизмов.

Анализ аварий технологического оборудования показывает, что наибольший процент поломок приходится на машины возвратно-поступательного действия с маховичным приводом, в частности, на механические прессы.

Повышение надежности работы валковых механизмов подающих ленту для обработки в рабочую зону технологического оборудования, а именно кривошипных машин являются также значимым вопросом.

Поэтому, актуальными остаются задачи надежного предохранения кривошипного прессы от перегрузок по усилию, а так же стоимости обслуживания, ремонта и повышения надежности работы валковых подач.

1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО УЧАСТКА ЧЕЛЯБИНСКОГО ЗАВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (ЧЗТО)

На сегодняшний день на ЧЗТО осуществляется выпуск стальных конвекторов по ГОСТ 20849-94, предназначенных для систем водяного отопления промышленных и гражданских зданий. Выпускаемые конвекторы имеют значительную номенклатуру (порядка 20 наименований). В качестве примера в пояснительной записке представлен отопительный прибор "Универсал", общий вид которого показан на рис.1

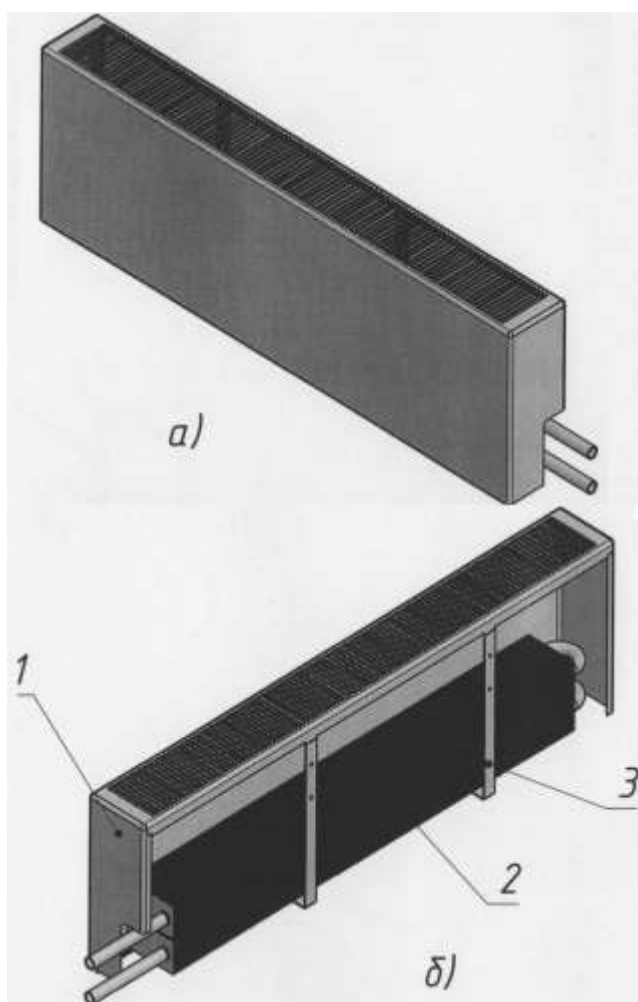


Рисунок 1. Конвектор отопительный стальной

а – лицевая сторона; б – тыльная сторона: 1 – кожух; 2 – нагревательный элемент; 3 – кронштейн.

Основой конвектора является пластинчатый нагревательный элемент изображенный на рис.2. Он представляющий собой металлические пластины

напрессованные на водогазопроводную трубу $D_y = 20$ ГОСТ 3232-75.

Металлическая пластина (рис 3, 4) изготовлена из холоднокатаной ленты 08 КП-М-НТЗ-0-0,4x130 ГОСТ 503-81.

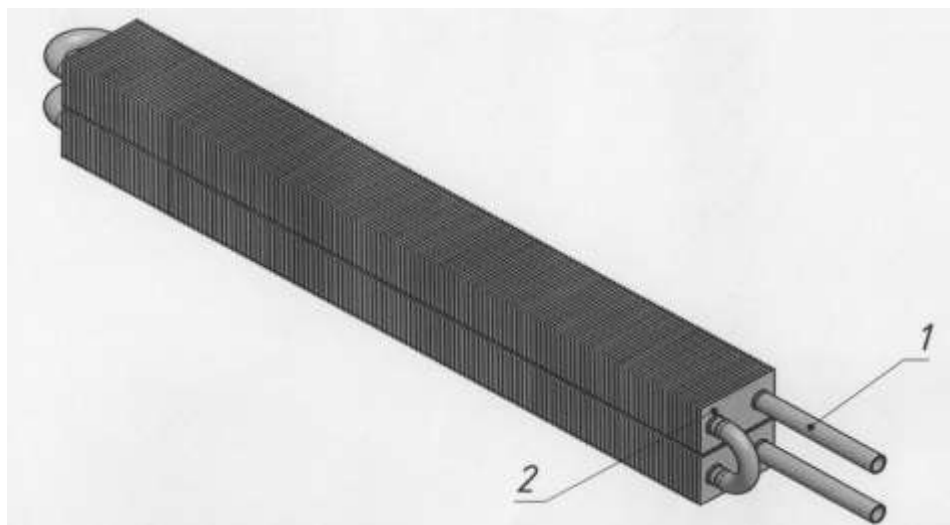


Рисунок 2. Нагревательный элемент конвектора 1

– водогазопроводная труба; 2 – пластина

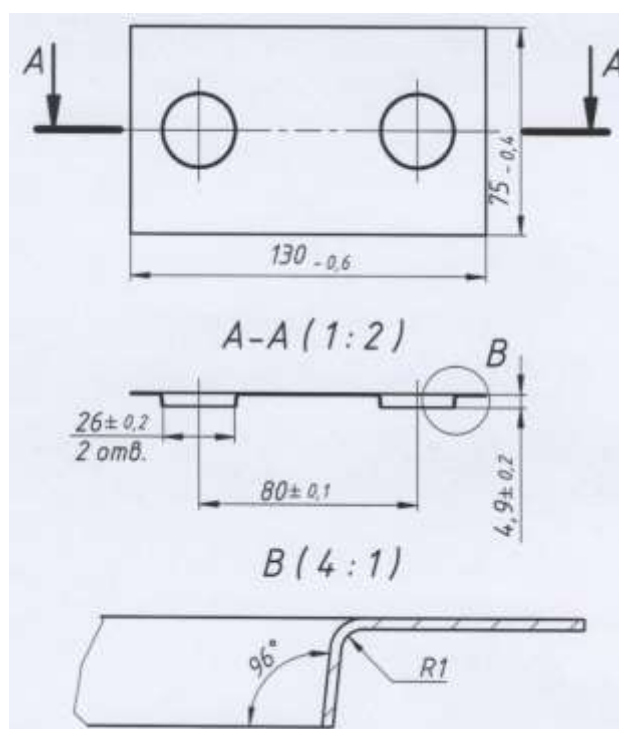


Рисунок 3. Пластина нагревательный элемента (эскиз)

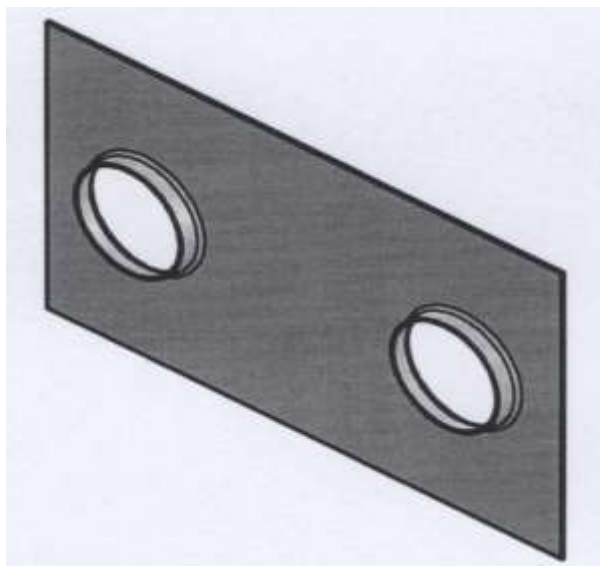


Рисунок 4. Пластина нагревательного элемента (общий вид)

При выпуске нагревательных приборов порядка 8000 условных кВт в месяц требуется около 1 000 000 пластин. Исходя из изложенного, для выпуска такого количества пластин на предприятии используется оборудование с достаточно большой производительностью.

Весьма эффективным направлением для такой программы выпуска нагревательных пластин является использование автоматизированных комплексов. Как правило комплекс включает в себя листоштамповочный пресс, а так же оборудование для размотки ленты, ее правки и подачи в штамп.

На ЧЗТО для этой цели используют автоматизированный комплекс на базе кривошипного прессы КД2124 (рис.5).

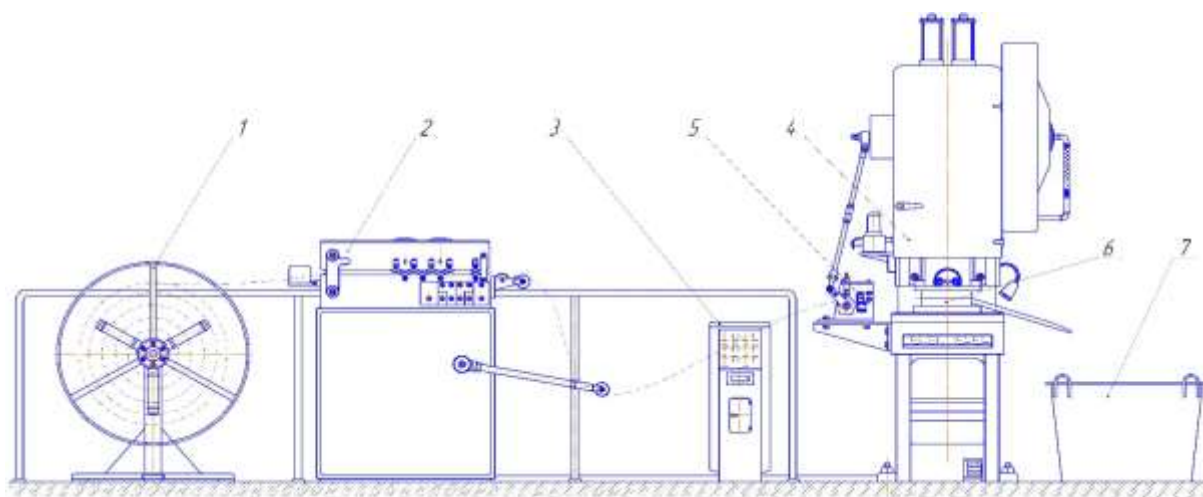


Рисунок 5. Автоматизированный штамповочный комплекс

Основу комплекса составляет универсальный листоштамповочный пресс 4, неприводное разматывающее устройство 1, правильное устройство 2, пульт управления 3 и валковая подача 5. Штамп 6 и тара 7. Техническая характеристика комплекса приведена в таб.1.

Таблица 1. Техническая характеристика комплекса

1	Ширина подаваемой ленты, мм	40-160
2	Толщина подаваемой ленты, мм	0,3-2,5
3	Шаг подачи, мм	40-160
4	Точность подачи по шагу, мм	±0,4
5	Номинальное усилие прессы, кН	250
6	Число ходов ползуна прессы в минуту	90
7	Производительность, шт/мин. не менее	90
8	Габаритные размеры, мм слева-направо спереди-назад	5500 1300

Рулон ленты разматывается при помощи приводного правильного устройства 2, в котором осуществляется правка ленты с последующим формированием компенсационной петли. Далее валковой подачей 5 лента подается в штамп 6 установленный на рабочем столе кривошипного прессы. За каждый ход прессы осуществляется пробивка отверстий, отбортовка материала и отрезка части полосы в виде готовой детали, которая по лотку уходит в тару 7.

Рабочим инструментом автоматизированного комплекса является штамп пробивки, отбортовки и отрезки, предназначенный для изготовления пластины нагревателя. Конструкция штампа для изготовления пластины нагревателя представлена на рис.6а.

Верхняя плита штампа 1 крепится к ползуну кривошипного прессы благодаря хвостовику 10. На верхней плите устанавливается пробивной пуансон 2 в пуансонодержателе 9. Плита 3 устанавливается на эластичный буфер 4. Пуансон-матрица 5, выполненная в виде втулки со скругленной внешней кромкой, устанавливается неподвижно на нижней плите 7.

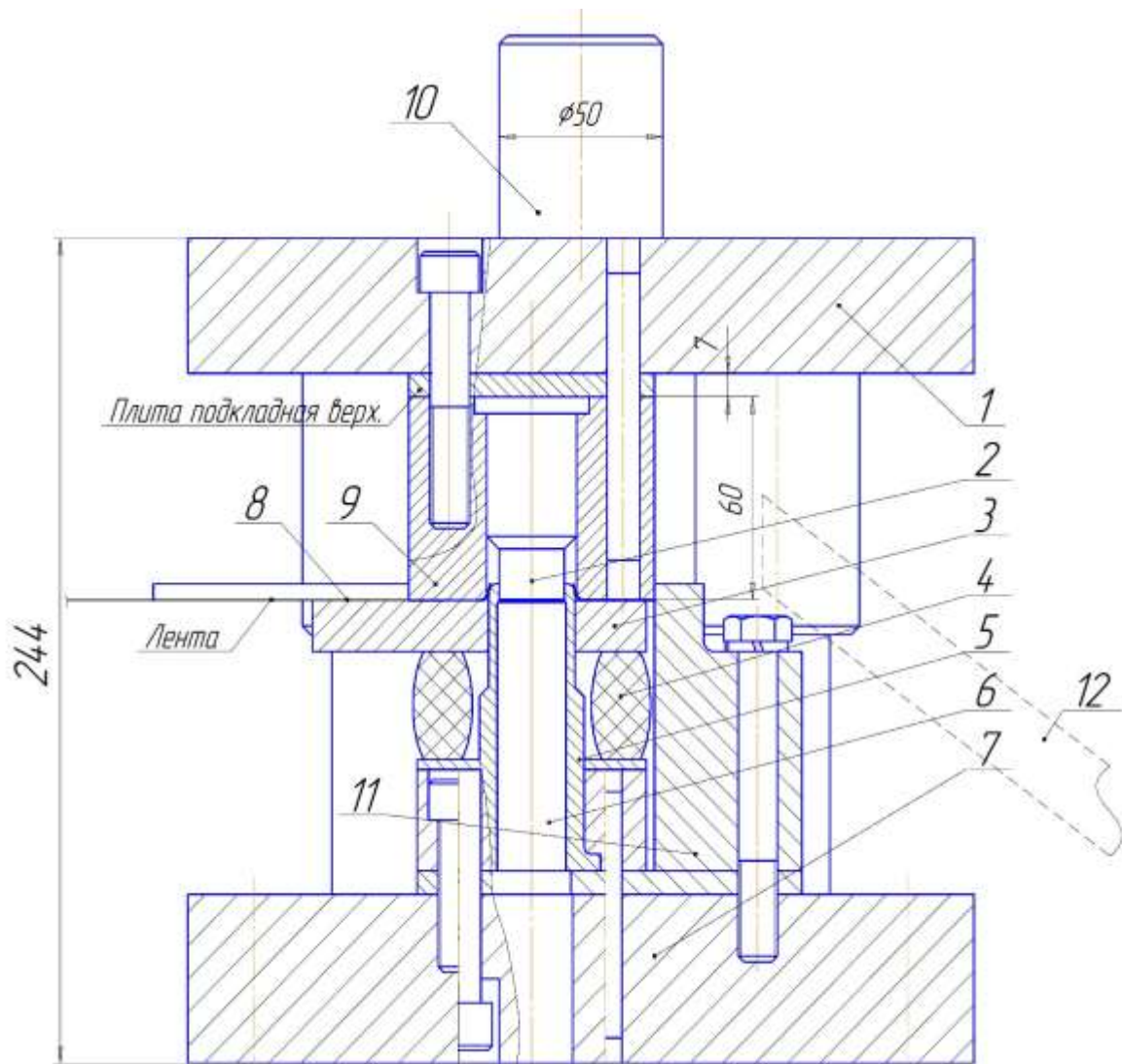


Рисунок 6а. Штамп для производства пластины нагревателя

После подачи ленты 8 на определенную величину шага пуансон 1 опускается вниз и пробивает ленту. Одновременно с пробивкой пуансонодержатель сжимает буфер 4, при этом происходит отбортовка кромок пробитого отверстия пуансоном-матрицей 5. Отход от пробивки отверстия падает через отверстие 6 пуансона-матрицы под стол пресса. Одновременно с пробивкой и отбортовкой заготовки происходит отрезка от ленты готовой детали при помощи ножа 11 и острой кромки пуансонодержателя 9. Готовая деталь удаляется в тару по наклонному лотку 12.

Среди недостатков данной конструкции штампа следует выделить невозможность регулирования положение ножа 11, трудности с выбором требуемой заготовки для изготовления пуансонодержателя 9 и его конечная

стоимость. На рис. 6б представлен вариант штампа для производство пластины измененной конструкции, которую предлагается принять предприятию ЧЗТО.

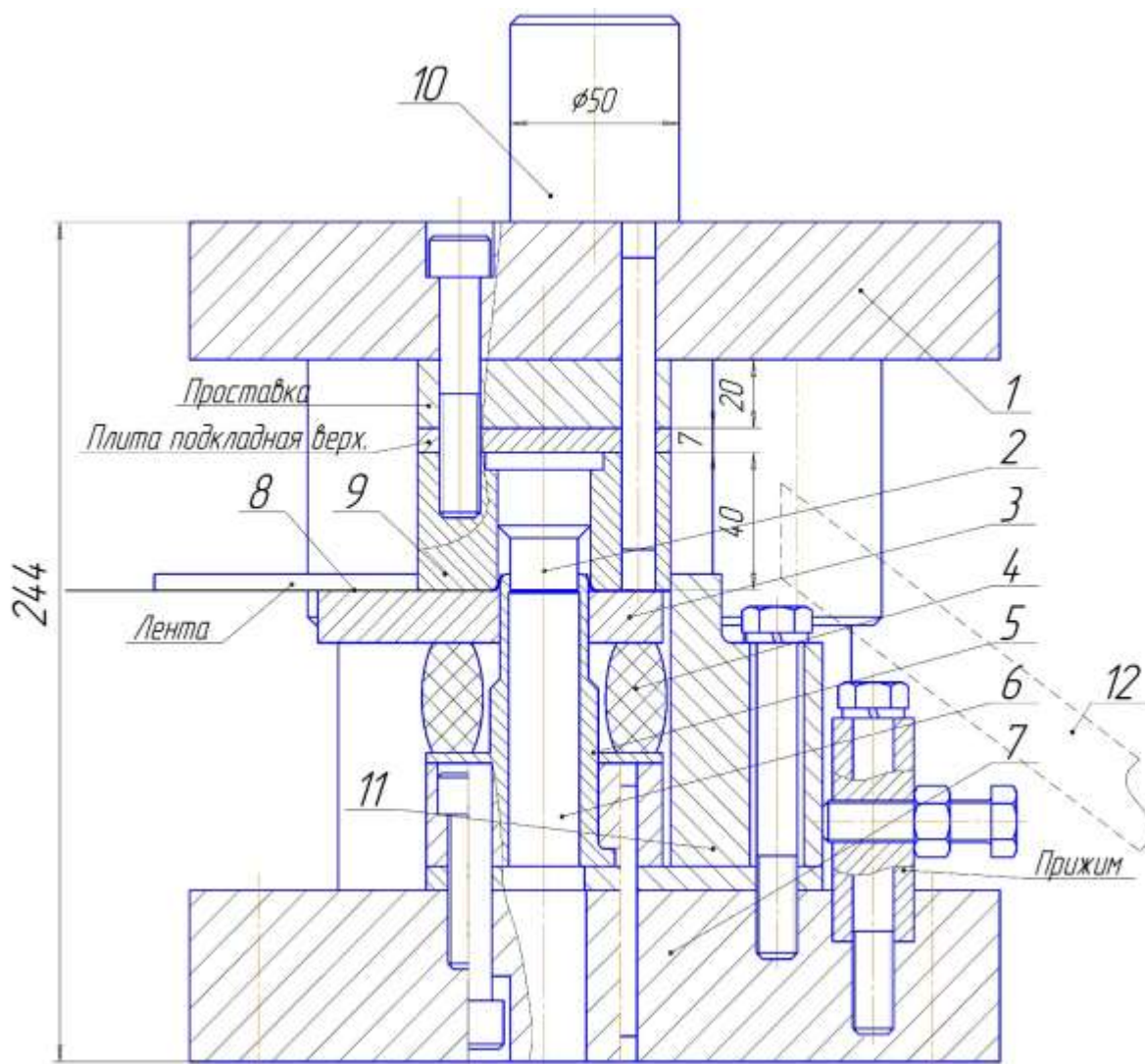


Рисунок 6б. Штамп для производства пластины нагревателя

При перешлифовке режущих поверхностей ножа снятие части материала с ножа не будет влиять на качество среза отделяемой заготовки от ленты так как нож 11 получит возможность точной регулировки своего положения при помощи винтового прижима.

Для снижения стоимости изготовления штампа предлагается пуансонодержатель 9 и пуансон 2 выполненные из стали 7Х3 изготовить в варианте рис.6б. Снизить габариты рабочего инструмента за счет применения проставки из Ст3 по ГОСТ 380-94.

2. СВЕДЕНИЯ О КРИВОШИПНЫХ ПРЕССАХ

Поскольку основой комплекса является кривошипный пресс, рассмотрим его конструкцию, устройство и работу.

На кривошипных прессах выполняют операции вырубki и пробивки, неглубокой вытяжки, гибки, обрезки и другие технологические процессы холодной и горячей штамповки, не требующие применения специализированного оборудования. Несмотря на наличие сравнительно большого числа видов прессов, различных по технологическому назначению, в промышленности превагирует штамповка мелких и средних деталей. Это обстоятельство обусловило большое распространение открытых кривошипных прессов относительно небольших усилий (до 2,5МН).

Порядка 80...85% от всего парка кузнечно-штамповочного оборудования составляют эти сравнительно простые и удобные в эксплуатации прессы [5].

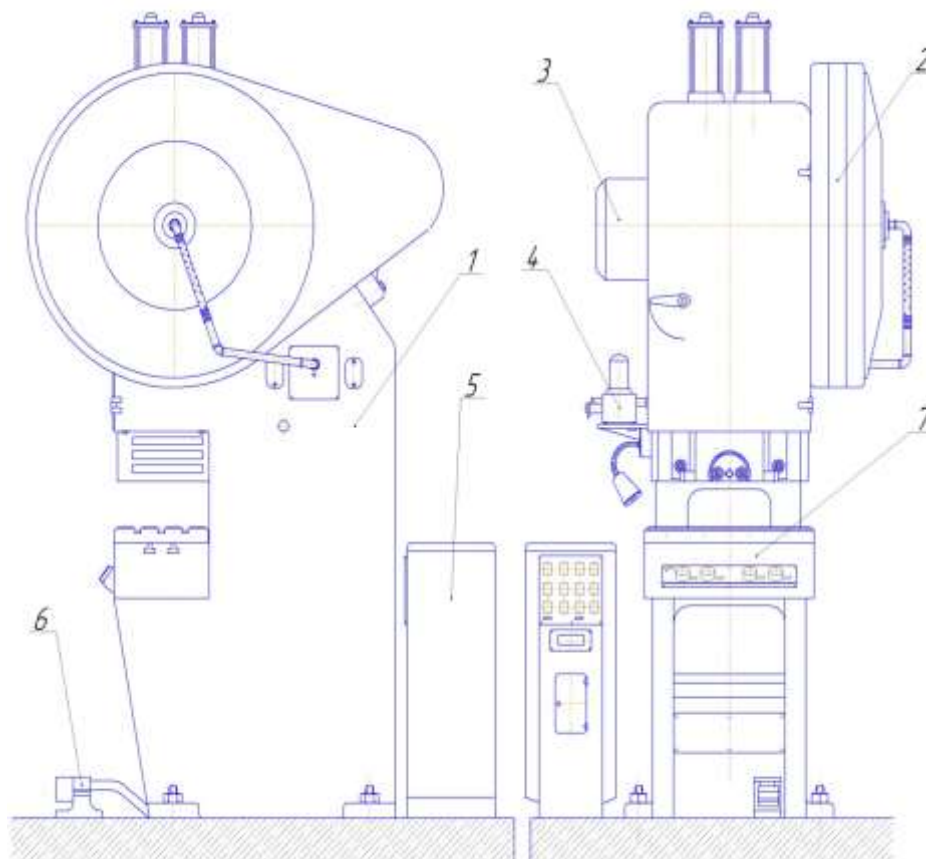


Рисунок 7. Общий вид открытого кривошипного прессы

Конструктивно кривошипный пресс представляет собой совокупность узлов и деталей расположенных на станине 1. В верхней части расположен маховичный

привод 2 пресса с муфтой-тормозом, маховиком и командоаппаратом 3. Для управления работой пресса служат: панель управления 7, педаль 6 и электрический шкаф 5. Подача смазки осуществляется насосом 4

Все подвижные детали жестко связаны между собой. Главной особенностью кривошипного пресса является наличие маховика выполняющего роль инерционного аккумулятора. Машина работает с большим запасом избыточной энергии, часть которой одновременно передается от маховика на кривошипный вал и от вала на ползун пресса, благодаря чему кривошипный пресс в момент штамповки развивает большие усилия.

Принцип действия кривошипного пресса состоит в том, что вращательное движение вала преобразуется в поступательное движение ползуна при помощи кривошипно-шатунного механизма. За один оборот вала происходит один ход ползуна вниз и вверх (двойной ход).

Кинематическая схема однокривошипного открытого пресса показана на рис.8.

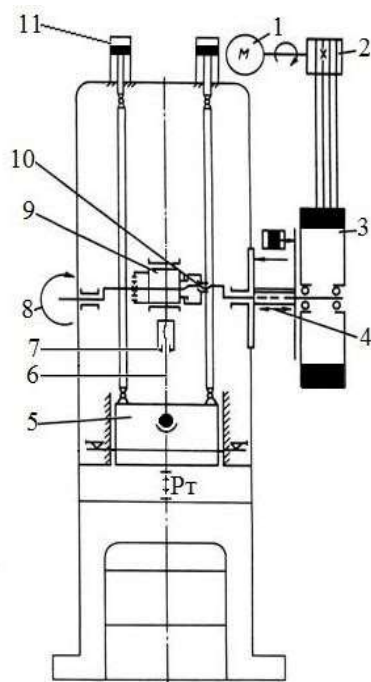


Рисунок 8. Принципиальная кинематическая схема кривошипного пресса

От электродвигателя 1 через ременную передачу 2 вращение передается маховику 3, свободно сидящему на консоли вала. При подаче сжатого воздуха в

полость муфты-тормоза 4 происходит соединение маховика с валом 8. Вал начинает вращаться и через шатун, состоящий: из винта 6 и корпуса 7, приводит ползун 6 в возвратно-поступательное движение. Корпус 7 шатуна посажен на вал через механизм регулирования хода, состоящий из эксцентрика 9 и гайки 10. При выпуске воздуха из полости муфты-тормоза происходит отсоединение маховика от вала и одновременно – торможение вращения вала тормозом. Регулирование длины шатуна осуществляется путем ввинчивания-вывинчивания винта из корпуса шатуна.

В прессах малых и средних усилий ползун взаимодействует с пневматическими уравнивателями 11. Уравниватели обеспечивают выбор зазоров в системе соединений ползун-шатун-вал, приводят к снижению расхода энергии, затрачиваемой на перемещение подвижных частей пресса при ходе вверх и способствуют более плавному ходу ползуна.

Положительные отличительные особенности такого типа машин:

1. При штамповке технологическое усилие в прессе замыкается в его станине, что не требует массивных и дорогостоящих фундаментов;

2. Кривошипные прессы обладают жесткими кинематическими связями между звеньями исполнительного механизма, а так же исполнительным механизмом и станиной. Это особенность обуславливает высокую точность штампуемых деталей, по сравнению с молотами и гидропрессами;

3. Неравномерный расход энергии за цикл работы пресса компенсируется наличием маховичного привода. Такой привод обеспечивает стабильную работу пресса при достаточно большой производительности;

4. Пресс способен развивать значительные технологические усилия на рабочем органе несмотря на простоту конструкции и относительно небольшие габариты.

Однако есть и существенные недостатки кривошипного пресса, заключающиеся в том, что он подвержен перегрузкам по усилию и как следствие поломкам узлов и деталей.

3. ПРИЧИНЫ ПЕРЕГРУЗОК КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

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 падение кинетической энергии маховика при рабочем ходе не превышает 20...30% общей энергии, накопленной маховиком [5]

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 пресса. Возникает перегрузка пресса по усилию. Очевидно, что при силовых перегрузках в различных деталях пресса может быть превышен предел прочности материала, что ведет к их разрушению. Это, прежде всего, касается таких дорогостоящих деталей, как станина, главный вал, зубчатые колеса или шатун.

Кроме избыточной энергии маховика, причиной перегрузки является жесткая кинематическая связь между приводом пресса 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 (P_d) и номинальным

усилием прессы (P_n). Это вызвано тем, что имеющиеся в технической литературе зависимости не позволяют в достаточной степени точно, определить требуемое усилие P_d 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 P_d , 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 ущерб выдвигает задачу безаварийной работы кривошипных машин путем оснащения их надежными предохранительными устройствами. [8]

4. ОБЗОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

4.1. Классификация предохранительных устройств

Для защиты КШМ от перегрузок используются самые различные предохранительные устройства, которые устанавливаются непосредственно в рабочий орган или в непосредственной близости от него, что способствует высокой эффективности защиты КШМ [1].

Классификация предохранительных устройств по усилию представлена на рис.9.

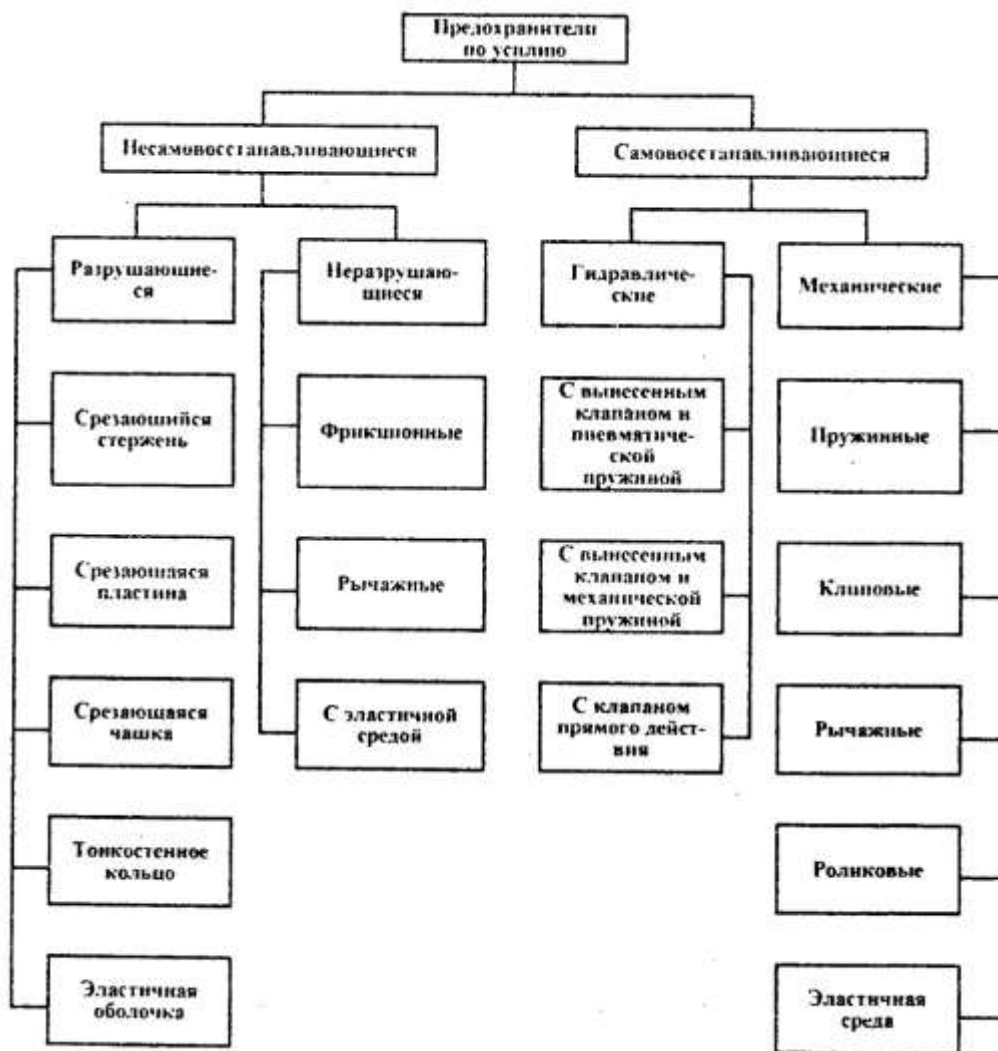


Рисунок 9. Классификация предохранительных устройств по усилию

Наибольшее влияние на схему и работу предохранительного устройства оказывает способ восстановления исходного состояния предохранителя после срабатывания. Согласно этому признаку предохранители по усилию делятся на два класса: несамовосстанавливающиеся и самовосстанавливающиеся.

4.2. Разрушающиеся предохранители

Простота изготовления и малые габариты обусловили широкое распространение разрушающихся предохранителей в кривошипных прессах. Для всех подгрупп этих предохранителей характерно то общее, что они

разрушаются по достижении действующего на них усилия определенной величины и требуют своей замены для возобновления работы машины.

На рис.10 представлены варианты разрушающихся предохранителей выполненные в виде элемента или совокупности элементов, при срабатывании которых наблюдаются процессы, аналогичные процессам, происходящим в вырубных штампах. Предохранители этого типа обычно устанавливаются в ползунах кривошипных прессов непосредственно под опорами шатунов.

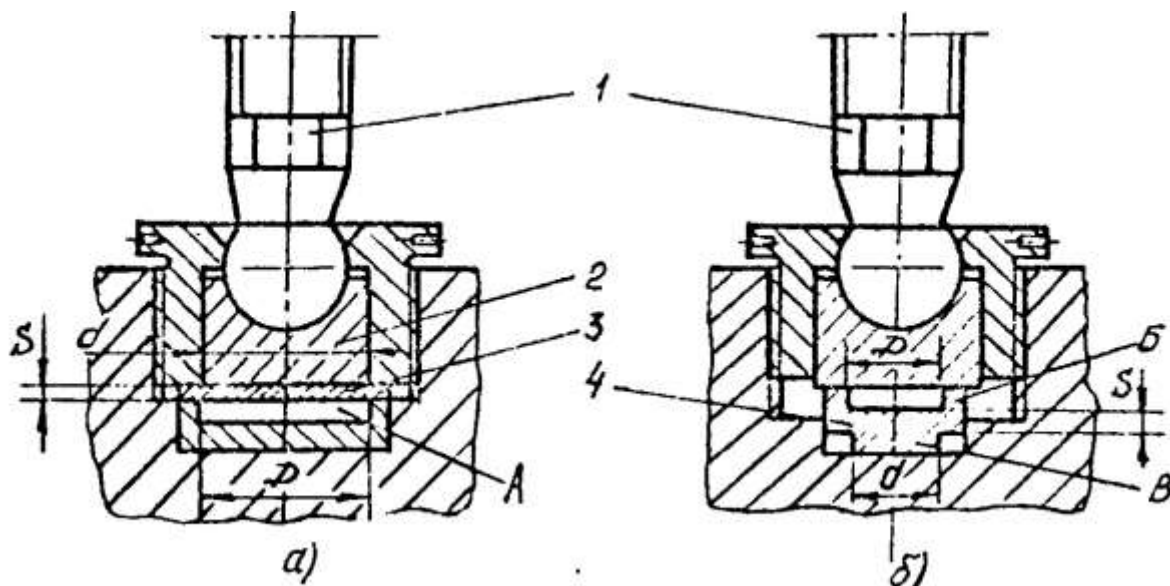


Рисунок 10. Разрушающийся предохранители, работающие на срез:

а – пластинчатый; б – чашечный

На рис.10-а показан срезной пластинчатый предохранитель, встроенный в ползун кривошипного пресса под опору 2 шатуна 1. При перегрузке пресса пластина 3 срезается и опора 2 продавливается в полость А. В срезном чашечном предохранителе, изображенном на рис.10-б, режущие элементы и пластина монолитно соединены в одну деталь – чашку 4. При перегрузке пресса и срабатывании предохранителя его части Б и В входят одна в другую, и опора 2 получает возможность пройти свое крайнее нижнее положение при остановившемся ползуне.

При срабатывании срезных предохранителей наблюдаются те же явления, что и в материале заготовки при выполнении разделительных операций, а именно,

имеет место стадия упругой разгрузки. Поэтому в элементах силовой системы пресса наблюдается резкое повторное соударение. В связи с этим пресс, оснащенный срезным предохранителем, подвержен действию значительных динамических нагрузок. Для снижения величины динамических нагрузок срезной предохранитель может иметь упругий элемент [13], который устанавливается между опорой шатуна и ползуном с зазором h (рис.11).

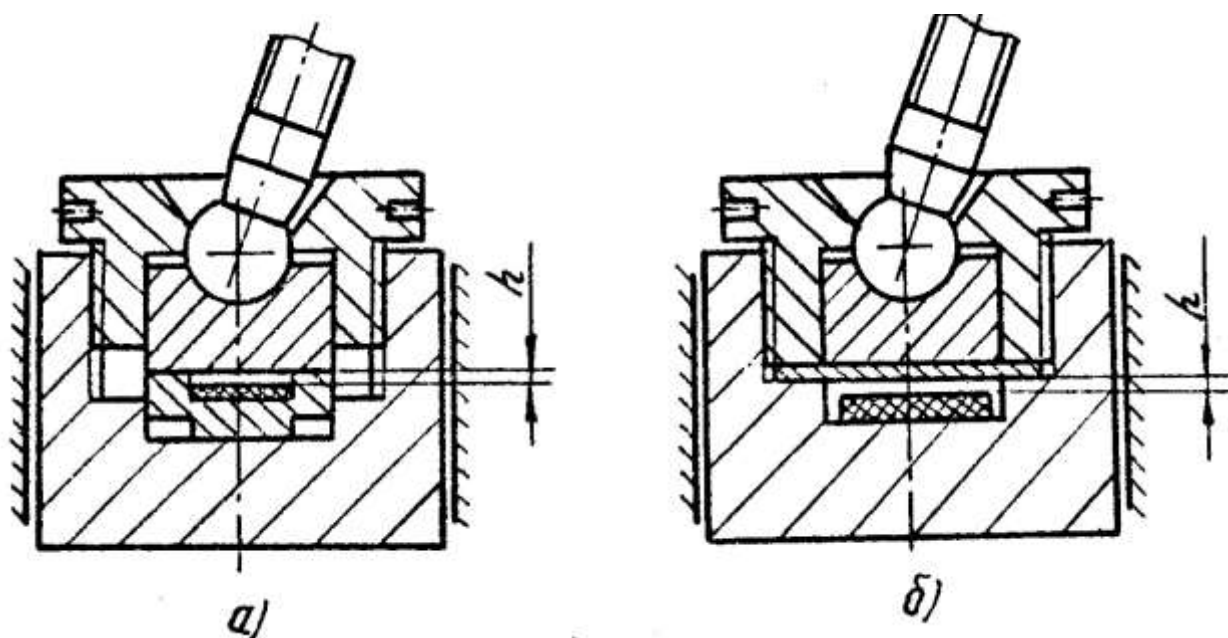


Рисунок 11. Разрушающийся предохранители с упругим элементом:

а – чашечный; б – пластинчатый

При этом величина зазора выполняется меньшей, чем общая упругая деформация силовой системы "пресс-штамп". При перегрузке пресса и срабатывании срезного предохранителя, в момент повторного силового замыкания системы, контактирует не два жестких элемента, а жесткий элемент и упругий. Это исключает резкий удар в системе и уменьшает динамические нагрузки.

В случае если по конструктивным соображениям место установки предохранителя ограничено, а усилие срабатывания велико, разрушающийся элемент выполняется с двумя поверхностями среза (рис.12) [14].

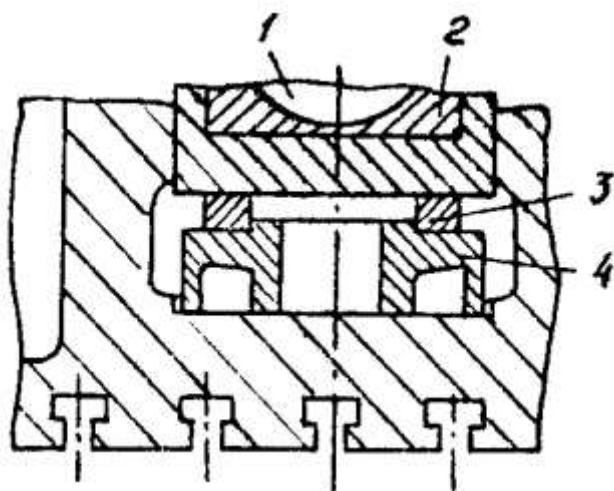


Рисунок 12. Разрушающийся чашечный предохранитель,
выполненный с двумя поверхностями среза

Роль режущего элемента в устройстве играет кольцо 3, установленное под опорой 2 шатуна 1. Равенство усилий P_p по двум поверхностям среза обеспечивается соответствующими переменными сечениями перемычки чашечного предохранителя 4.

В качестве материала предохранителей используются термообработанные и не термообработанные стали. Например, сталь 45 и др., а так же чугун.

К преимуществам срезных предохранителей относятся:

- простота изготовления и обслуживания; – низкая стоимость.

Однако срезные предохранители обладают и рядом недостатков:

- срабатывание предохранителя может происходить при усилиях, превышающих номинальное на 9...30%, что влечет за собой дополнительную нагрузку на детали предохраняемого пресса;

- срезные предохранители из-за концентраторов накапливают усталостные напряжения, а значит могут сработать при усилиях меньше номинального усилия пресса.

Следует рассмотреть предохранитель [8], который свободен от недостатков вышеупомянутых предохранителей, работающих на срез. Предохранитель представляет собой тонкостенное цилиндрическое кольцо 1, установленное в

полости ползуна 2 между калеными прокладками 5 и 6 под опорой 3 шатуна 4, (рис.13).

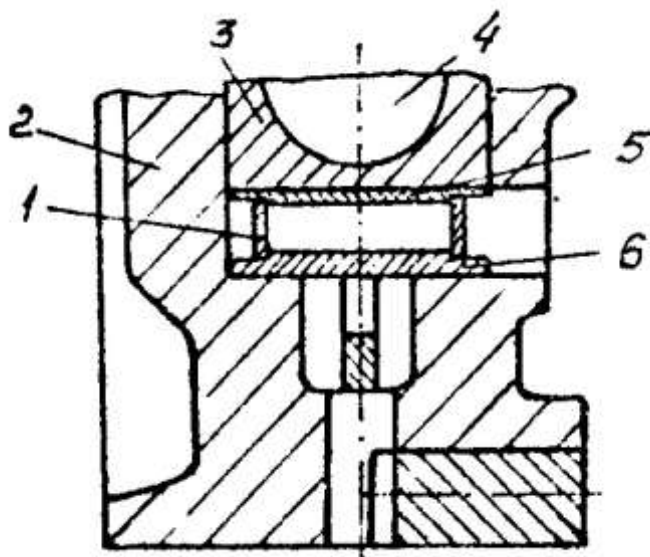


Рисунок 13. Кольцевой разрушающийся предохранитель

Предохранитель работает на сжатие. При перегрузке пресса, когда усилие на ползуне 2 становится равным расчетному усилию, кольцо 1 деформируется, теряя устойчивость, и опора 3 шатуна 4 получает возможность пройти крайнее нижнее положение относительно остановившегося ползуна. Стадии деформирования кольцевого предохранителя слева-направо показаны на рис.14.

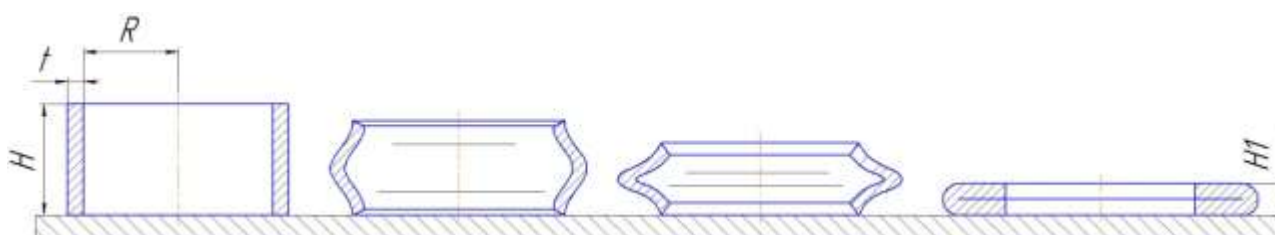


Рисунок 14. Стадии деформирования кольцевого предохранителя

Опыт эксплуатации в промышленных условиях покатал достаточную эффективность и надежность в работе кольцевых предохранителей, усталостных разрушений не наблюдалось. К тому же, кольцевые предохранители обеспечивают ограничение нагрузок в узлах и деталях пресса на 9...14% превышающих номинальные. У срезных предохранителей это превышение составляет порядка 30%. Кроме того, кольцевые предохранители могут

устанавливаться без существенных переделок ползуна пресса, обеспечивают большой ход предохранения, могут выполнять функции расклинивания. [9]

4.3. Неразрушающиеся предохранители

4.3.1. Несамовосстанавливающиеся предохранители

Разрушающиеся предохранители являются морально устаревшим видом защиты кривошипного пресса от перегрузок по усилию, попытки создать новый вид предохранительного устройства привели к созданию неразрушающихся предохранителей.

К таким предохранителям относятся устройства, которые после срабатывания требуют принудительного восстановления исходного положения деталей или их дополнительной регулировки. В настоящее время существует три типа несамовосстанавливающихся предохранителей: фрикционные и пружинно-рычажные предохранители.

Схемы этих предохранителей [4] представлены соответственно на рис.15 и 16. Принцип их действия ясен из рисунков.

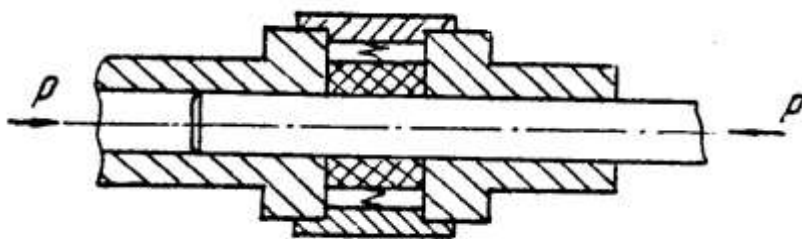


Рисунок 15. Неразрушающийся фрикционный предохранитель

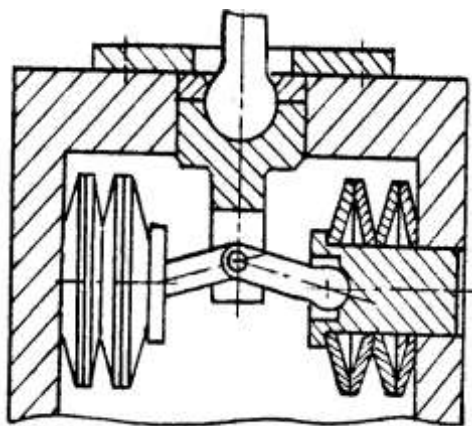


Рисунок 16. Неразрушающийся пружинно-рычажный предохранитель

К преимуществам неразрушающихся предохранителей следует отнести:

- отсутствие необходимости замены элементов предохранителя после его срабатывания;
- плавность срабатывания.

Недостатки несамовосстанавливающихся неразрушающихся предохранителей:

- принудительный возврат предохранителя в исходное положение (простои оборудования).
- предохранительным устройствам этого типа может потребоваться дополнительная регулировка (простои оборудования) после срабатывания.
- значительные габариты пружин, а, следовательно, и предохранителя в целом.

С целью повысить надежность предохранительных устройств и исключить потери времени, связанные с возвратом в первоначальное положение и настройкой были разработаны самовосстанавливающиеся предохранители.

4.3.2. Самовосстанавливающиеся предохранители

4.3.2.1. Гидравлические предохранители

Из этого класса предохранителей наиболее надежными, хотя и более сложными по устройству считаются гидравлические предохранители. Они по сравнению с разрушающимися предохранителями имеют следующие преимущества: могут настраиваться на различное усилие срабатывания, на величину перегрузки не сказываются усталостные явления, их установка возможна в двух- и четырехкривошипных прессах.

Для всех подгрупп гидравлических предохранителей характерно, что в качестве рабочей среды в них используется жидкость, а отличительной чертой является расположение и конструктивное исполнение клапана. Если клапан, ограничивающий давление жидкости в рабочей камере предохранителя расположен непосредственно в гидроопоре и исполняет роль поршня, то такой

предохранитель принято называть гидропредохранителем с клапаном прямого действия.

В тех случаях, когда клапан вынесен за пределы гидроопоры и соединен с ней трубопроводом, он классифицируется как предохранитель с вынесенным клапаном. Особенности конструктивного исполнения клапана могут быть отражены в названии предохранительных устройств. В частности, предохранители, в которых подпор клапана осуществляется давлением сжатого воздуха, в технической литературе называют гидропневматическим предохранителем [8].

Рассмотрим конструкцию и принцип действия предохранителя, предложенную немецкой фирмой "Krupp A.G." [2].

В последнее время такие предохранители получают все большее распространение и классифицированы как гидропредохранители с клапаном прямого действия. Принципиальная схема одного из вариантов такого предохранителя для двухкривошипных прессов показана на рис.17.

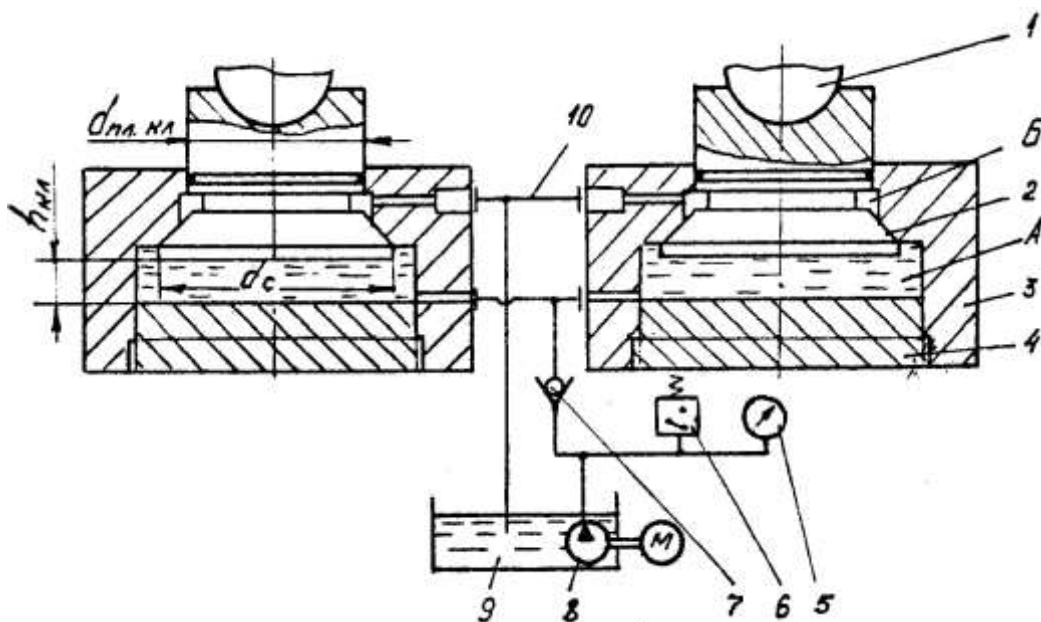


Рисунок 17. Гидравлический предохранитель двухкривошипного пресса с клапаном прямого действия

Установленные в ползуне две сообщающиеся гидроопоры составляют каждая гидравлическую полость А высокого давления. Последняя образуется корпусом 3, дном 4 и конусным клапаном 2, на который опирается шатун 1 прессы.

Полости А высокого давления напорной магистралью соединены с насосом 8. Магистраль состоит из гидробака 9, обратного клапана 7, реле давления 6 и манометра 5. Сливные полости Б низкого давления сообщаются между собой с гидробаком 9 через трубопровод 10.

Жидкость при включении насоса 8 воздействует через обратный клапан 7 на конусные клапаны 2, поджимает их вверх и закрывает полости А, в которых создается высокое давление заданной величины.

При усилии на ползуне, превышающем допустимое, предохранитель срабатывает. Ползун останавливается, а шатун 1 и клапан 2 опускаются, жидкость из полости А через кольцевую полость Б перетекает в гидробак 9. Обеспечивается свободное движение шатуна 1 относительно ползуна, тем самым предотвращается поломка деталей исполнительного механизма. Давление в напорной магистрали падает и электроконтактный манометр подает сигнал на остановку прессы.

Примером другого безнасосного варианта гидропредохранителя является конструкция, представленная на рис.18 [12]. Однако предохранитель защищает пресс от перегрузок только на номинальном недоходе ползуна.

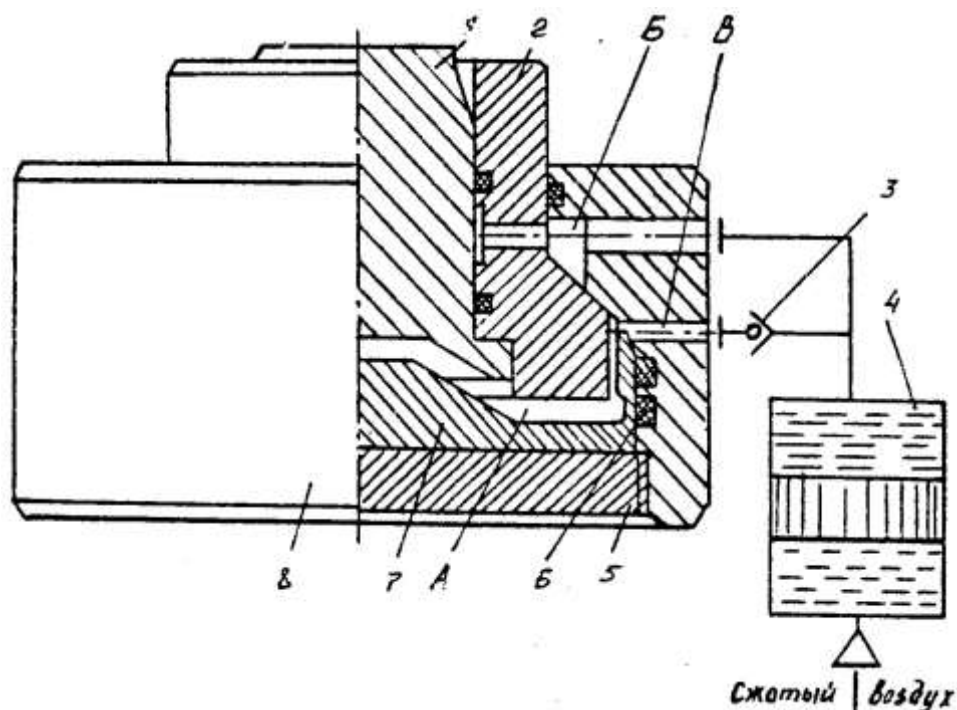


Рисунок 18. Конструкция безнасосного варианта гидравлического предохранителя

В корпусе 8 гидравлического предохранителя имеется полость А, запираемая клапаном 2, в сквозном отверстии которого расположен плунжер 1. Снизу полость А ограничена тонкостенной крышкой 7 с уплотнительными кольцами 6 и гайкой 5. Полость А через клапан 3 и отверстие В соединено с гидропневматическим аккумулятором 4.

Предохранитель работает следующим образом. Под воздействием давления сжатого воздуха жидкость из аккумулятора 4 поступает в полости А и Б и за счет разности площадей клапан 2 и плунжер 1 поднимаются, запирая полость А. При передаче усилия через гидропредохранитель первоначально перемещается плунжер, который сжимая жидкость в полости А, создает подпорное давление. В дальнейшем усилие шатуна на ползун будет передаваться через плунжер и хвостовик клапана 2. В случае перегрузки откроется клапан и жидкость через кольцевую щель из полости А и отверстие Б вытесняется в аккумулятор.

Для гидравлических предохранителей характерны следующие преимущества:

– высокая чувствительность предохранителя; – точность регулировки.

Среди недостатков следует отметить:

- большие размеры (могут быть установлены на пресса с усилием свыше 1МН);
- стоимость изготовления и эксплуатации гидравлических предохранителей;
- может потребоваться установка дополнительного оборудования (масляные фильтры, насосы, прокладка масляных магистралей).

Гидравлические предохранители стали основой поиска иного пути решения проблемы защиты кривошипных прессов от перегрузок. При решении задачи уменьшения габаритов предохранителя и повышения надежности его работы начались изыскания с целью отказа от среды, требующей дорогой пневмо- и гидроаппаратуры что привело к созданию механических самовосстанавливающихся.

В первую очередь, здесь можно выделить группу самовосстанавливающихся предохранительных устройств по усилию с использованием вместо жидкости упругих элементов, представляющих обычно различного рода пружины.

4.3.2.2. Механические предохранители

Оригинальными являются конструкции предохранителей, упругий элемент в которых выполнен в виде набора плоских пластин, установленных вертикально [11]. Пример такого устройства показан на рис.19.

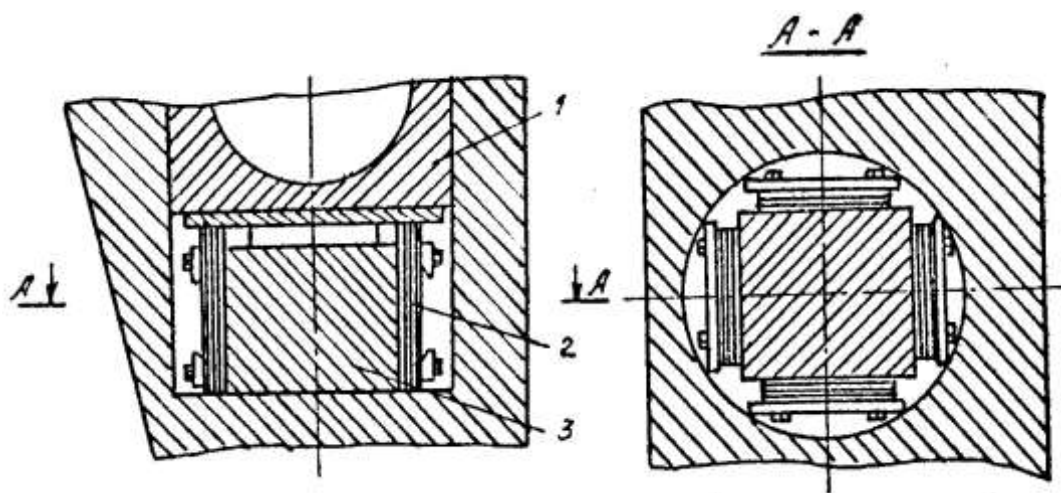


Рисунок 19. Самовосстанавливающийся предохранитель с набором плоских пружин

При возникновении нагрузки выше расчетной пластины 2 теряют продольную устойчивость и изгибаются в стороны от боковых граней опорного стержня 3, обеспечивая тем самым возможность перемещения опоры 1, когда рабочий орган перемещаться не может. Проведенные предварительные расчеты и экспериментальные данные показывают, что для работы в упругой зоне пластины должны быть достаточной длины. Поэтому габариты такого предохранителя будут большими, а ход предохранения мал [8].

Необходимо отметить группу устройств, где в качестве преобразователя усилия использован набор роликов. Наличие такого преобразователя позволяет многократно снизить усилие на пружинах. Так, например, механический самовосстанавливающийся предохранитель [9] (рис.20), состоит из двух рядов роликов

1. Нижний ряд роликов сжат пружинами 2. Усилие пружин регулируется гайками
3. При перегрузке усилие со стороны роликов нижнего ряда будет превышать усилие затяжки пружин и упоры 4 переместятся в свои крайние положения.

Для уменьшения горизонтальной составляющей усилия в [10] предложен вариант исполнения устройства, где упоры 4 располагаются в вертикальной плоскости, между упорами и колодками 5 размещаются два дополнительных набора роликов. Однако размеры такого устройства в плане весьма велики. Исследование экспериментальной модели предохранителя с усилием срабатывания 120 кН показали его работоспособность и стабильность. В тоже время установлено, что величина напряжений в местах контакта роликов с опорными поверхностями достигает 1700-1800 МПа. При величине допускаемых контактных напряжений 2000-3000 МПа [17], долговечность данного устройства будет невысокой, за счет возникновения "фреттинг-коррозии".

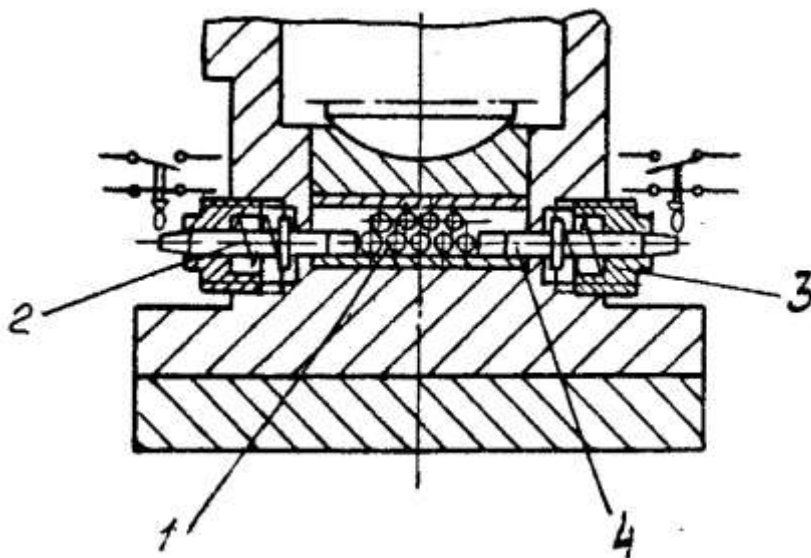


Рисунок 20. Самовосстанавливающийся предохранитель
с роликовым преобразователем усилия

Особенностью самовосстанавливающегося механического предохранителя (рис.21) [15] является наличие преобразователя усилия, выполненного в виде эластичного элемента 1, заключенного в замкнутой полости. Подпружиненные толкатели 2 взаимодействуют с частью поверхности эластичного элемента. Пружины 3, при их предварительной затяжке, обеспечивают создание необходимого усилия срабатывания предохранителя. При перегрузке эластичный элемент начинает вытесняться в отверстия крышки 4 и, тем самым, дает возможность смещения опоры 5. Согласно предложению применение в качестве рабочей среды эластомера позволяет избежать большинства недостатков присущих ранее рассмотренным конструкциям, в первую очередь применение эластичного элемента вместо набора роликов или установленных торцом плоских пружин может повысить долговечность и стабильность работы устройства, Положительным является также то, что не увеличиваются размеры машины по высоте, поскольку высота эластичного элемента равна высоте разрушающихся предохранителей. И все же пружины 3, выполненные согласно предложению из эластичного материала, ставят под сомнение обеспечение достаточного хода предохранения в устройстве при заданном коэффициенте перегрузки.

Горизонтальное расположение пружин является также недостатком устройства, поскольку увеличивает размеры предохранителя в плане.

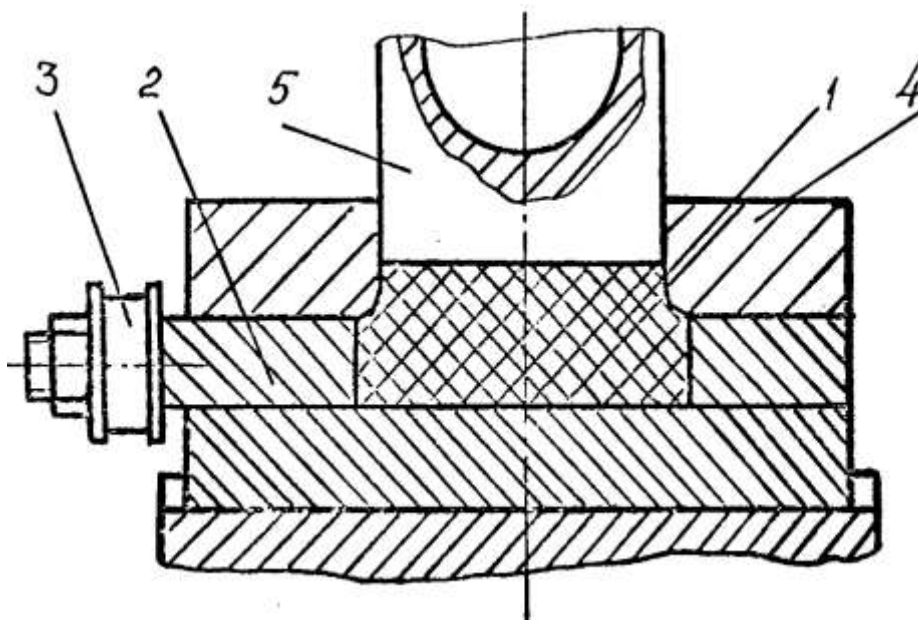


Рисунок 21. Самовосстанавливающийся предохранитель с эластичным преобразователем усилия

Из обзора известных конструкций предохранительных устройств видно, что отсутствуют предохранители, за исключением чашечных разрушающихся, относительно невысокая стоимость изготовления и эксплуатация которых будет экономически оправданной в малогабаритных машинах и механизмах. Разрушающиеся предохранители обладают низкой чувствительностью, они недолговечны и нестабильны в работе.

Таким образом, без совершенствования конструкций, ни один из известных предохранителей не может обеспечить надежную защиту от перегрузок по усилию машин возвратно-поступательного действия с малыми размерами рабочих органов. Наиболее эффективным для прессов малых усилий можно считать предохранитель с эластичной средой. В качестве эластичной среды может быть использован полиуретановый вкладыш марки СКУ-7Л (либо СКУ-ПФЛ) с твердостью по Шору, А-70.

Полиуретан представляет собой плотный эластичный синтетический материал, обладающий высокой упругостью и износоустойчивостью. В отличие

от резины полиуретан не обладает пористостью (исключая искусственно вспененный пенополиуретан), благодаря чему он практически не сжимается и не уменьшается в объеме. Полиуретановые заготовки подвергаются различным видам механической обработки: резке ленточной пилой и на ножницах, обтачиванию, фрезерованию, сверлению, нарезанию резьбы.

Примером использования полиуретана являются конструкции штампа с эластичным элементом (рис.22а). Штамп является универсальным, так как один и тот же полиуретановый блок используется с пуансонами различной формы. [3].

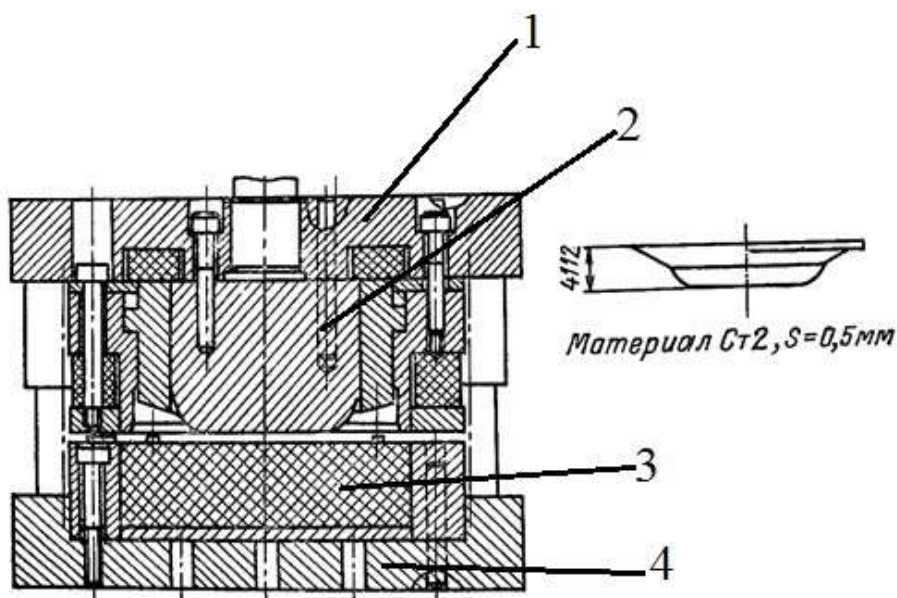


Рисунок 22а. Устройство штампа с матрицей из полиуретанового элемента

На подштамповой плите 1 закреплен пуансон 2. Заготовку размещают на закрытой матрице, размещенной на рабочем столе 4, с полиуретановым элементом 3. Ползун с пуансоном совершает поступательное движение и начинает давить на заготовку. В этот момент заготовка начинает деформироваться и встречает сопротивление полиуретанового блока, который начинает применять форму пуансона и заполняет свободное пространство в штампе. В следствие этого заготовка вплотную прижимается к пуансону и принимает его форму. Большинство матриц в которых используется полиуретан – закрытого типа. Требования к пластичности этого материала в штампе и максимальному усилию деформации не более 1,5-2% от номинального усилия

пресса обусловили распространение полиуретана жесткостью до 70 единиц по шкале А, по Шору. Характеристики полиуретана 3 с вышеуказанной жесткостью показаны на рис.226 [23]

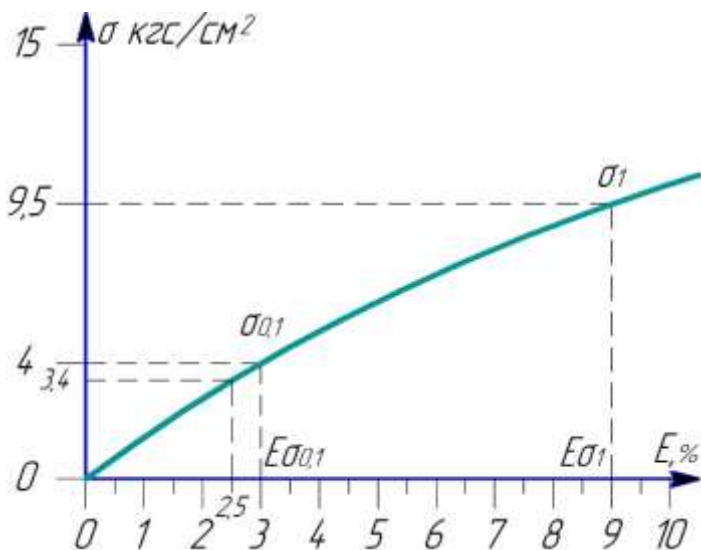


Рисунок 226. Характеристика полиуретана применяемого в матрицах

Применение полиуретана в штампах дает значительный эффект, заключающийся в снижении стоимости оснастки в 4–6 раз, сокращении сроков изготовления оснастки в 5–10 раз, уменьшении металлоемкости от 10 до 40 раз. Практика показала, что штамповка полиуретаном эффективна при годовой программе от 100 000 до 1 000 000 деталей [3].

Преимущества механических самовосстанавливающихся предохранителей:

- отсутствие дорогостоящей гидро- и пневмоаппаратуры;
- относительно небольшие размеры;
- простота в изготовлении и эксплуатации.

Недостатки:

- может потребоваться внести изменения в конструкцию ползуна пресса.

Исходя из преимуществ и недостатков вышеуказанных предохранителей для модернизации кривошипного пресса КД2124 был принят к разработке самовосстанавливающийся предохранитель с эластичным преобразователем усилия [16].

5. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МАЛОГАБАРИТНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО САМОВОССТАНАВЛИВАЮЩЕГОСЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ К ПРЕССУ КД2124, ус. 250Кн

Проведенный обзор литературных источников и патентных материалов свидетельствует, что в машинах и механизмах подверженных систематическим перегрузкам, предпочтительнее использовать самовосстанавливающиеся предохранители. Известные предохранители такого типа имеют большие габариты и их применение ограничено размерами рабочих органов машин. Одним из реальных путей создания самовосстанавливающихся предохранителей малых габаритов - замена в преобразователе усилия жидкой рабочей среды эластичным материалом, обладающим свойством восстанавливать первоначальную форму. Тем самым удастся избежать применения сложной и дорогостоящей гидроаппаратуры, значительно снизить габаритные размеры пружин. Устройство с таким типом преобразователя усилия позволяет получить более простой и удобный в эксплуатации самовосстанавливающийся предохранитель в сочетании с его малыми габаритами. На рис.23 изображена конструктивная схема предохранителя с эластичным элементом и осевым толкателем.

В полости ползуна 1 установлен контейнер 2, в котором размещены эластичный элемент 3 и установленный на нем подпятник 4 шатуна 5. В осевом отверстии дна контейнера установлен толкатель 6 опирающийся на коромысло 7. Коромысло соединено с ползуном посредством тяг 8, на которых размещены пакеты тарельчатых пружин 9 опирающиеся на закрепленные на ползуне кронштейны 10. Предохранитель снабжен системой электроблокировки, обеспечивающей отключение пресса при его срабатывании. Она состоит из подпружиненного рычага 11, установленного в коромысле на оси, фиксатора 12, закрепленного на кронштейне, а также путевого нормальнозамкнутого

выключателя 13, смонтированного на станине прессы и установленного в цепи питания блока управления прессом.

При нормальном нагружении прессы сила давления эластичного элемента, действующего на толкатель, меньше усилия предварительной затяжки пружин, поэтому толкатель относительно ползуна не перемещается, а эластичный элемент работает как жесткое тело. В случае возникновения перегрузки сила давления на толкатель со стороны эластичного элемента превысит усилие затяжки пружин толкатель перемещается вместе с коромыслом и тягами вниз, дополнительно сжимая пружины. Часть объема эластичного элемента вытесняется в осевое отверстие, освобождаемое толкателем, и позволяет подпятнику переместиться относительно ползуна, исполнительный механизм проходит свое предельное положение. Тем самым предотвращается поломка прессы. При перемещении коромысла вниз рычаг 11 выходит из зацепления с фиксатором 12 и под действием пружины занимает горизонтальное положение. Во время хода ползуна рычаг нажимает на путевой выключатель и подает сигнал на отключение прессы [16].

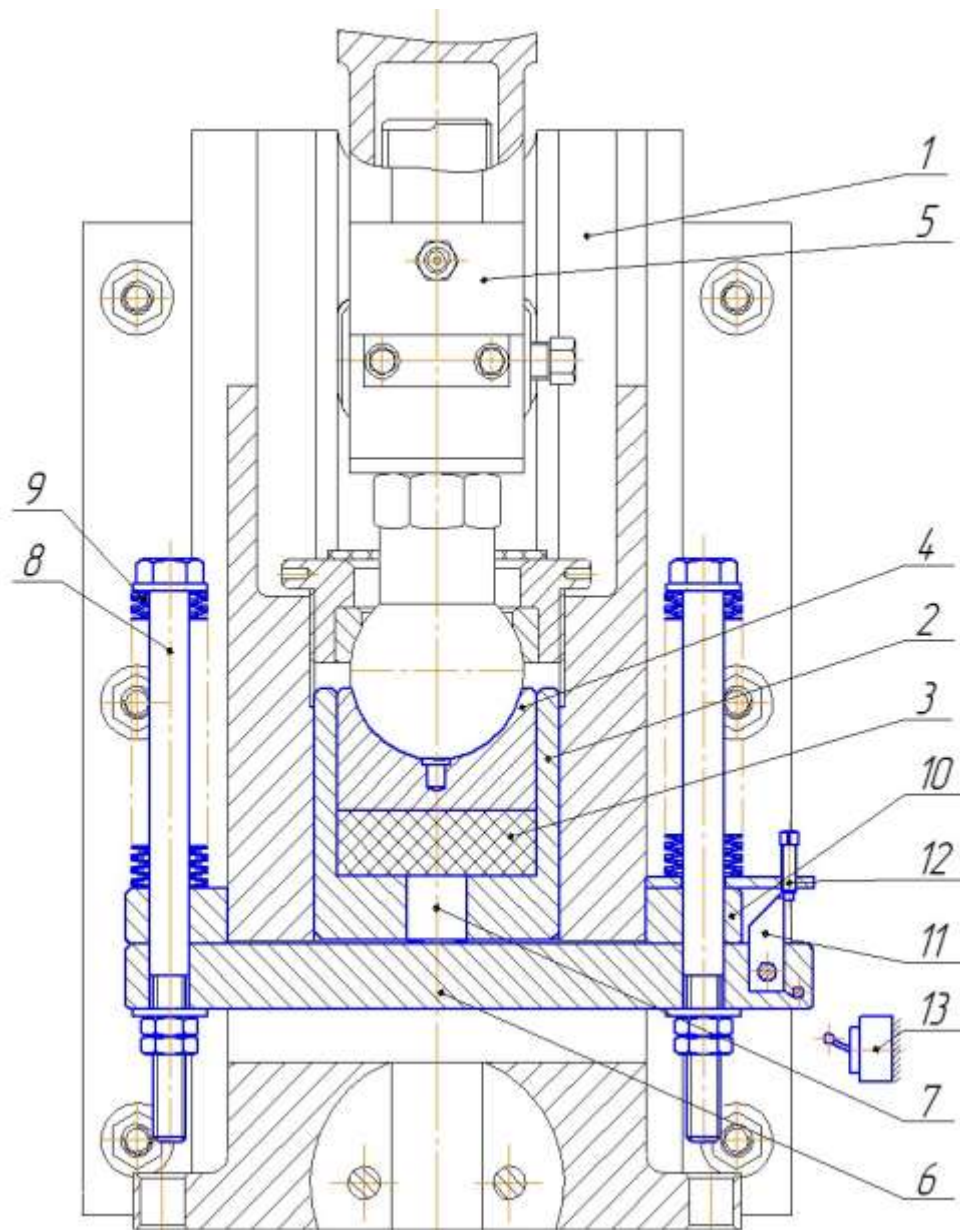


Рисунок 23. Механический самовосстанавливающийся предохранитель
с осевым толкателем

Эластичный элемент предохранительного устройства является наиболее ответственной частью конструкции. Циклический характер его нагружения, восприятие значительных степеней деформаций при вытеснении его в осевое отверстие, ограниченные возможности размещения, особенно при модернизации существующих машин и механизмов на развиваемые удельные усилия и его напряженно-деформированное состояние.

Поэтому практическое применение полиуретана в качестве рабочей среды предохранителя определило необходимость изучения его свойств с тем, чтобы

получить конкретные рекомендации по выбору формы, материала и размеров полиуретанового эластичного элемента.

Анализ сопоставления различных типов пружин показал [18], что тарельчатые пружины наиболее пригодны для применения их в предлагаемых предохранительных устройствах. Они вполне конкурентоспособны с другими видами пружин, а по коэффициенту конструктивного использования объема вследствие компактности их конструкции даже предпочтительнее.

Предлагаемые конструкции предохранителей можно использовать как на находящихся в эксплуатации машинах и механизмах, так и на вновь выпускаемых. Небольшие затраты средств и времени на изготовление и установку, простота в эксплуатации - выгодно отличают их от других типов предохранителей по усилию.

6. ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ

6.1. Определение параметров предохранительного устройства

Силовой расчет преобразователя усилия с эластичной средой

Расчетная схема предохранителя изображена на рис.24.

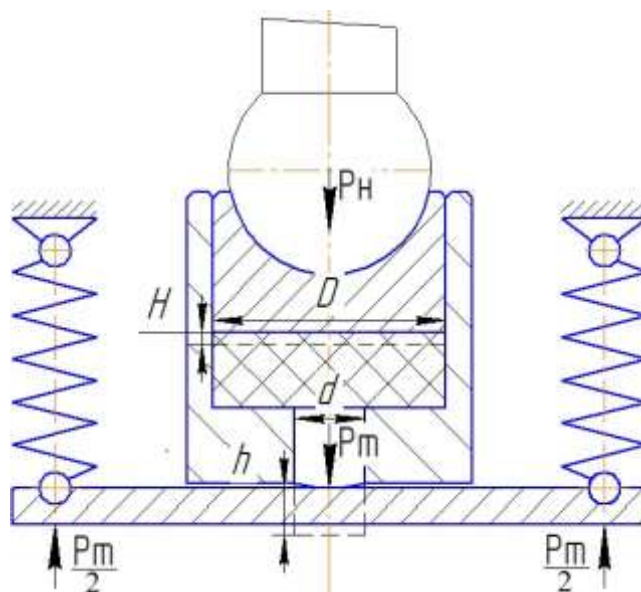


Рисунок 24. Расчетная схема предохранителя пресса КД2124

Расчет самовосстанавливающегося предохранителя с эластичным элементом и осевым толкателем для пресса КД2124 усилием 250кН сводится к выбору тарельчатых пружин 9 (см. рис.23). Для толкателя 7 находится диаметр по соотношению [8]

$$\frac{d}{D} = 0,1 \dots 0,3, \quad (1)$$

где d – диаметр толкателя предохранителя, мм;

D – диаметр подпятника, $D = 110$ мм для КД2124.

Примем $\frac{d}{D} = 0,3$ найдем

$$D \cdot 0,3 = d,$$

$$d = 110 \cdot 0,3 = 33 \text{ мм.}$$

Давление, которое возникает в стакане при воздействии подпятника 4 на эластомер 3

$$\rho_r = \frac{P_H}{S_{\Pi}} = \frac{P_m}{S_T}, \quad (2)$$

где S_{Π} и S_T – площади торцов подпятника и толкателя, контактирующие с эластичным элементом, мм²;

P_H – номинальное усилие пресса, для КД2124 $P_H = 250$ кН; P_m

– усилие на толкателе.

Площадь подпятника и толкателя находим по формуле площади окружности

$$S_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 110^2}{4} = 9503,32 \text{ мм}^2$$

$$S_T = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 33^2}{4} = 854 \text{ мм}^2.$$

Отсюда по формуле (2) давление в стакане

$$\rho_r = \frac{25000}{9503,32} = \frac{P_m}{854} = 2,63 \text{ кг/мм}^2.$$

С использованием данного соотношения найдем

$$P_m P_m = 854 \cdot 2,63 = 2248 \text{ кг.}$$

Для соблюдения равновесия усилие на толкателе принимается равным усилию предварительно затянутых пружин [8] $P_m = P_{пр}$,

$$\frac{P_m}{2} = \frac{P_{пр}}{2}.$$

где $P_{пр}$ – сила предварительно затянутых пружин.

В качестве эластичного элемента используется полиуретановый вкладыш. Примем допущение, что он является абсолютно жестким телом, связь между перемещениями подпятника и толкателя запишем следующим образом

$$S_{п} \cdot H = s_{т} \cdot h,$$

где H и h – перемещения подпятника и толкателя, мм.

Тогда перемещения толкателя

$$h = \frac{S_{п}}{s_{т}} H, \quad (3)$$

Перемещение подпятника задается в зависимости от толщины штампуемой детали, примем $H = 1$ мм, тогда

$$h = \frac{9503,32}{854} \cdot 1 = 11,13 \text{ мм}.$$

Выбор типа и количества пружин

Для обеспечения необходимого прижима требуется произвести подбор пружин в соответствии с силой действующей на толкатель предохранителя а так же исходя из рационального размещения с учетом свободного доступа к элементам предохранителя кривошипного пресса. Так как усилие на толкателе составляет $P_m = 22100\text{Н}$, а подпружиненных направляющих шпильки две, то усилие на одной пружине должно быть

$$P_{пр/2} = \frac{22100}{2} = 11050\text{Н}.$$

Размеры одной пружины выбираем согласно ГОСТ 3057-90 [19] тип 2. Выбранная пружина изображена на рис.25. Конструктивно пружина имеет характерную скругленную верхнюю кромку которая способствуют плавному ходу без зажима шпильки при деформации пружины.

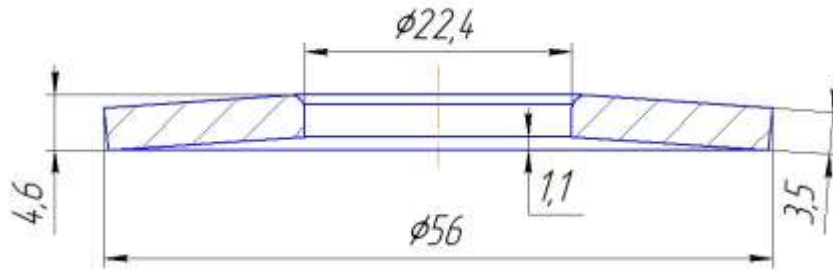


Рисунок 25. Пружина предохранителя по усилию прессы КД2124

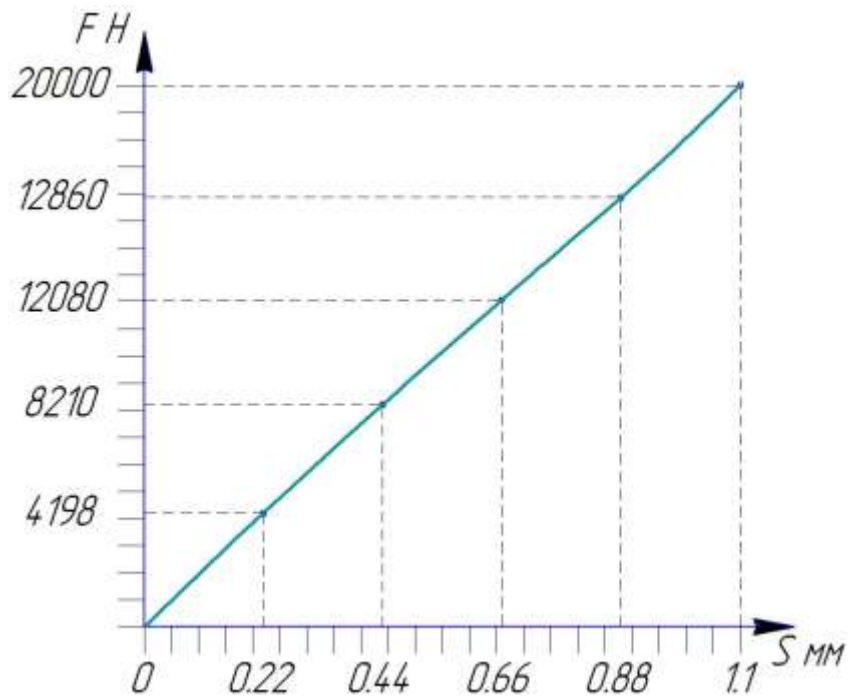


Рисунок 26. Характеристика пружины в зависимости от деформации

Для снижения напряжения на пружину следует произвести набор из некоторого количества пружин в пакеты. Наибольшая мягкость хода достигается набором пружин в пакет последовательно (рис.27).

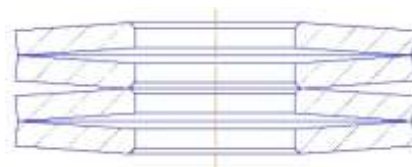


Рисунок 27. Последовательная сборка пружин

Чем больше пружин в пакете, тем мягче будет ход и меньше нагрузка на сами пружины. Количество пружин в пакете ограничено буксами. В зависимости от количества пружин следует произвести предварительную затяжку пакета на усилие $P_{пр/2} = 11050\text{Н}$.

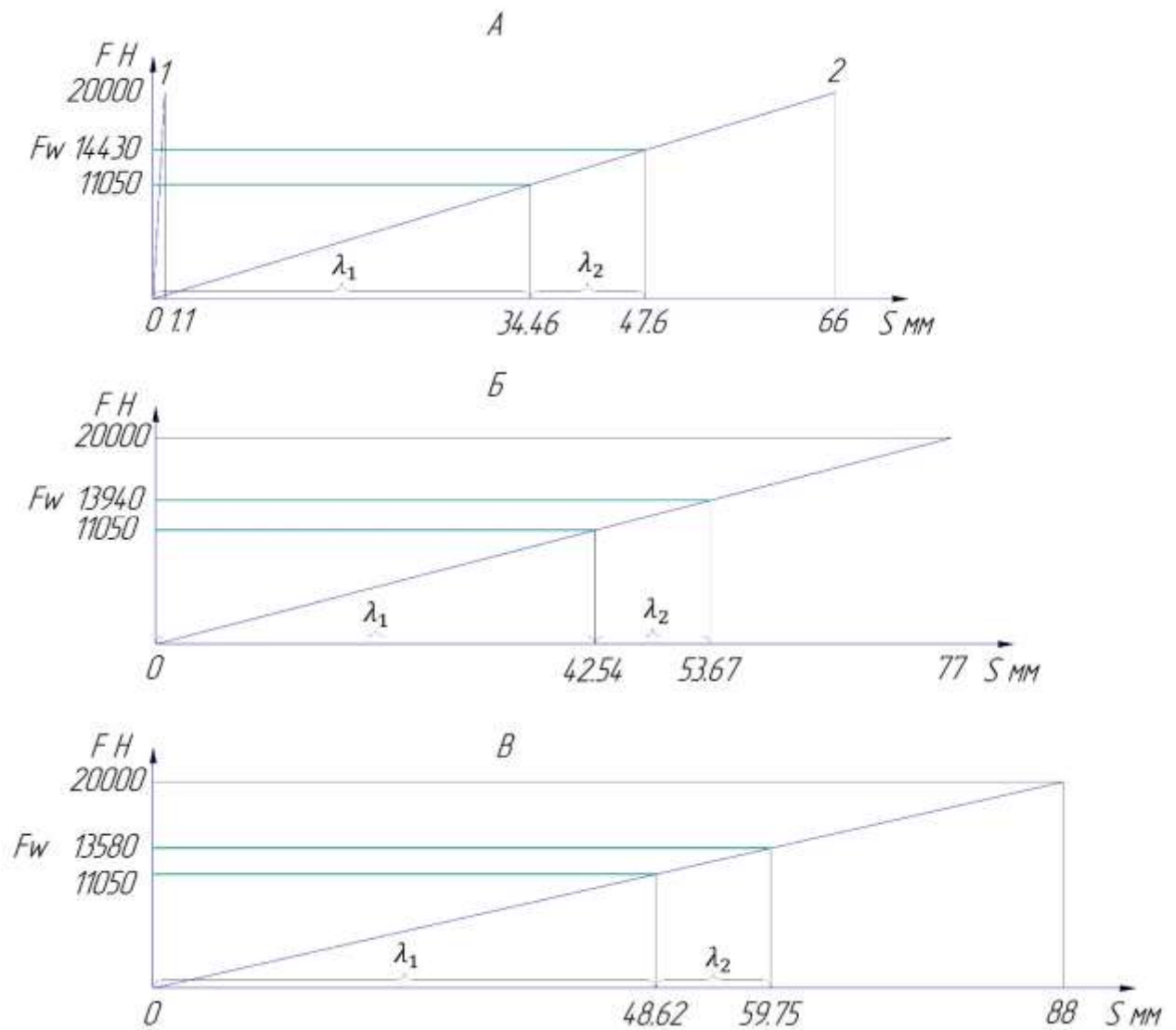


Рисунок 28. Характеристика тарельчатых пружин в зависимости от их количества

На рис.28: А1 – изменение деформации одной пружины в зависимости от степени нагружения; А2 – деформация 60 пружин при нагружении; Б – деформация 70 пружин при нагружении; В – деформация 80 пружин.

Общая деформация пружин при выбранном количестве имеет вид:

$$\lambda_{\text{пр}} = \lambda_1 + \lambda_2, \quad (4)$$

где λ_1 – предварительная деформация пакета пружин, мм (см. рис.28);

λ_2 – принимается как ход толкателя h (3). Отсюда найдем общую деформацию пакета пружин, мм в зависимости от λ_{max} . При этом должно соблюдаться условие $\lambda_{\text{пр}} \leq (0,65 \dots 0,8) \lambda_{\text{max}}$ [8]

$$\lambda_{max} = S \cdot n_{п}, \quad (5)$$

λ_{max} – максимальное перемещение пакета пружин; $n_{п}$

– количество пружин в пакете.

$$\lambda_{maxA} = 1,1 \cdot 60 = 66 \text{ мм},$$

$$\lambda_{maxB} = 1,1 \cdot 70 = 77 \text{ мм}, \lambda_{maxB} =$$

$$1,1 \cdot 80 = 88 \text{ мм}.$$

Выбор пружин в количестве 70 штук рационален с точки зрения того, что обеспечивает более плавный (по сравнению с 60 шт.) и в то же время свободный ход ползуна без упора шпилек в буксы пресса. Проверим условие нормальной работы $\lambda_{пр}$.

$$\lambda_{пр} = 53,67 \leq (0,8 \cdot 77 = 61,6) \text{ – условие выполняется.}$$

*Пружину для собачки выключаения подбираем конструктивно по усилию $m_c \cdot 5$, где m_c – масса собачки.

6.2. Расчет основных деталей предохранителя на прочность

Расчет траверсы на прочность

Траверса – ответственная деталь предохранителя расположенная в корпусе ползуна (см. рис.23 поз.6). Расчетная схема изображена на рис.29.

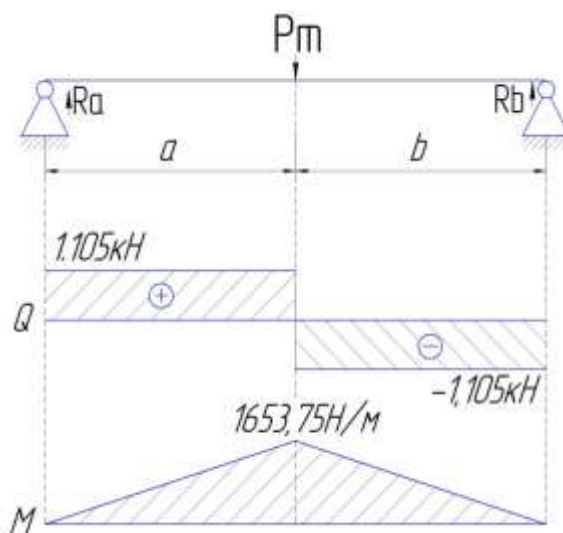


Рисунок 29. Расчетная схема траверсы

где $P_m = 22100$ Н (см. пункт 4);

$$Ra = Rb = P_{np/2} = 11050 \text{ Н} ;$$

$$a = b = 147 \text{ мм};$$

материал сталь 45Х; балка со стороной

$$x = 34 \text{ мм (квадрат)}.$$

Для нахождения напряжения в балке можно воспользоваться общеизвестными методами расчета сопротивления материалов [7]. В нашем случае поперечная сила в балке

$$Q_a = Ra = 1.105 \text{ кН}, \quad (6)$$

$$Q_b = Ra - P_m = 1.105 - 2.21 = -1.105 \text{ кН}.$$

Посчитаем изгибающий момент в балке

$$M = a \cdot Ra = 0.147 \cdot 11050 = 1653.75 \text{ Н}. \quad (7)$$

Сечение балки представляет собой квадрат 34х34мм найдем сопротивление

$$W_x = \frac{x^3}{6} = \frac{34^3}{6} = \frac{39304}{6} = 6550 \text{ мм}. \quad (8)$$

Можем найти максимальное напряжение в балке

$$\sigma_{\text{max. изг}} = \frac{M}{W_x} = \frac{1653.75}{6.550} = 252 \text{ МПа}. \quad (9)$$

В качестве альтернативы можно использовать современные методы подсчета напряжений. Произведем моделирование нагружения в программе SolidWorks. Результаты расчета изображены на рис.30.

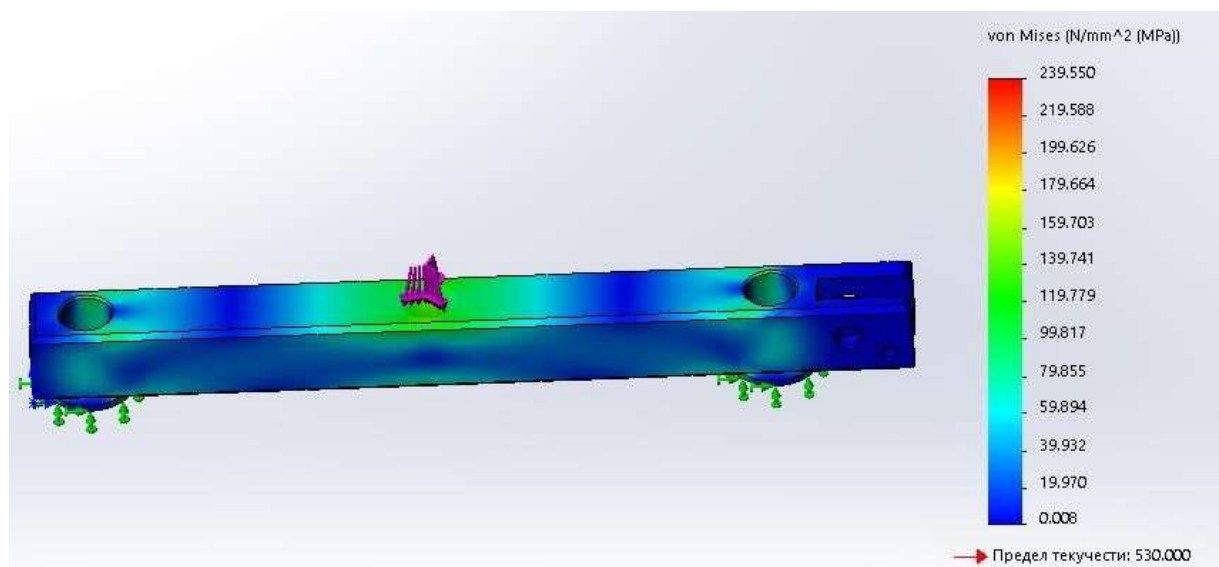


Рисунок 30. Нагружение траверсы усилием 22100 Н

При нагружении образца происходит подсчет напряжений при изгибе $\sigma_{\text{max. изг}}$. Предел текучести стали 45X $[\sigma]_m = 835$ МПа [1]. Максимальная нагрузка в 239,5 МПа наблюдается только в зоне контакта с опорными шайбами. В зоне контакта толкателя и лунки траверсы напряжение соответствует 135 МПа рис.31.

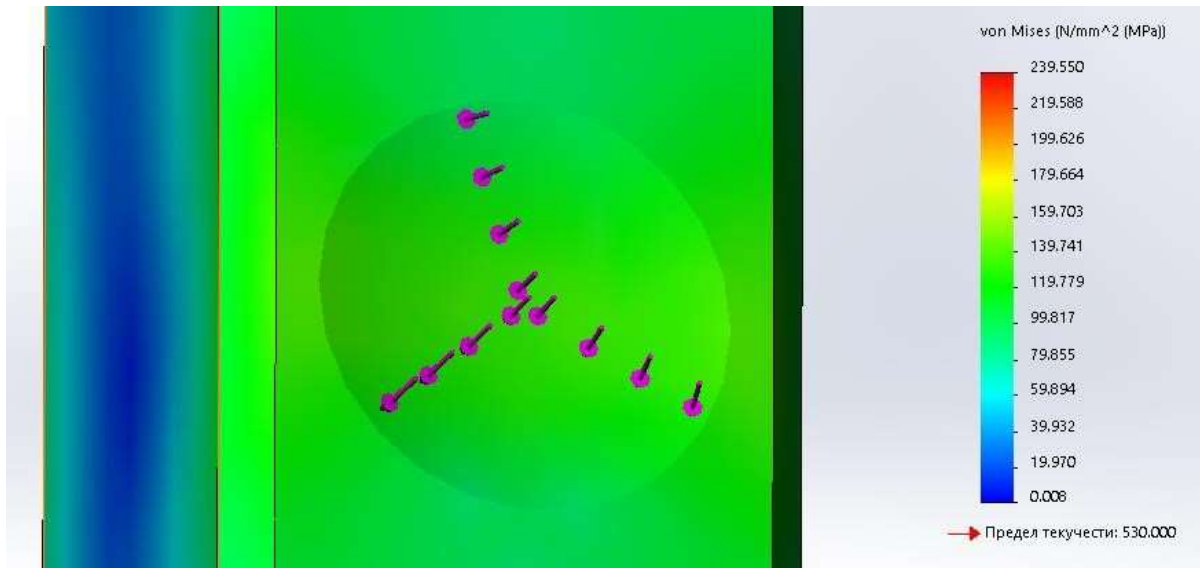


Рисунок 31. Зона контакта траверсы и толкателя под нагрузкой в 22100Н

Напряжения в балке в среднем составляют от 10 до 80 МПа. Для выполнения условия прочности соотношение примет вид

$$\sigma_{\text{max. изг}} \leq [\sigma]_m,$$

$$239,5 \text{ МПа} \leq 835 \text{ МПа}, \text{ условие выполняется.}$$

Расчеты напряжения классическим методом и при помощи современного программного обеспечения показали минимальное отклонение 239,5 МПа и 255 МПа соответственно.

Расчет толкателя

Толкатель 7 – деталь предохранительного устройства (см. рис.23) кривошипного пресса, которая передает усилие пресса через эластичную полиуретановую прокладку 3 на траверсу. Расчетная схема изображена на рис.32.



Рисунок 32. Расчетная схема толкателя

где $P_m = 22100$ Н (см. пункт 6.1);

$$R_c = P_{пр} = 22100 \text{ Н};$$

$d = 33$ мм; материал

сталь 7Х3.

Напряжение смятия цилиндра можно найти классическим способом [7]

$$\sigma_{max.см} = \frac{P_m}{s_T} = \frac{22100}{854} = 25,85 \text{ МПа}, \quad (10)$$

$s_T = 854$ мм (см. пункт 6.1).

Данный расчет можно произвести и при помощи программного обеспечения.

При нагружении детали в программе Solidworks происходит расчет напряжений на смятие $\sigma_{max.см}$. Результаты проведенного нагружения толкателя предохранительного устройства изображены на рис.33-34.

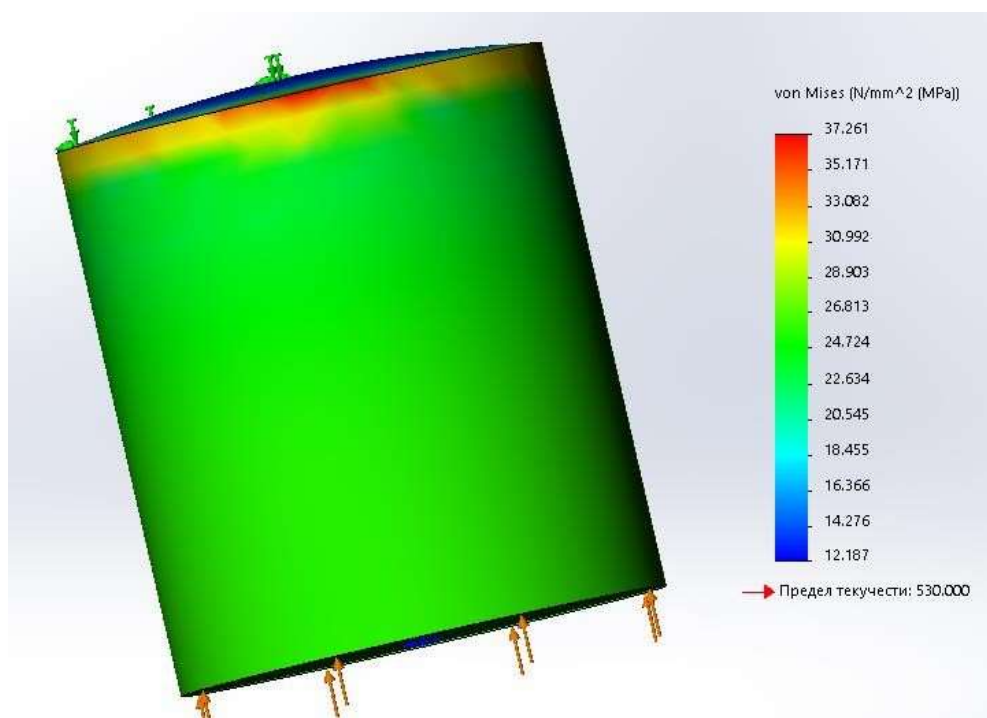


Рисунок 33. Нагружение толкателя усилием 22100 Н

В среднем по толкателю напряжение смятия составляет 24...28 МПа. На скругленную головку толкателя приходится порядка 15...25 МПа.

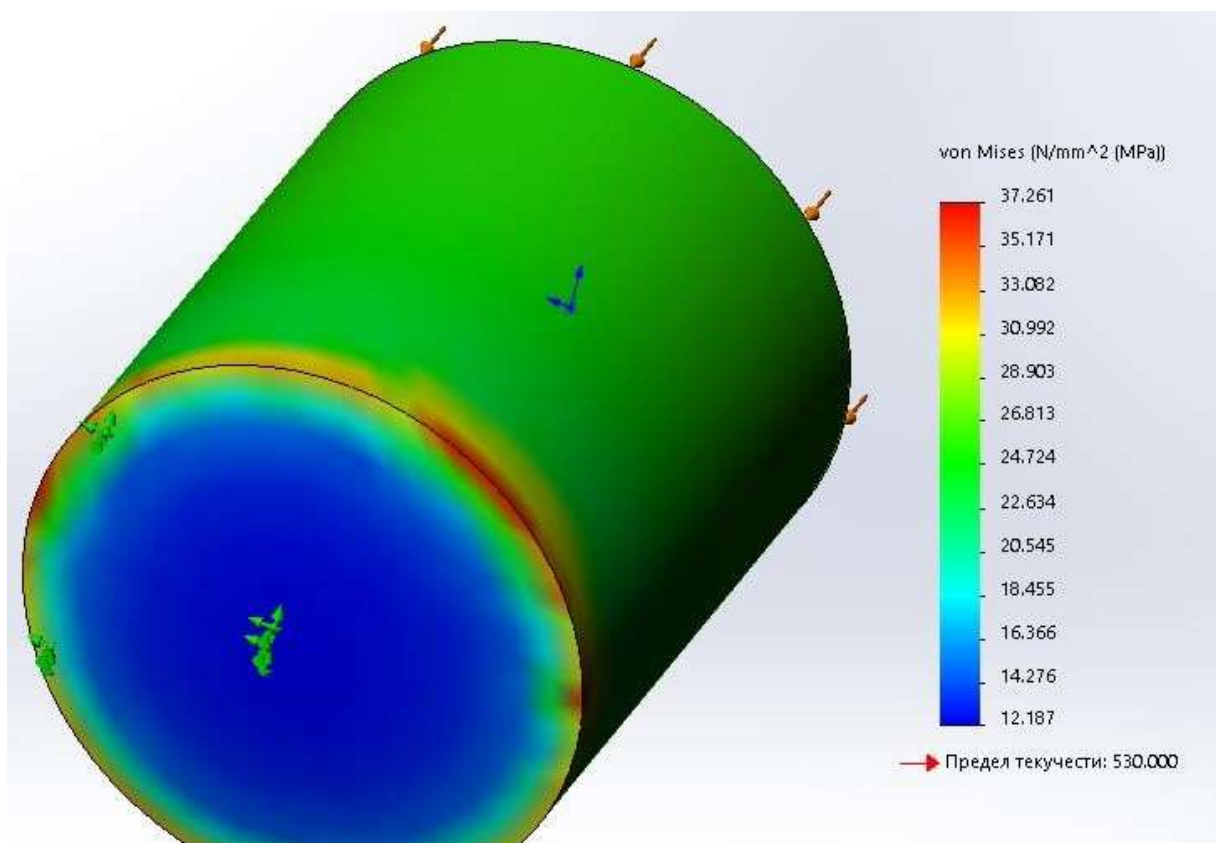


Рисунок 34. Нагружение толкателя усилием 22100 Н

Наибольшее напряжение возникает на переходе от цилиндрической части толкателя к скругленной головке. $\sigma_{max,cm} = 37$ МПа.

Допускаемые напряжения на смятие стали 7ХЗ $[\sigma]_{cm} \approx 310$ МПа [1]. Для выполнения условия прочности соотношение примет вид

$$\sigma_{max,cm} \leq [\sigma]_{cm},$$

$$37 \text{ МПа} \leq 310 \text{ МПа}, \text{ условие выполняется.}$$

Расчет классическим способом и построение модели в программе Solidworks показали одинаковое значение для тела цилиндра 25,85 МПа. Расчет напряжений можно производить как при использовании программного обеспечения, так и при помощи классических формул сопротивления материалов.

Расчет стакана

Под стаканом подразумевается деталь 2 (см. рис.23), расположенная в корпусе ползуна 1, которая воспринимает давление от подпятника 4 через полиуретановый вкладыш 3. В нижней части стакана располагается отверстие под толкатель 7. Давление при перегрузке прессы $p_r = 2,63 \text{ кг/мм}^2$ (см. пункт 6.1).

Предел текучести выбранной стали 45X $[\sigma]_m = 835 \text{ МПа}$ [1].

Нагружение детали происходило в программе Solidworks.

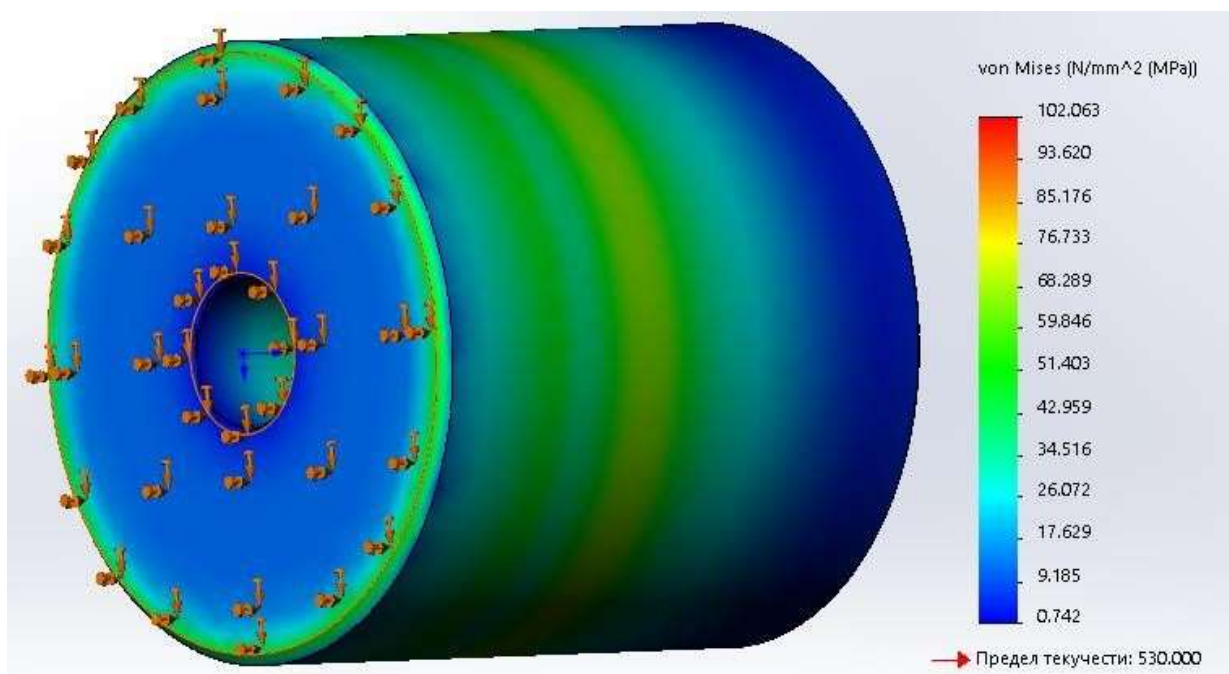


Рисунок 35. Нагружение стакана давлением $2,63 \text{ кг/мм}^2$

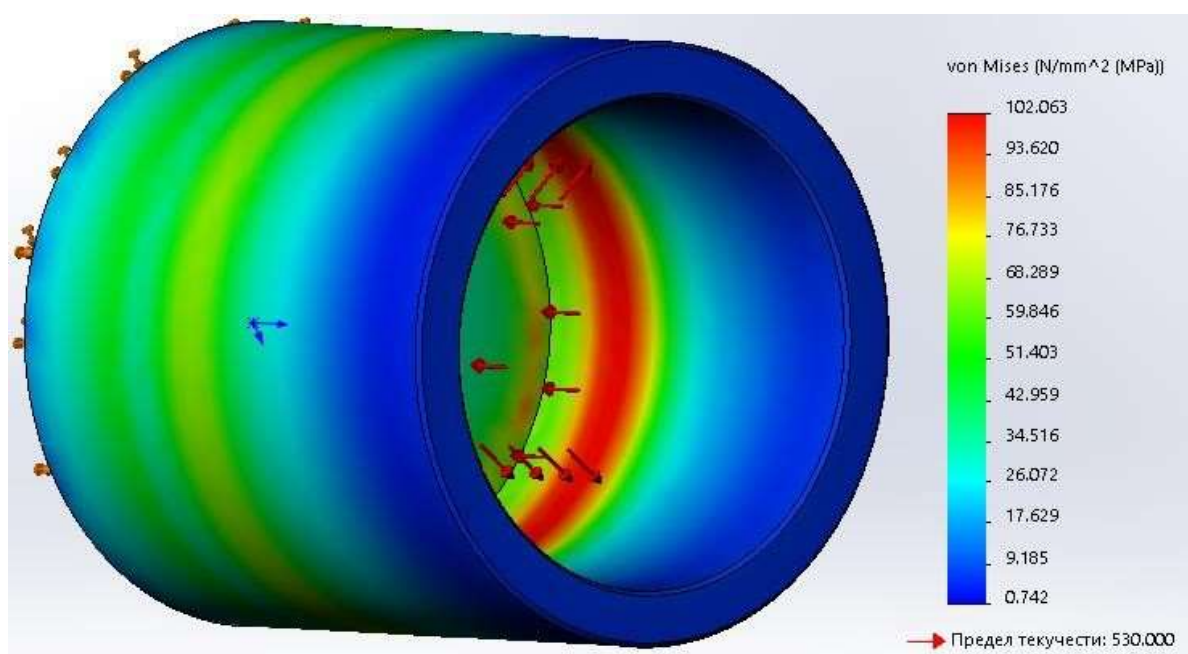


Рисунок 36. Нагружение стакана давлением $2,63 \text{ кг/мм}^2$

Наибольшее напряжение возникает с внутренней стороны стакана в зоне контакта полиуретанового вкладыша и стенки, и составляет 102,06 МПа. Для выполнения условия прочности соотношение примет вид

$$\sigma_{\text{max. изг}} \leq |\sigma|_m,$$

$$102,06 \text{ МПа} \leq 835 \text{ МПа}, \text{ условие выполняется.}$$

Расчет кронштейнов

Кронштейны 10 (см. рис.23) – детали, при помощи которых конструкция состоящая из траверсы 6, шпилек 8 и тарельчатых пружин 9 крепится к корпусу ползуна 1 кривошипного пресса. Кронштейны воспринимают постоянную нагрузку от тарельчатых пружин, которые зятянуты на величину $P_{\text{пр}}/2$ (см. пункт 6.1) для нормальной работы предохранительного устройства.

Для проведения расчетов в программе известна нагрузка на один кронштейн от предварительно-затянутых пружин которая составляет 13940 Н (см. рис.26В).

Проведем исследование на изгиб детали нагрузкой (рис.37).

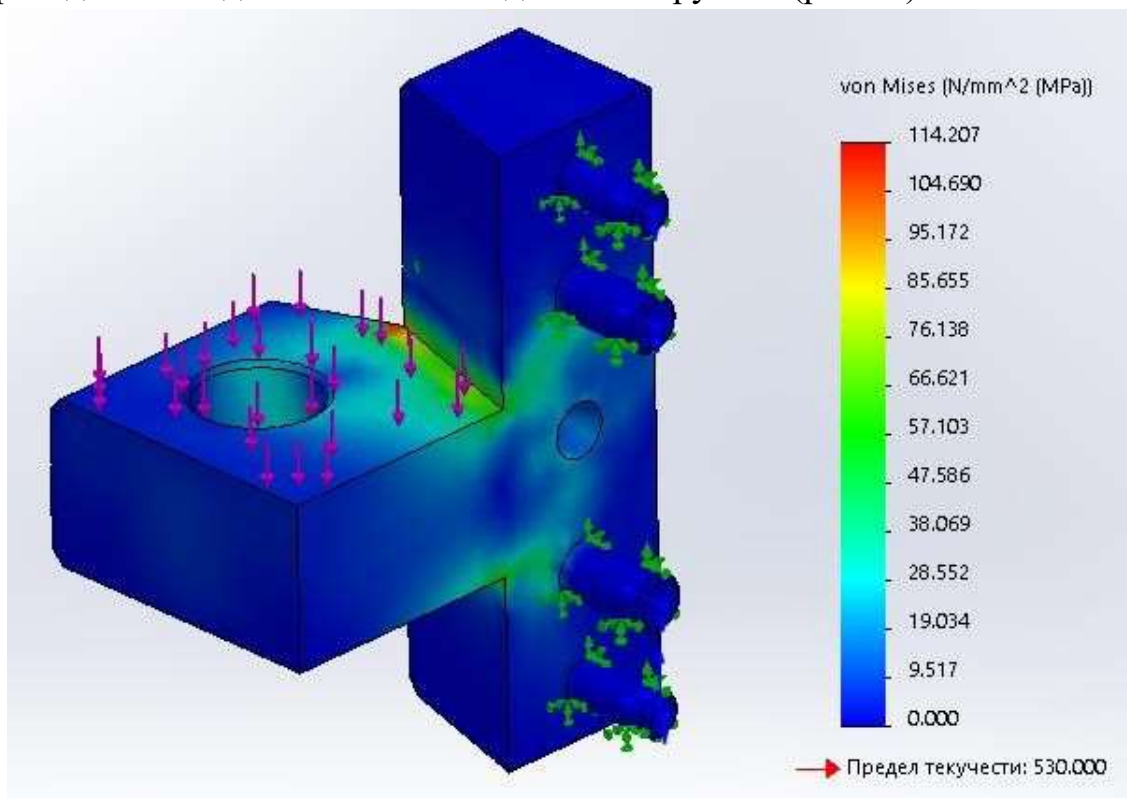


Рисунок 37. Нагружение кронштейна усилием 11050 Н (вид сзади)

Построение модели и ее нагружение производилось в программе Solidworks. В качестве материала была выбрана сталь 45Х с пределом текучести $[\sigma]_m = 835$ МПа [1]. Максимальное напряжение при изгибе детали возникает в нижней части кронштейна и составляет 107,5 МПа.

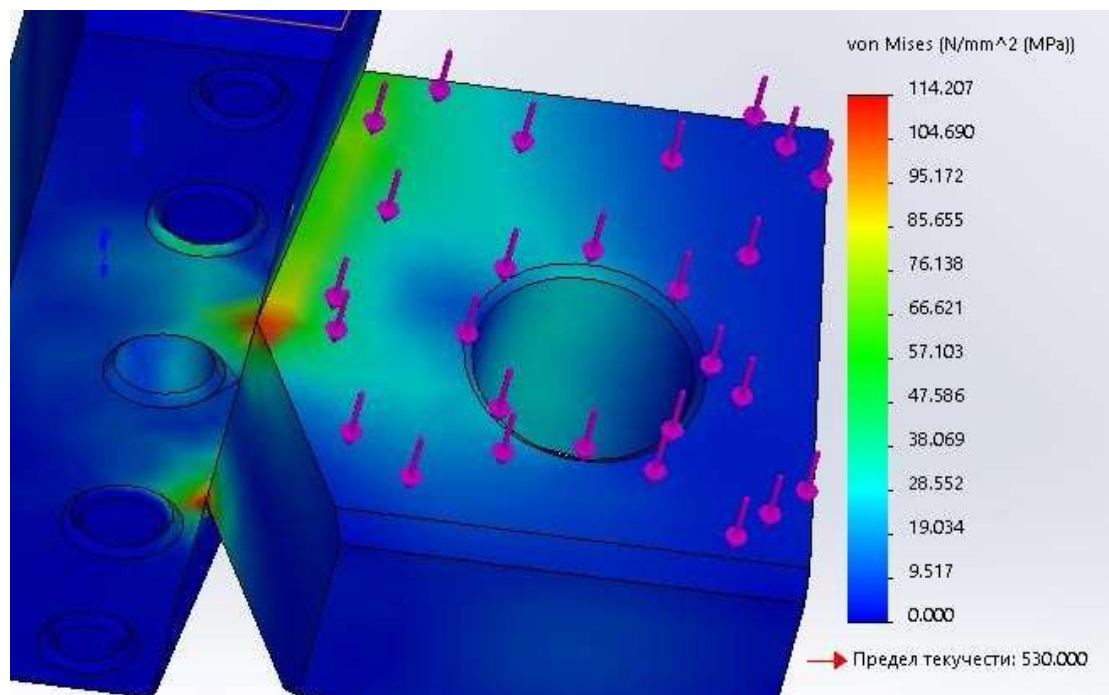


Рисунок 38. Нагружение кронштейна усилием 11050 Н

Для выполнения условия прочности соотношение примет вид

$$\sigma_{\text{max. изг}} \leq [\sigma]_m,$$

$$114,69 \text{ МПа} \leq 835 \text{ МПа}, \text{ условие выполняется.}$$

Кронштейн крепится на корпус при помощи штифтов сталь Ст6. Допускаемое напряжение материала на срез 85 Мпа [1].

Максимальное напряжение на штифтах согласно построенной модели составляет около 30 МПа, что меньше вышеназванного значения. Условие прочности на срез выполняется.

Расчет шпилек

Произведем расчет шпилек согласно ПНАЭ 7-002-86 [22].

Шпильки 8 (см. рис.23) – это направляющие для траверсы 6. Данные детали являются так же направляющими для тарельчатых пружин 9.

На одну шпильку действует усилие $F_w = 13940$ Н (см. рис.26-В) при срабатывании предохранителя, материал шпилек сталь Ст6. Допускаемое напряжение на растяжение материала 140 МПа, на срез 85 МПа [1].

Произведем расчет на растяжение шпилек

$$\sigma_w = F_w / (A_w), \quad (11)$$

где F_w – осевое усилие на шпильке, Н;

A_w – площадь шпильки, мм²

$$A_w = \frac{1}{4} \pi \cdot (d_m^2), \quad (12)$$

где d_m – диаметр наименьшего сечения резьбы находится в соответствии с ГОСТ 24705-2004 [21]

$$A_w = \frac{1}{4} \pi \cdot (16,93^2) = 225 \text{ мм}^2$$

Найдем напряжение растяжения шпильки

$$\sigma_w = \frac{13940}{225 \cdot 1} = 66,7 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа} \text{ – условие выполнено.}$$

Следует проверить резьбу шпильки на срез, МПа

$$T_{рб} = F_w / (\pi d_m h K_{16} K_m), \quad (13)$$

где h – высота резьбы, мм;

K_{16} – коэффициент полноты резьбы шпильки для шага, $P = 2.5$ мм; K_m

– коэффициент деформации витков.

$$T_{рб} = \frac{13940}{3,14 \cdot 16,93 \cdot 20 \cdot 0,75 \cdot 0,6} = 29,13 \text{ МПа}$$

Условие прочности резьбы на шпильке при допустимом напряжении на срез 85 МПа выполнено. Найдем напряжение среза резьбы в гайке

$$T_{рг} = F_w / (\pi D h K_{1г} K_m), \quad (14)$$

где D – номинальный диаметр резьбы, мм;

$K_{1г}$ – Коэффициент полноты резьбы гайки для шага, $P = 2.5$ мм.

$$T_{рб} = \frac{13940}{3,14 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 0,875 \cdot 0,6} = 22,7 \text{ МПа}$$

Так как напряжение среза на гайке меньше допустимого то условие прочности выполняется. Шпилька испытывает напряжение кручения при затяжке гаек

$$T_{sw} = \frac{M_k}{W_w}, \quad (15)$$

где M_k напряжение кручения в шпильке, Н/мм²

$$M_k = \sigma_{см1} F_w D, \quad (16)$$

где $\sigma_{см1}$ – коэффициент наличия смазки.

$$M_k = 0,13 \cdot 13940 \cdot 20 = 36244 \text{ Н/мм}^2.$$

W_w – сопротивление сечения кручению, мм²

$$W_w = 1/16\pi d_3^3(1 - d_M^4), \quad (17)$$

$$W_w = \frac{1}{16} \cdot 3,14 \cdot 16,93^3 \cdot (1 - 16,93^4) = 952,3 \text{ мм}^2.$$

Значит напряжение кручения в шпильке при затяжке гаек

$$T_{sw} = \frac{36244}{952,3} = 38 \text{ Мпа}$$

Фактическое напряжение кручения меньше 80 Мпа [1]. Условие прочности выполняется.

7. ВАЛКОВЫЕ ПОДАЧИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ШТАМПОВОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Кривошипные прессы благодаря высокой производительности часто включаются в состав автоматизированных комплексов. Для подачи ленты в зону штамповки, кроме клещевых и роликовых наибольшее распространение нашли валковые подачи.

На кривошипных прессах являются вспомогательными устройствами, которые устанавливаются на столе или станине прессы. Поддачи способствуют повышению производительности как отдельных машин, так и технологических линий. Валковые подачи для кривошипных прессов делятся по типу исполнения привода.



Рисунок 40. – Типы привода валковых подач

Подачи с приводом от кривошипного вала прессы составляют большую часть общего количества данного оборудования.

При применении валковых подач для автоматизации кузнечно-штамповочного производства необходимо учитывать, что они надежно работают при использовании материала толщиной 0,3–2,5 мм. При толщине менее 0,3 мм происходит неустойчивое захватывание материала вследствие его малой жесткости; при толщине, большей 2,5 мм, значительно повышаются инерционные нагрузки от материала, которые так же приводят к неустойчивой работе захватного органа валковой подачи. Эта особенность характерна как для подачи с приводом от кривошипного вала, так и для подачи с индивидуальным приводом [6].

Общий вид валковой подачи с приводом от кривошипного вала прессы изображен на рис.41.

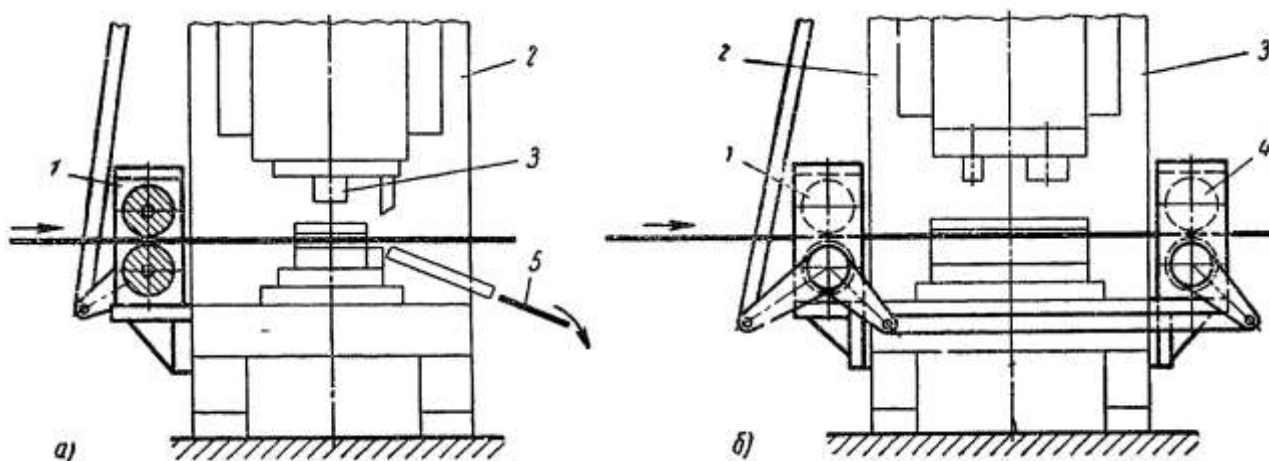


Рисунок 41. Односторонняя (а) и двусторонняя (б) валковые подачи

На рис.41: валковая подача подающая 1, пресс 2, штамп 3, валковая подача тянущая 4, отход 5.

Рассмотрим кинематическую схему валковой подачи с приводом от вала кривошипного пресса (рис.42).

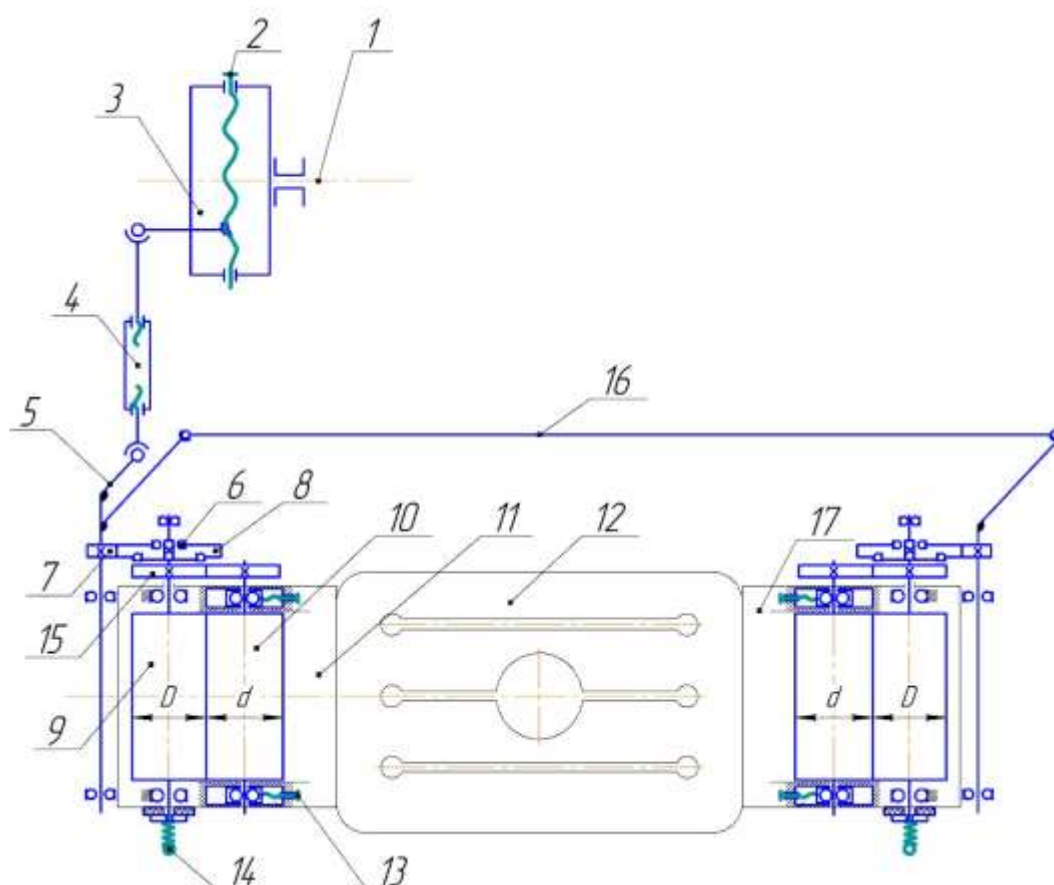


Рисунок 42. Кинематическая схема нормализованной валковой подачи

От кривошипного вала 1 крутящий момент передается через планшайбу 3 на тягу 4 через палец, преобразующий крутящий момент на шайбе в возвратно-поступательное движение тяги. Возвратное движение тяги поднимает рычаг 5 на котором установлен зубчатый сектор 7. Поворот валка осуществляется обгонной муфтой 6, установленной на зубчатом колесе 8 закрепленного на оси валка 9. Валок 10 прижимает ленту к валку 9 при помощи нажимных винтов 13 и создает трение, необходимое для ее продвижения в направлении рабочего стола 12.

Механизм поджима валка, валки и храповой механизм установлены в корпусе подающей каретки 11. Регулировка шага подачи осуществляется изменением величины кривошипа образованного планшайбой и пальцем при помощи винта 2. Момент начала подачи ленты устанавливается благодаря регулировке положения пальца планшайбы 3 относительно оси кривошипного вала пресса.

Надежный поворот неприводного валка осуществляется при помощи зубчатой передачи 15. Привод тянущей каретки 17 осуществляется от рычага 5 посредством тяги 16. Принцип работы тянущей каретки аналогичен. Инерционные нагрузки гасятся фрикционными тормозами 14.

Валковая подача, изображенная на рис.43, не нуждается в использовании системы тяг от вала кривошипного пресса так как имеет собственный привод.

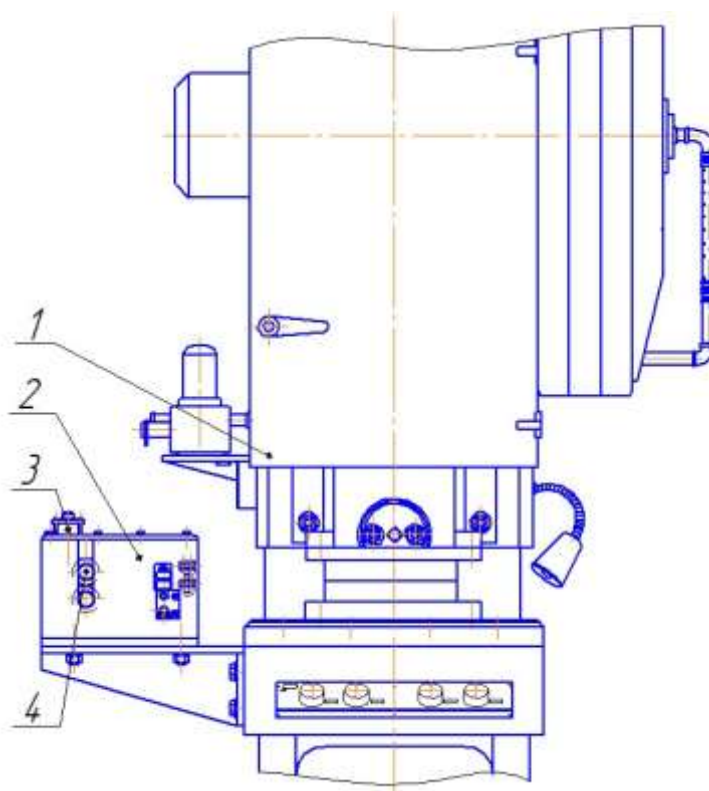


Рисунок 43. Валковая подача с индивидуальным приводом (общий вид)

На рис.43: пресс 1, валковая подача 2, сервоприводы 3 валки 4.

Работа механизма может регулироваться различными датчиками, благодаря чему данная подача может работать в автоматическом режиме. Кроме того, подача с индивидуальным приводом работает с шагом в широком диапазоне 5...9999 мм с точностью до $\pm 0,05$ мм.

Кинематическая схема валковой подачи с индивидуальным приводом изображена на рис.44.

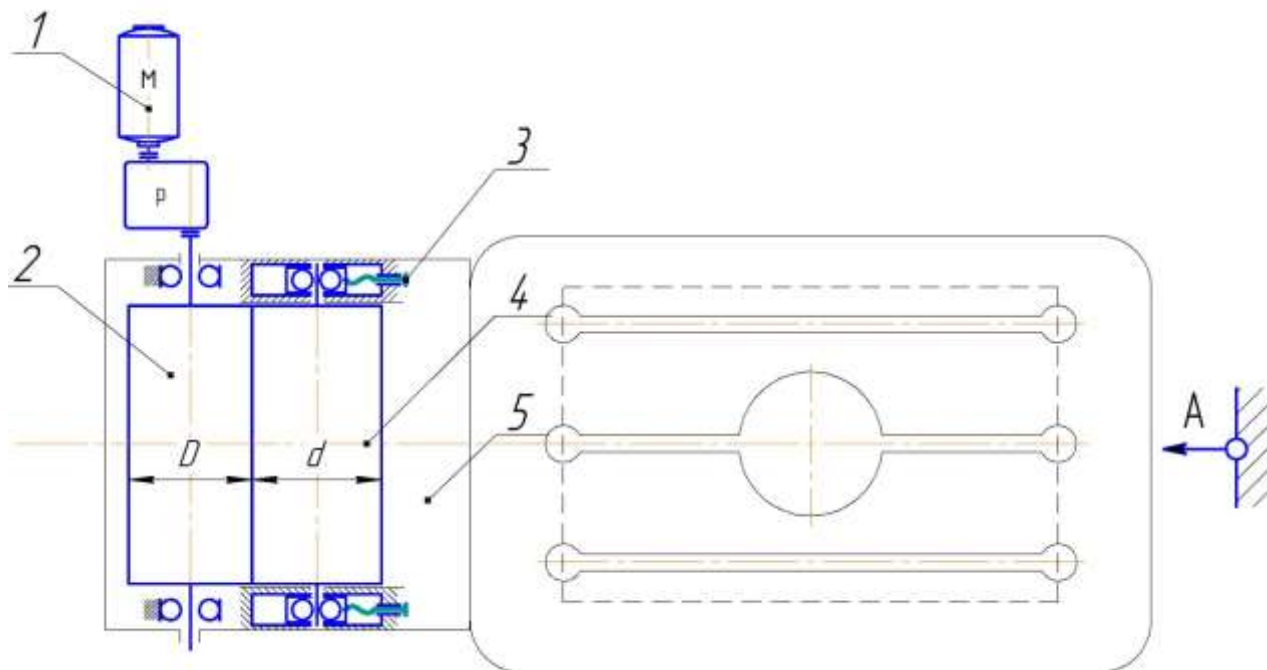


Рисунок 44. Кинематическая схема валковой подачи с индивидуальным приводом

Сервопривод 1 выполняет поворот вала 2 на заданное количество оборотов электродвигателя, благодаря чему рулонная заготовка продвигается в сторону рабочего механизма прессы. Прижим заготовки осуществляется валком 4. Усилие на подушку которого передает нажимной винт 3. Вышеописанная конструкция располагается в корпусе 5 валковой подачи.

Среди преимуществ и недостатков вышерассмотренных валковых подач следует отметить высокую точность подачи обеих конструкций. Валковая подача с приводом от главного вала позволяет эксплуатировать ее в тяжелых условиях, в отличие от подачи с индивидуальным приводом. Подача с приводом от вала испытывает повышенную нагрузку из-за высокого темпа работы, что приводит к необходимости частой замены шестерней и обгонных муфт.

Главным недостатком валковой подачи с индивидуальным приводом является ее стоимость, сбой при работе в условиях металлообработки и вибрации при изготовлении металлических изделий.

8. ИЗМЕНЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛКОВОЙ ПОДАЧИ ПРЕССА КД2124

При работе комплекса и соответственно валковой подачи с производительностью порядка 90 ходов в минуту наблюдается интенсивный износ элементов валковой подачи (обгонной муфты). Поскольку на автоматизированном комплексе предприятия ЧЗТО изготавливается деталь одного вида (пластина нагревателя), то нет необходимости в использовании универсальной валковой подачи. Предлагается валковую подачу модернизировать, а именно исключить универсальность за счет упрощения ее конструкции.

Исходя из обзора валковых подач (см. пункт 7) для предприятия ЧЗТО предлагается рассмотреть валковую подачу с приводом от кривошипного вала пресса упрощенной конструкции.

От кривошипного вала 1 крутящий момент передается через планшайбу 3 на тягу 4 через палец, преобразующий крутящий момент на шайбе в возвратно-поступательное движение тяги. Возвратное движение тяги поднимает рычаг 5 расположенного на оси валка 9 на подшипниках качения. Поворот валка осуществляется собачкой 7, которая при помощи пружины 6 прилегает к храповому колесу 8 закрепленного на оси валка 9. Валок 10 прижимает ленту к валку 9 при помощи нажимных винтов 13 и создает трение, необходимое для ее продвижения в направлении рабочего стола 12.

Механизм поджима валка, валки и храповой механизм установлены в корпусе 11. Регулировка шага подачи осуществляется изменением величины кривошипа образованного планшайбой и пальцем при помощи винта 2. Момент начала подачи ленты устанавливается благодаря регулировке положения планшайбы 3 относительно оси кривошипного вала пресса. Надежный поворот неприводного валка осуществляется при помощи зубчатой передачи 15. Инерционные нагрузки гасятся тормозом 14, что способствует повышению точности подачи.

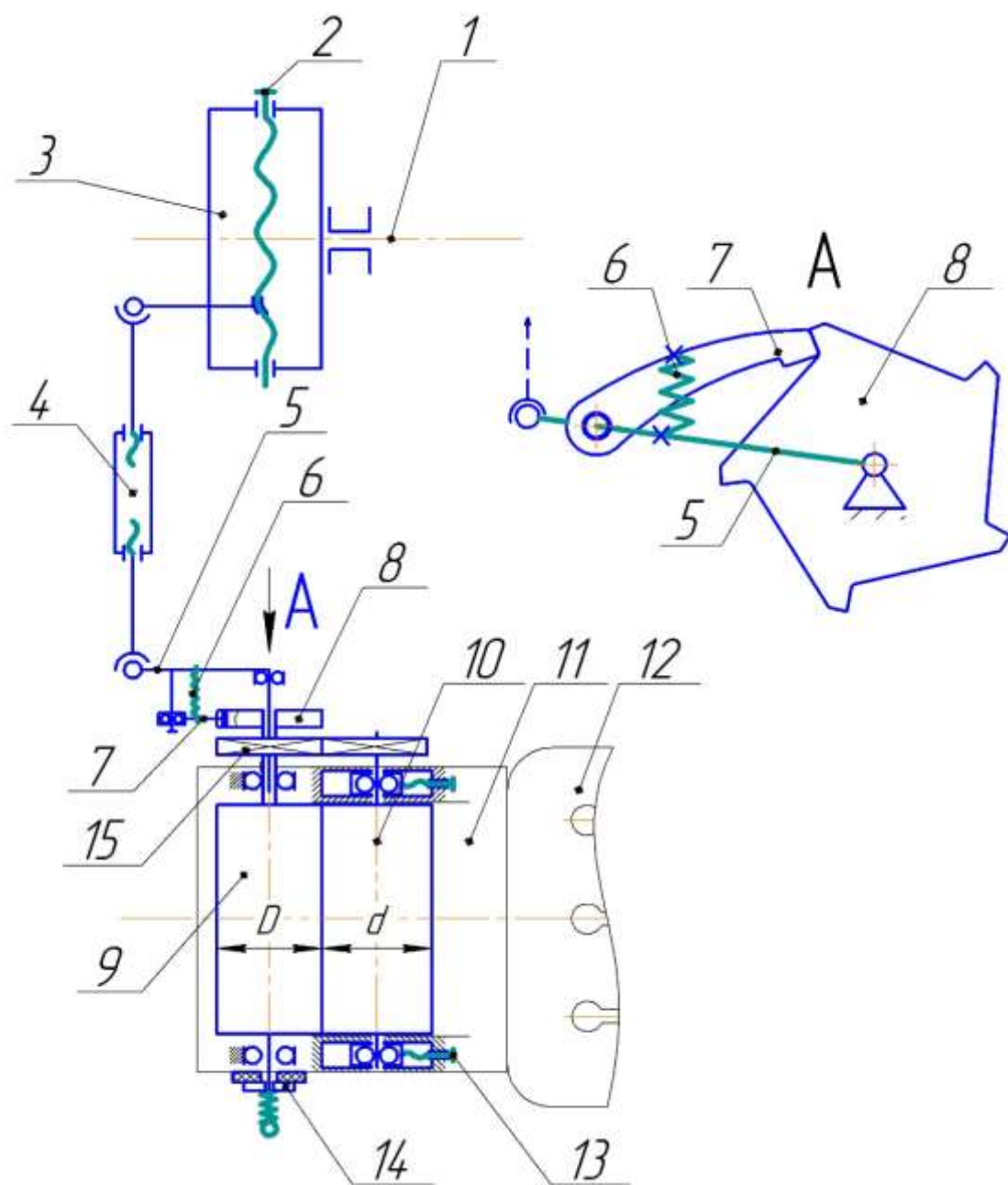


Рисунок 45. Кинематическая схема разрабатываемой валковой подачи

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАЛКОВОЙ ПОДАЧИ

9.1. Определение кинематических параметров

Расчет диаметра приводного вала

При расчете диаметра вала следует определиться с механизмом передающим возвратно-поступательное движение тяг во вращательное движение вала. В нашем случае применим храповой механизм состоящий из храпового колеса 8 и рычага 7 (рис.46).

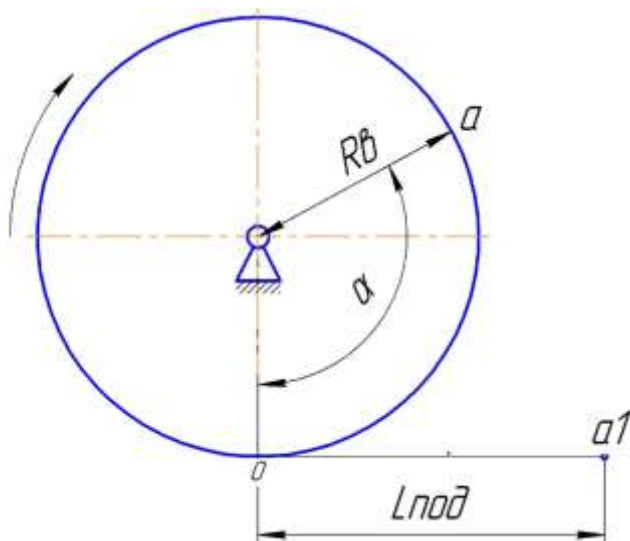


Рисунок 46. Расчетная схема для определения диаметра вала

Произведем расчет требуемого диаметра валков [6]

$$L_{\text{дуги}} = R_{\text{в}} \cdot \alpha, \quad (18)$$

где $L_{\text{дуги}}$ – длина дуги, которую следует подбирать исходя из величины подачи заготовки к штампу ($L_{\text{дуги}} = L_{\text{под}} = 75$ мм);

$R_{\text{в}}$ – радиус приводного вала; α – угол в радианах.

$$\alpha = \frac{360^\circ}{n} \cdot \text{rad}, \quad (19)$$

где n – количество зубцов на храповом колесе, конструктивно, $n = 5$; rad – величина в радианах соответствующая одному градусу, $\text{rad} = 0,075$.

Найдем значения угла в радианах

$$\alpha = \frac{360^\circ}{5} \cdot 0,0174 = 1,26.$$

Так как длина дуги окружности принимается в соответствии с величиной шага подачи, по формуле (18) найдем R_b

$$R_b = \frac{L_{\text{дуги}}}{\alpha} = \frac{75}{1,26} = 59,53 \text{ мм}$$

Расчет усилия поджима валков и подбор пружин

Расчетная схема валковой подачи показана на рис.47.

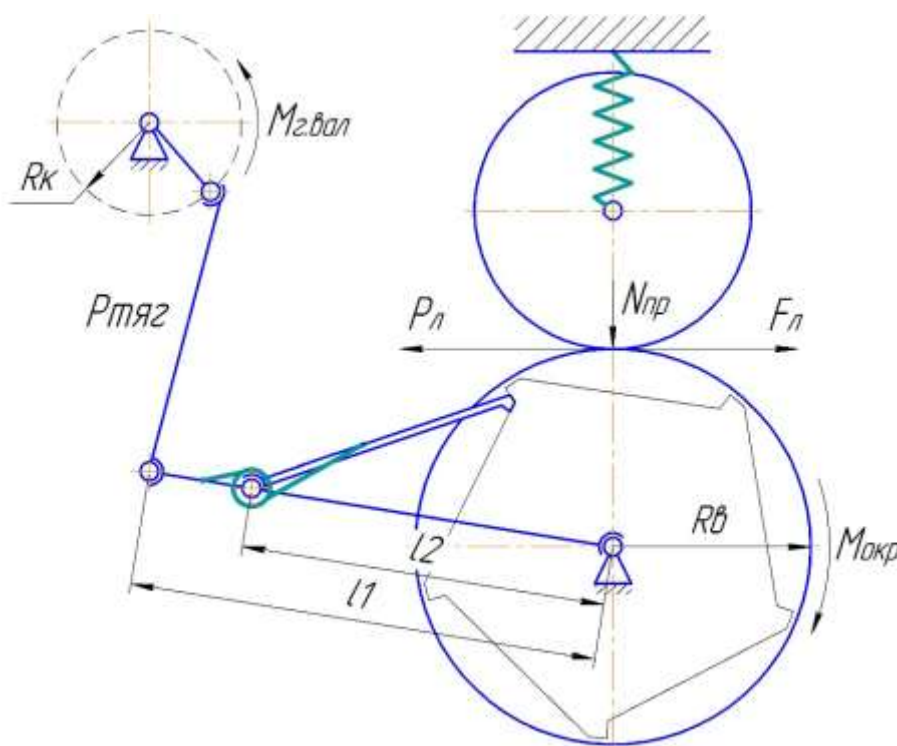


Рисунок 47. Расчетная схема для определения усилия поджатия ленты валками

Расчет прижима валков выполняем по формуле [6]

$$F_{\text{л}} = N_{\text{пр}} \cdot \mu_{\text{в.л.}}, \quad (20)$$

где $F_{\text{л}}$ – усилие протяжки материала, $F_{\text{л}} = P_{\text{л}}$ – тяговое усилие;

$N_{\text{пр}}$ – нормальное усилие поджатия ленты;

$\mu_{\text{в.л.}}$ – сила трения между парой валок-лента, $\mu_{\text{в.л.}} = 0,15$ [1]; Тяговое усилие $P_{\text{л}}$ определим по формуле

$$P_{\text{л}} = G_{\text{с.пет.}} + Q_{\text{ин.пет.}}, \quad (21)$$

где $G_{с.пет.}$ – сила тяжести компенсационной части петли;

$Q_{ин.пет.}$ – сила инерции свисающей части петли.

$$Q_{ин.пет.} = \frac{G_{с.пет.}}{g} \cdot v_{скор.под.}, \quad (22)$$

где g – ускорение свободного падения;

$v_{скор.под.}$ – скорость подачи заготовки.

$$v_{скор.под.} = \frac{L_{под} \cdot \Pi_{н}}{60}, \quad (23)$$

где $\Pi_{н}$ – количество ходов пресса в минуту, $\Pi_{н} = 90$ (КД2124);

$L_{под}$ – шаг подачи, $L_{под} = 0,075$ м, отсюда найдем скорость

подачи ленты

$$v_{скор.под.} = \frac{0,075 \cdot 90}{60} = 0,1125 \text{ м. с.}$$

Силу тяжести материала в провисе $G_{с.пет.}$ найдем по формуле

$$G_{с.пет.} = \beta \cdot \Delta \cdot \rho \cdot \frac{(L_1 + 2h_1 \sqrt{4h_1^2 + L_1^2})}{2}, \quad (24)$$

где β – ширина ленты, $\beta = 0,150$ м (см. рис.35);

Δ – толщина ленты, $\Delta = 0,0006$ м;

ρ – плотность материала, $\rho = 7800$ кг;

L_1 – расстояние между осями валков правильной машины и валковой подачи, $L_1 = 1,1$ м;

h_1 – величина провисания материала, $h_1 = 0,6$ м, значит

$$G_{с.пет.} = 0,150 \cdot 0,0006 \cdot 7800 \cdot \frac{(1,1 + 2 \cdot 0,6 \sqrt{4 \cdot 0,6^2 + 1,1^2})}{2} = 1,38 \text{ кгс}$$

Найдем $Q_{ин.пет.}$ по формуле (22)

$$Q_{ин.пет.} = \frac{1,38}{9,8066} \cdot 0,1125 = 0,021 \text{ кгс}, \text{ значит тяговое усилие}$$

$P_{л} = 1,38 + 0,021 \cdot 5 = 7,05$ кгс, (примем $P_{л} = (1,4 + 0,021) \cdot k_{з}$, $k_{з}$ – коэффициент запаса). Так как $F_{л} = P_{л}$, выведем усилие прижима валков из формулы (20)

$$N_{пр} = \frac{F \cdot 5}{\mu_{в.л.}} = \frac{1,4 \cdot 5}{0,15} = 47 \text{ кгс (460 Н)} \quad (25)$$

Зная размеры узла и нагрузку, можно подобрать пружины обеспечивающие необходимый прижим валка. Камера под пружину показана на рис.48.

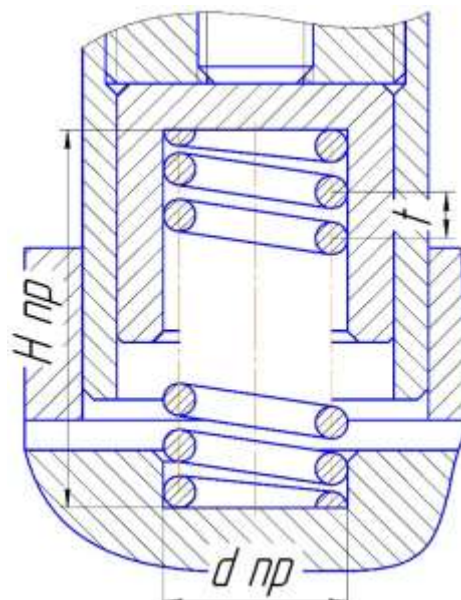


Рисунок 48. Камера под установку пружины на крышке валковой подачи

Подбор пружин регламентирован и подбирается из стандартного ряда по ГОСТ 13770-86 [20], согласно которому пружина подбирается под требуемое усилие. В нашем случае около 460 Н (см. формулу (25)), ближайшая по усилию пружина ориентирована на нагрузку 475 Н (ГОСТ 13770-86, позиция 450), ее и принимаем во внимание.

Наружный диаметр пружины $d_{пр}$ (рис.48) принимается с учетом особенностей конструкции разрабатываемого узла, $d_{пр} = 15$ мм. Высота пружины $H_{пр} = 33$ мм, обусловлена высотой камеры под пружину. Расстояние между витками t пружины вычисляется по формуле

$$t = S_3' + d_{пров.}, \quad (26)$$

где S_3' – максимальный прогиб одного витка, $S_3' = 1,43$ мм.

$d_{пров.}$ – диаметр проволоки пружины, $d_{пров.} = 2,8$ мм.

Значит найдем расстояние t

$$t = 1.43 + 2.8 = 4.23 \text{ мм.}$$

Зная расстояние между витками и высоту камеры найдем количество витков.

$$n_{вит.} = \frac{H_{пр}}{t} = \frac{33}{4,23} = 7,8 \text{ витков,} \quad (27)$$

Найдем величину поджатия пружин для достижения усилия на валке 460 Н.

Так как пружины две, то на каждую пружину необходимо затянуть на величину 230 Н. Найдем графически перемещение пружины в зависимости от усилия.

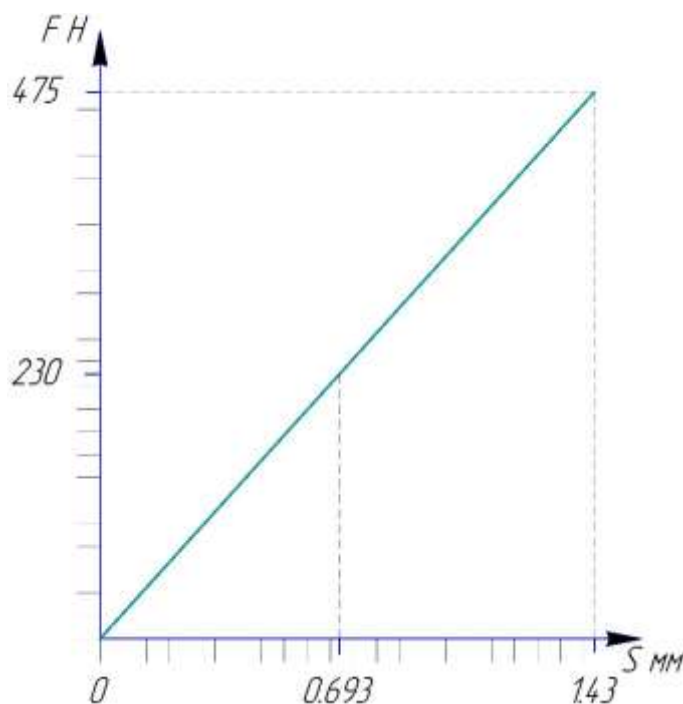


Рисунок 49. Характеристика пружины в зависимости от деформации

Так как перемещение пружины за каждый виток составляет 0,693, то для количества витков в количестве 7,8 (см. формулу (27)) общее перемещение будет составлять

$$S_{\text{пер.}} = n_{\text{вит.}} \cdot S = 7,8 \cdot 0,693 = 5,4 \text{ мм.} \quad (28)$$

Расчет мощности привода валковой подачи

Расчет мощности привода сводится к расчету усилия тяги $P_{\text{тяг}}$ (см. рис.47).

$$M_{\text{окр}} = P_{\text{окр}} \cdot R_{\text{в.}}, \quad (29)$$

где $P_{\text{окр}}$ – требуемое усилие протяжки ленты, $P_{\text{окр}} = F_{\text{л}} = 7.05 \text{ кгс}$ (69,09 Н);

$R_{\text{в}}$ – радиус приводного валка, $R_{\text{в}} = 59,53 \text{ мм}$, отсюда

$$M_{\text{окр}} = 69,09 \cdot 0,05953 = 4,12 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Найдем усилие на тяге $P_{\text{тяг}}$ необходимое для поворота валка

$$P_{\text{тяг}} = \frac{M_{\text{окр}}}{l_1} = \frac{4,12}{0,175} = 23,54 \text{ Н}, \quad (30)$$

где l_1 – длина рычага, $l_1 = 0,175$ м.

*Пружину для собачки храпового механизма подбираем конструктивно по усилию $m_{сх} \cdot 5$, где $m_{сх}$ – масса собачки.

Валковая подача производит отбор мощности от главного вала через планшайбу. Радиус кривошипа $R_k = \frac{l_{дуги}}{2} = 122$ мм, где $l_{дуги} = 175 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 80 = 244$ мм – длина дуги при угле качения 80° .

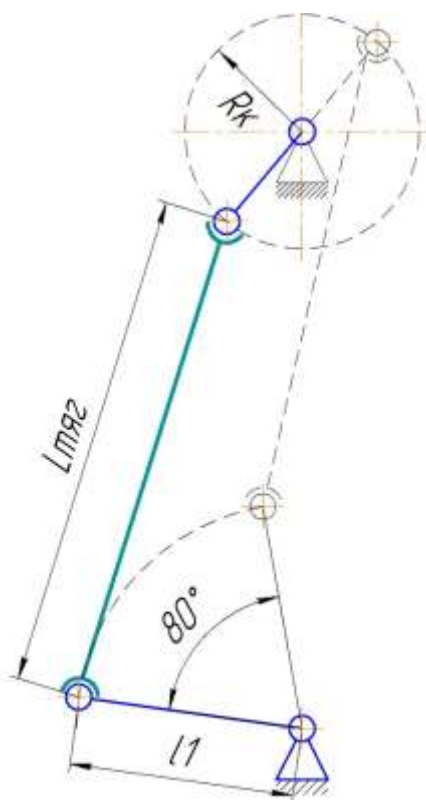


Рисунок 50. Соединение планшайба-рычаг валковой подачи

Усилие на тяге найдем по формуле (30)

$$P_{\text{ТЯГ}} = \frac{M_{\text{г.вал.}}}{R_k} = \frac{6,3}{0,122} = 63 \text{ кН},$$

где $M_{\text{г.вал.}}$ – момент на главном валу пресса, $M_{\text{г.вал.}} = M_{\text{муфт.}}$ – момент передаваемый муфтой-тормозом, $M_{\text{муфт.}} = 6,3$ кН.

Сопоставление выходного усилия на тяге $P_{\text{тяг}}$ при вращении главного вала составляет 63 кН, что значительно больше усилия $23,54$ Н отбираемого валковой подачей и практически не влияет на работу кривошипного пресса.

Циклограмма работы кривошипного пресса с валковой подачей

Работа кривошипного пресса КД2124 а так же валковая подача с приводом от главного вала изображена на рис. 51. Максимальный ход пуансона $S_{\text{п}} = 65$ мм.

Исходя из особенностей конструкции штампа (см. рис.6) а так же габаритов детали (см. рис.3), гарантированное расстояние между частями штампа, обеспечивающее свободное прохождение ленты, составит 7 мм. Величина недохода N собачки при повороте главного вала составляет 10 мм (20° поворота главного вала). Операция штамповки осуществляется с 142 до 218° . Поворот валков осуществляется с 270° текущего цикла до 90° следующего, что не мешает операции штамповки.

9.2. Расчет на прочность храпового механизма и опорных шеек валка

Расчет на прочность храпового механизма

Параметры храпового соединения подобраны согласно рекомендациям [1] показаны на рис.52.

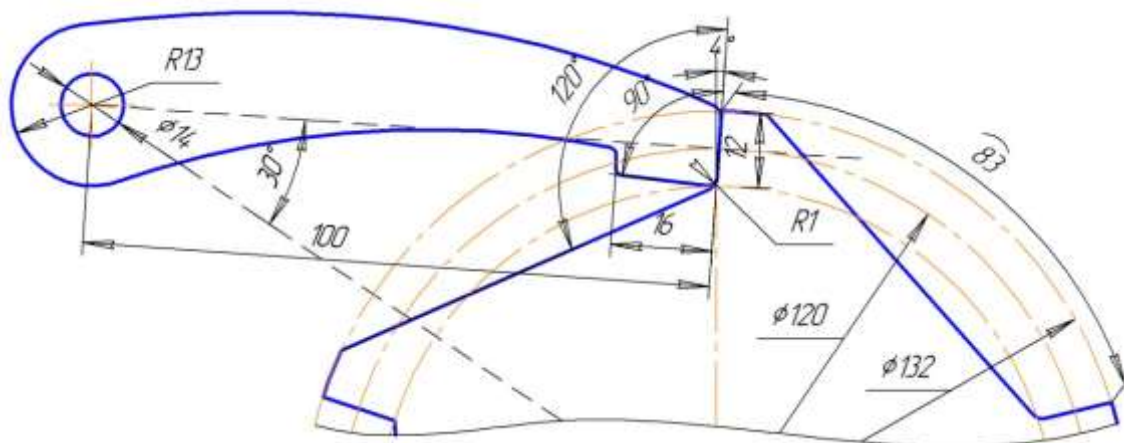


Рисунок 52. Основные размеры храпового соединения

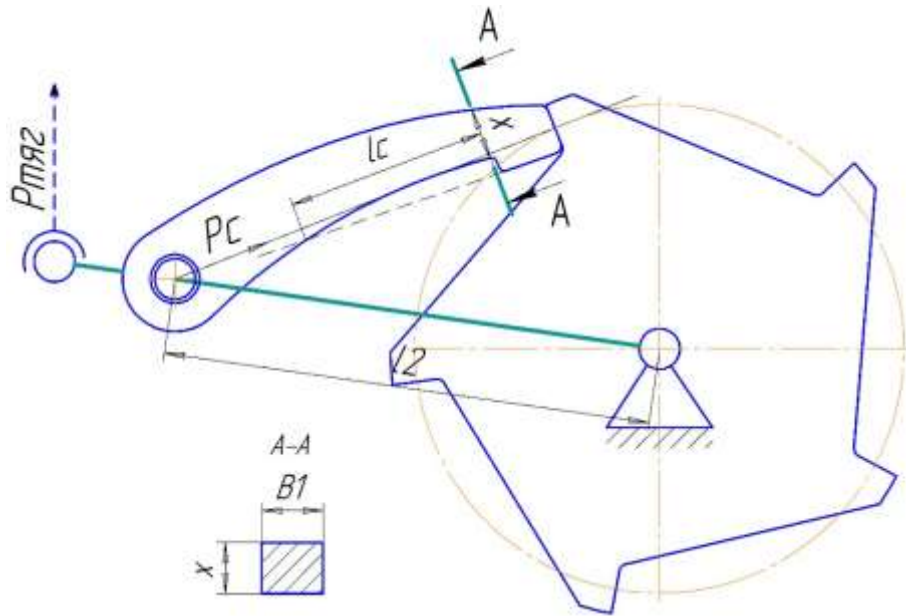


Рисунок 53. Расчетная схема храпового соединения валковой подачи

где P_c – усилие действующее на собачку механизма, (см. формулу (30));

x – высота опасного сечения (А-А) собачки, $x = 12,46$ мм;

B_1 – ширина опасного сечения собачки, $B_1 = 15$ мм;

l_2 – длина от оси храпового колеса до оси собачки, $l_2 = 120$ мм; l_c

– длина от головки собачки до угла загиба, $l_c = 54,76$ мм.

Определим предварительный модуль храпового колеса

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{окр}}}{z\varphi[\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (31)$$

где $M_{\text{окр}} = 4,12$ Н · м, (см. формулу (29));

z – предварительное кол-во зубьев, $z = 5$;

$\varphi = B_1/m$, для стали 45 принимает $\varphi = 1,0 \dots 2,0$.

$[\sigma_{\text{и}}]$ – макс. напряжение изгиба, $[\sigma_{\text{и}}] = 120$ МПа для стали 45 [1], отсюда

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{4,12}{10 \cdot 1,5 \cdot 120}} \approx 12.$$

Произведем проверку линейного давления

$$\frac{2M_{\text{окр}}}{mzB_1} \leq q, \quad (32)$$

где q – допускаемое линейное давление, $q = 400$ Н/мм для стали 45.

$$\frac{2 \cdot 4,12}{12 \cdot 5 \cdot 15} = 51,5 \leq 400,$$

Условие на устойчивость к линейному давлению выполняется, выполним расчет на изгиб собачки в опасном сечении.

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} + \frac{P_c}{F} \leq [\sigma_{и}], \quad (33)$$

где P_c – усилие на собачке, $P_c = \frac{4,12}{0,12} = 34,33 \text{ Н}$;

$M_{и}$ – изгибающий момент, $M_{и} = P_c l_c = 34,33 * 54,57 = 1879,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

W – сопротивление сечения моменту, $W = \frac{B_1 x^2}{6} = 388 \text{ мм}$;

F – площадь опасного сечения, $F = B_1 x^2 = 186,9 \text{ мм}$, отсюда

$$\sigma_{и} = \frac{1879,9}{388} + \frac{34,33}{186,9} = 5 \text{ МПа} \leq 120 \text{ МПа } [\sigma_{и}],$$

Условие на прочность выбранного храпового соединения выполняется.

Расчет шеек приводного валка на прочность

Храповое колесо соединяется с валком через шпонку и поворачивается под действием собачки. Усилие, с которым собачка воздействует на зуб храповика, известно, $P_c = 34,33 \text{ Н}$ (произведем нагружение храповика усилием 200 Н).

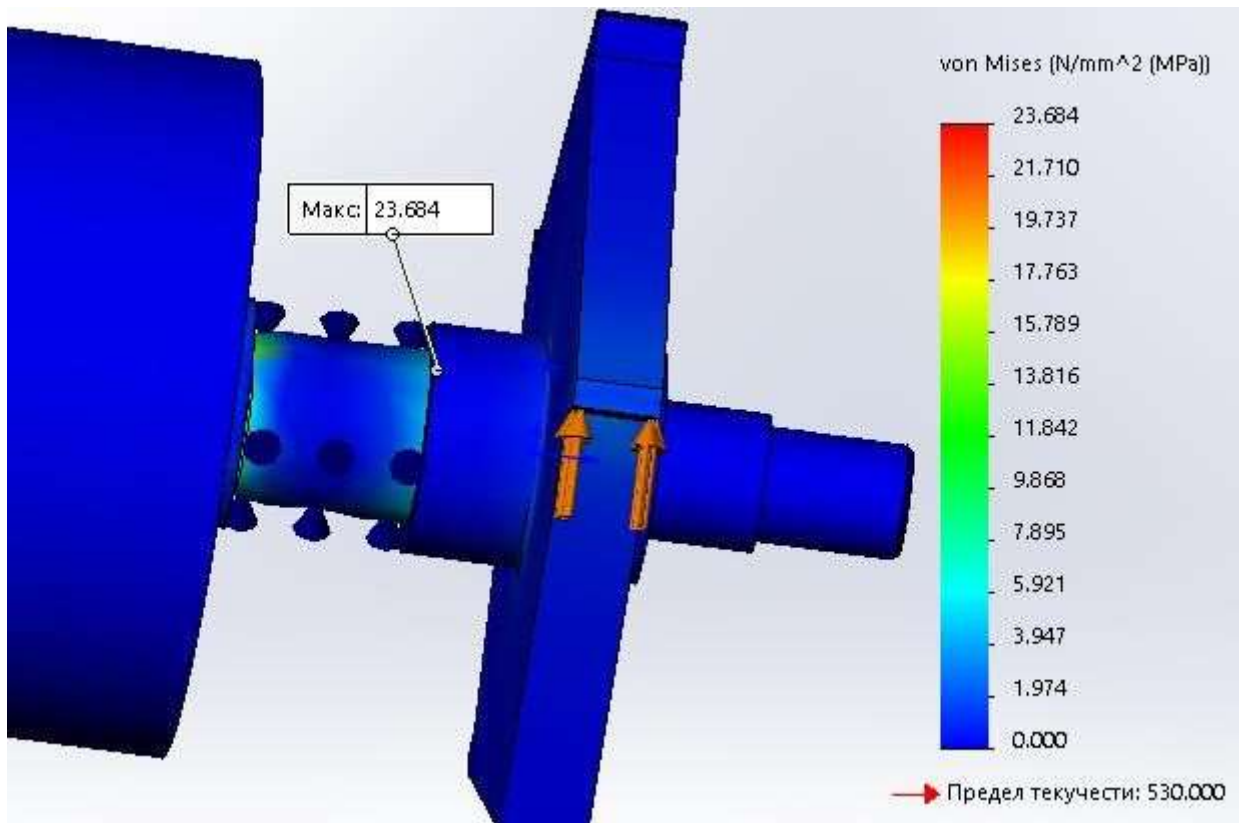


Рисунок 54. Напряжение на шейках валка при протяжке ленты

Максимальное напряжение возникает в шпоночном соединении и составляет 23,7 МПа. На шейке валка напряжение в среднем 16 МПа. Для материала валка сталь 45 допускаемое напряжение на скручивание $[\tau_{кр}] = 105$ МПа. Условие прочности выполняется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе представлены сведения о типах и особенностях работы предохранительных устройств для кривошипных прессов. Для защиты прессы КД2124, ус. 250 кН от перегрузок был разработан предохранитель с эластичной средой, определены его кинематические параметры и произведены прочностные расчеты деталей.

В качестве дополнения к прессу были рассмотрены валковые подачи. Были определены их преимущества и недостатки. В качестве альтернативы приобретению оборудования предприятию ООО ЧЗТО предложены изменения в существующей конструкции валковой подачи обеспечивающие снижение стоимости обслуживания. Определены ее кинематические параметры и произведены прочностные расчеты.

Внедрение на производство данных нововведений приведет к повышению надежной работы вышеупомянутого оборудования и позволит снизить издержки на закупку деталей со сторонних предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора –машиностроителя: В 3 т. – 8-е изд. перераб. и доп. Под редакцией И.Н. Жестковой. – М: Машиностроение. – 2001. – 864 с.
2. Бакаев Е.И., Иванов М.В. О выборе гидравлического предохранителя к лис – тоштамповочным кривошипным прессам / Кузнечно – пресовое машиностроение: Научно –техн. реф. со. НИИМАШ. – 1974. –№7. – С.6 –13.
3. Комаров А.Д., Татко Е.М. Применение полиуретана в штампах / Кузнечноштамповочное производство. – 1969. –№3. – С.15 –19.
4. Ланской Е.Н., Банкетов А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных машин. / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов – М.; Машиностроение, 1966. – 380 с.
5. Ланской Е.Н., Банкетов А.Н. Кузнечно –штамповочное оборудование / Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н Ланского. – 2 –е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 576 с.
6. Норицын И.А., Власов В.И. Автоматизация и механизация технологических процессовковки и штамповки / Под ред. И.А. Норицына, В.И. Власова. – М.: Машиностроение, 1967. – 385 с.
7. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Справочник / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. – Минск: Изд. Вышэйшая школа, 1970. – 625 с.
8. Созыкин В.П. Предохранительные устройства к кривошипным машинам. Учебное пособие / В.П. Созыкин – М: Машиностроение – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – 51 с.
9. Созыкин В.П. Совершенствование конструкции и разработка методики расчета малогабаритных предохранителей от перегрузок по усилию машин возвратно поступательного действия. Диссертация / В.П. Созыкин. – Челябинск: УОП ЧПИ, 1988. – 19 с.

10. А.с.330043, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Устройство для предохранения механических прессов от перегрузки/ В.Ф. Семенюк, Л.Б. Эрлих (СССР). – №1221803/25 –27; Заявлено 27.02.68; Опубл. 24.02.72, Бюл. №8.
11. А.с.487788, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Устройство для предохранения кривошипных прессов от перегрузки и заклинивания/ П.З. Мороз, А.А. Ермоленко (СССР). –№1927237/25 –27; Заявлено 06.06.73; Опубл. 15.11.75, Бюл. №38.
12. А.с.512935, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Гидропневматический предохранитель для кривошипных прессов/ В.П. Грачев, В.С. Кравец, В.А. Коровин (СССР). – №2081388/25 –27; Заявлено 09.12.74; Опубл. 05.05.76, Бюл. №17.
13. А.с.556052, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Устройство для предохранения от перегрузок кривошипного пресса/ В.В. Ковалев, Т.Я. Недоповз (СССР). – №2036761/25 –27, Заявлено 25.06.76; Опубл. 30.04.77, Бюл. №16.
14. А.с.566743, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Узел сочленения шатуна с ползуном/ Н.Н. Вялов и др. (СССР). – №2323496/25 –27, Заявлено 16.02.76; Опубл. 30.07.77, Бюл. №28.
15. А.с.606744, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок/ В.Г. Крешняковский (СССР). – №2427263; Заявлено 10.12.76; Опубл. 15.05.78, Бюл. №18.
16. А.с.653143, СССР, МКИ В 30 В 15/28. Устройство для предохранения пресса от перегрузок/ В.Г. Крешнянский, В.И. Созыкин, А.А. Данилов (СССР). – №2553853/25 –27; Заявлено 13.12.77; Опубл. 25.07.79, Бюл. №11.
17. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – М.: Машиностроение, 1969. – 243 с., илл.
18. Сравнение тарельчатых пружин с пружинами других типов по коэффициентам использования. // Детали машин: ЭИ. – 1967. – Вып.26. – С. 33-51.
19. ГОСТ 3057 – 90. Пружины тарельчатые. Взамен ГОСТ 3057 – 79. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 65 с.

20. ГОСТ 13770 – 86. Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения II класса, разряда 1 из стали круглого сечения. Взамен ГОСТ 13770 – 68.
21. ГОСТ 24705 – 2004. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры. – Москва: Изд-во стандартов, 2005. – 19 с.
22. ПНАЭ Г – 7 – 002 – 86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. Государственный комитет СССР по надзору за безопасным ведением работ в атомной энергетике. 1987.
23. Solid polyurethane elastomers. P. Wriqth, A.P.C. Cumming. (Полиуретановые эластомеры. Пер. с англ. под ред. докт. хим. наук Н.П. Апухтиной., – X: Химия. – 1973. – 304 с.